

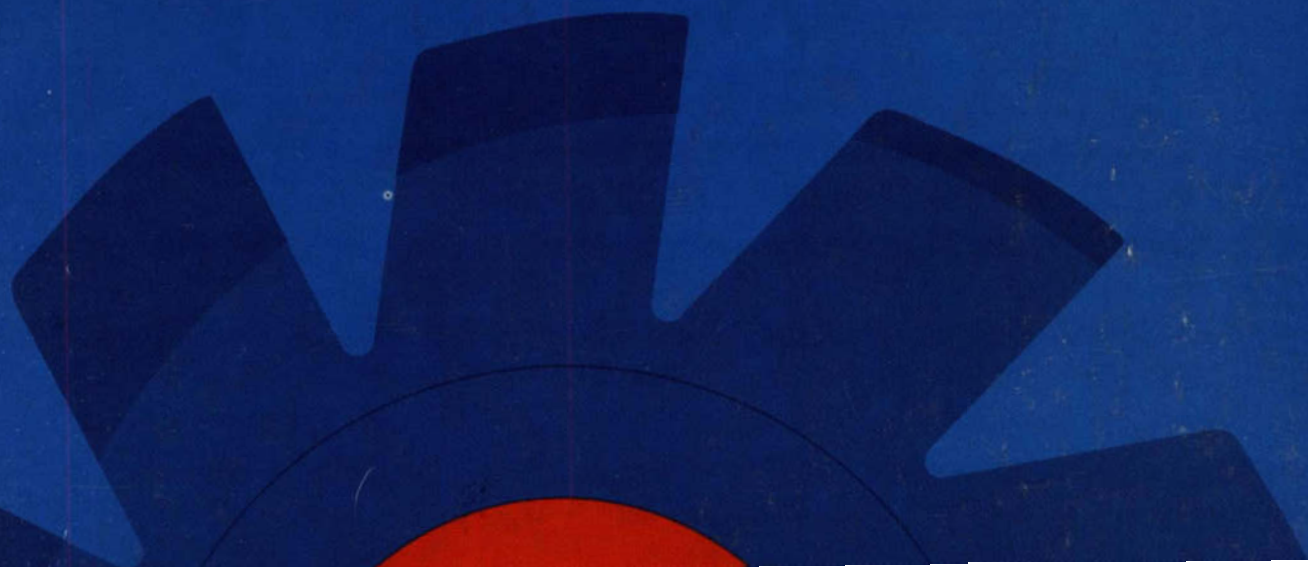
POLITECHNIKA KOSZALIŃSKA

**Z E S Z Y T Y
N A U K O W E
W Y D Z I A Ł U
M E C H A N I C Z N E G O
N R 28**

0100

**Poliptymalizacja
i Komputerowe Wspomaganie Projektowania**

MIELNO 2001



Politechnika Koszalińska
Katedra Systemów Sterowania

ZESZYTY NAUKOWE WYDZIAŁU MECHANICZNEGO

Prace XIX Ogólnopolskiej Konferencji

POLIOPTYMALIZACJA
I KOMPUTEROWE WSPOMAGANIE PROJEKTOWANIA
MIELNO 2001

Koszalin–Mielno 5–8 czerwca 2001

ZESZYTY NAUKOWE WYDZIAŁU MECHANICZNEGO NR: 28

ISSN 1640-4572

Materiały recenzowane

Redaktor

Wojciech Tarnowski

Wydanie materiałów dofinansowane przez KBN

Wydawnictwo Uczelniane Politechniki Koszalińskiej
75-620 Koszalin, ul. Raławicka 15-17, tel. (094) 34-27-881

2001, wyd. 1, ark. wyd. 27,8, nakład 150 egz., format B-5
Druk: INTO-DRUK Koszalin

KOMITET OPINIODAWCZY

przewodniczący

prof. dr hab. inż. Wojciech TARNOWSKI Politechnika Koszalińska

członkowie

prof. dr hab. inż. Andrzej AMELJAŃCZYK WAT Warszawa
prof. dr hab. inż. Krzysztof ARCZEWSKI Politechnika Warszawska
dr inż. Jerzy BALICKI Akademia Marynarki Wojennej
dr hab. inż. Zbigniew BANASZAK Politechnika Zielonogórska
prof. dr hab. inż. Andrzej GARBACIK Politechnika Krakowska
prof. dr hab. inż. Krzysztof GOŁOŚ Politechnika Warszawska
prof. dr hab. inż. Wiesław GRZESIKIEWICZ Politechnika Warszawska
prof. dr hab. inż. Jakub GUTENBAUM Instytut Badań Systemowych PAN
prof. dr hab. inż. Jerzy HONCZARENKO Politechnika Szczecińska
prof. dr hab. inż. Stefan JENDO IPPT PAN Warszawa
dr hab. inż. Ignacy KALISZEWSKI Krajowy Depozyt P. Wartościowych
dr inż. Tomasz KICZKOWIAK Politechnika Koszalińska
dr hab. inż., prof. P.P., Zbigniew KIERZKOWSKI Politechnika Poznańska
prof. dr hab. inż. Ewa KLONOWSKA-PROSNAK I. Oceanologii PAN, Sopot
prof. dr hab. inż. Michał KNAUFF Politechnika Warszawska
prof. dr hab. inż. Witold KOSIŃSKI IPPT PAN Warszawa
dr hab. inż., prof. PK Tomasz KRZYŻYŃSKI Politechnika Koszalińska
prof. dr hab. inż. Ludomir LAUDAŃSKI Politechnika Rzeszowska
doc. dr hab. inż. Marek LIBURA Instytut Badań Systemowych PAN
prof. dr hab. inż. Stefan MILLER Politechnika Wrocławska
dr inż. Jerzy MONTUSIEWICZ Politechnika Lubelska
dr hab. inż., prof. PG Antoni NEYMAN Politechnika Gdańska
Prof. dr hab. inż. Wojciech OSMÓLSKI Politechnika Poznańska
dr hab. inż. , prof. PP, Marian OSTWALD Politechnika Poznańska
prof. dr hab. inż. Andrzej OSYCZKA Politechnika Krakowska
dr hab. inż. Witold PACZKOWSKI Politechnika Szczecińska
dr hab. inż., prof. PW, Jerzy POKOJSKI Politechnika Warszawska
doc. dr inż. Jerzy PUŁACZEWSKI Politechnika Warszawska
prof. dr hab. inż. Ryszard ROHATYŃSKI Politechnika Zielonogórska
dr inż. Edward RÓJ Instytut Nawozów Sztucznych Puławy
prof. dr hab. inż. Leonard RUNKIEWICZ Instytut Techniki Budowlanej
dr inż. Bogusław J. SIWEK Politechnika Gdańska
prof. dr hab. inż. Bogdan SKALMIERSKI Politechnika Częstochowska
prof. dr hab. inż. Roman SŁOWIŃSKI Politechnika Poznańska

prof. dr hab. inż. Józef SZALA
prof. dr hab. inż. Tomasz SZAPIRO
prof. dr hab. inż. Włodzimierz ŚWIDERSKI
prof. dr hab. inż. Czesław SZYMCZAK
prof. dr hab. inż. Ryszard TADEUSIEWICZ
dr inż. Wiesław TAREŁKO.
dr hab. inż., prof. AGH Konrad WALA
prof. dr hab. inż. Zenobia WEISS
prof. dr hab. Andrzej WIERZBICKI
dr inż. Bogdan WILCZYŃSKI
prof. dr hab. inż. Józef WOJNAROWSKI
prof. dr hab. inż. Jerzy WRÓBEL
prof. dr hab. inż. Mirosław ZABOROWSKI

Akademia Techniczno–Rolnicza
Szkola Główna Handiowa
Politechnika Łódzka
Politechnika Gdańska
Akademia Górniczo–Hutnicza
WSM Gdynia
Akademia Górniczo–Hutnicza
Politechnika Poznańska
Politechnika Warszawska
Politechnika Koszalińska
Politechnika Śląska
Politechnika Warszawska
Politechnika Śląska

SPIS TREŚCI

Adameczyk R., Łodygowski T. <i>Weryfikacja modelu konstytutywnego betonu w symulacjach numerycznych przy nagłych obciążeniach</i>	13
Arendt R. <i>Model matematyczny dwustopniowego sprzęgła ciernego i podatnego</i>	21
Balicki J. <i>Elitarystyczny algorytm ewolucyjny do optymalizacji przydziału zadań</i>	29
Bałasz B., Kacalak W., Królikowski T. <i>Wybrane metody symulacji procesu szlifowania</i>	37
Berkowski P., Szolomicki J. <i>Przykład zastosowania metody ewolucyjnej optymalizacji konstrukcji</i>	45
Betler J., Ociepa Z., Zajkowski K. <i>Katedralna sieć sterowania przemysłowego</i>	51
Borowiecki T. <i>Planowanie zleceń produkcyjnych z wykorzystaniem CLP</i>	59
Cała T., Brzyski T., Gołoś K. <i>Komputerowo wspomagana ocena trwałości zmęczeniowej dla złożonego stanu obciążenia</i>	69
Cichocki K., Ruchwa M. <i>Odpowiedź dynamiczna płyty betonowej obciążonej wybuchem</i>	75
Cichocki Z., Grzyb A. <i>Identyfikacja parametrów nieliniowego podłoża toru kolejowego</i>	83
Dolata L., Walkowiak R. <i>Przetwarzanie wektorowe w komputerowym wspomaganie projektowania dla problemu rozkroju</i>	93
Fligiel M. <i>Przykład projektowania optymalnej struktury elementów konstrukcyjnych w płaskim stanie naprężenia</i>	101
Furmanik K., Skowron J. <i>Wpływ wybranych parametrów na dynamikę hamulca szynowego</i>	109
Gil K. <i>Wstęp do optymalizacji schematu na podstawie zawartości bazy danych</i>	117
Grzesikiewicz W., Wakulicz A. <i>Dynamika układów mechanicznych z więzami nieholonomicznymi</i>	125

Grzyb A., Kowalski M. <i>Optymalne parametry konstrukcyjne czterowahaczowego zawieszenia samochodowego z dodatkowym łącznikiem</i>	133
Grzyb A., Struski J. <i>Modelowanie przypadkowych nierówności geometrycznych w dynamice pojazdów lądowych</i>	141
Hien T.D. <i>Komputerowa analiza dynamicznej wrażliwości konstrukcji</i>	149
Kaliszewski I. <i>Pozyskiwanie informacji o efektywnych ocenach przed ich jawną identyfikacją</i>	157
Kania L. <i>Wpływ deformacji plastycznych na charakterystyki zastępcze waleczków łożyskowych w łożyskach wieńcowych</i>	165
Kęsy A., Kądziała A. <i>Model matematyczny do optymalizacji napędu hydrokinetycznego</i>	173
Kęsy Z. <i>Optymalne zastosowania napędów hydrokinetycznych</i>	179
Klosov A. <i>Mechanizmy adaptacji w informacyjnych portalach korporacyjnych</i>	187
Knauff A., Olędzka D. <i>Optymalizacja zginanych przekrojów żelbetowych</i>	197
Kniat A. <i>Ocena efektywności hybrydowego algorytmu automatycznego trasowania rurociągów w przestrzeni trójwymiarowej na przykładzie siłowni okrętowej</i>	205
Kopciewicz A. <i>Optymalizacja podstawowych drgań własnych słupa stalowego</i>	213
Kwiesielewicz M., Van Uden E. <i>Zastosowanie entropii Shannona do określenia ważności atrybutów w AHP</i>	221
Laudański L., Morawiec R. <i>Iteracyjna metoda mocy – I</i>	227
Łodziński A. <i>Użycie funkcji osiągnięcia w sterowaniu wielokryterialnym procesem wieloetapowym</i>	235
Malinowska A. <i>Nieistotne funkcje ocen w zadaniach optymalizacji wektorowej</i>	241

Montusiewicz J. <i>O szczególnym przypadku wyznaczania podzbioru rozwiązań reprezentatywnych</i>	249
Olędzka D., Węglarz A <i>Propozycja metody polioptymalnego wyboru inwestycji termomodernizacyjnych</i>	257
Paczkowski W. M. <i>Słabe i mocne zagadnienia satysfakcji</i>	265
Paczkowski W. M., Kęcka–Piotrowska K., Marks W. <i>Wybór projektu termorenowacji budynku mieszkalnego metodą satysfakcji</i>	275
Paczkowski W. M., Minkowska M. <i>Analiza polioptymalizacyjna kratownicy przestrzennej</i>	283
Paczkowski W. M., Silicka E. <i>Identyfikacja modelu obliczeniowego ramy stalowej</i>	289
Pieńkosz K. <i>Kolorowanie wierzchołków grafów z wykorzystaniem randomizacji</i>	297
Rój E. <i>Polioptymalne sterowanie operatywne instalacją kwasu azotowego</i>	305
Rutczyńska–Wdowiak K. <i>Analiza zbieżności procesu identyfikacji modelu matematycznego silnika indukcyjnego z zastosowaniem algorytmu genetycznego</i>	313
Sawiak S. <i>Obliczenia drgań własnych nietypowego układu napędowego statku</i>	321
Sielicki A. <i>Ewolucyjne poszukiwanie rozwiązań z adaptacją operatora mutacji</i>	329
Sienkiewicz Z., Nowakowski M. <i>Wyznaczanie zależności modułu ścinania gruntu od głębokości metodą drgań stacjonarnych</i>	337
Sitek P., Wikarek J. <i>Sposoby zwiększania rozmiarów zadań optymalizacyjnych rozwiązywanych w systemie klasy MRP II</i>	345
Skołud B., Saniuk S., Banaszak Z. <i>System komputerowo wspomaganego planowania przepływu produkcji</i>	351
Skowron J. <i>Badanie szczeliny powietrznej między płozą a szyną w kolejowym hamulcu wirowym</i>	361
Słomiński T., Kwiesielewicz M. <i>Porównanie efektywności wybranych metod prognozowania zapotrzebowania na wodę w miejskich sieciach wodociągowych</i>	367

Sobolewski J. Z. <i>Badania symulacyjne nośności i masy przekładni śrubowych tocznych</i>	375
Staniec I. <i>Określanie grup ryzyka kredytowego przy użyciu drzew klasyfikacyjnych</i>	383
Stępniewski A. A. <i>Strefy robocze maszyn manipulacyjnych</i>	391
Strzelecka N. <i>Optymalizacja zużycia energii w budynku inteligentnym</i>	399
Styp-Rekowski M., Knopik L. <i>Poliptymalizacja łożysk tocznych uwzględniająca losowość wyników eksperymentu</i>	407
Szwed C., Toczyłowski E. <i>Optymalizacja przydziału studentów do specjalności w warunkach elastycznego studiowania</i>	415
Szychiewicz M. <i>Zarządzanie pamięcią w programach komputerowych</i>	423
Wojnarowski J. Zawiślak S. <i>Algorytmy optymalizacji na grafach – przykładowe implementacje w językach programowania</i>	429
Wolny R. <i>Optymalizacja parametrów konstrukcyjnych zespołów wrzecionowych obrabiarek skrawających</i>	437
Żak J., Redmer A., Sawicki P. <i>Optymalizacja wielokryterialna liczebności pracowników w przedsiębiorstwie transportowym</i>	445
Żak J., Włodarczak H., Kiciński M. <i>Wielokryterialna ocena wariantów systemu dystrybucyjnego w oparciu o metody ELECTRE III, ORESTE i MAPPAC</i>	455

CONTENTS

Adamczyk R., Łodygowski T. <i>Concrete constitutive model calibration in numerical simulation under impact loads</i>	13
Arendt R. <i>Mathematical model of two step friction and flexible coupling</i>	21
Balicki J. <i>Elitist evolutionary algorithm for task assignment optimization</i>	29
Bałasz B., Kacalak W., Królikowski T. <i>Method of complex simulation of grinding process</i>	37
Berkowski P., Szołomicki J. <i>An example of evolutionary structural optimisation</i>	45
Betler J., Ociepa Z., Zajkowski K. <i>Industrial control network for education</i>	51
Borowiecki T. <i>Work order planning. CLP approach</i>	59
Cała T., Brzyski T., Goloś K. <i>Computer aided estimation of fatigue life for mixed mode loading</i>	69
Cichocki K., Ruchwa M. <i>Dynamic response of concrete slab to a blast load</i>	75
Cichocki Z., Grzyb A. <i>Identification of nonlinear rail track foundation characteristics</i>	83
Dolata L., Walkowiak R. <i>Vector computation in CAD for cutting stock problem</i>	93
Fligiel M. <i>Example of designing optimal structure consisting of construction elements under plane stress</i>	101
Furmanik K., Skowron J. <i>Influence of selected parameters on a rail brake dynamics</i>	109
Gil K. <i>Introduction to database schema Optimisation based on data analised</i>	117
Grzesikiewicz W., Wakulicz A. <i>Dynamics of mechanical systems with non-holonomic constrains</i>	125
Grzyb A., Kowalski M. <i>Optimal design parameters of four rocker arm car suspension with additional link</i>	133

Grzyb A., Struski J.	141
<i>Modelling of the geometrical random roughness in the land vehicles dynamics</i>	
Hien T.D.	149
<i>Computational analysis of structural dynamic sensitivity</i>	
Kaliszewski I.	157
<i>Eliciting information on efficient outcomes prior to explicitly identifying them</i>	
Kania L.	165
<i>Effect of plastic deformations on equivalent characteristics of rimmed bearing rollers of large diameter bearings</i>	
Kęsy A., Kaździela A.	173
<i>Mathematical model for hydrodynamic transmission system optimization</i>	
Kęsy Z.	179
<i>Optimal selection of hydrodynamic transmission systems</i>	
Kłosov A.	187
<i>Adaptation mechanisms in enterprise information portal</i>	
Knauff A., Olędzka D.	197
<i>Optimisation of reinforced concrete sections subject to bending</i>	
Kniat A.	205
<i>Assessment of efficiency of hybrid algorithm for automatic pipe routing in the three dimensional space in a machinery room of a ship</i>	
Kopciewicz A.	213
<i>Optimization of eigenfrequency of a steel column</i>	
Kwiesielewicz M., Van Uden E.	221
<i>Evaluating attribute significance in AHP using Shannon entropy</i>	
Laudański L., Morawiec R.	227
<i>Iterative method of power – I</i>	
Łodziński A.	235
<i>Using the assessment function in the control of a multistage process</i>	
Malinowska A.	241
<i>Nonessential objective functions in vector optimization problems</i>	
Montusiewicz J.	249
<i>On a particular case of determining a subset of representative solutions</i>	
Olędzka D., Węglarz A	257
<i>Computer– aided thermo–modernisation investment polyoptimal decision</i>	

Paczkowski W. M. <i>The weak and strong satisfaction problem</i>	265
Paczkowski W. M., Kęcka–Piotrowska K., Marks W. <i>The choice of a design for thermal renovation of a living house by satisfaction method</i>	275
Paczkowski W. M., Minkowska M. <i>Polyoptimization analysis spatial truss</i>	283
Paczkowski W. M., Silicka E. <i>Identification of steel frame analytical model</i>	289
Pieńkosz K. <i>Coloring the vertices of a graph with the use of randomisation</i>	297
Rój E. <i>Polyoptimal control of nitric acid plant performance</i>	305
Rutczyńska–Wdowiak K. <i>Analysis of parametric identification convergence of induction motor process with the use of genetic algorithm</i>	313
Sawiak S. <i>Calculations of torsional vibrations of an atypical ship propulsion system</i>	321
Sielicki A. <i>Evolutionary looking for design solutions with adaptable mutation</i>	329
Sienkiewicz Z., Nowakowski M. <i>Determination of shear modulus depth profile of soil by steady–state vibration technique</i>	337
Sitek P., Wikarek J. <i>The solutions of dimension problems of optimization in MRP II systems</i>	345
Skolud B., Saniuk S., Banaszak Z. <i>System for computer–aided production flow planning</i>	351
Skowron J. <i>Reserch of air gap between skid and rail in the railway eddy current brake</i>	361
Słomiński T., Kwiesielewicz M. <i>Comparison of effectiveness of chosen water demand prediction methods in city waterworks companies</i>	367
Sobolewski J. Z. <i>Simulation of axial load rating and mass of the ball screws</i>	375

Staniec I. <i>Qualifying of groups of risk credit at use of classification trees</i>	383
Stępniewski A. A. <i>Working zones of manipulation machines</i>	391
Strzelecka N. <i>Optimization of energy using in an intelligent house</i>	399
Styp-Rekowski M., Knopik L. <i>Polioptimization process of rolling bearings considering randomness of experiment's results</i>	407
Szwed C., Toczyłowski E. <i>Optimization of allocation students to specialities in the course timetabling problem</i>	415
Szychiewicz M. <i>Memory management in computers programs</i>	423
Wojnarowski J. Zawislak S. <i>Graphs' optimization algorithms implmenttions } in some programming languages</i>	429
Wolny R. <i>Optimization of the constructional parameters of machine-tool spindle units</i>	437
Żak J., Redmer A., Sawicki P. <i>The multiobjective optimisation of the staffing problem in the transportation company</i>	445
Żak J., Włodarczak H., Kiciński M. <i>Multiple criteria evaluation of different alternatives of the distribution system</i>	455

CONCRETE CONSTITUTIVE MODEL CALIBRATION IN NUMERICAL SIMULATION UNDER IMPACT LOADS

1 Introduction

In practice, engineers often meet the problem how to estimate the behaviour of structures in case of high strain rates. Usually, the problems seem to be far complex, because there is no possibility of carry out any experimental researches in real scale due to economic reasons or difficulties in measuring required values. In these cases the engineering design could be strongly supported by the method of computer simulation.

Among other problems to be solved like building discrete model of such simulation, the fundamental importance has been focused on constitutive modelling. Due to highly nonlinear, rate-dependent behaviour of plain concrete, adoption of any model in the analysis is relatively complex and its application into finite element computer code is difficult. Some comments and considerations concerning various aspects of numerical simulations of such phenomena were presented by Cichocki *et al.* [3].

To investigate complex engineering concrete structures under impact loading it is necessary to formulate proper constitutive model of the material. Quantitatively, it is easy to observe, in known laboratory experiments, that model should depend on strain rates and include the failure criteria. It seems to be relatively easy to verify constitutive properties using uniaxial tests. This test can also serve to calibrate the constitutive parameters. The numerical simulation strongly supports this process. The procedure we propose for solving complex engineering problems using simple uniaxial laboratory tests is illustrated in box schema in Figure 1.

The goal of the study is to verify the constitutive properties using uniaxial test (the impact test setup is schematically shown in Figure 2.) This test can serve for calibration of the constitutive parameters, which then could be later used, in more complex structural, boundary value problems.

Finally, we have proposed new rate dependent, elastic-plastic including tensile failure criterion, constitutive model for concrete. The base for estimating rate dependent characteristics for concrete, were the static characteristics given in [2] and experimental equations proposed in [4]. The rate dependence was taken into consideration as an increase of strength, elastic modulus and strain dependent on strain rate. The proposed numerical model was used to investigate the response of plain concrete cylinder specimen under uniaxial compression test reported in [2].

Results for two different concrete classes: 30 and 50 MPa with strain rates: 9 s^{-1} , 5.2 s^{-1} and 5.6 s^{-1} of experiment [2] and numerical simulation were compared. The results for static test were also compared.

2 Experimental motivation

Specimens were of cylindrical shape with diameter of 101.6 mm and height of 254 mm. Two mixes of concrete considered: 30 MPa and 50 MPa. Quasi static tests took between 300 and 350 s before maximum strength was reached. The impact load was applied by drop of the mass on specimen.

* Politechnika Koszalińska, ul. Raclawicka 15-17, 75-620 Koszalin, adamczyk@tu.koszalin.pl

** Politechnika Poznańska, ul. Piotrowo 5, 60-965 Poznań, Tomasz.Lodygowski@put.poznan.pl

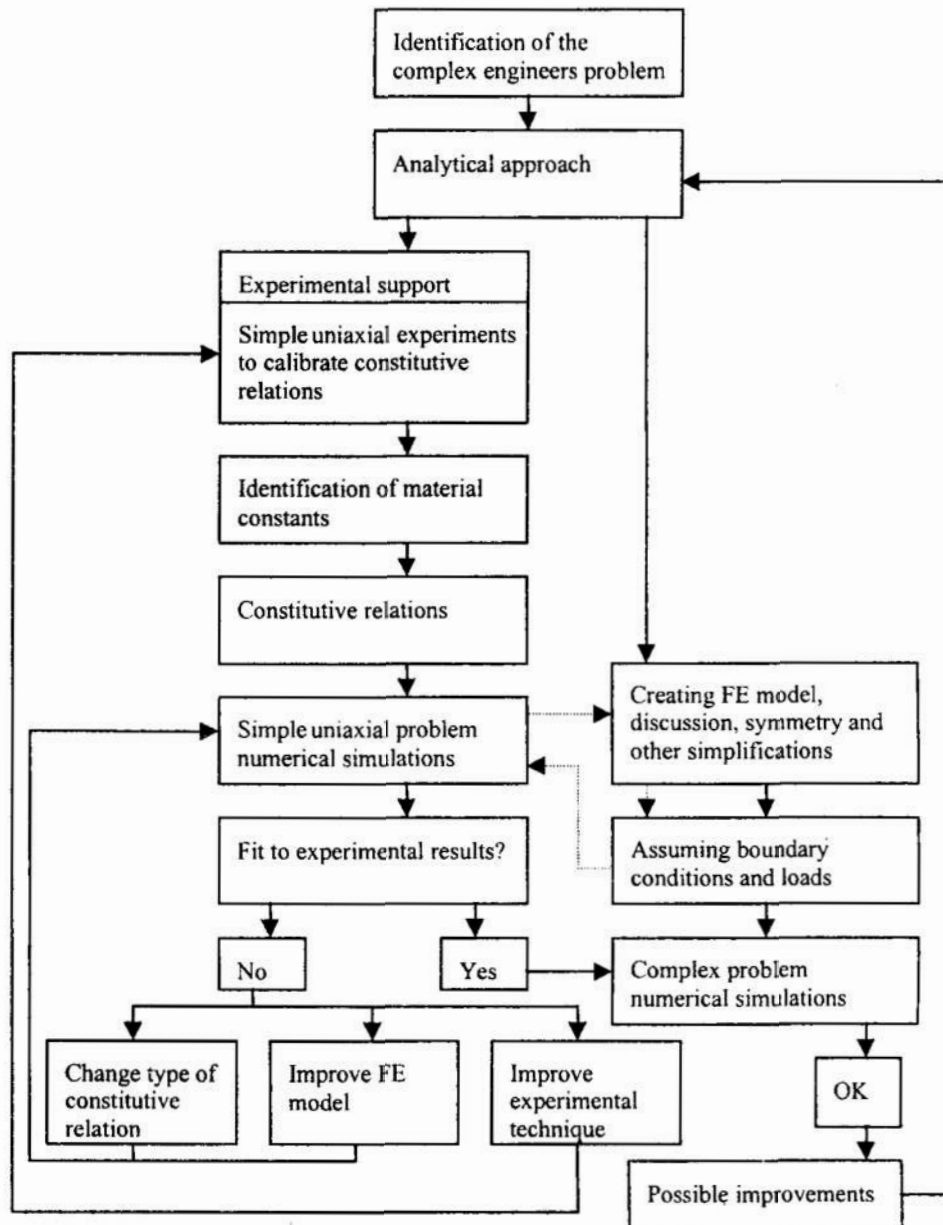


Fig. 1. Procedure of the analysis in box schema
Rys. 1. Schemat blokowy analizy

Specimens were loaded between rigid plates, and a constant rate of displacement was maintained during testing using an RDP servocontrolled closed-loop loading system to control movement of the loading platen.

Deformation was measured with two axial and two circumferential PL-60 strain gauges (60 mm gauge length) placed diametrically opposite one another, respectively, in the central zone of the cylinder. Load and strain gauge deformation readings were recorded at specific intervals during continuous application of the loading system. Stress was then calculated by dividing the measured load with the initial cross-section area of specimen. Impact tests were loaded to failure within 300 – 450 μ s with the drop hammer machine shown schematically in Figure 2 (for details see [6]). The 31.6 kg mass was used in impact tests at velocities 8 – 8.35 m/s and the 78.3 kg mass was used at velocities of 5 – 5.5 m/s. The deformation of concrete were measured with strain gauges in a manner similar to that described for static tests.

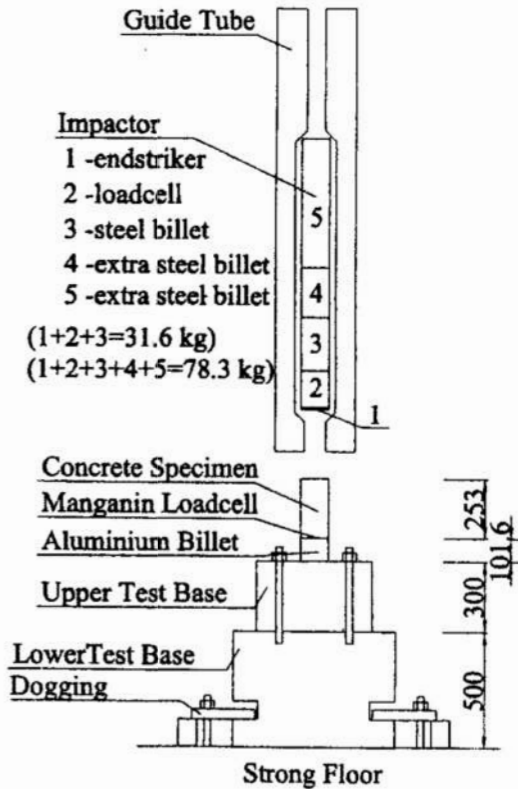


Fig. 2. Schematic view of impact test setup
Rys. 2. Widok stanowiska pomiarowego

3 Experimental achievements

In dynamic strain response of the concrete the increase of dynamic values of elasticity modulus due to static elasticity modulus is observed. Strains corresponding to dynamic strength also change due to static strains. Experimental results show that these values increase as the level of strain rate increases. The changes can be described by experimental equations (1) and (2) [5]:

$$\frac{E_{bt}^d}{E_{bt}^{st}} = 1.061 + 0.0464 \cdot \log(\dot{\epsilon}) + 0.00683 \cdot (\log \dot{\epsilon})^2, \quad (1)$$

$$\frac{\epsilon_R^d}{\epsilon_R^{st}} = 1.08 + 0.112 \cdot \log(\dot{\epsilon}) + 0.0193 \cdot (\log \dot{\epsilon})^2. \quad (2)$$

The factor of dynamic strength increase taken into consideration in this analysis is described by:

$$k_d = \frac{R_b^d}{R_b^{st}}. \quad (3)$$

The factor was experimentally appointed [4] and has satisfactory conformity in strain rates: $\dot{\epsilon} = \{10^{-5} \text{ s}^{-1} \div 100 \text{ s}^{-1}\}$;

$$k_d(\dot{\epsilon}) = 1.53 + 0.21 \cdot \log \dot{\epsilon} + 0.021 \cdot (\log \dot{\epsilon})^2, \quad (4)$$

where:

E_{bt}^d – Initial tangential dynamic elasticity modulus

Analogue-to-digital transient recorders were used to record load and strain at $5 \mu\text{s}$ intervals (200 kHz sampling frequency). Axial compressive stress was measured at the base of the concrete specimens using a thin pressure load cell designed to minimise errors caused by stress – wave reflection within the load cell. The pressure load cell consisted of manganin foil pressure gauges embedded in a very thin layer of epoxy resin and sandwiched between two 5 mm thick aluminium plates.

E_{bt}^{st} – Initial tangential static elasticity modulus

R_b^d – Concrete dynamic compressive strength

R_b^{st} – Concrete static compressive strength

ϵ_R^d – Strain corresponding to dynamic compressive strength

ϵ_R^{st} – Strain corresponding to static compressive strength

4 Numerical modelling, discretisation and boundary conditions

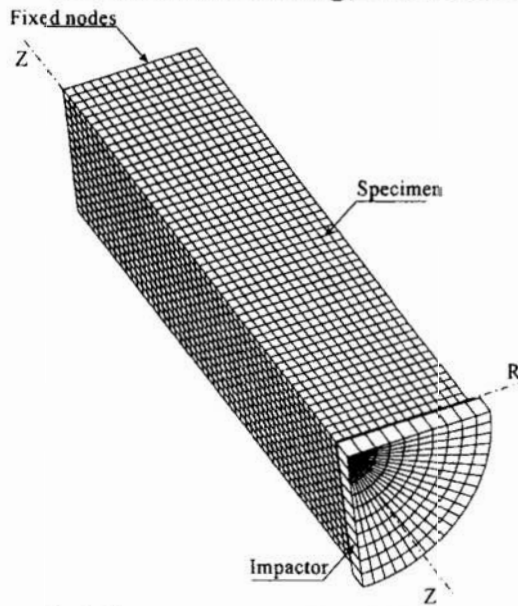


Fig. 3. Schematic view of modelled mesh (axisymmetric angle = 90°)

Rys. 3. Schemat wymodelowanej siatki (1/4 układu)

The problem was defined as an axisymmetric in the environment of FEM code ABAQUS Explicite (for dynamic task) and Standard (for static task) [1], Figure 3. Four nodes, bilinear axisymmetric, quadrilateral elements with reduced integration and hourglass control (CAX4R), were used to define the geometry of the specimen. The analysis of the influence of the mesh refinement on results was carried out. Five different cases were considered: mesh 9x20 (180 elements), 9x50 (450 elements), 15x50 (750 elements), 15x100 (1500 elements) and 29x100 (2900 elements). After results comparison, the mesh 15x50 (750 elements) was chosen and taken to further analysis. To simplify relation between specimen and base, pure fixing was put in place of whole test base. Additional constraints had to be used on axis of symmetry Z to fulfil axisymmetry conditions.

5 Characteristic of impact loading

Concrete specimen was given to dynamic loads by element called „impactor”. Impactor has the same dimensions in all simulations and was defined in the same way that specimen. The change of mass of this impactor was assumed as a change of its density. The impact load was defined as an initial condition – velocity on all nodes of the impactor. Gravity was also added. Between specimen and impactor contact conditions was assumed. The contact was implemented between slave nodes of specimen and master surface of impactor. Between specimen and impactor a gap of 1 mm was created to observe close up phenomenon. Mass of 31.6 kg was dropped on the specimen of concrete 30 MPa and concrete 50 MPa at the average velocities of 8.2 m/s and 5.3 m/s, the impact test rates were estimated as 9.0 s⁻¹ and 5.2 s⁻¹. The mass of 87.3 kg was dropped on concrete 50 MPa at the average velocity of 5.3 m/s, the impact test rate was estimated as 5.6 s⁻¹.

In static tests concrete specimens subjected by loads approximately equal to compression strength. No impactor was used. The load was defined as a distributed and put straight into specimen. Concrete 30 MPa and 50 MPa were tested under static loads.

6 Constitutive assumptions

Concrete constitutive model taken into impact simulation was elastic – plastic with tensile strength failure criterion. The base for estimating elastic – plastic characteristics was static $\sigma - \varepsilon$ behaviour changed due to experimental equations (1 – 4). The equations were solved for estimated in tests impact rates. The failure criterion was defined as tensile strength of the concrete in perpendicular direction to compressive load direction. The assumption of this model is that after meeting failure criterion, deviatoric stress components are set to zero and remain zero for the rest of the calculation, and pressure stress is limited by the hydrostatic cutoff stress [1]. In static simulation no failure criteria was applied.

7 Results of computations

Among others, the values taken in comparisons were $\sigma - \varepsilon$ characteristics for impact and static tests. Figure 4 shows characteristics $\sigma - \varepsilon$ for numerical test compared with lab experiment obtained by Bischoff and Perry [2]. The values were determined as the sum of reaction forces in contact nodes of impactor, versus displacement of the contact nodes of the specimen converted due to specimen length.

Compared characteristics $\sigma - \varepsilon$ show differences between tests and numerical simulations. Mostly this is caused by differences in assumptions that were made. The authors of the tests try to avoid wave propagation phenomenon in tests using pressure load cell. In numerical simulation we defined no cell, but full fixing of the specimen. The assumption was made because of impossibility of eliminating these effects at all using any cell. The real value of wave phenomenon in experimental tests then is impossible to estimate. The characteristics $\sigma - \varepsilon$ in test are also doubtful, especially the initial parts of them, where there is no any part pointing longitudinal stress wave reflection. In numerical simulation the first peak shows reflecting phenomenon of the longitudinal stress wave (Figure 4.), it reflects from the fixing in a very short time. This peak may be easily estimated in time by formula (5):

$$v = \sqrt{\frac{E}{\zeta}}, \quad (5)$$

where: v – wave velocity, E – initial tangent modulus, ζ – density. By the assumption constant wave velocity and having specimen length, it is easy to estimate time when the wave is reaching the fixed end of the specimen. The height of this peak is dependent on elastic modulus and density of the material, what we can see at the Figure 4., and it doesn't depend on value of the striking mass.

The curves of lab tests seem to be interpretation of discrete results where wave phenomenon could not be noticed at all, while numerical curves show continuous in time behaviour of the material. In numerical tests the stress was measured as an average reaction force of the impactor on the specimen cross section. In lab tests this was estimated on the base of an average specimen strain. In experiments the rates of deformation are estimated globally (using size of the specimen) at the beginning of the dynamic process, while in computations we discovered the important local differences as an effect of wave propagation and reflection. In spite of these differences the maximum levels of stresses, in lab tests and numerical simulation after peak part, oscillate around similar values.

The experiments assumed that strain rate was constant and has a certain value for which the test was carried out. It was also assumed constant for the formulation of the problem: (1, 2, 3 and 4). However numerical analysis shows that this rate significantly varies in time.

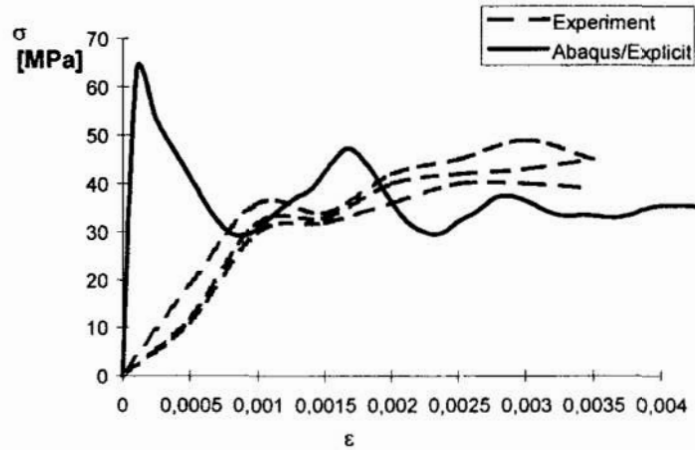


Fig. 4. Characteristics $\sigma - \varepsilon$ for concrete 30 MPa, impactor mass = 31.6 kg, initial velocity of impactor $v_o = 8.2$ m/s, estimated lab test strain rate 9[1/s]

Rys. 4. Charakterystyka $\sigma - \varepsilon$ dla betonu 30 MPa, masa uderzeniowa = 31.6 kg, prędkość początkowa masy $v_o = 8.2$ m/s, szacunkowa prędkość odkształceń 9[1/s]

Figure 5 shows the function of strain rates in the chosen case versus time. The maximum values of strain rates differ a bit from the assumed. The accuracy of measuring this value in experimental tests is doubtful. Where average strain rate is counted on the base of measured deformations in time due to strain gauge placed in the middle of the specimen on its surface. In simulation an average as a sum of the nodes displacement in whole cross section in the middle of specimen was considered in time. These rates taken in different cross sections of the specimen show differences, generally the diagram has the same shape but the values differ. This may point on strongly local phenomenon of strain rate [7], what negates statement found in paper [2] about the level of average strain rate.

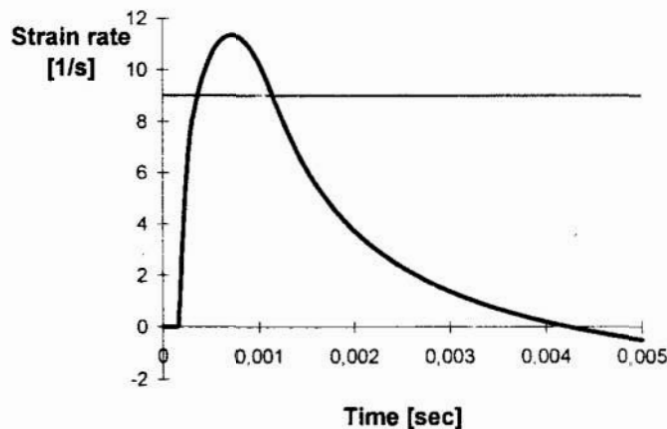


Fig. 5. Strain rate for concrete 30 Mpa, impactor mass = 31.6 kg, initial velocity of impactor $v_o = 8.2$ m/s estimated lab test strain rate 9[1/s]

Rys. 5. Prędkość odkształceń dla betonu 30 MPa, masa uderzeniowa = 31.6 kg, prędkość początkowa masy $v_o = 8.2$ m/s szacunkowa prędkość odkształcej 9[1/s]

Static numerical tests show good accuracy with experimental tests but differences can be still noticed, Figure 6. The stress in characteristic was obtain as a reaction force in fixed end of the specimen converted to its cross section, and strain was computed as an average displacement of nodes on the loaded edge converted to specimen length. The differences in characteristics may be caused by discrete and surface-like

experimental test. The strain gauges in experimental tests were put on the surface of the specimen and values were taken in discrete way, while in numerical test the average value in cross section was consider in continuous way. In spite of these differences the maximum values of stresses are similar in both cases. Numerical static tests consider constitutive concrete models without any failure criterion this may be also an important factor causing differences.

8 Conclusions

Concrete is the one of the engineering materials, that subjected to high rates of loading, usually associated with impacts, shows the increase of value of elastic modulus, compressive strength and values associated with them.

The differences in experimental and numerical tests are caused by simplifications taken in assumptions of the experiment and the way of interpreting results. In this lab test all expected wave character of phenomenon was omitted because of discrete type of obtained results. In numerical simulation wave character is strongly noticed. The measured values vary, what is not taken into consideration in the lab tests. The second drawback of interpreting of lab test is the local type of some counted values, which are considered as average. Numerical simulation approaches to these values but it can be easily proved that these values taken in different place of specimen significantly differ. The main in experiment value – strain rate was treated as a constant and average in whole specimen. Numerical simulation shows, that it is variable in time and has local character, taken in different cross section of specimen will show different value.

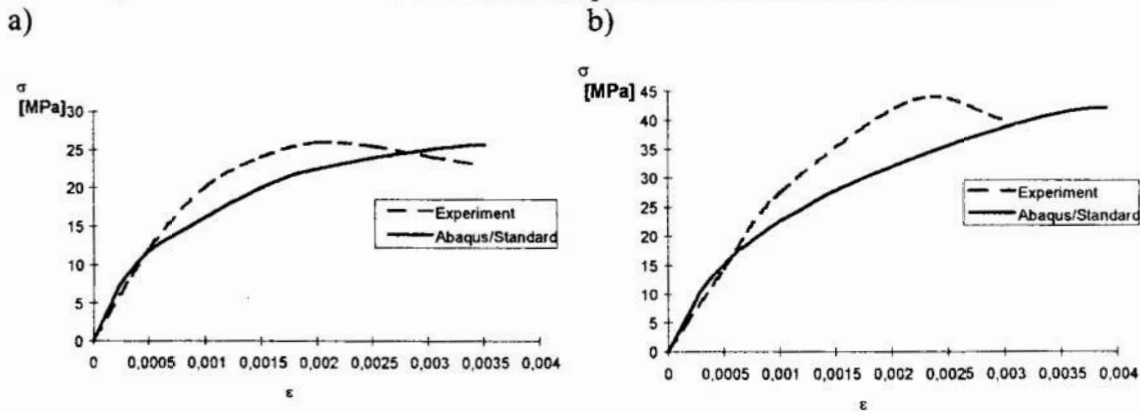


Fig. 6. Diagram $\sigma - \varepsilon$, static test: a) for concrete 30 MPa, b) for concrete 50 MPa
Rys. 6. Wykres $\sigma - \varepsilon$, test statyczny: a) dla betonu 30 MPa, b) dla betonu 50 MPa

The comparison of these two tests (experimental and numerical) gives us an answer how difficult is to carry out the reliable experimental test. However this simple uniaxial test is reliable enough to claim that the aim of calibration of constitutive concrete model in impact load was achieved. The constitutive model calibrated in this way may be used to solve more complex engineering problems [8].

Numerical simulation is more flexible, more comfortable, cheaper and requires less financial efforts than experimental tests.

Laboratory tests should be strongly supported by numerical analysis to avoid mistakes in interpreting of some of the results. There is a need to carry out numerical analysis before laboratory tests to show details of changes of response of the construction or material to create the proper project of laboratory tests.

References

1. ABAQUS 5.8 *Manuals*. Hibbit, Karlson & Sorensen Inc., 1999.
2. Bischoff P. H. and Perry S. H.: *Impact behavior of plain concrete loaded in Uniaxial compression*. Journal of Engineering Mechanics, pp 685–693, Vol. 121, No. 6, June, 1995.
3. Cichocki K., Adamczyk R., Ruchwa M.: *Material modelling for structures subjected to impulsive loading*. Computer Assisted Mechanics and Engineering Sciences, 6: 231–244, 1999.
4. Szcześniak Z.: *Modelowanie zachowania dynamicznego konstrukcji podziemnych w warunkach działania powietrznej fali uderzeniowej*. WAT Warszawa 1999.
5. Soroushian P., Choi K.B., Alhamad A.: *Dynamic constitutive behaviour of concrete*. J. ACI, Vol. 83, No. 2, pp 251–259, March–April, 1986.
6. Perry S. H., Bischoff P. H.: *Measurement of the compressive impact strength of concrete using a thin loadcell*. Mag. of Concrete Res., 42(151), 75–81, 1990.
7. Glema A., Łodygowski T., Perzyna P.: *Interaction of deformation waves and localization phenomena in inelastic solids*. Computer methods in applied mechanics and engineering, 183 pp 123 – 140, 2000.
8. Bąk G., Stolarski A.: *Analiza nieliniowa prętowych ustrojów żelbetowych obciążonych impulsowo*. PAN, Warszawa 1990.

Summary

The aim of this presentation is to reproduce in computations the experimental results of behaviour of concrete cylinder specimen loaded by compression impact, studied by P.H. Bischoff and S.H. Perry [2]. The reported investigation is also focused on creation of constitutive relation for concrete dependent on strain velocities. The accuracy of the numerical results was studied and compared with the experiment. The new model, calibrated for this simple laboratory test, may be used in numerical simulations of more complicated impact loaded concrete elements. The analysis was carried out in the environment of ABAQUS finite element code [1].

WERYFIKACJA MODELU KONSTITUTYWNEGO BETONU W SYMULACJACH NUMERYCZNYCH PRZY NAGŁYCH OBCIĄŻENIACH

Streszczenie

Celem niniejszej pracy jest porównanie wyników analizy numerycznej zachowania się betonowej próbki cylindrycznej poddanej dynamicznemu ścisaniu z wynikami laboratoryjnymi uzyskanymi przez P.H. Bischoff'a i S.H. Perry'ego [2]. Badania te są ukierunkowane na tworzenie zależności konstytutywnych dla betonu uzależnionych od prędkości odkształceń. Poprawność teoretycznych założeń konstytutywnych została zweryfikowana z wynikami eksperymentu. Zaproponowano nowy model, wykalibrowany na tym, prostym doświadczeniu. Model ten może służyć do wykonywania symulacji dla bardziej złożonych układów geometrycznych. Analiza została przeprowadzona w środowisku ABAQUS.

Referat recenzowany

MODEL MATEMATYCZNY DWUSTOPNIOWEGO SPRZĘGŁA CIERNEGO I PODATNEGO

1 Wstęp

Projektowanie systemów energetycznych statku wymaga analizy jakościowej i ilościowej w stanach statycznych i dynamicznych systemu, gdzie bardzo przydatne mogą być badania symulacyjne [6, 7]. Celowa jest taka organizacja struktur modeli elementów składowych systemu, aby można je było łączyć bezpośrednio ze sobą zgodnie z przyjętą konfiguracją systemu energetycznego. Automatyzacja zestawiania modeli symulacyjnych systemów energetycznych w oparciu o schematy i opisy projektowe [2, 3, 7] narzuca wymogi zachowania zgodności topologicznej schematu projektowego z tworzoną strukturą modelu symulacyjnego [2].

Tworzenie modelu symulacyjnego systemu energetycznego musi uwzględniać zależności przyczynowo – skutkowe między jego kolejnymi elementami składowymi. Między modelami elementów „wymieniane” są zmienne stanu, które warunkują poprawny opis przyczynowo – skutkowy. Dobór struktur modeli elementów składowych systemu polega w głównej mierze na określaniu zbioru przekazywanych do innych modeli zmiennych stanu. Przyjęcie w modelach podsystemu napędowego jako zmienne stanu momentów obrotowych i dróg kątowych jest bardzo wygodne – uzyskuje się opis czwórnikowy elementów przenoszących energię mechaniczną. Przy badaniach symulacyjnych podsystemów napędowych proste jest określenie przebiegów naprężeń skręcających wały poszczególnych elementów i sprawdzanie warunków przekraczania wartości dopuszczalnych. Prędkości obrotowe i przyspieszenia kątowe wynikają ze zmian drogi kątovej w czasie i łatwo je wyznaczyć stosując człony różniczkujące.

Opis matematyczny sprzęgła ciernego i podatnego dla założonych zmiennych stanu jest dość kłopotliwy, ponieważ droga kątowa wału wyjściowego sprzęgła zależy od sterowania binarnego i stanów pracy sprzęgła.

W referacie przedstawiono model matematyczny dwustopniowego sprzęgła ciernego i podatnego, które stosowane jest w okrętowych podsystemach napędowych. Omówiono strukturę modelu zredagowaną w środowisku programu Simulink–Matlab oraz zaprezentowano wybrane badania symulacyjne podsystemu napędowego statku.

2 Nieliniowy model matematyczny sprzęgła ciernego i podatnego

Rozważany jest model sprzęgła ciernego dwustopniowego, sterowanego hydraulicznie, powiązanego ze sprzęgłem podatnym skrzętnie [4, 5].

Wejściami modelu są:

m_{pl} – moment przenoszony przez wał wejściowy sprzęgła,

ε_{j+1} – droga kątowa wału odbiornika energii,

* Katedra Automatyki Wydział Elektrotechniki i Automatyki Politechniki Gdańskiej, Gdańsk,
ul. G. Narutowicza 11/12, rarendt@ely.pg.gda.pl

b_z, b_w – sygnały załączenia i wyłączenia sprzęgła w postaci zmiennych logicznych;
 $b_z = 1$ – sprzęgło włączone,
 $b_w = 1$ – sprzęgło wyłączone.

Model ma wyjścia: m_{p2} – moment przenoszony z wału wyjściowego sprzęgła do odbiornika energii, ε_{sp1} – droga kątowa wału wejściowego sprzęgła.

Dynamikę wału wejściowego można opisać zależnościami (1 – 4), gdzie:

$$T_{sp1} \frac{d\omega_{sp1}}{dt} = m_{p1} - m_c - m_{ts1}, \quad (1)$$

$$m_{ts1} = k_{ts1} \omega_{sp1}, \quad (2)$$

$$\varepsilon_{sp1} = \int_0^t \omega_{sp1}(t) dt, \quad (3)$$

$$m_c = k_{sp1} (\varepsilon_{sp1} - \varepsilon_c), \quad (4)$$

ω_{sp1} – prędkość kątowa wału wejściowego sprzęgła ciernego,
 m_{p1} – moment obrotowy przenoszony przez wał wejściowy sprzęgła,
 m_c – moment obrotowy przenoszony przez sprzęgło,
 m_{ts1} – moment tarcia (strat mechanicznych) wału wejściowego,
 k_{sp1} – współczynnik sprężystości wału wejściowego sprzęgła,

k_{ts1} – współczynnik wzmocnienia momentu tarcia wału wejściowego,

T_{sp1} – stała czasowa związana z masami wirującymi na wale wejściowym,

ε_c – modelowana droga kątowa dla osiągnięcia określonej wartości m_c .

Dynamikę wału wyjściowego z drugą połówką tarczy sprzęgła ciernego i sprzęgłem podatnym opisano następująco (5 – 8), gdzie:

$$m_c - m_{p2} - m_{ts2} = T_{sp2} \frac{d\omega_{sp2}}{dt}, \quad (5)$$

$$m_{ts2} = k_{ts2} \omega_{sp2}, \quad (6)$$

$$\varepsilon_{sp2} = \int_0^t \omega_{sp2}(t) dt, \quad (7)$$

$$m_{p2} = k_{sp2} (\varepsilon_{sp2} - \varepsilon_{j+1}), \quad (8)$$

ω_{sp2} – prędkość kątowa wału wyjściowego sprzęgła,

m_{ts2} – moment tarcia (strat mechanicznych) wału wyjściowego,

k_{sp2} – współczynnik sprężystości wału wyjściowego sprzęgła,

k_{ts2} – współczynnik wzmocnienia momentu tarcia wału wyjściowego,

T_{sp2} – stała czasowa związana z masami wirującymi na wale wyjściowym,

ε_{sp2} – droga kątowa wału wyjściowego sprzęgła,

W sprzęgle ciernym, dwustopniowym sterowanym hydraulicznie moment obrotowy przenoszony przez sprzęgło jest uzależniony od ciśnienia oleju sterującego, różnicy prędkości kątowej obu połówek sprzęgła i momentu przenoszonego przez sprzęgło podatne.

Przy założeniu skokowych zmian ciśnienia oleju sterującego w sprzęgle i stałości spoczynkowego współczynnika tarcia oraz liniowej zależności poślizgowego współczynnika tarcia od różnicy prędkości kątowych połówek sprzęgła, jego pracę można opisać zależnościami:

$$m_c = \begin{cases} 0 & \text{dla } w1 \\ \text{sign}(\omega_{sp1} - \omega_{sp2})m_T + \xi(\omega_{sp1} - \omega_{sp2}) & \text{dla } w2 \\ \text{sign}(\omega_{sp1} - \omega_{sp2})m_{c\max} + \xi(\omega_{sp1} - \omega_{sp2}) & \text{dla } w3 \\ m_h & \text{dla } w4 \end{cases} \quad (9)$$

gdzie: $w1, w2, w3, w4$, – warunki określające przypisanie wartości dla m_c ,

m_T – spoczynkowy moment tarcia przy załączonym I stopniu,

$m_{c\max}$ – spoczynkowy maksymalny moment tarcia sprzęgła na II stopniu,

m_h – moment przenoszony przez sprzęgło podatne.

Warunki określające przypisanie wartości dla m_c zostały zdefiniowane następująco (10 – 13), gdzie:

\cap – iloczyn logiczny,

\bar{b} – negacja wartości logicznej b ,

$$w1 = \bar{b}_z \bar{b}_w, \quad (10)$$

$$w2 = \bar{w1} \cap t_{os} \leq t \leq t_{os} + t_s \cap \omega_{sp1} \neq \omega_{j+1}, \quad (11)$$

$$w3 = \bar{w1} \cap t > t_{os} + t_s \cap \omega_{sp1} \neq \omega_{j+1}, \quad (12)$$

$$w4 = \bar{w1} \cap \omega_{sp1} = \omega_{j+1} \Big|_{t^*} \quad (13)$$

t_{os} – chwila załączenia sprzęgła (programatora ciśnienia),

t_s – czas pracy sprzęgła na I stopniu,

ω_{j+1} – prędkość kątowna wału elementu dołączonego do sprzęgła,

ω_{sp1} – prędkość kątowna wału,

t^* – chwila czasu zrównania się prędkości wału wejściowego i wału wyjściowego.

Moment obrotowy przenoszony przez sprzęgło cierne (4) jest związany z różnicą dróg kątowych wału wejściowego sprzęgła ε_{sp1} i modelowanej drogi kątovej ε_c .

Wartości modelowanej drogi kątovej zdefiniowano następująco (14 – 16):

$$\varepsilon_c = \begin{cases} \varepsilon_{sp1} & \text{dla } w1 \\ \text{sign}(\omega_{sp1} - \omega_{sp2})\varepsilon_T + \xi(\omega_{sp1} - \omega_{sp2}) + \varepsilon_{sp1} & \text{dla } w2 \\ \text{sign}(\omega_{sp1} - \omega_{sp2})\varepsilon_{c\max} + \xi(\omega_{sp1} - \omega_{sp2}) + \varepsilon_{sp1} & \text{dla } w3 \\ \varepsilon^* & \text{dla } w4 \end{cases} \quad (14)$$

gdzie: ε_T – wartość kąta skręcenia sprzęgła podatnego w czasie poślizgu sprzęgła cierneego przy pierwszym stopniu docisku,

$$\varepsilon_T = \frac{m_T}{k_{sp1}} \quad (15)$$

$$\varepsilon_{c\max} = \frac{m_{c\max}}{k_{sp1}}, \quad (16)$$

ε^* – odtworzona droga kątowna wału wyjściowego sprzęgła po zrównaniu się prędkości kątovej wałów sprzęgła,

$\varepsilon_{c\max}$ – wartość kąta skręcenia sprzęgła podatnego w czasie poślizgu sprzęgła cierneego przy drugim stopniu docisku,

ξ – współczynnik tłumienia sprzęgła podatnego.

Wartość odtworzonej drogi kątowej można wyrazić następująco (17 – 18):

$$\varepsilon^* = \varepsilon_{sp2} - \varepsilon_{sp2} \Big|_{\omega_{sp1}=\omega_{sp2}} + \varepsilon_{sp1} \Big|_{\omega_{sp1}=\omega_{sp2}} - \varepsilon_T \Big|_{w2}, \quad (17)$$

$$\varepsilon^* = \varepsilon_{sp2} - \varepsilon_{sp2} \Big|_{\omega_{sp1}=\omega_{sp2}} + \varepsilon_{sp1} \Big|_{\omega_{sp1}=\omega_{sp2}} - \varepsilon_T \Big|_{w3}. \quad (18)$$

Moment przenoszony przez sprzęgło podatne skrętnie jest zależny od kąta skręcenia względem siebie obu połówek sprzęgła. W zależności od rozwiązań konstrukcyjnych najczęściej spotykane charakterystyki statyczne sprzęgieł są liniowe lub zbliżone do funkcji kwadratowej. W prezentowanym opisie przyjęto liniową zależność (8) określającą wartość momentu przenoszonego przez sprzęgło podatne.

3 Redakcja nieliniowego modelu sprzęgła ciernego i podatnego

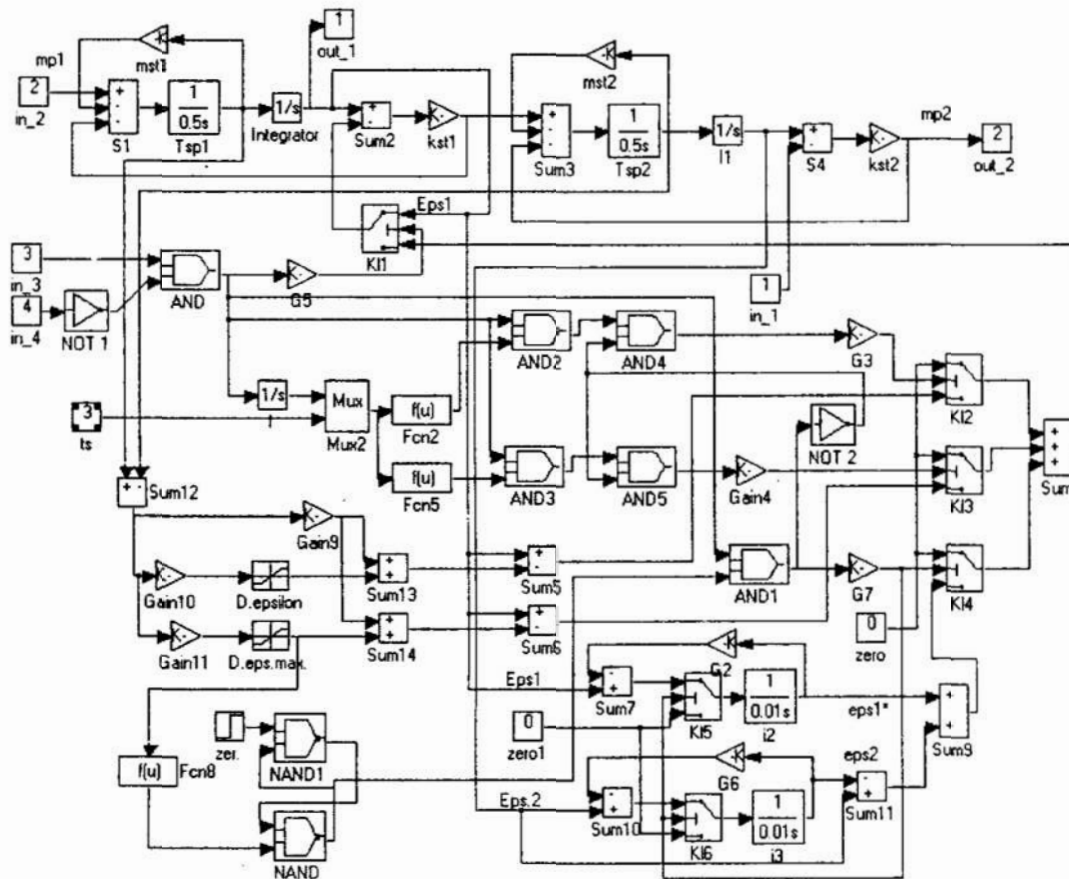
Na podstawie opisu matematycznego zredagowano nieliniowy model sprzęgła ciernego i podatnego w środowisku programu Matlab–Simulink. Strukturę modelu przedstawia rysunku 1.

Moment przenoszony przez sprzęgło (9) odwzorowany jest poprzez przełączanie funkcji (14) za pomocą kluczy analogowych $K11$, $K12$, $K13$ i $K14$. Przy wyłączonym sprzęgle klucz $K11$ zamyka tor drogi kątowej wału wejściowego sprzęgła – brak przenoszenia momentu obrotowego. Przy spełnionym warunku $w1$ (10) klucz $K11$ przełącza tor drogi kątowej na człon sumatora Sum , który sumuje sygnały wyjściowe kluczy $K12$, $K13$ i $K14$. Warunki $w2 - w4$ (11 – 13) wysterowania kluczy są tak ułożone, że w danej chwili czasu załączony jest jedynie jeden klucz, a pozostałe przenoszą wartości zerowe. Warunek $w2$ jest spełniony po załączeniu sprzęgła przez okres czasu t_{os} , przy różnych prędkościach kątowych wałów wejściowego i wyjściowego – pierwszy stopień pracy sprzęgła. Różnica prędkości kątowych wałów jest obliczana w członie sumującym $Sum12$, wzmacniana przez człon proporcjonalny $Gain10$ i ograniczana do wartości ε_T przez człon z nasyceniem $D.epsilon$. Wygenerowana wartość ε_T jest sumowana przez człon $Sum13$ z różnicą prędkości *kątowych wałów przemnożonych przez współczynnik ξ w członie proporcjonalnym $Gain9$. Do sumy sygnałów dodawana jest wartość drogi kątowej wejściowego wału sprzęgła (14). Zamodelowana wartość funkcji podawana jest na klucz $K12$.

Analogicznie modelowana jest praca sprzęgła na drugim stopniu, przy spełnieniu warunku $w3$ (12). Przy modelowaniu pracy sprzęgła na pierwszym i drugim stopniu śledzone są wartości dróg kątowych wału wejściowego i wyjściowego. Człony: sumujący $Sum7$, całkujący $i2$, proporcjonalny $G2$, klucz $K15$ oraz sumujący $Sum10$, całkujący $i3$, proporcjonalny $G6$, klucz $K16$ tworzą układy pamiętające wartości dróg kątowych w chwili przełączenia kluczy (17). Przy spełnieniu warunku $w4$ zostają zapamiętane wartości dróg kątowych wału wejściowego i wyjściowego sprzęgła, a człony sumacyjne $Sum11$, $Sum9$ odwzorowują drogę kątową wału wyjściowego przy braku poślizgu tarczy sprzęgła (17, 18).

Sprzęgło jest obiektem sterowania binarnego – sygnały wejściowe: 1) załączanie sprzęgła, 2) – wyłączanie sprzęgła mają charakter logiczny. Podobnie można traktować warunki spełnienia relacji i zachodzących związków między nimi przedstawionych

w (10 – 13). Z tego względu przy modelowaniu warunków w1 – w4 dogodne było zastosowanie modeli elementów dwustanowych w postaci bramek logicznych. Warunek w1 (10) odwzorowany jest przez człony *NOT1* i *AND*.



Rys.1. Struktura nieliniowego modelu sprzęgła ciernego i podatnego
 Fig.1. The structure of nonlinear model of friction and flexible coupling

Równe wartości prędkości kątowych obu wałów sprzęgła określone są przez relację w członie *Fcn8*. Spełnienie relacji powoduje zmianę stanu przerzutnika zbudowanego na członach *NAND* i *NAND1*. Iloczyn logiczny nie spełnienia *W1*, spełnionej relacji czasowej i niespełnionej relacji równości prędkości kątowych wałów modelowany jest członami *AND1*, *NOT2*, *AND2* i *AND4*.

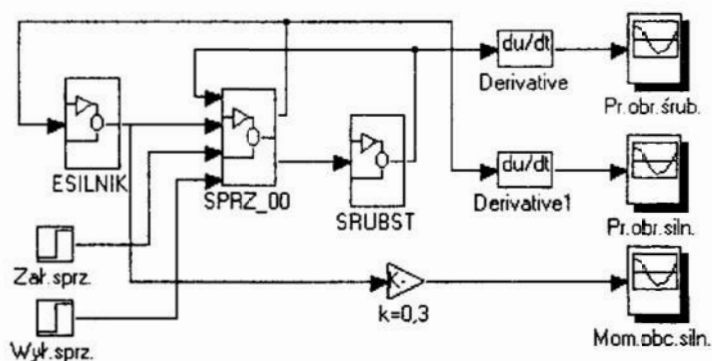
Warunek w4 (13) spełniony jest przy nie spełnieniu warunku w1 i zachodzącej relacji równości prędkości kątowych wałów sprzęgła. Ze względu na obliczenia numeryczne i trudność trafienia w danym kroku symulacji na jednakowe wartości prędkości kątowych wałów sprzęgła przyjęto, że relacja zachodzi przy odchyleniu prędkości mniejszym niż 1% – człony *Sum12*, *Gain11*, *D.eps.max*, *Fcn8*.

Zastosowanie przerzutnika do pamiętania zaistniałej relacji równości prędkości kątowych wałów sprzęgła wynika z możliwości występowania drgań skrętnych wałów, wtedy relacja zachodzi w bardzo krótkim przedziale czasu. Złączenie obu połówek tarcz sprzęgła jest trwałe do chwili wystąpienia wartości przenoszonego momentu obrotowego większej od wartości granicznej momentu dla danego stopnia pracy.

W aktualnej wersji modelu nie przewidziano możliwości występowania momentów zrywających ciągłość pracy sprzęgła. W przypadku konieczności uwzględnienia takich warunków pracy model należy powiększyć o układ modelujący zerowanie przerzutnika.

4 Badania symulacyjne zespołu napędowego statku

W celu oceny opracowanego modelu sprzęgła zredagowano model symulacyjny zespołu napędowego statku (rys.2) i przeprowadzono badania symulacyjne. Przyjęto prostą konfigurację zespołu złożoną z wysokoprężnego średnioobrotowego silnika spalinowego z regulatorem prędkości obrotowej (makroblok ESILN), sprzęgła dwustopniowego ciernego i podatnego (SPRZ_00) oraz śruby o skoku stałym (SRUBST). Nieliniowe modele matematyczne silnika i śruby oparte są o opisy matematyczne prezentowane w [1, 2].



Rys. 2. Struktura modelu symulacyjnego zespołu napędowego statku

Fig. 2. The structure of simulation model of ship propeller unit

Przeprowadzono badania symulacyjne przyjmując następującą sekwencję sterowań binarnych:

- ◆ w chwili 0s zadana zostaje znamionowa wartość prędkości obrotowej silnika,
- ◆ w chwili 12s załączone zostaje sprzęgło (I stopień),
- ◆ w chwili 15s praca sprzęgła przechodzi na II stopień,
- ◆ w chwili 30s następuje wyłączenie sprzęgła.

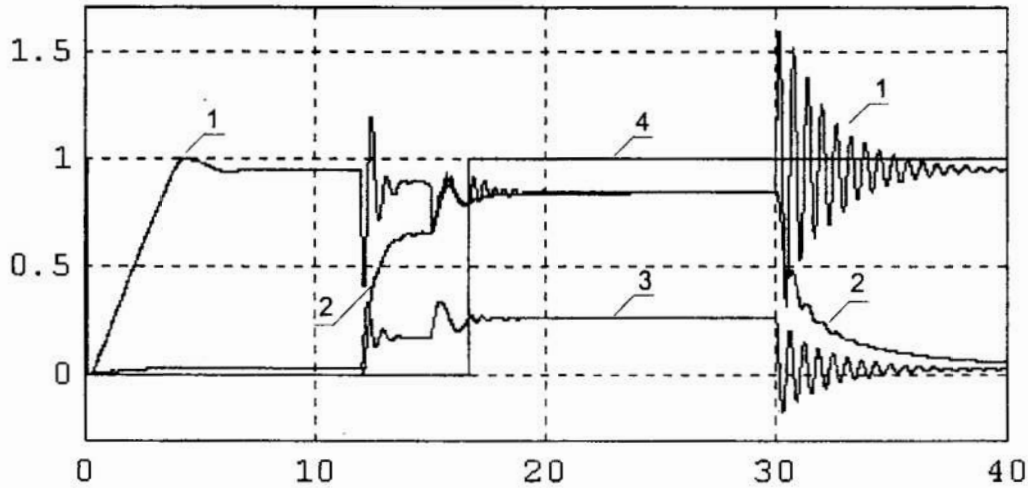
Do badań użyto procedurę Runge–Kutta 5 o minimalnym kroku 0,0001, maksymalnym kroku 0,01 i tolerancji 0,001.

Rysunek 3 prezentuje uzyskane wyniki badań symulacyjnych. Prędkość obrotowa wału silnika (krzywa 1) w czasie ok. 4s osiąga wartość bliską znamionowej – odchylenie wynika z ustawionego statyzmu regulatora. Przy załączeniu sprzęgła (12s) występuje zakłócenie prędkości obrotowej w postaci tłumionych oscylacji. Prędkość obrotowa śruby wzrasta od zera do ok. 0,6 prędkości znamionowej (krzywa 2) w chwili 15s na skutek przenoszenia przez sprzęgło momentu obrotowego (krzywa 3). Na rysunku 3 znamionowa wartość momentu została przeskalowana $\times 0,3$ dla uzyskania bardziej czytelnych przebiegów.

W chwili 15s załącza się II stopień pracy sprzęgła, zwiększa się przenoszony moment obrotowy i w chwili ok. 16s następuje pełne zasprzęglenie wału śrubowego. Krzywa 4 ilustruje sygnał wyjściowy przerzutnika zmieniającego stan z 0 na 1 w chwili osiągnięcia równych prędkości obu połówek sprzęgła ciernego. Po wysprzęgleniu (30s) występują dość znaczne oscylacje wału silnika i momentu obrotowego (krzywe 1 i 3),

wywołane skokową zmianą obciążenia silnika i sprężystości skrętną wału. Prędkość obrotowa śruby (krzywa 2) inercyjnie zmierza do zera.

Prezentowane przebiegi dość dobrze odwzorowują rzeczywiste zjawiska zachodzące przy załączaniu i wyłączaniu sprzęgła. Widoczna jest potrzeba skorygowania na I stopniu wartości przenoszonego momentu i ewentualnie jego czasu pracy.



Rys. 3. Symulowane przebiegi prędkości obrotowej: wału silnika (1), śruby (2); momentu obciążenia silnika (3), stanu zasprzęglenia (4). Skala czasu w sekundach, skala wartości w jednostkach względnych, 1 – wartość znamionowa

Fig. 3. The simulated plots of rotation speed of: Diesel engine shaft (1), screw shaft (2); load torque (3), coupling state (4). Time axe in seconds, value axe in relative values, 1 – nominal value

5 Uwagi i wnioski

Zastosowanie jako zmiennych stanu łączących modele elementów składowych drogi kątowej wału oraz momentu obrotowego jest bardzo wygodne. Zapewnia otwartą strukturę modeli symulacyjnych – tworzenie dowolnych struktur systemów energetycznych statków poprzez zestawianie i łączenie kolejnych elementów składowych. Różnica dróg kątowych sąsiednich elementów określa kąt skręcenia wału, a znajomość współczynnika sprężystości wału umożliwia określenie momentu obciążenia. Prostotę opisu matematycznego „psuje” sprzęgło cierne, które przerywa ciągłość drogi kątowej. Należy „odtworzyć” drogę kątową wału wyjściowego sprzęgła, stosując układy pamiętające wybrane stany. Dodatkową trudność wprowadza mnogość stanów pracy sprzęgła zależna od sterowania binarnego i zachodzących zjawisk fizycznych. Drogi kątove muszą być ciągłe i przy przełączaniu stanów pracy należy właściwie połączyć odcinki funkcji, które je modelują. Model dwustopniowego sprzęgła był dość trudny do uruchomienia, nie tylko ze względu na skomplikowany opis matematyczny ale również na niespodzianki np. relacja typu równościowego w modelu symulacyjnym nie „chce” być spełniona, ponieważ obliczenia wykonywane są z określonym krokiem, który zwykle „przeskakuje” punkt wyrównania się sygnałów.

Literatura

1. Arendt R.: *Modelowanie właściwości okrętowych zespołów napędu głównego statku z zastosowaniem programu SIMULINK*. XII Krajowa Konferencja Polioptymalizacja i Komputerowe Wspomaganie Projektowania Mielno'94, 22–25 czerwca 1994, Zeszyty Naukowe Wydziału Mechanicznego WSI Koszalin nr 18, s.7–18.
2. Arendt R.: *The choice of component elements for model structures which assure the topological compatibility of a simulation model with the configuration of a power unit*. Polioptymalizacja i Komputerowe Wspomaganie Projektowania MIELNO'98 Mielno, czerwiec 1998r.
3. Arendt R.: *An application of an expert system for aided design of power ship subsystems automation*. 7 International Symposium on Models in Automation and Robotics, 2000, Międzyzdroje, Poland.
4. *Geislinger couplings. Technical data for torsional vibration calculation*. Dr. Ing. Geislinger and Co. GmbH.
5. *Highly flexible Vulcan EZ-S couplings*. Technical Data.
6. Kowalski Z.: *Badania symulacyjne podsystemów napędowych statków*. Zeszyty Naukowe Politechniki Gdańskiej. Elektryka Nr 49, 1980.
7. Kowalski Z., Arendt R., Meler-Kapcia M., Zieliński S.: *An expert system for aided design of ship systems automation*. Expert systems and applications. (przyjęte do druku) 2001r.

Streszczenie

Przyjęcie jako zmienne stanu momentu obrotowego i drogi kątowej jest bardzo dogodnie przy tworzeniu modeli symulacyjnych podsystemów napędowych statków. Jednakże przyjęte zmienne stanu komplikują opis matematyczny sprzęgła, ze względu na występujące nieciągłości powiązań drogi kątowej – załączanie, wyłączenie sprzęgła.

W referacie przedstawiono nieliniowy opis matematyczny dwustopniowego sprzęgła ciernego i podatnego oraz redakcję modelu sprzęgła w środowisku programu Simulink. Zaprezentowano i omówiono wybrane badania symulacyjne podsystemu napędowego statku.

MATHEMATICAL MODEL OF TWO STEP FRICTION AND FLEXIBLE COUPLING

Summary

An application as state variables torque and angle path is very convenient for ship propeller model creation. Accepted state variables complicate mathematical description of the coupling because of emerging of discontinuity of the angle path – switch on/off of the coupling. In the paper nonlinear mathematical model of two step friction and flexible coupling as well as edition of the coupling model in an environment of Simulink program are presented. Chosen simulation investigations of ship propeller subsystem are shown and discussed.

Referat recenzowany

ELITARYSTYCZNY ALGORYTM EWOLUCYJNY DO OPTYMALIZACJI PRZYDZIAŁU ZADAŃ

1 Wprowadzenie

Zadanie rozumiemy jako wykonanie modułu programowego. Jako kryterium oceny jakości przydziału zadań przyjmuje się łączne obciążenie zadaniami całego systemu lub obciążenie najbardziej eksploatowanego komputera. Łączne obciążenie zadaniami charakteryzowane jest za pomocą kosztu użytkowania programu lub też za pomocą czasu ukończenia programu. Inną stosowanym kryterium oceny jest miara niezawodności będąca prawdopodobieństwem przebiegu programu zgodnie z założonymi terminami najpóźniejszego ukończenia zadań – w tym wypadku dodatkowo szereguje się zadania [12].

W systemach czasu rzeczywistego dąży się do skrócenia czasu reakcji systemu, co jest związane z minimalizacją obciążenia newralgicznego komputera. Minimalizacja obciążenia „wąskiego gardła” systemu może być również osiągnięta za pomocą właściwego doboru komputerów do pracy w sieci. Koszt komputera zależy w dużym stopniu od jego wydajności oraz od wielkości zasobów. Jednakże przesadna oszczędność przejawiająca się znaczącym obniżaniem kosztu zakupu komputerów może niewspółmiernie bardziej wydłużyć czasu wykonania poszczególnych modułów. W rezultacie system jest tani, ale obciążenie newralgicznego komputera zazwyczaj przekracza wymagane obciążenie.

Maksymalizacja wydajności systemu jest istotna ze względu na dążenie do skrócenia czasów zadań. Ponadto wybrane zadania mogą pojawiać się sporadycznie, a wtedy system powinien dysponować wystarczającym zapasem mocy obliczeniowej, aby je zrealizować. Jednakże selekcja rodzajów komputerów ukierunkowana na zwiększenie wydajności systemu pociąga wzrost kosztu komputerów.

W zaistniałej sytuacji konfliktowej sformułowano problem wyznaczania przydziałów zadań w postaci zagadnienia optymalizacji wielokryterialnej, w którym poszukuje się reprezentacji rozwiązań optymalnych w sensie Pareto. Projektant rozproszonego systemu informacyjnego może z wyznaczonego zbioru przydziałów zadań wybrać to rozwiązanie, które spełnia dodatkowe wymagania [1].

Do wyznaczania reprezentacji sprawnych przydziałów zadań opracowano elitarystyczny algorytm ewolucyjny AMEA*. W algorytmie zastosowano mechanizm selekcji elitarystycznej [14], za pomocą którego wyznacza się nową populację na podstawie generacji macierzystej oraz populacji potomków. W ten sposób rozwiązania niezdominowane są uwzględniane w kolejnych populacjach. Nie występuje sytuacja, w której wariant efektywny nie jest włączony do zbioru rozwiązań zaakceptowanego do dalszych rozwiązań [13].

* Akademia Marynarki Wojennej, 81-103 Gdynia, ul. Śmidowicza 69, jbalicki@amw.gdynia.pl

2 Kryteria oceny przydziału zadań

Niech $\mathcal{M} = \{m_1, \dots, m_v, \dots, m_V\}$ reprezentuje zbiór wykonywanych zadań w systemie. Przyjmuje się, że zadanie m_v może być wykonywane na różnych typach komputerów należących do zbioru $\Pi = \{\pi_1, \dots, \pi_j, \dots, \pi_J\}$. Komputery mogą być usytuowane tylko w ustalonych węzłach należących do zbioru $W = \{w_1, \dots, w_i, \dots, w_I\}$. Przyjmuje się, że w węzle może być usytuowany dokładnie jeden komputer.

Łączny przydział zadań do węzłów oraz przydział komputerów do węzłów nazywamy przydziałem zadań do komputerów. Binarny wektor przydziału zadań do komputerów oznaczamy, jak niżej:

$$x = [x_{11}^m, \dots, x_{1i}^m, \dots, x_{1J}^m, \dots, x_{vi}^m, \dots, x_{VJ}^m, x_{11}^\pi, \dots, x_{1j}^\pi, \dots, x_{1I}^\pi, \dots, x_{ij}^\pi, \dots, x_{IJ}^\pi]^T, \quad (1)$$

gdzie:

$$x_{vi}^m = \begin{cases} 1 & \text{gdy } m_v \text{ przydziela się do } w_i, \text{ dla } v = \overline{1, V}, i = \overline{1, I}, \\ 0 & \text{w przeciwnym razie,} \end{cases}$$

$$x_{ij}^\pi = \begin{cases} 1 & \text{gdy do } w_i \text{ przydzielono komputer typu } \pi_j, \text{ dla } i = \overline{1, I}, j = \overline{1, J}. \\ 0 & \text{w przeciwnym razie,} \end{cases}$$

Maksymalne obciążenie newralgicznego komputera dla zadanego przydziału zadań x wyraża się za pomocą następującej formuły [2]:

$$Z_{\max}(x) = \max_{i \in \overline{1, I}} \left\{ \sum_{j=1}^J \sum_{v=1}^V t_{vj} x_{vi}^m x_{ij}^\pi + \sum_{v=1}^V \sum_{u=1}^V \sum_{i=1}^I \sum_{i=1}^I \tau_{vuiik} x_{vi}^m x_{uk}^m \right\}, \quad (2)$$

gdzie:

t_{vj} – szacowany czas wykonania v -tego zadania na komputerze j -tego rodzaju,
 τ_{vuiik} – szacowany czas komunikacji między v -tym zadaniem usytuowanym w i -tym węzle a u -tym zadaniem przydzielonym do k -tego węzła.

Koszt zakupionych komputerów dla przyjętych oznaczeń jest wyznaczany w poniższy sposób:

$$F_2(x) = \sum_{i=1}^I \sum_{j=1}^J \kappa_j x_{ij}^\pi, \quad (3)$$

gdzie κ_j – koszt komputera typu π_j [JM–jednostka monetarna].

Wydajność komputerów może być mierzona za pomocą różnych testów wydajności. Aktualne zestawienie wydajności najpopularniejszych komputerów wg wybranych benchmarków zamieszczono w [15]. Dla rozpatrywanego zbioru zadań wydajność komputerów powinna być wyznaczona dla przyjętego testu, reprezentatywnego dla tego zbioru.

Moc obliczeniowa rozproszonego systemu komputerowego, którą jest sumaryczna wydajność przydzielonych komputerów, wyznaczana jest następująco:

$$\tilde{F}_2(x) = \sum_{i=1}^I \sum_{j=1}^J \mathcal{G}_j x_{ij}^\pi, \quad (4)$$

gdzie \mathcal{G}_j – wydajność komputera typu π_j [MFlops].

3 Ograniczenia na lokalne zasoby komputerowe

Niech dostępne są zasoby lokalne $z_1, \dots, z_r, \dots, z_R$, a d_{jr} oznacza wielkość zasobu z_r w komputerze j -tego rodzaju [JZ_r – jednostka wielkości r -tego zasobu], $i = \overline{1, 2}$. Przyjmuje się, że zadanie m_v rezerwuje c_{vr} jednostek zasobu z_r [JZ_r], $c_{vr} \geq 0$.

Zasób komputera nazywamy *addytywnym*, jeżeli łączne zapotrzebowanie na niego przez pewien podzbiór modułów jest sumą zapotrzebowań na ten zasób przez poszczególne zadania. Przyjmuje się, że zapotrzebowanie to jest stałe podczas przetwarzania danych. Łączne zapotrzebowanie $C_{ir}(x^m)$ na r -ty zasób addytywny w i -tym węźle można wyznaczyć w następujący sposób:

$$C_{ir}(x^m) = \sum_{v=1}^V c_{vr} x_{vi}^m, \quad i = \overline{1, I}, \quad r = \overline{1, R}. \quad (5)$$

W każdym przydzielonym komputerze powinna być dostępna wystarczająca wielkość zasobów addytywnych $D_{ir}(x^\pi)$, umożliwiających wykonanie przydzielonych zadań, co przedstawiono w następującej postaci:

$$\sum_{v=1}^V c_{vr} x_{vi}^m \leq \sum_{j=1}^J d_{jr} x_{ij}^\pi, \quad i = \overline{1, I}, \quad r = \overline{1, R}. \quad (6)$$

Zasobem addytywnym może być pamięć operacyjna, pamięć zewnętrzna, czas pracy procesora lub przepustowość układów wejścia/wyjścia [4]. Mimo że pamięć operacyjna może być rezerwowana lub zwalniana dynamicznie, w zagadnieniach optymalizacji przydziału modułów zazwyczaj przyjmuje się założenie o stałej wielkości użytkowanych zasobów addytywnych lub rozpatruje się przypadek największej zajętości zasobów [4].

Funkcję kary za przekroczenie zasobów w przydzielonym komputerze określono w następujący sposób:

$$P(x) = \begin{cases} 0, & \text{gdy } \forall i, r \text{ zachodzi } D_{ir}(x^\pi) \geq C_{ir}(x^\pi) \\ \sum_i \sum_r (D_{ir}(x^\pi) - C_{ir}(x^\pi))^2, & \text{gdy } \exists i, r \text{ } D_{ir}(x^\pi) < C_{ir}(x^\pi) \end{cases}$$

Rozważa się problem wyznaczania reprezentacji rozwiązań optymalnych w sensie Pareto sformułowany w postaci następującego zagadnienia.

Dla danych: $\mathbf{T} = [t_{vj}]_{V \times J}$, $\tau = [\tau_{vuiik}]_{V \times V \times I \times I}$, $\mathbf{C} = [c_{vr}]_{V \times R}$, $\mathbf{D} = [d_{jr}]_{J \times R}$,
 $\mathcal{G} = [\mathcal{G}_1, \dots, \mathcal{G}_j, \dots, \mathcal{G}_J]$, $\mathbf{K} = [\kappa_1, \dots, \kappa_j, \dots, \kappa_J]$ należy wyznaczyć reprezentację
zbioru rozwiązań niezdominowanych \mathcal{X}_N^R problemu

$$(\mathcal{X}, F, R), \quad (7)$$

gdzie

1. \mathcal{X} – zbiór rozwiązań dopuszczalnych

$$\mathcal{X} = \{x \in \mathcal{B}^{I(V+J)} \mid x = [x_{11}^m, \dots, x_{1I}^m, \dots, x_{1J}^m, \dots, x_{vi}^m, \dots, x_{VI}^m, x_{11}^\pi, \dots, x_{1j}^\pi, \dots, x_{1J}^\pi, \dots, x_{ij}^\pi, \dots, x_{IJ}^\pi]^T\}$$

$$\sum_{i=1}^I x_{vi}^m = 1 \text{ dla } v = \overline{1, V}; \quad \sum_{j=1}^J x_{ij}^\pi = 1 \text{ dla } j = \overline{1, J}$$

$$\sum_{v=1}^V c_{vr} x_{vi}^m \leq \sum_{j=1}^J d_{jr} x_{ij}^\pi, \quad i = \overline{1, I}, \quad r = \overline{1, R}. \}$$

2. F – kryterium jakości, $F(x) = [Z_{\max}(x), F_2(x), \tilde{F}_2(x)]^T \in \mathcal{R}^3$ dla $x \in \mathcal{X}$,

3. R – relacja Pareto w zbiorze ocen $\mathcal{V} \subset \mathcal{R}^3$.

Zagadnienie optymalizacji (7) charakteryzuje się skończonym zbiorem rozwiązań dopuszczalnych oraz nieliniową funkcją celu. Zbiór możliwych wariantów dla reprezentacji binarnej przydziałów zadań do komputerów zawiera $2^{I(V+J)}$ alternatyw. Przyjmując reprezentację całkowitoliczbową przydziału, uzyskuje się przestrzeń przeszukiwań o znacznie mniejszej liczbie elementów. Liczba przydziałów kodowanych całkowitoliczbowo nie przekracza $I^V J^I$. Ze względu na specyficzne oznaczenia kryteriów cząstkowych, stosowane w modelu przyjęto je także w kryterium wektorowym.

4 Wielokryterialne algorytmy genetyczne

Do wyznaczania reprezentacji efektywnych przydziałów zadań można zastosować jedna z nowoczesnych metod metaheurystycznych, do których zalicza się metody bazujące na sieciach neuronowych, tabu search, symulowane wyżarzanie [8], algorytm genetyczny [9] czy strategię ewolucyjną [7]. Wyniki o wysokiej jakości uzyskano za pomocą zmodyfikowanej wersji wielokryterialnego algorytmu ewolucyjnego z adaptacyjną zmianą tempa mutacji [3].

Fourman [6] i Schaffer [10] opracowali niezależnie, prawdopodobnie jako pierwsi, algorytmy genetyczne do rozwiązywania problemów polioptymalizacji. Metodę Schaffera można wykorzystać do wyznaczenia rozwiązań leksykograficznych lub rozwiązań leksykograficznych z parametrem [1].

Goldberg opisał *warstwową procedurę nadawania rang* rozwiązaniom niezdominowanym [7], która to procedura eliminuje dyskryminację wariantów kompromisowych. Taką dyskryminację zaobserwowano w wypadku metody Fourmana i metody Schaffera. Procedura nadawania rang opiera się na założeniu, że w żadnym pokoleniu nie powinna istnieć tendencja skierowana przeciwko rozwiązaniom optymalnym w sensie Pareto. Zatem wszystkie osobniki optymalne w sensie Pareto powinny posiadać jednakowy potencjał reprodukcyjny. Jednym ze sposobów osiągnięcia jednakowego potencjału reprodukcyjnego dla wszystkich wariantów optymalnych w sensie Pareto jest specjalna procedura sortująca nadająca rangi wszystkim rozwiązaniom [7].

Procedura nadawania rang polega na iteracyjnym wyborze rozwiązań optymalnych w sensie Pareto z określonego podzbioru populacji oraz nadaniu im jednakowej rangi. W pierwszym kroku rozpatruje się całą populację, wyznacza się zbiór Pareto, a rozwiązania niezdominowane otrzymują rangę 1. W drugim kroku rozważa się pozostałą część populacji, z której wyznacza się alternatywy optymalne w sensie Pareto i nadaje się im rangę 2. Proces ten jest kontynuowany aż do wyczerpania wszystkich wariantów w danej populacji. W ten sposób na podstawie wartości funkcji celu wyznaczane są rangi alternatyw.

Srinivas i Deb zastosowali warstwową procedurę nadawania rang w algorytmie NSGA (ang. *non-dominated sorting genetic algorithm*) [11]. Zmodyfikowaną wersję tego algorytmu m.in. o procedurę selekcji elitarystycznej scharakteryzowano jako NSGA-II [5]. Warto jednak podkreślić, że w NSGA oraz w NSGA-II nadaje się rangi zarówno rozwiązaniom dopuszczalnym, jak i wariantom niedopuszczalnym. Jest to założenie błędne, gdyż rozwiązanie niedopuszczalne może dominować wariant dopuszczalny. W wypadku takiej dominacji osobnik niedopuszczalny uzyskuje większe preferencje w zakresie selekcji i reprodukcji niż osobnik dopuszczalny, co pogarsza jakość kolejnych populacji.

W algorytmie AMEA* proponuje się zastosowanie procedury nadawania rang jedynie dla rozwiązań dopuszczalnych. Niech dla danej populacji zostanie wygenerowanych R podzbiorów rozwiązań dopuszczalnych o różnych rangach. Wartość funkcji przystosowania f oblicza się za pomocą poniższej formuły:

$$f(x) = -r(x) + R + 1 + P_{\max}, \quad (8)$$

gdzie

$r(x)$ – ranga nadana rozwiązaniu x ,

P_{\max} – maksymalna wartość funkcji kary wśród rozwiązań niedopuszczalnych w populacji.

5 Wielokryterialny algorytm ewolucyjny ze zmianą wartości parametrów

Do rozwiązania zagadnienia optymalizacji wektorowej (7) zastosowano wielokryterialny algorytm ewolucyjny z procedurą selekcji elitarystycznej AMEA*. Algorytm ten bez procedury selekcji elitarystycznej użyto do wyznaczania reprezentacji rozwiązań efektywnych w wypadku braku ograniczeń na wielkość zasobów [3].

W algorytmie AMEA* stosuje się bardziej naturalną reprezentację rozwiązań, odchodząc od binarnego kodowania chromosomu, dopuszcza się zmianę tempa mutacji, stosuje się zmodyfikowane operacje krzyżowania i mutacji tak, aby nie naruszyć spełnionych ograniczeń. Celem modyfikacji algorytmu jest przyspieszenie jego zbieżności oraz poprawienie jakości uzyskanych rozwiązań.

Przyjmuje się, że chromosom jest reprezentowany w postaci pary wektorów (X^m, X^n) o całkowitoliczbowych współrzędnych. Jeżeli zmienne decyzyjne są liczbami naturalnymi oraz $0 < X^m(v) \leq I, v = \overline{1, V}, 0 < X^n(i) \leq J, i = \overline{1, I}$, to każdy wektor (X^m, X^n) spełnia dwa pierwsze rodzaje ograniczeń zagadnienia (7). Generowanie rozwiązań początkowych polega na przydziale każdego zadania do losowanego węzła oraz na alokacji komputera wylosowanego typu w każdym węźle.

Krzyżowanie chromosomów polega na wylosowaniu liczby naturalnej z przedziału $[1; V+I]$, a następnie na przeprowadzeniu tej operacji z założonym prawdopodobieństwem p_c , jak w krzyżowaniu standardowym par chromosomów algorytmu genetycznego. Mutacja polega na zmianie wartości każdej zmiennej decyzyjnej z tempem p_m w ten sposób, że jeżeli wylosuje się współrzędną $X^m(v)$, to przypisuje jej się losową liczbę naturalną z przedziału $[1; I]$. Jeżeli jednak wylosuje się współrzędną $X^n(i)$, to przypisuje jej się losową liczbę naturalną z przedziału $[1; J]$.

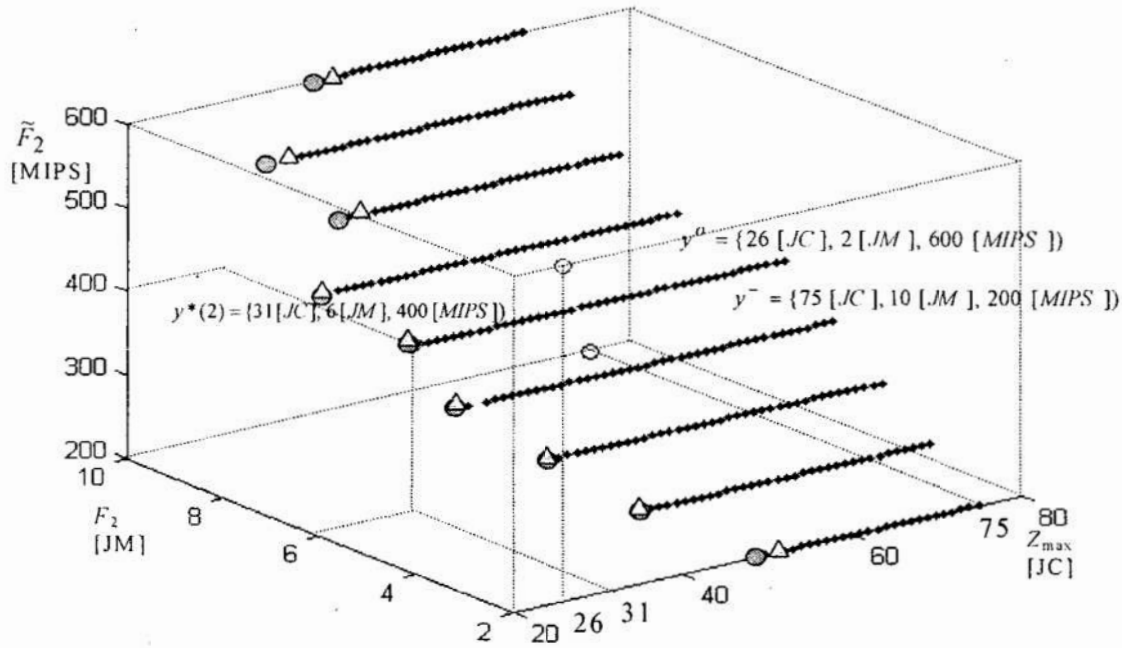
Eksperymenty numeryczne z dobieraniem stałych wartości prawdopodobieństwa krzyżowania wykazały, że algorytm AMEA* wyznaczył dobre rozwiązania dla umiarkowanych wartości na poziomie 0,2. Niech T_{\max} oznacza liczbę populacji wygenerowanych podczas działania algorytmu, a t – numer populacji. Wartość prawdopodobieństwa krzyżowania powinna ulegać zmniejszaniu w miarę postępu w eksploracji przestrzeni przeszukiwań. W początkowej fazie eksploracji istotne jest znalezienie obszaru zawierającego rozwiązania o wysokiej jakości. Dzięki intensywnie realizowanym krzyżowaniom taki obszar może zostać zidentyfikowany. Z kolei mniejsza liczba krzyżowań osobników powoduje skoncentrowanie przeszukiwań w obszarze wokół być może optimum globalnego. Wartość prawdopodobieństwa krzyżowania jest wyznaczana w następujący sposób:

$$p_c = e^{-t/T_{\max}}. \quad (9)$$

Stałe niewielkie tempo mutacji będące na poziomie $1/M$, gdzie M reprezentuje liczbę zmiennych decyzyjnych, zapewniło uzyskiwanie wyników o najwyższej jakości dla algorytmu AMEA*. Mutacja w początkowym okresie przeszukiwań nie odgrywa istotnej roli, gdyż tempo krzyżowania jest znacznie wyższe. Kiedy niektóre osobniki populacji znajdują się w obszarze z lokalnym optimum a tempo krzyżowania maleje, mutacja jest istotnym mechanizmem, mogącym zapewnić wyznaczenie tego optimum.

6 Wyniki eksperymentów numerycznych

Algorytm AMEA* zastosowano do rozwiązania 30 instancji zagadnienia (7), w których liczba zadań była zmieniana od 2 do 100. Wyznaczone reprezentacje rozwiązań efektywnych cechowały się wysokim stopniem zbieżności do zbioru wyników optymalnych w sensie Pareto, który to zbiór wyznaczano metodą przeglądu. Na rysunku 1 ukazano wyniki uzyskane za pomocą algorytmu AMEA* (trójkąty) w odniesieniu do zbioru Pareto (małe koła) w przestrzeni wielokryterialnej dla instancji o 30 zadaniach [2]. Średni błąd wyniósł 2,6 %, błąd maksymalny – 9,1 %, a w 24,3% przypadków wyznaczono zbiór wyników optymalnych w sensie Pareto. Poprzednia wersja algorytmu o nazwie WAE+ bez selekcji elitarystycznej cechowała się wyznaczaniem wyników o gorszej jakości niż Algorytm AMEA*. Średni błąd wyniósł 2,9 %, co także należy uznać za dobrą ocenę algorytmu WAE+.



Rys. 1. Zbiór ocen instancji zagadnienia przydziału 30 zadań

Fig. 1. An evaluation set of the task assignment problem instance with 30 tasks

7 Wnioski i uwagi

Wyniki uzyskane za pomocą algorytmu ewolucyjnego AMEA* dla badanych testowych problemów optymalizacji wielokryterialnej potwierdzają fakt przyspieszenia zbieżności algorytmu w stosunku do wielokryterialnego algorytmu genetycznego. Selekcja elitarystyczna zapobiega pominięciu wyznaczonego rozwiązania niezdominowanego. Odpowiednie kodowanie chromosomów w sposób istotny redukuje przestrzeń przeszukiwań. Zmniejszanie prawdopodobieństwa krzyżowania przy stałym niewielkim tempie mutacji poprawia jakość wyznaczonych reprezentacji niezdominowanych.

Interesującym kierunkiem dalszych badań jest uwzględnienie pamięci implementowanej w postaci archiwum rozwiązań niezdominowanych oraz weryfikacja adaptacyjnych własności algorytmów ewolucyjnych w optymalizacji wielokryterialnej.

Literatura

1. Ameljańczyk A.: *Optymalizacja wielokryterialna*. WAT, Warszawa 1986.
2. Balicki J.: *Adaptacyjny algorytm ewolucyjny do optymalizacji przydziału zadań w systemie czasu rzeczywistego*, Zeszyty Naukowe Wydziału Mechanicznego Politechniki Koszalińskiej, nr 27, Materiały XVIII Ogólnopolskiej Konferencji „Poliptymalizacja i Komputerowe Wspomaganie Projektowania”, Mielno 2000, Politechnika Koszalińska, czerwiec 2000, ss. 21-28.
3. Balicki J., Kitowski Z.: *Multicriteria evolutionary algorithm with tabu search for task assignment*, in E. Zitzler et al. *Evolutionary multi-criterion optimization*, Lecture Notes in Computer Science, Vol. 1993, 2001, pp. 373-384.
4. Coulouris G., Dollimore J., Kindberg T.: *Systemy rozproszone. Podstawy i projektowanie*. WNT, Warszawa 1998.

5. Deb K., Agrawal S., Pratap, A., Meyarivan T.: *A fast elitist non-dominated sorting genetic algorithm for multi-objective optimization: NSGA-II*. Technical Report No. 200001, Indian Institute of Technology, Kanpur, 2000.
6. Fourman M.P.: *Compaction of symbolic layout using genetic algorithms*. Proceedings of the First International Conference on Genetic Algorithms, New York 1985.
7. Goldberg D.E.: *Algorytmy genetyczne i ich zastosowania*, WNT, Warszawa 1995.
8. Jaskiewicz A., Hapke M., Kominek P.: *Performance of multiple objective evolutionary algorithms on a distributed system design problem – Computational experiment*. in E. Zitzler et al. *Evolutionary multi-criterion optimization*, Lecture Notes in Computer Science, Vol. 1993, 2001, pp. 241-255.
9. Osyczka A., Krenich S.: *Evolutionary algorithms for multicriteria optimization with selecting a representative subset of Pareto optimal solutions*. in E. Zitzler et al. *Evolutionary multi-criterion optimization*, Lecture Notes in Computer Science, Vol. 1993, 2001, pp. 141-153.
10. Schaffer J.D.; *Multiple objective optimization with vector evaluated genetic algorithm*, in J.J.Grefenstete (ed.) *Genetic Algorithms and Their Applications: Proc. of the First Int. Conf. on Genetic Algorithms*, Hillsdale, NJ: Lawrence Erlbaum, 1985, pp.93-100.
11. Srinivas N., Deb K.: *Multiobjective optimization using nondominated sorting in genetic algorithms*. *Evolutionary Computation*, Vol. 2, No. 3, 1994, pp. 221-248.
12. Węglarz J. (ed.): *Recent advances in project scheduling*. Kluwer Academic Publishers, Dordrecht 1998.
13. Van Veldhuizen D. V., Lamont G. B.: *Multiobjective evolutionary algorithms: Analyzing the state-of-the-art*, *Evolutionary Computation*, Vol. 8, No. 2, pp. 125-147.
14. Zitzler E., Deb K., Thiele L.: *Comparison of multiobjective evolutionary algorithms: Empirical results*, *Evolutionary Computation*, Vol. 8, No. 2, 2000, pp. 173-195.
15. <http://www.specbench.org/>, *Strona WWW o wydajnościach komputerów*, The Standard Performance Evaluation Corporation, 2001.

Streszczenie

W pracy rozważa się zagadnienie wyznaczania reprezentacji niezdominowanych przydziałów zadań. Minimalizuje się obciążenie newralgicznego komputera, koszt komputerów oraz maksymalizuje się wydajność systemu. Do wyznaczania rozwiązań sformułowanego zagadnienia polioptymalizacji zaproponowano adaptacyjny algorytm ewolucyjny z procedurą selekcji elitarystycznej.

ELITIST EVOLUTIONARY ALGORITHM FOR TASK ASSIGNMENT OPTIMIZATION

Summary

In this paper, an optimization problem of the task assignment has been considered. A workload of a bottleneck computer and an overhead cost of computers have been minimized. Moreover, a system performance has been maximized. An adaptive evolutionary algorithm with elitist selection for solving the established multicriteria optimization problem has been proposed.

Referat recenzowany

WYBRANE METODY SYMULACJI PROCESU SZLIFOWANIA

1 Wstęp

W artykule zaprezentowano metodę symulacji procesu szlifowania, w której model ściernicy zbudowano z pojedynczych ziaren generowanych losowo w określonym zakresie zadanego kształtu i wielkości zbliżonych do rzeczywistych parametrów danego materiału ściernego.

Wygenerowane ziarna otaczane są spoiwem o zadanych właściwościach i umieszczane na zadanym kształcie ściernicy. Możliwa jest generacja różnego rodzaju ściernic, o zadanej koncentracji ziaren ściernych osadzonych w różnych spoiwach. Dzięki takiemu modelowi możliwa jest analiza pracy poszczególnych ziaren podczas mikroskrawania, wyznaczenie chwilowych sił szlifowania, obciążenia poszczególnych ziaren, ich stanu i wykruszania się.

Po wygenerowaniu modelu ściernicy następuje pomiar parametrów początkowych topografii, wczytanie parametrów obrabianej powierzchni lub ich generacja losowa zgodna z parametrami charakterystycznymi dla danego stanu powierzchni obrabianej, wybór kinematyki procesu szlifowania, określenie parametrów procesu, oraz określenie rodzaju zakłóceń występujących podczas symulacji.

2 Opis metody

Pierwszym krokiem symulacji jest określenia parametrów początkowych procesu szlifowania.

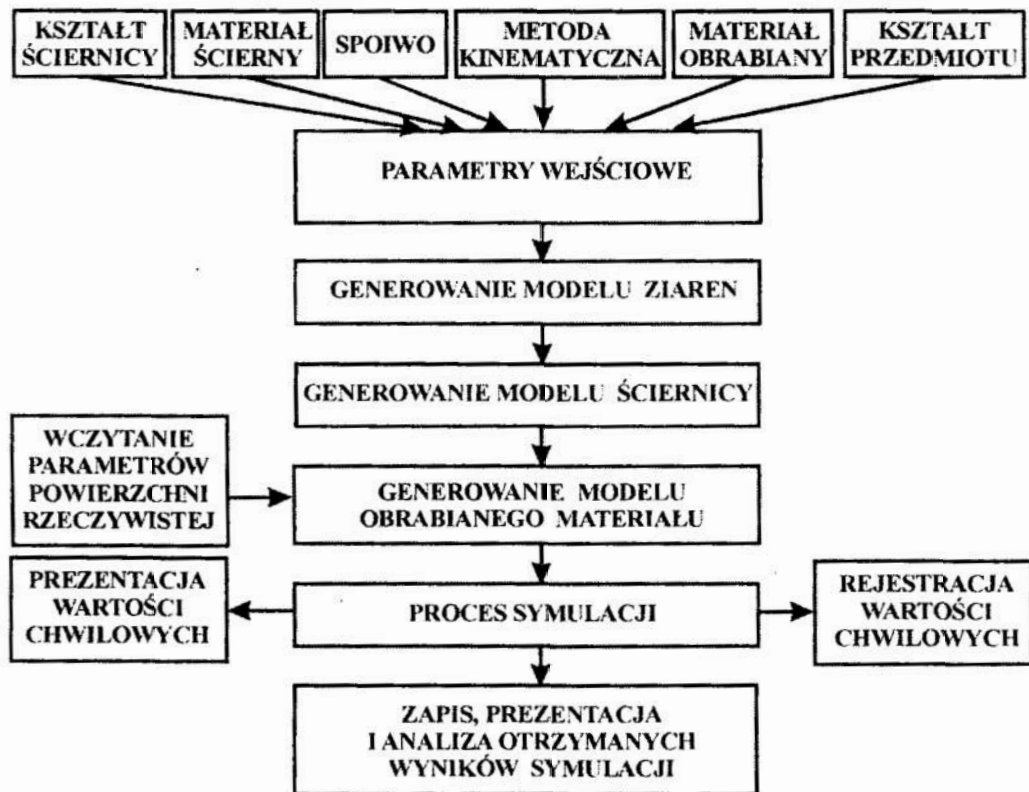
Na wstępie dokonuje się wyboru odmiany szlifowania uwzględniając kształt obrabianej powierzchni mając do wyboru: szlifowanie płaszczyzn lub wałków, rodzaj czynnej powierzchni ściernicy wybierając obwodowe lub czołowe, oraz określając kierunki wektorów prędkości stycznych ściernicy i przedmiotu (współbieżne i przeciwbieżne).

Kolejnym krokiem symulacji jest generacja ściernicy. Jako parametry wejściowe do generatora należy podać kształt ściernicy, rodzaju materiału ściernego, określając gatunek materiału, wielkość ziaren oraz rodzaj spoiwa, z czym wiąże się nadanie odpowiedniej struktury całej ściernicy. Generacja ściernicy odbywa się w kilku etapach.

1. Pierwszym krokiem jest generacja samych ziaren zgodna z zadanymi parametrami. Kształt każdego ziarna opisany jest w postaci macierzy, dzięki czemu możliwa jest modyfikacja kształtu ziarna w trakcie trwania procesu symulacji, wywołana oddziaływaniem ziarna z materiałem obrabianym. Każde ziarno podczas symulacji traktowane jest indywidualnie, co umożliwia badanie obciążenia ziaren, wyznaczanie sił skrawania przypadających na jedno ziarno, badania wieku życia ziaren. W zależności od wielkości ziarna dobierana jest wielkość macierzy opisu ziarna, dodatkowo samo ziarno jest umieszczane w sposób losowy w obrębie macierzy, co zapobiega powstawaniu zbyt regularnej struktury generowanej ściernicy.

* *Politechnika Koszalińska. Wydział Mechaniczny, Katedra Mechaniki Precyzyjnej*

2. W kolejnym kroku generator powoduje rozłożenie ziaren na zadanym kształcie ściernicy i wybranym rodzaju spoiwa. W ten sposób możliwa jest generacja ściernicy o dowolnej strukturze i właściwościach. W zależności od wybranej struktury ściernicy, uwzględniona zostaje gęstość ostrzy statycznych na powierzchnię ściernicy. Powstanie całej ściernicy następuje w wyniku złożenia macierzy wygenerowanych ziaren w jedną dużą macierz ściernicy, pomiędzy macierze ziaren wstawiane są wiersze charakteryzujące spoiwo, ilość wierszy spoiwy zależna jest od wstępnie zadanej struktury. Każde ziarno umieszczone na powierzchni otrzymuje unikalny indeks, dzięki czemu możliwa jest jednoznaczna identyfikacja każdego z nich. Dla całej ściernicy generowana jest macierz wektorów przechowujących zmienne parametry każdego z ziaren (np. liczba kontaktów z materiałem), umożliwia to odczytanie w dowolnym momencie symulacji parametrów każdego ziarna, lub zapis kolejnych zmian do późniejszej analizy. Zapis macierzowy całej ściernicy i pojedynczych ziaren umożliwia symulację elastycznego przemieszczania się ziaren w dowolnym kierunku (ugięcia, obrót) poprzez operacje na macierzach.
3. W trzecim kroku określa się rodzaj obrabianego materiału, kształt przedmiotu oraz parametry będące wynikiem poprzednich obróbek. System generuje parametry topografii (chropowatość i falistość), dobiera wartości parametrów wytrzymałościowych (twardość, plastyczność, naprężenia własne). Określany jest również współczynnik tarcia dobierany na podstawie wybranego materiału ziarna ściernego i obrabianego. Współczynnik ten jest modyfikowany w przypadku wybrania opcji symulacji z wykorzystaniem cieczy chłodzącej. Istnieje możliwość wczytania charakterystyki powierzchni rzeczywistej, ma to istotne znaczenia przy weryfikacji wyników otrzymanych w próbach symulacyjnych z rzeczywistymi uzyskanymi po wykonaniu obróbki przy tych samych ograniczeniach, jakich użyto w symulacji.
4. Po wygenerowaniu powierzchni i ściernicy należy określić parametry obróbki (prędkość posuwu v_f , dosuw a , prędkość skrawania v_s , czas obróbki oraz ilość przejść). Należy określić ponadto, czy podczas procesu stosowane będzie chłodziwo, oraz czy ściernica poddawana będzie procesowi obciążania. Ciągła analiza stanu ściernicy umożliwia efektywne wyznaczenie czasu wystąpienia obciążania uwarunkowanego rzeczywistym zużyciem ściernicy.
5. Piątym etapem jest właściwy proces symulacji. W trakcie trwania procesu symulacji rejestrowane są parametry poszczególnych ziaren, stan obrobionej powierzchni oraz stan całej ściernicy. Na podstawie mierzonych wartości obliczane są na bieżąco parametry procesu: chwilowa siła skrawania, siła skrawania przypadająca na jedno ziarno ściernicy, praca pojedynczego ziarna, chwilowa moc szlifowania, chropowatość powierzchni, temperatura. Po zakończeniu procesu otrzymuje się dodatkowo informacje o stanie całej ściernicy oraz o stanie obrobionej powierzchni (chropowatość, falistość, stan naprężeń w warstwie wierzchniej).



Rys. 1. Schemat blokowy systemu symulacji
Fig. 1. Scheme of the simulation system

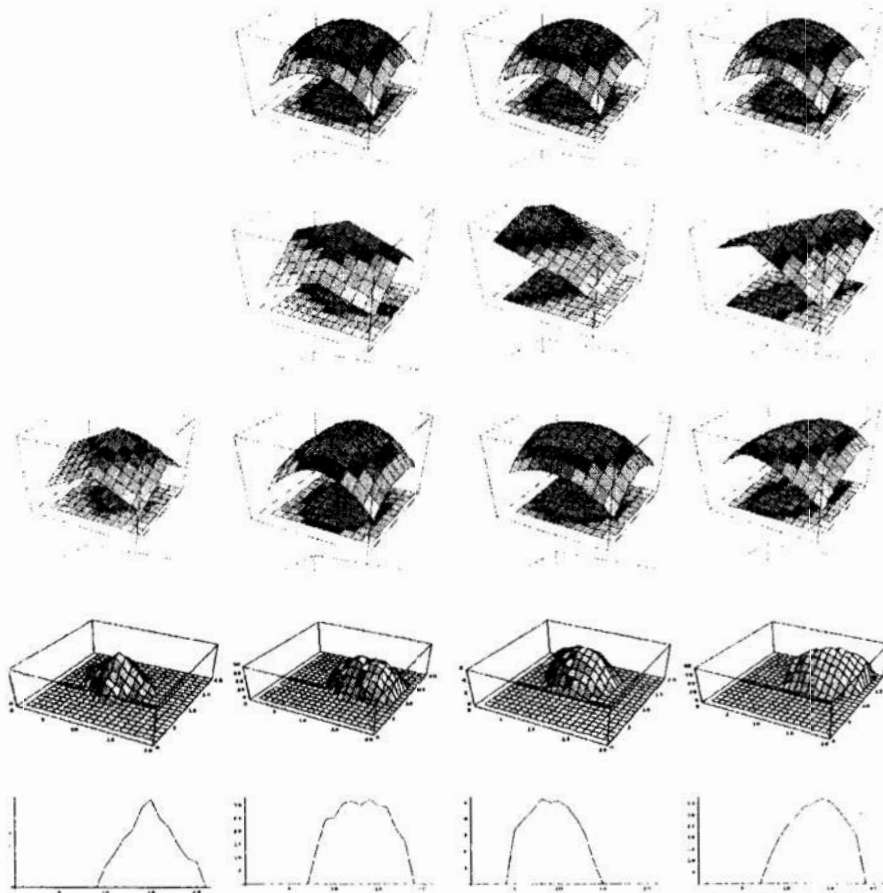
3 Wybrane modele ziarna

Kształt każdego ziarna opisany jest w postaci zbioru współrzędnych wystających ponad spoiwo ziarna, dzięki czemu możliwa jest modyfikacja kształtu ziarna w trakcie trwania procesu symulacji, wywołana oddziaływaniem ziarna z materiałem obrabianym.

```

For[i = 1, i <= IloscZiar, i++, w = Random[Real, {1, 3}];
p1 = Random[Integer, {5, 10}]; p2 = Random[Integer, {5, 10}];
gch = Table[Random[Real, {2, 3}], {x, -m, m}, {y, -n, n}];
zp = Table[0, {x, 1, rozzp}, {y, 1, rozzp}];
g = Table[Exp[-(x^2/p1 + y^2/p2)]*w - (x^2 + y^2)/(n*m), {x, -m, m}, {y, -n, n}];
gz = g + gch;
a = Random[Integer, {0, rozzp - rozg}]; b = Random[Integer, {0, rozzp - rozg}];
pg = Random[Real, {m/4, m/2}];
(For[k = 1, k <= rozg, k++, For[l = 1, l <= rozg, l++,
If[gz[[k, l]] - pg < 0, , zp[[k + a, l + b]] = gz[[k, l]] - pg];]);
z[i] = zp; Clear[p1, p2, g, gch, gz, w, a, b, zp];]
  
```

Rys. 2. Algorytm generacji modeli ziaren
Fig. 2. Algorithm generation models of the grains



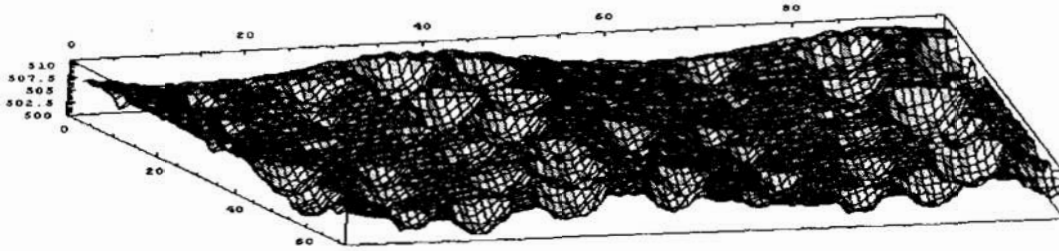
Rys. 3. Modele ziaren
Fig. 3. Models of the grains

```

Clear[sc, sciernica]
sciernica = Table[0, {i, 0, 0}, {j, 0, IloscKol*rozzp}];
For[j = 1, j <= WierZiar, j++, sc = Table[0, {i, 1, rozzp}, {j, 0, 0}];
For[i = 1, i <= IloscKol, i++, sc = AppendRows[sc, z[Random[Integer, {1, IloscZiar}]]];
rot = Random[Integer, {1, 10}];
For[rz = 1, rz <= rozzp, rz++, sciernica = AppendColumns[sciernica,
  Transpose[RotateLeft[Transpose[TakeRows[sc, {rz, rz}], rot]]]];
spoiwochr = Table[Random[Real, {0,0.5}], {x,0,WierZiar*rozzp}, {y,0,IloscKol*rozzp}];
spoiwo = Table[N[Sin[y/4]], {x, 0, WierZiar*rozzp}, {y, 0, IloscKol*rozzp}];
spoiwo = spoiwo + spoiwochr;
scierspoiw = sciernica;
For[k = 1, k <= WierZiar*rozzp, k++, For[l = 1, l <= IloscKol*rozzp, l++,
  If[scierspoiw[[k, l]] > 0, , scierspoiw[[k, l]] = spoiwo[[k, l]]];];

```

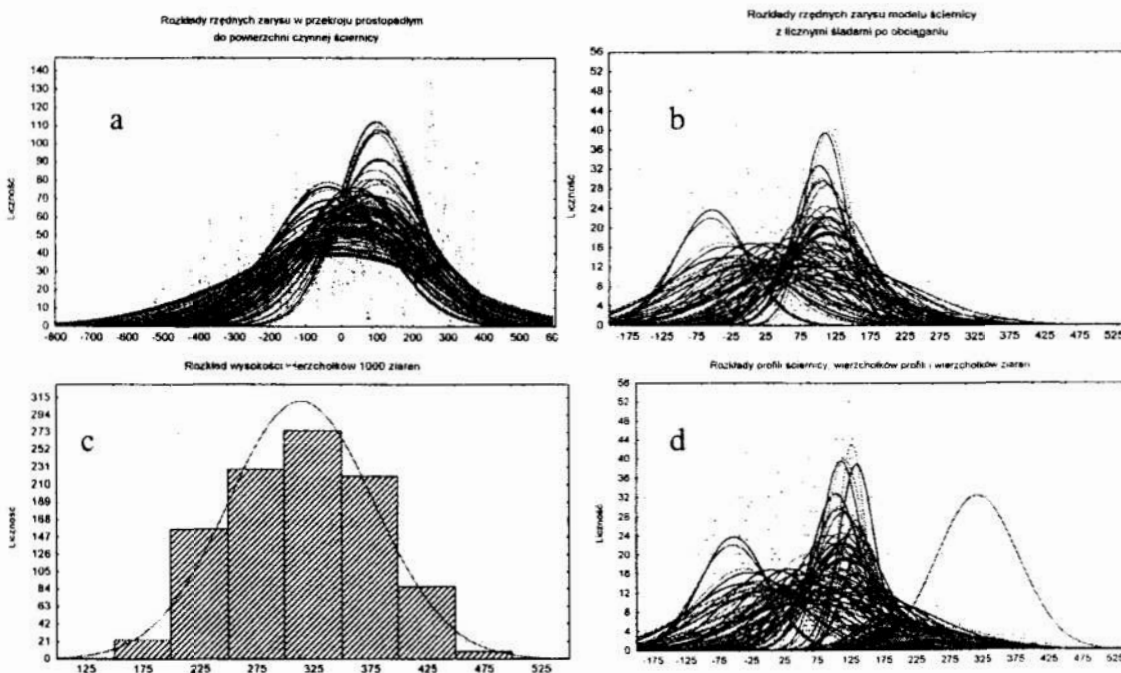
Rys. 4. Algorytm generacji modelu ściernicy
Fig. 4. Algorithm of generating the grinding wheel model surface



Rys. 5. Model powierzchni ściernicy
Fig. 5. Model of the grinding wheel surface

4 Analiza porównawcza

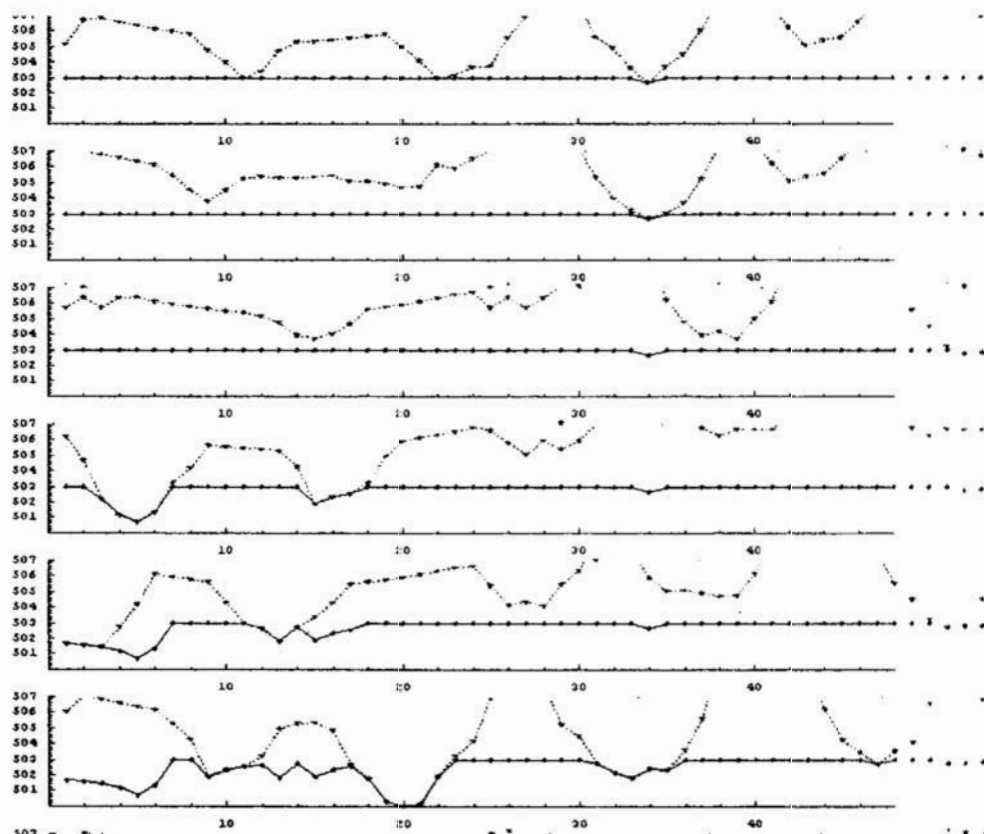
Poprawność modelu topografii ściernicy sprawdzano za pomocą analizy porównawczej, między ściernicą rzeczywistą, a wygenerowaną. Porównywano rozkłady rzędnych zarysu w przekroju prostym do powierzchni czynnej ściernicy (Rys.6). Możliwości, jakie daje metoda numeryczna są nieporównywalnie większe od badań eksperymentalnych. Przy metodzie eksperymentalnej bardzo trudno jest wyodrębnić z zarysu wysokości wierzchołków ziaren. Rozkłady modelu ściernicy na rysunku 6 pkt c pokazują rozkład wysokości wierzchołków ziaren, a na rysunku 6 pkt d pokazano, jakie występuje przesunięcie między rozkładem wierzchołków, a rozkładem rzędnych zarysu czynnej powierzchni ściernicy (około 200µm). Dzięki metodzie numerycznej, przy dalszych badaniach, będzie można znaleźć zależności statystyczne między rozkładem wysokości wierzchołków ziaren, a rozkładem rzędnych zarysu ściernicy i na ich podstawie określić obciążenie ostrzy w strefie szlifowania.



Rys. 6. Rozkłady rzędnych profilu ściernicy: a-rzeczywistej, b modelu ściernicy, c – rozkład wierzchołków ziaren modelu ściernicy, d= $b+c$.
Fig. 6. Distribution of ordinate of grinding wheel profiles: a – real, b – model, c – distribution of model grind heights

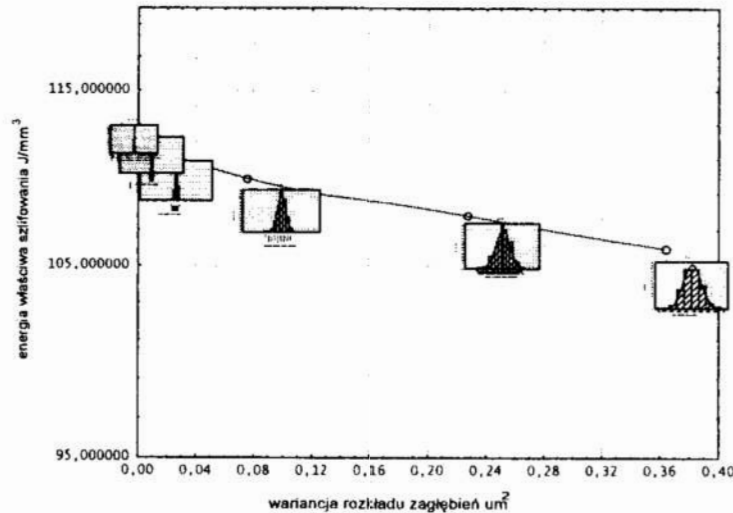
5 Proces symulacji

Typową cechą procesów obróbki ścierniej jest nierównomierność zagłębień ostrzy w materiał i wynikające z tego zróżnicowanie przekrojów i długości warstw skrawanych poszczególnymi ostrzami. Z tym faktem wiąże się pytanie o to, jaki jest wpływ rozkładu zagłębień na pracę właściwą szlifowania. Dla wyznaczenia tej zależności przeprowadzono symulację pracy ziaren losowo rozmieszczonych na powierzchni ściernicy, różniących się jedynie położeniem promieniowym. Symulację przeprowadzono dla warunków, w których mikrowióry tworzone przez ziarna najbardziej wystające z powierzchni ściernicy mieszczą się w porach narzędzia. Przyjęto, że średnie zagłębienie ostrzy wynosi $4,5 \mu\text{m}$, a kolejne ściernice różnią się rozkładem odległości wierzchołków ziaren od osi obrotu ściernicy. Założono, że linia kontaktu ziarna z materiałem obrabianym zawiera część na której nie następuje jeszcze oddzielanie materiału i nazwano ten odcinek drogą odkształceń. Stosunek pracy na drodze mikroskrawania do całkowitej pracy ziarna zależy od jego maksymalnego zagłębienia w materiał obrabiany .



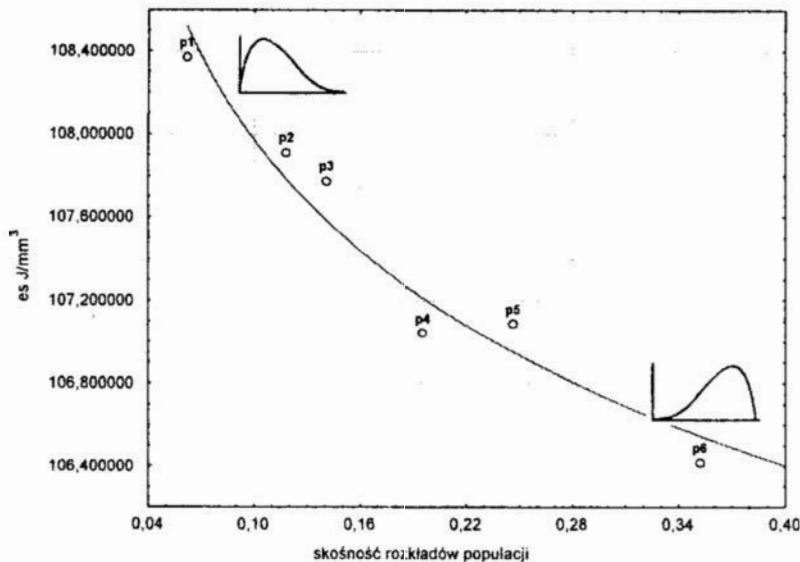
Rys. 7. Przykład kolejnych kontaktów podczas symulacji

Fig. 7. Examples of following contacts during the simulation process



Rys. 8. Wpływ wariancji położenia wierzchołków na energię właściwą szlifowania (średnie zagłębienie ziaren jednakowe – 4,5 μm)

Fig. 8. Influence of the variance of the situation of the vortices on the effective energy of grinding (average intrusion equal for each grain – 4,5 μm)



Rys. 9. Wpływ skośności rozkładu zagłębień ziaren na energię właściwą szlifowania – średnie zagłębienie ziaren jednakowe – 4,5 μm (p1,p2,p3,p4,p5,p6 wygenerowane populacje ziaren)

Fig. 9. Influence of the obliqueness of the intrusion of the grains on the effective energy of grinding – average intrusion equal for each grain – 4,5 μm (p1,p2,p3,p4,p5,p6 generated grain populations)

Analizy wpływu wariancji rozkładu zagłębień ziaren aktywnych na energię właściwą szlifowania wykazały, że dla stałej wartości średniego zagłębienia ziaren praca szlifowania, odniesiona do objętości usuniętego materiału, jest tym większa, im mniejsze jest rozproszenie zagłębień ziaren (Rys.4). Zatem wyrównanie położenia wierzchołków ziaren na powierzchni czynnej ściernicy jest niekorzystne w aspekcie energetycznym. Analiza skośności rozkładów zagłębień ziaren aktywnych (Rys. 5) na

energię wykazały, że jeżeli skośność rozkładu zagłębień jest dodatnia i rośnie w kierunku dodatnim to zmniejsza się energia szlifowania, odniesiona do objętości materiału.

Literatura

1. Borkowski J.: *Podstawy stosowania monokrystalicznych ziaren węglika krzemu w obróbce ścierniej*. Monografie Wyższej Szkoły Inżynierskiej w Koszalinie, 1979.
2. Kacalak W.: *Wprowadzenie do modelowania procesów szlifowania z uwzględnieniem probabilistycznego charakteru topografii powierzchni oraz zużycia ściernicy*. Prace XI Naukowej Szkoły Obróbki Ścierniej. Łódź 1988, s.7–16.
3. Oczóś K., Porzycki J.: *Szlifowanie. Podstawy i technika*. WNT Warszawa 1986.
4. Kacalak W., Stępień P.: *Metoda matematycznej symulacji procesu kształtowania szlifowanej powierzchni*. Mat. Konf. OPTIMOS'78. Warszawa 1978.

Streszczenie

W artykule zaprezentowano metodę symulacji procesu szlifowania, w której model ściernicy zbudowano z pojedynczych ziaren generowanych losowo w określonym zakresie zadanego kształtu i wielkości zbliżonych do rzeczywistych parametrów danego materiału ściernego. Dzięki takiemu modelowi możliwa jest analiza pracy poszczególnych ziaren podczas mikroskrawania, wyznaczenie chwilowych sił szlifowania, obciążenia poszczególnych ziaren, ich stanu i wykruszania się.

METHOD OF COMPLEX SIMULATION OF GRINDING PROCESS

Summary

The new method of modeling and simulation of grinding process is presented in this paper. The results of simulation of the influence of the topography of the active grinding surface upon specific grinding energy are presented in this paper. Results show that the specific grinding energy depends not only on the method and parameters of the grinding process but on the characteristics of the active grinding surface as well. The paper also presents results of analysing of distribution of grinding surface profiles with application of modelling the grinding wheel surface.

Referat recenzowany

PRZYKŁAD ZASTOSOWANIA METODY EWOLUCYJNEJ OPTYMALIZACJI KONSTRUKCJI

1 Idea metody ewolucyjnej optymalizacji konstrukcji

Metoda ewolucyjnej optymalizacji konstrukcji (*ESO – Evolutionary Structural Optimization*) oparta jest na koncepcji iteracyjnego usuwania „nadmiaru materiału” tworzącego konstrukcję lub jej element w taki sposób, aby proces ten prowadził do otrzymania konstrukcji optymalnej dla sformułowanego modelu zagadnienia (Xie et al. [1, 2]). Proces usuwania materiału jest kontrolowany przez odpowiednie współczynniki określające, z której części konstrukcji, kiedy i ile materiału należy usunąć, przy równoczesnym spełnieniu wszystkich nałożonych warunków ograniczających.

Metoda *ESO* należy do pierwszej z dwóch grup procedur, które mogą być stosowane w rozwiązywaniu zagadnień optymalizacji topologii [7]. Do procedur tej grupy, będących metodami intuicyjnymi i bazującymi na założeniu pełnego wyłączenia elementów konstrukcji, należą również techniki zaproponowane przez Hintona i Sienza [3, 4, 5] oraz Walthera i Matthecka [6]. Do drugiej grupy należą tzw. metody homogenizacyjne, których formalne podstawy matematyczne podali Bendsøe i Kikuchi [8].

Zastosowanie metody ewolucyjnej optymalizacji konstrukcji, w ujęciu przedstawionym w [2], obejmuje bardzo szeroki zakres różnorodnych zadań syntezy konstrukcji budowlanych i mechanicznych. Metoda ta może być stosowana m. in. w następujących zagadnieniach optymalizacyjnych [9, 10, 11, 12, 13, 14, 15]:

1. Optymalizacja konstrukcji płaskich i przestrzennych.
2. Optymalizacja topologii, kształtu i rozmiarów.
3. Optymalizacja z ograniczeniami wytrzymałościowymi i przemieszczeniowymi.
4. Optymalizacja konstrukcji z nieliniowościami materiałowymi i geometrycznymi.
5. Optymalizacja dla wielu układów obciążeń i warunków brzegowych.
6. Optymalizacja w zagadnieniach dynamicznych.
7. Optymalizacja konstrukcji zbudowanych z materiałów izotropowych i kompozytowych.
8. Optymalizacja słupów, ram i płyt dla zagadnień stateczności.
9. Optymalizacja wielokryterialna.
10. Optymalizacja dwukierunkowa, polegająca na możliwości zarówno usuwania, jak i dodawania elementów w konstrukcji optymalizowanej.

Przebieg procesu optymalizacji techniką *ESO* dla zagadnień optymalizacji wytrzymałościowej można przedstawić przy pomocy poniższego ogólnego algorytmu [2]:

1. krok Dyskretyzacja konstrukcji wyjściowej siatką elementów skończonych.
2. krok Rozwiązanie zadania analizy z wykorzystaniem MES.
3. krok Analiza wrażliwości każdego elementu skończonego według właściwego dla danego problemu optymalizacji kryterium eliminacji i przyjętych ograniczeń.

* Instytut Budownictwa Politechniki Wrocławskiej, Wyb. Wyspiańskiego 27, 50-370 Wrocław, pberko@pionier.ib.pwr.wroc.pl.

4. krok Eliminacja z konstrukcji elementów skończonych o najmniejszym współczynniku wrażliwości.
5. krok Kontynuacja obliczeń kroków 2. do 4. aż do osiągnięcia przez jedno z kryteriów wartości granicznej.

2 Model ESO dla zagadnień wytrzymałościowej optymalizacji topologii i kształtu

Technikę ewolucyjnej metody optymalizacji można m. in. zastosować do rozwiązywania prostych zadań optymalizacji wytrzymałościowej. Optymalizacja na minimum materiału prostych układów prętowych, których przykłady przedstawiono w [1, 2, 16], prowadzi do konstrukcji ukształtowanych zgodnie z układem trajektorii naprężeń głównych w zastępczej konstrukcji tarczowej o analogicznych wymiarach, obciążeniu i podparciu, jak poszukiwana prętowa konstrukcja optymalna [16] (kratownice Michella). To podobieństwo geometryczne jest dowodem na działanie prawa minimum energii sprężystej w omawianych urządzeniach [16].

Proces ESO dla zadań optymalizacji wytrzymałościowej z naprężeniowym kryterium eliminacji można opisać następująco:

1. Budowa modelu MES obszaru ukształtowanego analogicznie jak analizowany ustrój.
2. Określenie przy pomocy MES stanu naprężeń w konstrukcji wyjściowej.
3. Ustalenie kryterium eliminacji, na podstawie którego będą wybierane elementy skończone do usunięcia – dla płaskiego stanu naprężeń przyjęto model według hipotezy Hubera–von Misesa:

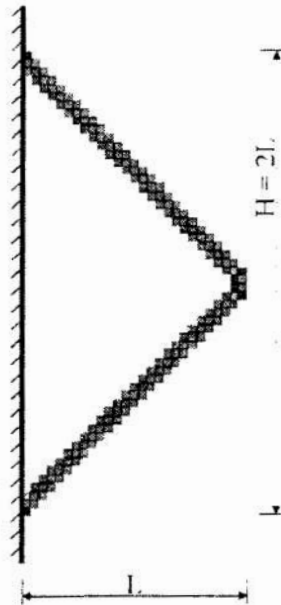
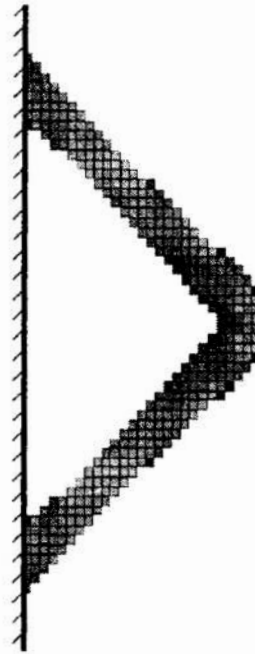
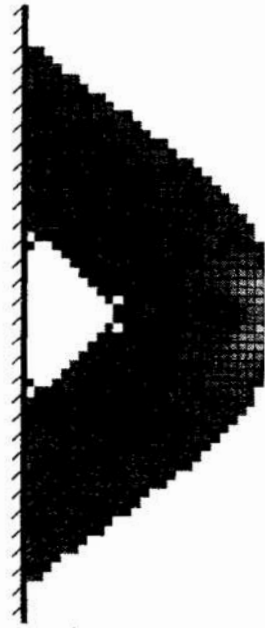
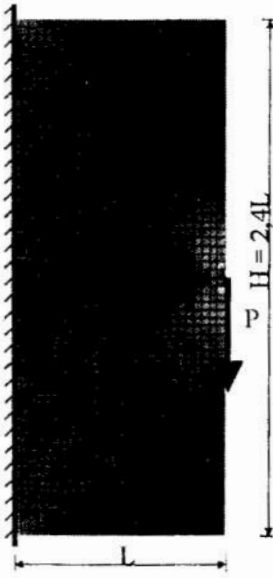
$$\sigma^{hvm} = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \cdot \sigma_y + 3 \cdot \tau_{xy}^2} \quad (1)$$

4. Określenie stanu naprężeń i wrażliwości w każdym elemencie skończonym na bazie porównania wartości naprężeń w danym elemencie σ_e^{hvm} i wartości maksymalnej dla całego obszaru σ_{max}^{hvm} .
5. Eliminacja elementów skończonych, dla których wrażliwość $\sigma_e^{hvm}/\sigma_{max}^{hvm} < R_i$, gdzie R_i oznacza współczynnik eliminacji – nadanie elementowi zerowej sztywności.
6. Prowadzenie procesu eliminacji aż do osiągnięcia jego stabilizacji, tzn. stanu takiego, że w danej iteracji nie ma elementów do usunięcia.
7. Zwiększenie wartości współczynnika eliminacji R_i o współczynnik przyrostu E .
8. Kontynuacja procesu aż do osiągnięcia stanu, w którym w konstrukcji nie ma elementów o wartościach naprężeń $\sigma_e^{hvm} < 25\% \cdot \sigma_{max}^{hvm}$.

3 Przykłady obliczeniowe

Prezentowane poniżej trzy wybrane przykłady obliczeniowe dotyczą optymalizacji topologii i kształtu prostych ustrojów prętowych.

Pierwszy przykład dotyczy zadania optymalizacji układu zbudowanego z dwóch prętów. Klasycznym rozwiązaniem optymalnym jest krata, w której wysokość jest dwa razy większa od wysięgu [1, 2]. Zastosowany model ESO przedstawiono na rysunku 1. Prostokątny obszar wyjściowy ma wymiary większe niż przewidywane rozwiązanie optymalne – $H = 2,4L$. Obszar ten zdyskretyzowano siatką 27×64 prostokątnych elementów skończonych stosowanych dla zagadnień płaskiego stanu naprężeń. Przyjęto materiał o module Younga $E = 100$ GPa i współczynniku Poissona $\nu = 0,3$. Grubość elementu – $t = 10$ mm. Obszar wyjściowy obciążono wyłącznie siłą $P = 10$ kN w środku wysokości. Wartość początkowa współczynnika eliminacji wynosiła $R_0 = 1\%$, a współczynnika przyrostu – $E = 0,5\%$. Jako ograniczenia przyjęto wartości: $R_{max} = 30\%$ i $V_{max} = 95\%$ (graniczne wartości współczynników: eliminacji dla elementu i poziomu eliminacji materiału). Przebieg procesu optymalizacji przedstawiono na rysunkach 2, 3 i 4. Końcowe rozwiązanie jest zgodne z rozwiązaniem analitycznym – $H = 2L$.



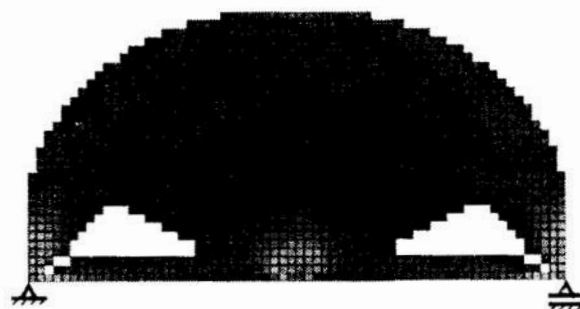
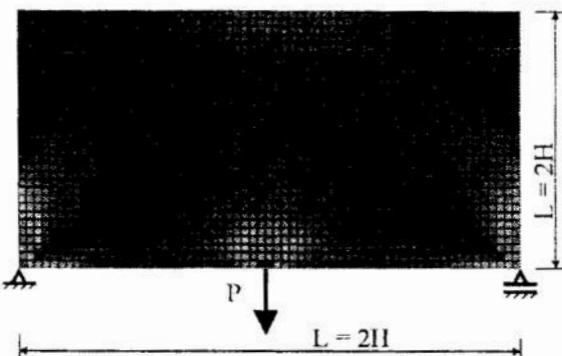
Rys. 1. Przykład 1. Obszar wyjściowy
Fig. 1. Example 1. Design domain

Rys. 2. Przykład 1. Rozwiązanie pośrednie - $R=5\%$
Fig. 2. Example 1. ESO solution - $R=5\%$

Rys. 3. Przykład 1. Rozwiązanie pośrednie - $R=12,5\%$
Fig. 3. Example 1. ESO solution - $R=12\%$

Rys. 4. Przykład 1. Rozwiązanie optymalne - $R=30\%$
Fig. 4. Example 1. Optimal solution - $R=30\%$

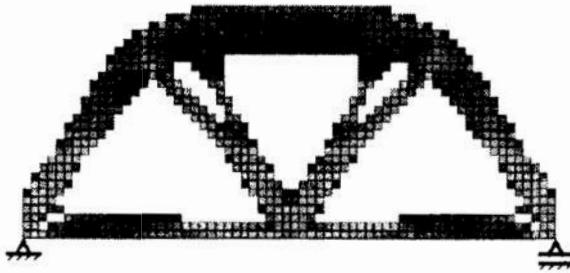
Dwa kolejne przykłady dotyczą zastosowania techniki optymalizacji ewolucyjnej w zadaniach poszukiwania optymalnej formy dla tzw. konstrukcji Michella [1, 2, 16]. W przykładach tych jako funkcję celu przyjęto ciężar konstrukcji, a jako kryterium optymalizacji – minimalizację tego ciężaru. Obszar rozwiązań dopuszczalnych określony jest przez ograniczenia wynikające z przyjętego modelu opisu stanu naprężeń w skończonych elementach konstrukcji oraz maksymalnej wartości współczynnika poziomu eliminacji materiału w konstrukcji. Obszar wyjściowy, w którym ma zawierać się konstrukcja optymalna, ma postać prostokąta o wymiarach 2500x5000 mm i grubości $t = 100$ mm i został podzielony siatką 32x64 płaskich czworokątnych elementów skończonych. Przyjęto materiał o module Younga $E = 100$ GPa



Rys. 5. Przykład 2a. Obszar wyjściowy
Fig. 5. Example 2a. Design domain

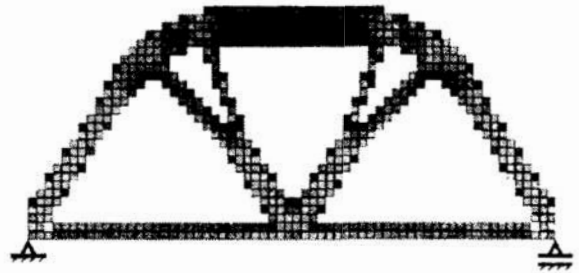
Rys. 6. Przykład 2a. Rozwiązanie pośrednie - $R=5\%$
Fig. 6. Example 2a. ESO solution - $R=5\%$

i współczynnika Poissona $\nu = 0,3$. Konstrukcja została obciążona siłą $P = 200$ kN w środku rozpiętości, pominięto ciężar własny materiału. Rozważane dwa przykłady różnią się warunkami brzegowymi: w przykładzie 2a przyjęto, że lewa podpora jest przegubowa, a prawa jest przegubowo przesuwna – rys. 5, natomiast w przykładzie 2b przyjęto podparcie przegubowo nieprzesuwne na obu końcach optymalizowanego obszaru – rys. 9. W obu zadaniach wartość początkowa współczynnika eliminacji wynosiła $R_0 = 1\%$, natomiast współczynnika przyrostu $E = 0,5\%$. Jako ograniczenia procesu przyjęto wartości: $R_{\max} = 15\%$ i $V_{\max} = 90\%$. W obu przypadkach otrzymano rozwiązania bardzo zbliżone do wyników otrzymanych na drodze klasycznej. Historię procesu optymalizacji dla zadania a) przedstawiono na rysunkach 6, 7 i 8, a dla przykładu b) – na rysunkach 10, 11 i 12.



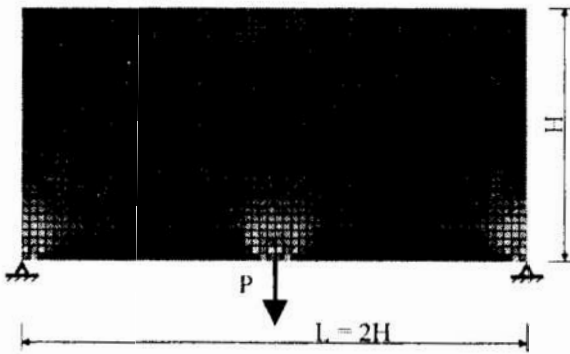
Rys. 7. Przykład 2a. Rozwiązanie pośrednie
- $R=10\%$

Fig. 7. Example 2a. ESO solution - $R=10\%$

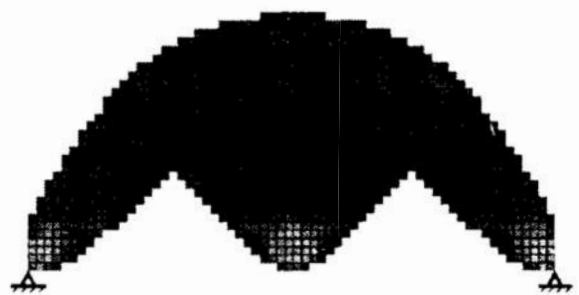


Rys. 8. Przykład 2a. Rozwiązanie optymalne
- $R=15\%$

Fig. 8. Example 2a. Optimal solution - $R=15\%$



Rys. 9. Przykład 2b. Obszar wyjściowy
Fig. 9. Example 2b. Design domain



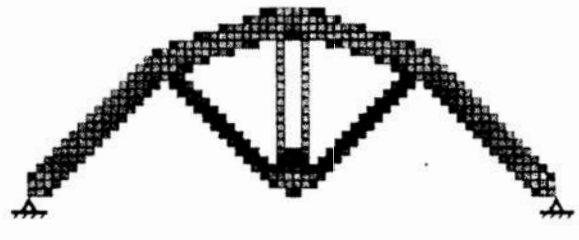
Rys. 10. Przykład 2b. Rozwiązanie pośrednie
- $R=5\%$

Fig. 10. Example 2b. ESO solution - $R=5\%$



Rys. 11. Przykład 2b. Rozwiązanie pośrednie
- $R=10\%$

Fig. 11. Example 2b. ESO solution - $R=10\%$



Rys. 12. Przykład 2b. Rozwiązanie optymalne
- $R=15\%$

Fig. 12. Example 2b. Optimal solution - $R=15\%$

4 Podsumowanie

Przedstawione powyżej przykłady, rozwiązane z wykorzystaniem programu Evolve97 [2], dotyczą optymalizacji konstrukcji w płaskim stanie naprężenia. Według Autorów metody [1, 2] rozszerzenie jej na dowolne zagadnienia optymalizacji nie stwarza żadnych trudności, co zostało zaprezentowane w pracach [9, 10, 11, 12, 13, 14, 15].

Otrzymane rozwiązania są zbliżone do rozwiązań optymalnych kratownic otrzymanych metodami analitycznymi. Istniejące różnice wynikają z faktu, że rozwiązania Michella dotyczą modeli konstrukcji przegubowych (kratownice), zbudowanych z prętów o identycznym przekroju, a w metodzie ESO rozwiązanie otrzymane jest dla modelu ciągłego dla „prętów” o dowolnym przekroju. Metoda ESO jest bardzo czuła na przyjmowany podział siatki MES oraz wartości współczynnika eliminacji R i współczynnika przyrostu E . Najlepsze rozwiązania otrzymuje się dla wartości tych parametrów nie większych od 1%. W większości analizowanych przypadków rozwiązanie optymalne osiągnano dla wartości $R_{max} = 25\%$ [2].

Podstawową zaletą metody ESO jest brak konieczności generowania nowej siatki elementów skończonych w kolejnych krokach procesu obliczeniowego. Elementom eliminowanym przypisuje się zerowe wartości właściwości materiałowych i są one pomijane przy tworzeniu globalnej macierzy sztywności w kolejnych krokach procesu, co powoduje istotną redukcję liczby rozwiązywanych równań.

Autorzy niniejszego artykułu uważają, że metoda ESO jest doskonałym narzędziem pozwalającym projektantowi na otrzymanie poglądu na optymalną topologię i kształt konstrukcji dla rozważanego problemu jej syntezy.

Podziękowania

Niniejszym składam wyrazy podziękowania Panu Prof. Mike'owi Xie z Victoria University of Technology, Sydney, Australia, za wyrażenie zgodny na wykorzystanie programu Evolve97 v. 2.0 [2] do przygotowania referatu na niniejszą konferencję.

Literatura

1. Xie Y. M., Steven G. P.: *A simple evolutionary procedure for structural optimization*. Comp. & Struct., 1993, vol. 49, no. 5, pp. 885–896.
2. Xie Y. M., Steven G. P.: *Evolutionary structural optimization*. Springer-Verlag, 1997.
3. Hinton E., Sienz J.: *Fully stressed topological design of structures using an evolutionary approach*. Eng. Comput., 1995, vol. 12, pp. 229–244.
4. Hinton E., Sienz J., Hassani B.: *Fully integrated design optimization for engineering*. In: Proc. of The 3rd Int. Conf. on Computational Structures Technology – Advances in Structural Engineering Optimization, 1996, Budapest, Hungary, (Ed. Topping B. H. V.), CivilComp Press, Edinburgh, pp. 1–21.
5. Hinton E., Sienz J., Bulman S., Hassani, B.: *Fully integrated design optimization of engineering structures using adaptive finite element methods*. In: Proc. of The 2nd World Congress of Structural and Multidisciplinary Optimization, 1997, Zakopane, Poland, (Eds. Gutkowski W., Mróz Z.), IPPT PAN, Warsaw, Poland, vol. 1, pp. 73–78.
6. Walther F., Mattheck C.: *Local stiffening and sustaining of shell structures by SKO and CAO*. In: Proc. of Int. Conf. on Structural Optimization, 1993, (Eds. Brebbia C., Hernandez S.), Computational Mechanics, Southampton, UK, pp. 181–188.
7. Hinton E., Bulman S., Sienz J., Ghasemi M.: *Fully Integrated Design Optimization*. In: Proc. of The Australasian Conf. on Structural Optimisation, 1998, Sydney, Australia, (eds. Steven G. P. et al.), Oxbridge Press, Australia, pp. 3–29.

8. Bendsøe M. P., Kikuchi N.: *Generating optimal topologies in structural design using homogenization method*. *Comp. Meth. Appl. Mech. Eng.*, 1988, vol. 71, pp. 197–224.
9. Xie Y. M., Steven G. P.: *Optimal design of multiple load case structures using an evolutionary procedure*. *Eng. Comp.*, 1994, vol. 11, pp. 295–302.
10. Xie Y. M., Steven G. P.: *A simple approach to structural frequency optimization*. *Comp. & Struct.*, 1994, vol. 53, no. 6, pp. 1487–1491.
11. Steven G. P., Querin O. M., Xie Y. M.: *Multiple constraint environments for evolutionary structural optimization*. In: *Proc. of the 1st World Congress on Structural and Multidisciplinary Optimization*, 1995, Goslar, Germany, pp. 213–318.
12. Chu D. N., Xie Y. M., Hira A., Steven G. P.: *Evolutionary structural optimization for problems with stiffness constraints*. *Finite Elements in Analysis and Design*, 1996, 21, pp. 239–251.
13. Li Q., Steven G. P., Querin O. M., Y. M. Xie: *Evolutionary optimisation for cross sectional shape of torsional shafts*. *Proc. of the 3rd World Congress of Structural and Mutidisciplinary Optimization*, 1999, New York, USA, pp. 312–314.
14. Young V., Querin O. M., Steven G. P., Xie Y. M.: *3D and multiple load case bi-directional evolutionary structural optimization (BESO)*. *Struct. Opt.*, 1999, no. 18, pp. 183–192.
15. Proos K. A., Steven G. P., Querin O. M., Xie Y.M.: *Multicriteria evolutionary structural optimisation using the weighting and the global criterion methods*. In: *Proc. of The 8th AIAA/NASA/USAF/ISSMO Symposium on Mutidisciplinary Analysis and Optimization*, 2000, Long Beach, CA, USA (authors' copy).
16. Zalewski W, Kuś St.: *Wytrzymałościowe kształtowanie konstrukcji na minimum ciężaru*. *Inż. i Bud.*, 1995, nr 9, s. 479–483.

Streszczenie

W artykule zaprezentowano ideę metody ewolucyjnej optymalizacji konstrukcji, należąca do grupy procedur stosowanych w optymalizacji topologii konstrukcji. W przedstawionym ujęciu metoda ta oparta jest na koncepcji iteracyjnego usuwania „nadmiaru” materiału tworzącego konstrukcję lub jej element w sposób taki, aby proces ten prowadził do otrzymania konstrukcji optymalnej dla sformułowanego modelu zagadnienia. W celu zaprezentowania efektywności i przydatności techniki *ESO* do rozwiązywania tego problemów optymalizacyjnych przedstawiono trzy proste przykłady optymalizacji topologii, o znanych rozwiązaniach analitycznych.

AN EXAMPLE OF EVOLUTIONARY STRUCTURAL OPTIMISATION

Summary

The *ESO* technique, presented in this paper, belongs to a group of procedures used for carrying out topology optimisation. The method is based on a simple idea of iterative removing of „excess” material from a structure or its element leading to an optimal structure. Three simple examples, having well-known analytical solutions, are presented in order to show the efficiency and usability of the *ESO* procedure in solving this type of optimisation problems.

Referat recenzowany

KATEDRALNA SIĘĆ STEROWANIA PRZEMYSŁOWEGO

1 Znaczenie przemysłowych sieci sterowania

Komputerowo zintegrowane wytwarzanie CIM (ang. Computer Integrated Manufacturing) w przedsiębiorstwie stawia wysokie wymagania urządzeniom automatyki, które coraz częściej postrzegamy jako systemy DSC (Digital Supervisory Control), niż jako układy na poziomie DDC (Direct Digital Control) [2]. To wymaga od automatyki jako dziedziny wiedzy podejmowania prac nie tylko z zakresu metod i algorytmów sterowania bezpośredniego obiektem (DDC) ale głównie oprogramowania i sprzętu, umożliwiającego zdalne i wielopoziomowe sterowanie (DSC) wieloma urządzeniami, na przykład zestawem robotów i obrabiarek sterowanych numerycznie w elastycznym systemie produkcyjnym (ESP).

Systemy komunikacyjne w DSC odgrywają bardzo ważną rolę w nowoczesnie zorganizowanych przedsiębiorstwach przemysłowych, stanowią szkielet integrujący przepływ informacji we wszystkich obszarach funkcjonalnych CIM. Stosowanie systemów komunikacyjnych, w szczególności przemysłowych sieci komputerowych, jest ściśle związane z wciąż postępującą komputeryzacją oraz automatyzacją zakładów produkcyjnych i to zarówno w obszarze administracyjnym jak i produkcyjnym.

Różnorodne wymagania, co do liczby i obszaru przesyłania danych, czasu transferu oraz bezpieczeństwa i ochrony danych w przedsiębiorstwie spowodowały wyraźne wydzielenie sieci przemysłowych Fieldbus. Sieci takie łączą nie tylko komputery, ale lokalne sterowniki urządzeń, sieciowe urządzenia sprzęgające a także przetworniki pomiarowe. Ich głównym zadaniem jest transmisja danych pomiarowych z obiektów przemysłowych do wielopoziomowych centrów sterowania i sygnałów sterowania w odwrotnym kierunku.

Dla potrzeb dydaktycznych i badawczych w Katedrze Systemów Sterowania Politechniki Koszalińskiej zbudowano i uruchomiono sieć sterowania przemysłowego obejmującą kilka laboratoriów. Pozwala to zrealizować zajęcia dydaktyczne w przedmiotach prowadzonych w Katedrze, takich jak: Sterowanie Komputerowe, Miernictwo Przemysłowe, Sterowniki i Sterowanie Cyfrowe, Automatyzacja, Regulatory.

2 Przegląd sieci przemysłowych

Nazwa *fieldbus*, dotycząca sieci przemysłowych, powstała ponad 10 lat temu i odnosi się do techniki przesyłania danych pomiarowych z czujników do urządzeń pomiarowych poprzez pętlę prądową 4–20mA [1]. Sieci przemysłowe, nazywane często *sieciami miejscowymi*, zaliczają się do grupy sieci lokalnych(LAN).

Specyficzne problemy związane z sieciami przemysłowymi wymagają wysokiej niezawodności i przewidywalności przebiegu komunikacji i różnią te sieci od typowych

* Politechnika Koszalińska, Katedra Systemów Sterowania,
E-Mail betler@tu.koszalin.pl ociepa@tu.koszalin.pl konza@tu.koszalin.pl

sieci biurowych. Sieci miejscowe *fieldbus* mogą łączyć się z innymi segmentami sieci ogólnozakładowych LAN, stając się w ten sposób elementami niejednorodnych sieci o rozległym obszarze działania.

Ogólny model architektury sieci LAN, a w tym także sieci przemysłowych, został zunifikowany przez Międzynarodową Organizację Standaryzacyjną (ISO). Całość funkcji komunikacyjnych węzła została podzielona między szereg *warstw*. Każda warstwa realizuje i udostępnia wyższej warstwie pewne usługi. Reguły współpracy programów warstwy *n* w różnych węzłach sieci noszą *nazwę protokołu warstwy n*. W praktycznych realizacjach węzłów sieci funkcje poszczególnych warstw mogą pełnić specjalizowane urządzenia (karty sieciowe) albo odpowiednie programy.

Tabela 1. Protokoły komunikacyjne i podział na warstwy [2]

Table 1. Communication Protocols and partition for layers [2]

WARSTWA	PROTOKÓŁ			
	LAN		Fieldbus	
	TCP/IP		Profibus	InterBus-S
7. Warstwa aplikacji	FTP, Telnet, DNS, SMTP, WWW, RIP	NFS	FMS Fieldbus Message Specification	PMS Peripherals Message Specification
6. Warstwa prezentacji				
5. Warstwa sesji				
4. Warstwa transportowa	TCP Transmission Control Protocol			
3. Warstwa sieci	IP Internet Protocol			
2. Warstwa liniowa	HDLC LAP-B		FDL Fieldbus Data Link	PDL Peripherals Data Link
1. Warstwa fizyczna	RS-232C, RS449, X.21, V.35, ISDN		RS 485	RS 485

W sieciach lokalnych, w których nie ma problemu wyboru drogi między komunikującymi się węzłami, występują z reguły tylko warstwy 1,2 oraz (nie zawsze) warstwa 7. W przypadku braku warstwy aplikacyjnej, programy użytkowe komunikują się poprzez sieć korzystając z usług warstwy liniowej. Właściwości protokołów wymienionych trzech warstw decydują o użytkowych właściwościach sieci. W szczególności cechy warstwy fizycznej wyznaczają dopuszczalny rozmiar sieci oraz szybkość transmisji danych. Właściwości warstwy liniowej określają rozmiar przekazywanych w sieci komunikatów oraz decydują o czasie przekazywania tych komunikatów. Usługi warstwy aplikacyjnej wyznaczają rodzaj operacji, jakie mogą być wywoływane przez programy użytkowe.

Można sformułować następujące wymagania dla przemysłowych sieci sterowania:

- 1) ograniczony czas przekazywania wiadomości, najlepiej w czasie rzeczywistym,
- 2) wysoka efektywność przenoszenia dużej liczby krótkich wiadomości,
- 3) łatwość dołączania czujników pomiarowych podporządkowanych sterownikowi obiektowemu,
- 4) duża odporność na zakłócenia przemysłowe oraz łatwość lokalizacji uszkodzeń,

- 5) elastyczna struktura i możliwość jej rozbudowy w prosty sposób w miarę zwiększania liczby usług realizowanych przez sieć;
- 6) przyłączanie różnych terminali, dużych komputerów oraz mini- i mikrokomputerów (działających według różnych protokołów komunikacyjnych) oraz właściwe środki uzgadniania protokołów,
- 7) sprzężanie jej z innymi sieciami lokalnymi i rozległymi,
- 8) duża niezawodność,
- 9) niskie koszty zakupu i użytkowania.

Małe przemysłowe sieci lokalne znajdują zastosowanie przy tworzeniu modułowych konstrukcji adaptacyjnych robotów – magistrała typu I²C i grupach robotów – magistrała typu D²B. Niektóre parametry użytkowe wybranych sieci przemysłowych przedstawiono w tabeli 2.

Tab. 2. Parametry sieci miejscowych i lokalnych [4]

Tab. 2. Parameters of Local and Metropolitan Area Networks [4]

Sieć	Szybk. [Mbit/s]	Protokół dostępu do kabla	Rozmiar segmentu	Kabel	Liczba terminali
Profibus	1,5	Znacznikowy	1200m ¹⁾	Skřętka ³⁾	127
Profibus DP	12	Znacznikowy	1200m ¹⁾	Skřętka ³⁾	127
CANbus	1	Priorytetowy CSMA	1000m ²⁾	Skřętka	64
Modbus	0,19	Gwiazda, odpytywanie		Różne	248+1
Ethernet	10	CSMA/CD	200m	Koncent. ³⁾	

1) 1200m przy szybkości <93,75 Kbit/s, 100m przy szybkości 12 Mbit/s;

2) 1000m przy szybkości <50 Kbit/s, 40m przy szybkości 1 Mbit/s;

3) światłowód, kilkanaście km lub skřętka.

3 Katedralna sieć przemysłowa

Przemysłowe sterowniki programowalne, które w uproszczeniu nazywane są nieraz skrótem PLC (Programming Logic Control), można obecnie stosować w każdej gałęzi gospodarki. Poczynając od najmniejszych układów, służących do sterowania poza przemysłowego, na przykład układami alarmowymi, szklarniami itp., poprzez małe instalacje do sterowania przemysłowego, np. maszyny do pakowania dla przetwórstwa spożywczego, instalacje w oczyszczalniach ścieków, kończąc na największych instalacjach kompleksowego sterowania blokiem energetycznym elektrowni lub całą fabryką samochodów. Sterowniki te najczęściej działają w systemach sieciowych według schematów DSC, ze zdalnym przekazywaniem danych w ogólnodostępnych lub przemysłowych sieciach sterowania.

Aby sprostać zapotrzebowaniu obecnego przemysłu, zaistniała potrzeba poszerzenia oferty naukowo-dydaktycznej dla studentów wyższych uczelni technicznych, zwłaszcza dla kierunków związanych z automatyką przemysłową. W wyniku tego powstał pomysł zrealizowania szkieletowej sieci przemysłowej w Katedrze Systemów Sterowania Politechniki Koszalińskiej. W trakcie jej realizacji przyjęto następujące założenia:

- oprogramowanie WonderWare InTouch 7.0 zapewni centralizację sterowania i monitorowania obiektami laboratoryjnymi w Katedrze,
- sieć powinna umożliwić integrację sterowników pochodzących od różnych producentów i z różnymi protokołami sieciowymi,

- implementowanie zarówno prostych sposobów komunikacji sieciowej, jak typu *Peer to Peer* jak i zorganizowanych w układy sterowania nadrzędnego DSC, czy też rozproszone,
- elastyczność, tzn. możliwość dowolnego jej przebudowywania w zależności od potrzeb i wymogów wynikających z celów badawczych i dydaktycznych,
- możliwość realizacji celów badawczych, np. opracowywanie nowych algorytmów sterowania rozproszonego i odpornych protokołów komunikacyjnych, itp..

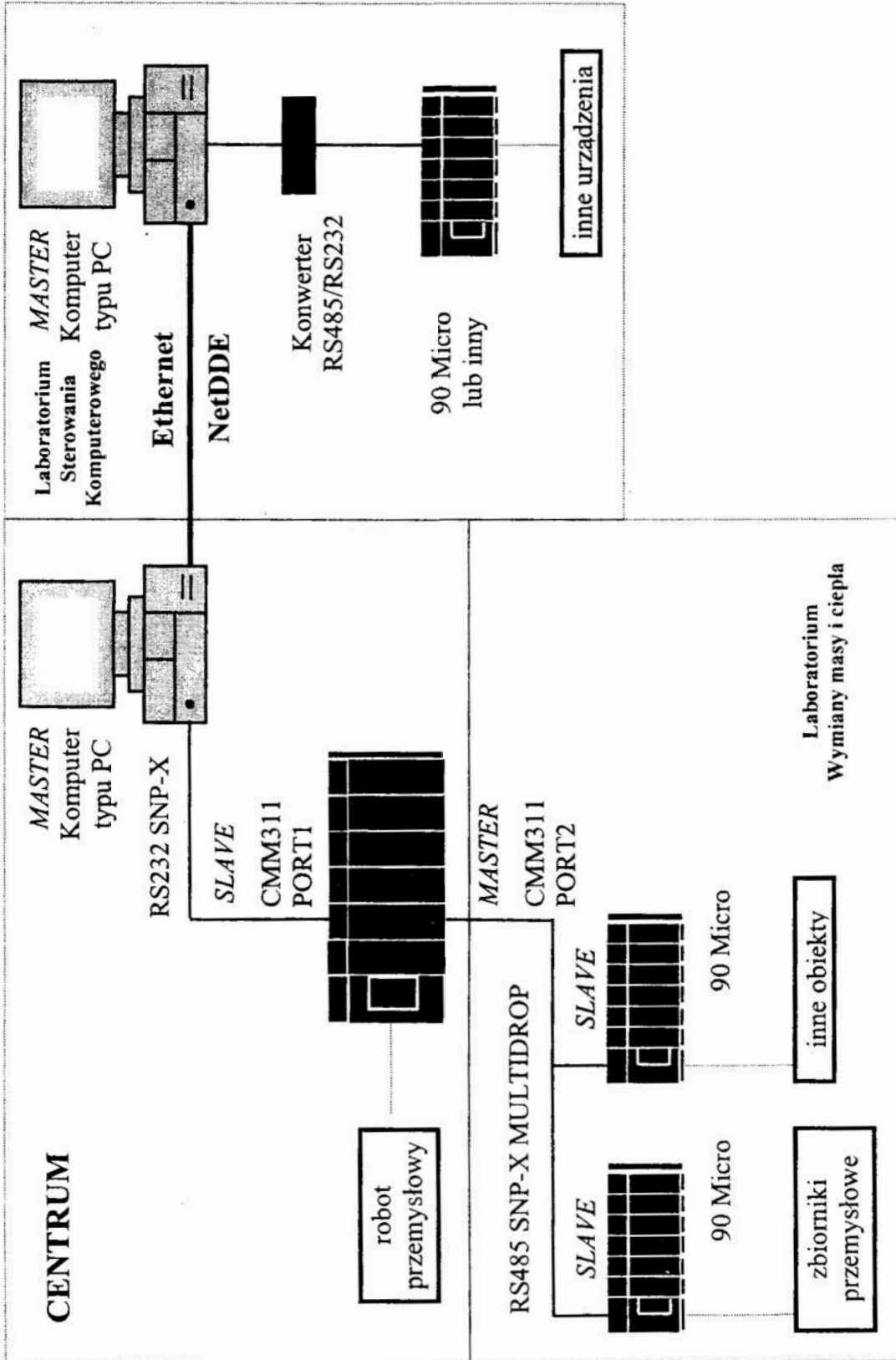
Podstawowym protokołem sieciowym, na którym zdecydowano się zrealizować szkieletową sieć przemysłową jest protokół SNP (*Series Ninety Protocol*) w wersji *Slave* i standard RS422/RS485 Multidrop, ponieważ w katedrze występuje największa liczba sterowników GE Fanuc. Protokół ten pozwala na konfigurowanie sterowników, do komunikacji z innymi urządzeniami (z zaimplementowanym protokołem SNP w wersji *Master*) oraz do komunikacji z nadrzędnymi systemami wizualizacyjnymi. Od początku 1994 roku producent sterowników GE Fanuc wyposażył sterowniki serii 90–30 dodatkowo w uproszczoną wersję protokołu SNP–EXPRESS (SNP–X). Ten znacznie uproszczony protokół jest bardzo szybki i łatwy do zaimplementowania także w innych sterownikach obiektowych, które mogą one współpracować ze sterownikami GE–Fanuc. Był to kolejny powód przemawiający za wyborem tego standardu. Jako system programowy nadający się do tworzenia nadrzędnych układów sterowania sieciowego zastosowano oprogramowanie firmy WonderWare InTouch 7.0.

Poglądowy schemat sieci przemysłowej przedstawiono na rysunku 1. Łączna liczba punktów sterowania (gniazd sieciowych) wynosi 20, a długość okablowania sieciowego (skrętka) w Katedrze przekracza 100m.

Pierwsze doświadczenia w katedrze z użytkowania sieci sterowania przemysłowego wskazują na:

- otwartość systemu sieciowego: współpraca sterowników różnych firm,
- modułowość: podłączanie kolejnych laboratoriów do sieci,
- standaryzację: stosowanie uznanych w rozwiązaniach przemysłowych standardów komunikacyjnych,
- wygodę i szybkość zdalnego konfigurowania sterowników i wykonywania programów sterujących,
- możliwość archiwizacji danych obiektowych i wspomaganie tworzenie dokumentacji procesowej,
- duże zainteresowanie systemem nie tylko studentów kierunku Automatyka i Robotyka, ale także innych specjalności związanych z inżynierskimi zastosowaniami komputerów.

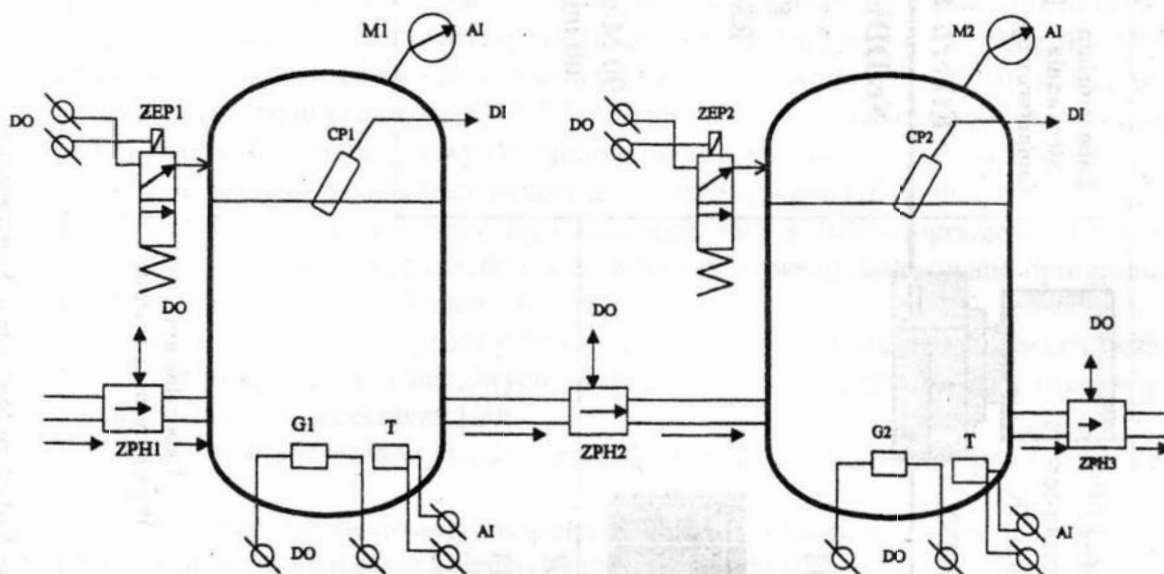
W ciągu pierwszych dwóch lat istnienia sieci wykonano sześć prac dyplomowych dotyczących zdalnego sterowania i monitorowania przemysłowego.



Rys. 1. Schemat przemysłowej sieci sterowania w Katedrze Systemów Sterowania
 Fig. 1. Diagram of fieldbus network in Katedra Systemów Sterowania

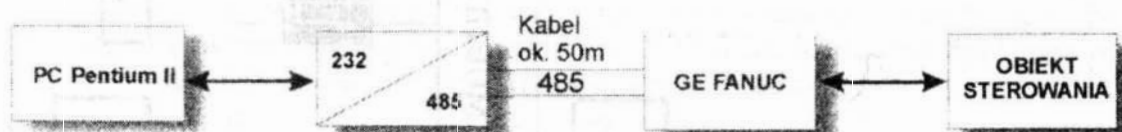
4 Przykładowa aplikacja

Poniżej przedstawiono jedną z aplikacji wykonaną w Katedrze [3]. Obiektem sterowania jest stanowisko laboratoryjne z dwoma zamkniętymi zbiornikami z (Rys. 2). Celem tej pracy było wdrożenie w Katedrze komputerowego systemu sterowania FactorySuite 2000 i opracowanie aplikacji umożliwiającej sterowanie i wizualizację procesu wymiany masy i ciepła w zbiornikach laboratoryjnych (Rys. 2) przy wykorzystaniu sieci przemysłowej. W części pomiarowej uruchomiono pomiary temperatury (T), ciśnienia hydrostatycznego i ciśnienia poduszki powietrznej w zbiornikach (M) oraz poziomu cieczy w zbiorniku (CP), a w części sterującej sterowanie zaworami (ZPH, ZEP) oraz grzałkami (G). Uwzględnia się także analizę stanów alarmowych i generowanie alarmów w centrum sterowania.



Rys. 2. Laboratoryjny obiekt sterowania
Fig. 2. Laboratory control object

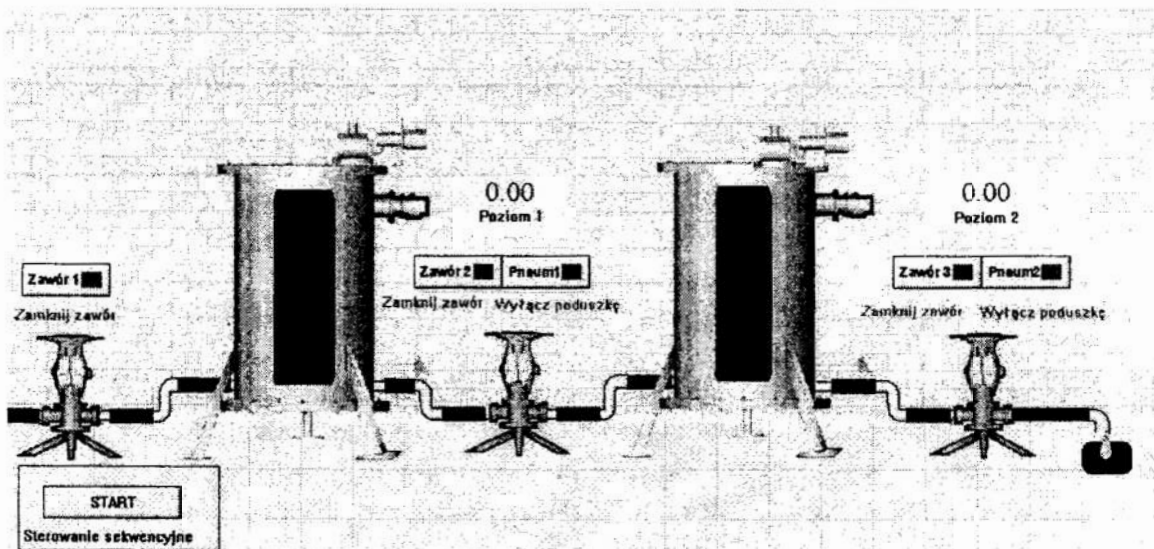
Tor pomiarowo-sterujący zrealizowany został przy wykorzystaniu łącza RS485 Multidrop i protokołu SNP-X. Ideę powyższego toru przedstawia Rys.3.



Rys. 3. Schemat toru sygnałowego obiekt-centrum sterowania
Fig. 3. Diagram of signal line between object-control centre

W aplikacji zrealizowano następujące rodzaje sterowania:

1. Programowalne według założonego algorytmu wynikającego z przyjętego do realizacji procesu technologicznego – napełnianie zbiorników;
2. Sterowanie sekwencyjne – proces grzania i przetłaczania cieczy;
3. Regulacja dwustanowa – temperatury;
4. Regulacja ciągła – poziomu cieczy w zbiorniku.



Rys. 4. Jeden z ekranów synoptycznych aplikacji
 Fig. 4. Example of application screen

Centrum sterowania utworzono na komputerze klasy PC z kilkoma ekranami synoptycznymi (Rys. 4), które pozwalają na wizualizację i animację:

- procesu napełniania i opróżniania zbiorników,
- otwarcia i zamknięcia zaworów,
- sygnałów alarmowania o przekroczeniu zadanej wartości poziomu napełnienia zbiorników i o osiągnięciu zadeklarowanej temperatury.

5 Zakończenie i wnioski

Uruchomienie przemysłowej sieci sterowania w naszej Katedrze przyczyniło się do zmian jakościowych w procesie kształcenia absolwenta kierunku oraz specjalności Automatyka i Robotyka. Dotychczas możliwe było praktyczne przygotowanie inżyniera automatyka tylko w zakresie układów bezpośredniego sterowania DDC. Współczesna automatyzacja w przemyśle jest wielopoziomowa, wymagająca wiedzy teoretycznej z zakresu organizacji transmisji danych w wielopoziomowych sieciach oraz znajomości praktycznej urządzeń i oprogramowania.

Implementacja profesjonalnego środowiska programowego Factory Suite w sieci katedralnej nie zawęży przygotowania studentów tylko do programowania w tym środowisku, ponieważ inne środowiska programowe działają podobnie.

Katedralna sieć przemysłowa umożliwiła integrację wielu programowalnych urządzeń obiektowych w odległych laboratoriach. Stworzono możliwość prowadzenia badań z zakresu organizacji transmisji danych pomiarowych i sterujących oraz organizacji przemysłowych baz danych, doboru struktury sieci, algorytmów sterowania i monitorowania przemysłowego obiektów.

LITERATURA

1. Wrotny L.T.: *Robotyka i elastycznie zautomatyzowana produkcja*. T7. Zastosowania elastycznej automatyzacji. Warszawa 1990.
2. Prace Naukowe Instytutu Technologii Maszyn i Automatyzacji Politechniki Wrocławskiej. *Automatyzacja produkcji '97. Innowacje w technice i zarządzaniu*. T1. Referaty plenarne. Konferencja pt.: *Systemy komunikacyjne w automatyzacji procesów wytwarzania*. Koch J., Kosmulska-Bochenek E., Kowalczyk G., Mrzygłód M., Nowak M., Reiner J., Sacha K., Skura K., Smalec Z., Sochan A., Trzciniński P. Wrocław 1997.
3. Macierzanka P., Mallek P.: *System sterowania przemysłowego przy pomocy oprogramowania Factory Suite*. Praca inżynierska pod kierunkiem Ociepa Z., Politechnika Koszalińska. Koszalin 1999.
4. Niederliński A.: *Systemy komputerowe automatyki przemysłowej*. T2 Zastosowania. Warszawa 1985.

Streszczenie

Autorzy zajmują się zawodowo automatyką przemysłową i przedstawili nowo uruchomiony w Katedrze Systemów Sterowania Politechniki Koszalińskiej system sieciowego sterowania. Uruchomiona sieć integruje w działaniu wiele programowalnych sterowników obiektowych znajdujących się w odległych laboratoriach. Pozwala na centralizację i hierarchizację sterowania i monitorowania przemysłowego.

INDUSTRIAL CONTROL NETWORK FOR EDUCATION

Summary

Authors professionally involved with industrial automation, have presented new developed and implemented network based computer control system in Katedra Systemów Sterowania of Politechnika Koszalińska. The new implemented network integrates many PLC controlled far distant objects located in different laboratories. The system provides central and hierarchical industrial process control and monitoring capabilities.

Referat recenzowany

PLANOWANIE ZLECEŃ PRODUKCYJNYCH Z WYKORZYSTANIEM CLP

1 Wstęp

Zjawiskiem wspólnym dla wszystkich typów przedsiębiorstw jest przepływ materiałów, środków, ludzi. Przepływ materiałów i wyrobów w przedsiębiorstwie jest wynikiem realizacji procesu produkcyjnego i dla zapewnienia efektywnego wykorzystania zasobów systemowych, przepływ ten winien być celowo zaplanowany i sterowany.

Obserwując przedsiębiorstwa przemysłowe łatwo widać, z jak dużą różnorodnością produkowanych wyrobów, ich programów produkcyjnych, procesów, struktur systemów możemy się spotkać. Tak duża różnorodność czynników powoduje, że często dla każdego odrębnego przypadku buduje się indywidualne ściśle dedykowane do potrzeb systemy wspomagające sterowanie przepływem produkcji, wiąże się to nieuchronnie z koniecznością poniesienia dużych nakładów. Z drugiej strony przepływ produkowanych w różnych przedsiębiorstwach przedmiotów ma wiele cech wspólnych, stąd też dążność do tworzenia pewnych uniwersalnych rozwiązań odnoszących się do sterowania tym przepływem.

U początków praktyki stosowania systemów komputerowego wspomaganie zarządzania należy widzieć proste systemy sterowania zapasami IC (Inventory Control). Kolejny etap rozwoju systemów zarządzania produkcją stanowią systemy klasy MRP II będące rozwinięciem koncepcji MRP (Material Resource Planing) [2, 3] pozwalające na planowanie potrzeb materiałowych w zamkniętej pętli sterowania. Sterowanie ze sprzężeniem zwrotnym umożliwia w pewnym zakresie modyfikowanie nadrzędnego planu produkcji w oparciu o jego bilansowanie z normatywami planu zdolności produkcyjnych.

Jednak dla pewnych klas systemów produkcyjnych, szczególnie w przypadku przedsiębiorstw małych i średnich (produkcja w układzie zleceńowym pod potrzeby klienta) duże znaczenie dla procesu sterowania przepływem produkcji ma uwzględnienie danych szczebla sterowania operacyjnego w procesie planowania [6].

Zastosowane w standardzie MRP II metody wykorzystywane przez moduły CRP (Capacity Requirements Planing) i SFC (Shop Floor Control), bazujące na normatywach zdolności produkcyjnych nie pozwalają na wykorzystanie informacji ze szczebla sterowania operacyjnego. Powoduje to między innymi trudności w ocenie faktycznych zdolności produkcyjnych oraz optymalizacji przyjętych i wstępnie zbilansowanych planów.

Dążenie do optymalnego wykorzystania potencjału wytwórczego systemu rodzi konieczność posługiwania się technikami komputerowo wspomaganego podejmowania decyzji integrujących zadania planowania i sterowania produkcją.

* Politechnika Zielonogórska, Instytut Informatyki i Zarządzania, ul. Podgórna 50, 65-246 Zielona Góra, tel. (0 68) 3282-264. e-mail: T.Borowiecki@iiz.pz.zgora.pl

Zakres funkcjonalny stosowanych narzędzi powinien zatem obejmować:

- modelowanie struktury operacji produkcyjnych,
- optymalizację planowania taktycznego i sterowania operacyjnego,
- koordynację w zakresie przygotowania i realizacji produkcji w celu osiągnięcia maksimum korzyści,
- planowanie i dokładną kontrolę zdolności produkcyjnych.

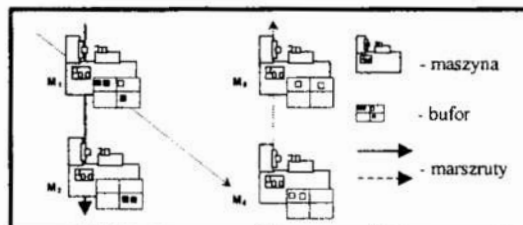
Możliwości takie daje posługiwanie się nowymi technikami, które charakteryzują się dużą siłą modelowania, niskim kosztem budowy modeli problemów, ich weryfikacji i rekonfiguracji. Rozważania przedstawione w niniejszej pracy mają na celu próbę zaproponowania rozwiązań, które pozwolą na konstrukcję modułów uzupełniających systemy doradcze planowania i sterowania przepływem produkcji.

Przedstawiony model dotyczy klasy systemów produkcji realizowanej w układzie zleceńowym pod potrzeby klienta (dynamicznie zmieniający się program produkcji) i uwzględnia pewne ograniczenia wnoszone przez strukturę systemu produkcyjnego.

2 Model systemu produkcyjnego

Na strukturę rozpatrywanych systemów produkcyjnych składają się stacje robocze (grupy stanowisk) przeznaczone do realizacji przyjmowanych zleceń produkcyjnych. Grupę stanowisk stanowi zespół maszyn mogących wykonać zadaną operację technologiczną procesu w tym samym czasie.

Rozważmy system produkcyjny (Rys.1.) obejmujący $|M|$ stanowisk roboczych różnego typu, połączonych przez zautomatyzowany bądź ręczny system transportu międzystanowiskowego, wyposażony w bufory przystanowiskowe.



Rys. 1. Przykładowy system produkcyjny

Fig. 1. An example production system structure

Rozwinięcie konstrukcyjno technologiczne wyrobu składa się z zespołów i elementów odzwierciedlającą strukturę procesu wytwarzania. Z każdym typem wyrobu skojarzony jest proces technologiczny zdefiniowany z dokładnością do operacji realizowanej w stacji roboczej (grupie stanowisk) z określoną wydajnością. Wytworzenie wyrobu $k \in K$ (realizacja podzlecenia) wymaga wykonania ciągu n (różnych przeprowadzanych na różnych stanowiskach) operacji $j \in J = \{1, \dots, N\}$.

Dla każdego typu wyrobu k , znane są podzbiory operacji technologicznych $J_{kl} \subseteq J$ potrzebnych do wyprodukowania części k . Przez J_{kl} gdzie $l \in L_k$ (L_k jest zbiorem wariantów wykonania wyrobu k), oznaczamy podzbiory operacji odpowiadające alternatywnym wariantom wytwarzania danego typu wyrobu k (warianty realizacji podzlecenia). Porządek wykonania operacji $j \in J_{kl} \subseteq J$ dla

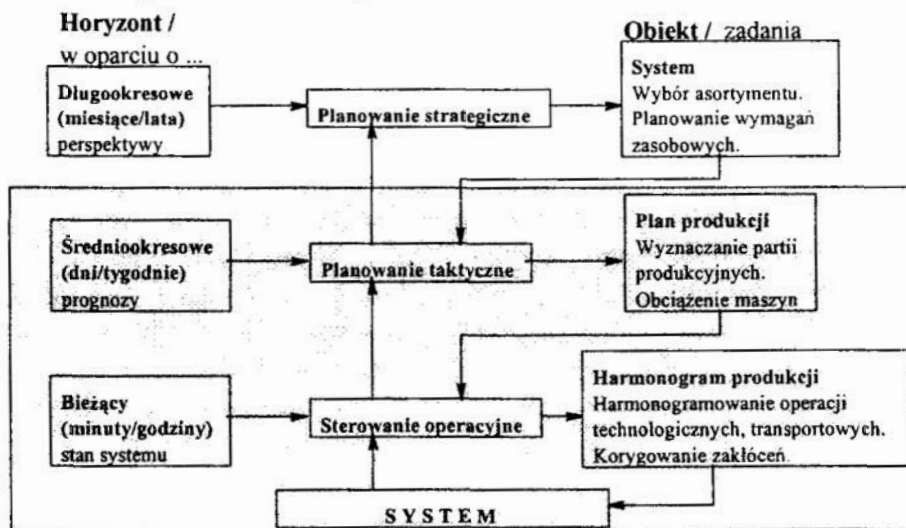
każdego wariantu J_{kl} wyrobu k można przedstawić za pomocą acyklicznego digrafu (grafu ograniczeń kolejnościowych), którego wierzchołki reprezentują operacje a łuki wskazują na dopuszczalną kolejność ich wykonania. Kolejność ta może być określona również przez podanie $j \in J_{kl}$ par postaci j, r_j gdzie r_j oznacza listę operacji ze zbioru J_{kl} , których zakończenie jest wymagane dla możliwości rozpoczęcia danej operacji j . Operację j może wykonać dostosowana do tego stacja robocza.

Określmy teraz podstawowe parametry charakteryzujące proces wytwórczy związany z produkcją danego typu wyrobu typu k . Wyrób typu k jest scharakteryzowany przez następujące parametry: czas wykonania na stanowisku m operacji $j \in J_{kl}(m) \subseteq J$ oznaczmy przez t_{jm} . Przyjmijmy dalej: r_k - moment gotowości do wykonania, d_k - termin zakończenia wykonania (wytwarzanie wyrobu k musi zostać zakończone przed upływem d_k). Zapotrzebowanie na wyrób k - z_k , oznacza liczbę sztuk wyrobu jaką należy wyprodukować. Znane zapotrzebowanie na wyroby różnego typu generuje odpowiednie zapotrzebowanie na każdą operację $j \in J$. Zakłada się że powtórzenia operacji wynikające z zapotrzebowania realizowane są przy pojedynczym nakładzie czasu przygotowawczo zakończeniowego. Jeżeli $z_k = 1 \quad \forall k \in K$ to mamy do czynienia z jednostkowym zleceniem produkcyjnym, w innym przypadku zlecenie jest niejednostkowe.

3 Sformułowanie problemu

Głównym celem jest zaprojektowanie systemu planowania i sterowania przepływem produkcji umożliwiającego rozwiązywanie zadań szczebla planowania taktycznego z uwzględnieniem danych pochodzących ze sfery sterowania operacyjnego.

Uwzględnienie danych szczebla operacyjnego pozwoli na sterowanie w oparciu o rzeczywiste a nie planowane obciążenia zasobów.



Rys. 2. Zakres integracji sfer planowania i sterowania produkcją.

Fig. 2. Integration of planning and control layers

W sferze planowania taktycznego, w proponowanym podejściu wyodrębniono następujące problemy:

- *Kontrola rzeczywistych zdolności produkcyjnych* (określenie terminu i kosztu realizacji zlecenia), korygowanie zakłóceń (wykorzystanie danych gromadzonych w trybie on-line umożliwia podjęcie akcji korygujących „zanim będzie za późno”)
- *Wybór optymalnego wariantu realizacji zlecenia*, w danych warunkach obciążenia systemu

Dla systemu produkcyjnego o znanej strukturze i zadanego zbioru zleceń realizowanych współbieżnie i rozważanych do przyjęcia, poszukiwana jest odpowiedź na pytania stawiane w ramach powyższych problemów szczegółowych.

Podstawowym zadaniem kontroli zdolności produkcyjnych jest odpowiedź na pytanie czy można przyjąć zlecenie klienta spełniając wymagania co do terminu (ew. ceny). Wiarygodność oceny terminu zapewniona jest kontrolą w trybie on-line danych o dostępności zasobów aktualizowanych sprzężeniem zwrotnym rejestracji i raportowania o zakończeniu operacji.

Zadanie wyboru wariantu realizacji zlecenia formułuje się w sytuacji dostępności informacji z bazy danych TPP określających alternatywne warianty (bądź marszruty) wytworzenia. Celem jest wybór wariantu optymalnego w sensie czasu lub kosztu. Każdy wyrób, czy też element struktury konstrukcyjnej może mieć alternatywne warianty procesu wytwarzania - wybór optymalnego wariantu odbywa się w momencie uruchomienia zlecenia wytwarzania na podstawie analizy dostępności zasobów, minimalizowany jest czas i/lub koszt wytwarzania.

Wymagania co do poziomu przepływu informacji.

Stosowane obecnie pakiety oprogramowania wspomagającego konstrukcyjne i technologiczne przygotowanie produkcji są często zintegrowane z pakietami do zarządzania i archiwizowania oraz przepływu dokumentacji konstrukcyjnej PDM (Product Data Management). Integracja polega na automatycznym zapisie rozwinięcia konstrukcyjnego i stworzeniu powiązania pomiędzy projektem konstrukcyjnym [9]. Charakter stosowanych rozwiązań sugeruje możliwość wykorzystania modułów systemu TTP (Technologicznego Przygotowania Produkcji) jako wyjściowej bazy wiedzy dla projektowanych modułów optymalizacji przepływu produkcji wykorzystujących prezentowaną metodykę.

Proponowana postać bazy danych o systemie produkcyjnym zawiera część statyczną (technologiczna baza wiedzy) oraz dane gromadzone z systemu monitoringu bezpośredniego lub na zasadzie rejestracji zleceń produkcyjnych i raportowania zakończenia kolejnych jego etapów. Część dynamiczna bazy wiedzy o systemie stanowi sprzężenie zwrotne i dzięki temu, że dane gromadzone są w trybie on-line, można podejmować działania korygujące zanim „będzie za późno”. Dane procesu monitoringu stanowią podstawę dla sterowania wyborem wariantu wytwarzania.

Oczywistym jest że dla możliwości wykorzystania w realnym systemie wspomagania planowania przepływu produkcji konieczna jest integracja z modułami rachunkowości sprawozdawczej i zarządczej, systemem płacowym i innymi modułami systemów informatycznych przedsiębiorstwa.

4 Proponowana metodyka rozwiązania

Programowanie w logice ograniczeń (ang. Constraint Logic Programming (CLP)) w systemie **Oz2** opiera się na podstawowych mechanizmach: propagacji ograniczeń i dystrybucji zmiennych [4,5]. Propagacja ograniczeń jest mechanizmem wnioskowania opartego na równoległym działaniu propagatorów wymieniających i gromadzących informacje w tzw. zbiorze wymiany ograniczeń. Dystrybucja zmiennych dzieli problem na uzupełniające się wzajemnie elementy według założonej (swobodnie programowanej) strategii [4, 5]. Rozwiązanie modelowanego problemu, jeśli takie istnieje, jest wyznaczane w kolejnych krokach propagacji i dystrybucji. Rozmiary potencjalnej eksplozji kombinatorycznej procesu dystrybucji mogą jednak być opanowane w praktyce dzięki zastosowaniu mocnych reguł propagacji ograniczeń i odpowiednio dobieranych heurystyk. Problem ze zmiennymi o skończonych domenach składa się również ze skończonego zbioru ograniczeń, ograniczających wszystkie zmienne problemu. Jako rozwiązanie problemu poszukiwane jest takie przyporządkowanie zmiennym wartości (z ich domen), aby spełniało ono wszystkie ograniczenia problemu.

Skończona domena jest zbiorem nieujemnych liczb całkowitych. Notacja $m\#n$ oznacza domenę będącą zbiorem liczb całkowitych $\{m, \dots, n\}$. *Ograniczenie* (w sensie CLP) ma postać logicznego predykatu. Typowymi przykładami ograniczeń występujących w klasie problemów ze zmiennymi o skończonych domenach są: $X = 67$, $X \in 0\#9$, $X = Y$, $X + Y + Z < U$, $X^2 - Y^2 = Z^2$, X_1, \dots, X_9 są różnowartościowe, co najmniej (co najwyżej) n spośród X_1, \dots, X_9 , $n \in \{1, \dots, 9\}$ zmiennych przyjmuje wartość spełniającą zadane kryterium (dwa ostatnie propagatory należą do klasy propagatorów symbolicznych).

Model CLP zadań planowania taktycznego z uwzględnieniem aspektu realizowalności i optymalizacji przepływu (przykład zastosowania)

W dalszej części pracy zaprezentowana zostanie metodyka modelowania wyodrębnionych wcześniej problemów cząstkowych przy użyciu mechanizmów CLP. Poziomy taktyczny planowania produkcji dotyczy krótkich okresów i zwykle obejmuje następujące zadania [7,8]:

Wybór zestawu części (partii produkcyjnej), które będą wytwarzane jednocześnie w systemie. Wybór zestawu części do jednoczesnego wytwarzania podyktowany może być koniecznością rozdziału operacji i wymaganych narzędzi, obsługi, itp. pomiędzy maszyny tak, aby ustaloną partię typów części wykonać z najlepszym wykorzystaniem potencjału wytwórczego systemu [7,8]. Ten aspekt planowania jest przedmiotem innego opracowania i może być włączony jako integralna część prezentowanej metodyki.

Zadanie równoważenia obciążeń maszyn sprowadza się do przydzielenia do maszyn poszczególnych operacji dla wybranej partii, tak aby zapewnić najlepsze wykorzystanie potencjału wytwórczego systemu. Zadanie obciążenia maszyn formułuje się czasami wprost jako problem optymalnego wyboru marszrut dla wybranej partii części, spośród marszrut dopuszczalnych dla każdego typu części. W niniejszym opracowaniu nazwano to wyborem optymalnego wariantu wytwarzania.

Głównym celem niniejszej pracy jest konstrukcja algorytmów budowy modeli problemów formułowanych w dialogu z operatorem systemu doradczego (komputerowego systemu planowania i sterowania przepływem produkcji).

Wyraźnym niedostatkim stosowanych obecnie rozwiązań jest to, że wspomagając opracowywanie planów produkcji nie uwzględniają rzeczywistego stanu obciążenia zasobów oraz interakcji jakie wywierają na siebie składowe systemu. Istnieje oczywiście możliwość zbudowania modelu (np. modelu optymalizacji dyskretnej) [8] zadania średnio/krótkookresowego planowania i weryfikacji realizowalności otrzymanego planu. Jednak takie podejście zawsze prowadzi do złożoności przekraczającej możliwości dostępnych mocy obliczeniowych. Wyjściem z takiej sytuacji wydaje się być wykorzystanie takich wartości jak wiedza, doświadczenie operatora i usprawiedliwione staje się stosowanie metod przybliżonych pozwalających na otrzymanie w skończonym czasie dobrych rozwiązań dopuszczalnych z uwzględnieniem ograniczeń wywieranych przez strukturę systemu.

Przykład

Rozważmy system produkcyjny składający się z $|M|=6$ maszyn. Do zamodelowania struktury systemu produkcyjnego i realizowanych w nim procesów posłużono się aparatem opisanym wcześniej w [11,12,13]. Obecnie przypomnimy tylko najważniejsze oznaczenia. Wariant realizacji zlecenia opisany jest n -tką (gdzie n oznacza ilość operacji J_{kl}) rekordów postaci $\{s_j, j \in J_{kl} \# t_{j,m} \# \text{[lista operacji bezpośrednio poprzedzających } j] \# m\}$ (1), gdzie s jest zmienną o skończonej domenie o granicach $r_k \# d_k$. W systemie realizowane są cztery następujące procesy:

a1 # 29 # [pa] # m1; a2 # 78 # [a1] # m2; a3 # 9 # [a2] # m3; a4 # 36 # [a3] # m4; a5 # 49 # [a4] # m5; a6 # 11 # [a5] # m6
 b1 # 43 # [pa] # m1; b2 # 90 # [b1] # m3; b3 # 75 # [b2] # m5; b4 # 11 # [b3] # m6; b5 # 69 # [b4] # m4; b6 # 28 # [b5] # m2
 c1 # 91 # [pa] # m2; c2 # 85 # [c1] # m1; c3 # 39 # [c2] # m4; c4 # 74 # [c3] # m3; c5 # 90 # [c4] # m5; c6 # 10 # [c5] # m6
 d1 # 81 # [pa] # m2; d2 # 95 # [d1] # m3; d3 # 71 # [d2] # m1; d4 # 99 # [d3] # m5; d5 # 9 # [d4] # m4; d6 # 52 # [d5] # m6

z terminami realizacji równymi odpowiednio 450, 500, 600, 550. Do utworzenia harmonogramu obciążenia stanowisk roboczych przez poszczególne operacje posłużono się procedurami harmonogramowania uwzględniającymi ograniczenia wnoszone przez strukturę systemu jak np. pojemności buforów przystanowiskowych [11,12,13].

Rozważana jest możliwość przyjęcia nowego zlecenia, które można zrealizować w następujących wariantach:

e1 # 40 # [pa] # m1; e2 # 100 # [e1] # m3; e3 # 80 # [e2] # m2; e4 # 30 # [e3] # m5; e5 # 90 # [e4] # m6; e6 # 40 # [e5] # m4 (2)

e1 # 57 # [pa] # m3; e2 # 121 # [e1] # m1; e3 # 73 # [e2] # m2; e4 # 29 # [e3] # m6; e5 # 105 # [e4] # m4; e6 # 43 # [e5] # m5 (3)

e1 # 57 # [pa] # m3; e2 # 80 # [e1] # m2; e3 # 100 # [e2] # m1; e4 # 50 # [e3] # m6; e5 # 120 # [e4] # m4; e6 # 40 # [e5] # m5 (4)

Termin ukończenia zlecenia liczony od początku okresu planowania wynosi 650. Stopień zaawansowania realizacji zleceń wskazuje, że najwcześniejszy czas gotowości pierwszej operacji nowowprowadzonego procesu równa się $r_k=150$.

Rozwiązanie

Zadanie wyboru wariantu technologicznego można rozwiązać przy istnieniu dwóch różnych założeń:

- Przypadek pierwszy – Należy wybrać optymalny wariant wytwarzania z dotrzymaniem terminu realizacji zlecenia przy założeniu niezakłóconego przebiegu realizowanych dotąd procesów.
- Przypadek drugi – W przypadku niemożności wykonania zlecenia w narzuconym terminie (przy założeniu niezakłóconego przebiegu realizowanych dotąd procesów) podjęto próbę przeharmonogramowania zleceń realizowanych w systemie. Stopień zaawansowania robót pozwala na wprowadzenie nowego zlecenia z czasem gotowości $r_k = 150$.

Poszukiwana jest w pierwszej kolejności odpowiedź na pytanie czy możliwa jest terminowa realizacja zlecenia. Jeśli tak to jaki jest optymalny wariant realizacji zlecenia? Na podstawie danych z bazy technologicznego przygotowania produkcji zamodelowano trzy warianty (2), (3), (4) wykonania zleconego wyrobu. Różniące się czasem (kosztem realizacji).

Problem wyboru wariantu technologicznego w podejściu CLP można zobrazować następująco: Niech zmienne W_i oznaczają indeksy dopuszczalnych wariantów wykonania zlecenia (z bazy TPP). Indeks wariantu jednoznacznie identyfikuje n -tke, postaci (2).

Dzięki programowalnemu procesowi dystrybucji zmiennych możliwe jest wybieranie wariantów wytwarzania zgodnie z założoną (dowolnie programowaną) strategią. W niniejszym opracowaniu wykorzystano dwie strategie – w pierwszej kolejności warianty o najkrótszym czasie (najmniejszym koszcie) realizacji (wynikającym z bilansu obciążeń). W przypadku jednoczesnego planowania realizacji większej ilości nowowprowadzanych zleceń wykorzystywano strategie wyboru wariantów opierające się na wstępnym równoważeniu bilansów obciążeń stanowisk.



Rys. 3. Schemat systemu optymalizacji wyboru wariantu realizacji zlecenia

Fig. 3. Optimisation procedure scheme

Zmienna (e) W_i po dokonaniu kroku dystrybucji ustala wariant (zestaw wariantów) realizacji zlecenia. Zestaw wariantów propagowany jest ograniczeniami wynikającymi z danych o dostępności zasobów nieodnawialnych (Rys. 3).

Na specyfikację zadań składają się warianty o wybranych indeksach, kolejne kroki procesu optymalizacji odpowiadają za weryfikację realizowalności rozpatrywanego w danej chwili „prototypu planu”. Zmienne s_j odpowiadające chwilom rozpoczęcia operacji na poszczególnych zasobach poddawane są wstępnej propagacji zestawem ograniczeń wnoszonych przez takie zależności jak: terminy zakończenia, chwile gotowości do wykonania, przyjęty schemat przepływu, pojemności buforów przystanowiskowych [11,12,13]. Zmienne s_j zyskują domeny szacujące przedziały czasowe, w których dane operacje mogą się rozpocząć. Również na tym etapie możliwe jest stwierdzenie nierealizowalności danego zestawu wariantów przy założonych wymaganiach co do terminu i/lub z powodu niewystarczających pojemności buforów.

Kolejnym krokiem jest alokacja na zasobach poszczególnych operacji. W literaturze wiele miejsca poświęcono wykazaniu wysokiej przydatności mechanizmów CLP w rozwiązywaniu zadań harmonogramowania. W systemie mOZart jak i w jego wcześniejszej wersji Oz2 zaimplementowano gotowe wydajne algorytmy zaczerpnięte z badań operacyjnych [4,5,10]. Wykorzystuje się tu na przykład całe spektrum, od prostych algorytmów szeregowania zadań według kryterium największego obciążenia do różnych odmian edge-findnig, wnioskujących o kolejności wykonania zadań w oparciu o dane obciążenia zasobów lub grup zasobów. Charakteryzują się one różną efektywnością i kosztem obliczeniowym.

Ostatnim etapem weryfikacji otrzymanego harmonogramu przepływu może być propagacja dodatkowych ograniczeń wnoszonych np. przez takie elementy struktury systemu jak np. pracujący okresowo bądź w trybie żądaniowym system transportu.

W rozważanym przykładzie rozwiązanie zadania doboru wariantu realizacji zlecenia przy założeniu o niezakłóconym przebiegu realizowanych dotąd procesów wykazało brak możliwości dotrzymania terminu realizacji nowowprowadzanego zlecenia. Wariantem z najmniejszym przekroczeniem terminu okazał się wariant (2). W zaistniałej sytuacji rozwiązano ponownie zadanie wyboru wariantu przy założeniu przeharmonogramowania realizowanych dotąd procesów. Okazało się iż dopuszczenie zmiany ustalonego wcześniej przepływu pozwala na terminową realizację nowowprowadzonego zlecenia (przy dotrzymaniu terminów zleceń wcześniej realizowanych). Optymalnym wariantem okazał się tu wariant (1).

Niniejszy model pozwala na sformułowanie zadania oceny wpływu zakłóceń przyjętego harmonogramu przepływu. Dzięki możliwości wprowadzania do problemu kryteriów optymalizacji (np. termin realizacji zlecenia) w postaci ograniczeń powodujących dodatkową propagację zmiennych możliwa jest szybka ocena możliwości terminowej realizacji zakłóconego planu. W przypadku stwierdzenia zakłócenia rzutującego na terminowość realizacji, możliwa jest optymalizacja przebiegu niedokończonych zadań w celu minimalizacji opóźnień.

Podsumowanie

Zaprezentowana metodyka konstrukcji modelu zadania optymalizacji wyboru wariantu realizacji zleceń produkcyjnych, może być wykorzystana przy konstruowaniu systemów doradczych planowania i sterowania przepływem produkcji w szerokiej klasie systemów produkcyjnych. Pomoże ona rozwiązywać w zintegrowany sposób zadania szczebla planowania taktycznego (optymalizacja wyboru wariantu realizacji zlecenia, wyznaczanie partii produkcyjnych, równoważenie obciążeń) z jednoczesną

weryfikacją opracowanych planów za pomocą procedur harmonogramowania uwzględniających ograniczenia wnoszone przez elementy struktury systemu. Natura proponowanego podejścia, z uwagi na dużą złożoność podejmowanych problemów, wykorzystuje często metody i algorytmy przybliżone co jest jednak usprawiedliwione ich NP-złożonością. Główny nacisk położono na efektywnym obliczeniowo pozyskiwaniu dobrych rozwiązań dopuszczalnych (z oczekiwanym poziomem wskaźników jakościowych).

Literatura

1. Borowiecki T., Banaszak Z.: *A constraint logic programming approach for AGV flow control*. Proc. of the Workshop on Constraint Programming for Decision and Control. Ed. J. Figwer, June 28, Gliwice, Poland 1999, pp.41–48.
2. Landvater D., Gray C.: *MRP II Standard System. A Handbook for Manufacturing Software Survival*. Oliver Wight Limited Publications Inc., Essex, 1995.
3. Schollaert F.: *Money Resource Planning—MRPIII*. Library Albert I, Brussels, 1994.
4. Schulte Ch., Smolka G., Wurtz J.: *Finite Domain Constraint Programmig in Oz*. DFKI OZ documentation series. German Research Center for Artificial Intelligence, Stuhlsaltzenhausweg 3, D-66123 Saarbrucken, Germany, 1998.
5. Henz M., Muller M.: *Tips on Oz*. DFKI OZ documentation series. German Research Center for Artificial Intelligence, Stuhlsaltzenhausweg 3, D-66123 Saarbrucken, Germany, 1997.
6. Mleczo J.: *Wielokryterialna optymalizacja zarządzania procesami wytwarzania elementów maszyn w warunkach jednostkowej i małoseryjnej produkcji*. Praca doktorska, Politechnika Łódzka. 1999.
7. Sawik T.: *Planowanie i sterowanie produkcji w elastycznych systemach montażowych*. Wydawnictwa Naukowo-Techniczne. Warszawa, 1996.
8. T. Sawik. *Optymalizacja dyskretna w elastycznych systemach produkcyjnych*, Wydawnictwa Naukowo-Techniczne. Warszawa, 1997.
9. ComputerWorld Raport, (1998): *Systemy informatyczne do wspomaganie zarządzania małą i średnią firmą*. Październik 1998, str. 6–58.
10. Wurtz J.: *Oz scheduler: A Workbench for Scheduling Problems*. Programing Systems Lab. DFKI GmbH. University of Saarland. Saarbrucken, Germany, 1997.
11. Borowiecki T., Banaszak Z.: *Integracja zadań planowania przepływu produkcji w ujęciu technik programowania z ograniczeniami*. Inżynieria Maszyn, R.4, z.3–4, Wrocław, (2000), 37–51.
12. Borowiecki T., D'Souza K., Banaszak Z.A.: *A constraint programming approach for concurrent workflow scheduling*. Proc. of the 6th International Conference on Methods and Models in Automation and Robotics, August 28–31, Międzyzdroje, Poland, (2000), 889–894.
13. Borowiecki T., Saniuk S., Banaszak Z.: *Zastosowanie technik programowania w logice z ograniczeniami do zarządzania przepływem wieloasortymentowej produkcji rytmicznej*. Zeszyty Naukowe Wydziału Mechanicznego PK, nr 27, Wydawnictwa Uczelniane Politechniki Koszalińskiej, Koszalin, (2000), 45–52.

Streszczenie

Dążenie do optymalnego wykorzystania potencjału wytwórczego systemu rodzi konieczność posługiwania się technikami komputerowo wspomaganego podejmowania decyzji integrujących zadania planowania i sterowania produkcją. Wyraźnym niedostatkim stosowanych obecnie rozwiązań jest to, że wspomagając opracowywanie planów produkcji nie uwzględniają rzeczywistego stanu obciążenia zasobów oraz interakcji jakie wywierają na siebie składowe systemu. Rozwiązaniem wydaje się być zastosowanie nowych technik modelowania i rozwiązywania problemów z ograniczeniami, które charakteryzują się dużą siłą modelowania, niskim kosztem budowy modeli problemów, ich weryfikacji i rekonfiguracji.

Rozważania przedstawione w niniejszej pracy mają na celu próbę zaproponowania rozwiązań, które pozwolą na konstrukcję modułów uzupełniających systemy doradcze planowania i sterowania przepływem produkcji. Przedstawiony model dotyczy klasy systemów produkcji realizowanej w układzie zleceńowym pod potrzeby klienta (dynamicznie zmieniający się program produkcji) i uwzględnia pewne ograniczenia wnoszone przez strukturę systemu produkcyjnego.

WORK ORDER PLANNING. CLP APPROACH

Summary

Production planning consists of many decision-making activities including such issues as batch sizing, production routing and jobs scheduling. Methods of mathematical programming are used in order to resolve the above-mentioned problems separately. However, resolution of local problems do not guarantee realisation of plans obtained and it's optimisation (according to actual state of system). In this paper an approach to optimisation of production order realisation variant, based on Oz2 language is proposed. A task-programming resume in constraints specification uses a kind of textual specification. For a given manufacturing system an efficiency of the approach proposed is provided.

Referat recenzowany

KOMPUTEROWO WSPOMAGANA OCENA TRWAŁOŚCI ZMĘCZENIOWEJ DLA ZŁOŻONEGO STANU OBCIĄŻENIA

1 Wprowadzenie

Praktyka inżynierska wskazuje, że sposób szacowania trwałości zmęczeniowej elementów konstrukcji stwarza dość duże problemy projektantom, co ma zasadniczy wpływ na bezpieczeństwo pracy całej konstrukcji oraz czas i koszty jej eksploatacji. Bieżący stan wiedzy jest dość mało spójny i nie oferuje inżynierom praktycznych w zastosowaniu narzędzi, wspomagających proces projektowania w zakresie obciążeń dynamicznych.

Stale wzrastające wymagania stawiane nowoczesnym konstrukcją zmuszają do ciągłego obniżania wartości współczynników bezpieczeństwa. Zdarza się też często, że zbyt duże ich wartości są przyczyną powstawania ciężkich i nieekonomicznych konstrukcji. Rozwój nowoczesnych technik obliczeniowych, wspomaganych technikami CAD w połączeniu z najnowszymi osiągnięciami z zakresu wytrzymałości zmęczeniowej materiałów, pozwala na dokonywanie bardziej racjonalnych obliczeń.

W pracy zaprezentowano propozycję sumowania uszkodzeń oraz jej komputerową implementację. Aplikacja CAD pozwala na prowadzenie obliczeń dla przypadków działania jednoczesnego i zgodnego w fazie obciążenia rozciągająco – ściskającego i skręcającego. Zastosowany model sumowania uszkodzeń zmęczeniowych [3] pozwala na wykonanie symulacji komputerowej procesu zmęczenia z uwzględnieniem wpływu sekwencyjności obciążenia.

2 Teoretyczne założenia dla modelowania sumowania uszkodzeń

Jednoczesne działanie naprężeń normalnych i stycznych prowadzi do inicjacji i propagacji pęknięć zmęczeniowych w różnych płaszczyznach. Po n liczbie cykli, często występuje wzajemne oddziaływanie powstałych uszkodzeń. Bardzo ważną rolę w tym procesie ma sposób zmian wartości amplitudy obciążenia (wpływ sekwencyjności). W zależności od poziomu amplitudy obciążenia, obserwuje zjawisko przyspieszania lub opóźniania propagacji pęknięcia.

Zmiana (redukcja) wartości granicy zmęczenia, w wyniku działania cyklicznie zamienne-go obciążenia, może być wykorzystana do pomiaru stopnia uszkodzenia. W 1955 roku D.L. Henry [5] wykorzystał te spostrzeżenia do budowy własnego modelu zmęczenia, uwzględniając efekt wpływu sekwencyjności obciążenia.

* Politechnika Warszawska, Instytut Podstaw Budowy Maszyn, Narbutta 84, 02-524 Warszawa

W modelu założono, że w miejscu rozwoju pęknięcia występuje działanie hipotetycznego karbu, w którego dnie mamy do czynienia z koncentracją naprężeń, zatem:

$$\frac{k}{k'} = \frac{Z}{Z'} = C, \quad (1)$$

gdzie:

C – współczynnik koncentracji naprężeń.

Z – granica zmęczenia dla danego materiału,

Z' – nowa wartość granicy zmęczenia dla materiału, który zaabsorbował n cykli obciążenia.

Jak zaznaczono wyżej, w przypadku obciążeń złożonych równoczesne działanie naprężeń normalnych oraz stycznych prowadzi do rozwoju pęknięć w różnych płaszczyznach. Na określonym etapie rozwoju pęknięć, mamy do czynienia ze skłonnością do wzajemnej ich interakcji. Jest to przyczyną przyspieszania lub opóźniania propagacji, a co za tym idzie osłabienia lub wzmocnienia materiału. Uwzględnienie tych zjawisk możliwe jest przez dokonanie założenia, że na zmianę własności materiału, poddanego obciążeniom złożonym (w tym na wartość granicy zmęczenia), ma wpływ rodzaj obciążenia. Dlatego proponuje się wprowadzenie funkcji $T(\alpha, n)$, która pozwala na korygowanie własności materiału, zależnie od rodzaju obciążenia i liczby cykli:

$$\frac{k}{k'} = \frac{Z}{Z' T(\alpha, n)} = C. \quad (2)$$

Zakładając że krzywą zmęczeniową można opisać zależnością [6]:

$$N = k / (S - Z), \quad (3)$$

gdzie:

S – amplituda obciążenia,

k – współczynnik zależny od materiału oraz uwzględniając (1) i (2), otrzymamy:

$$1 - \frac{n}{N} = \frac{k}{N(S - Z')} \frac{Z'}{Z} T(\alpha, n). \quad (4)$$

Przy założeniu, że:

$$D = (Z - Z') / Z, \quad (5)$$

$$\gamma = (S - Z) / Z, \quad (6)$$

$$\beta = \frac{n}{N}, \quad (7)$$

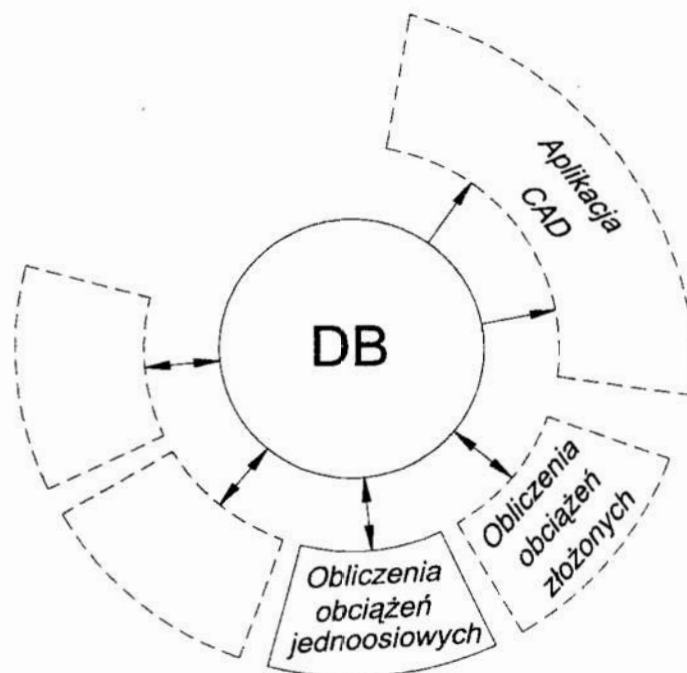
zależność (4) będzie ostatecznie miała postać:

$$D = \frac{\beta + T(\alpha, n) - 1}{T(\alpha, n) + \frac{1 - \beta}{\gamma}} \quad (8)$$

D – opisuje poziom zniszczenia i zmienia się w przedziale $\langle 0, 1 \rangle$, przy czym $D = 1$ oznacza zniszczenie.

3 Aplikacja modelu w systemie komputerowym

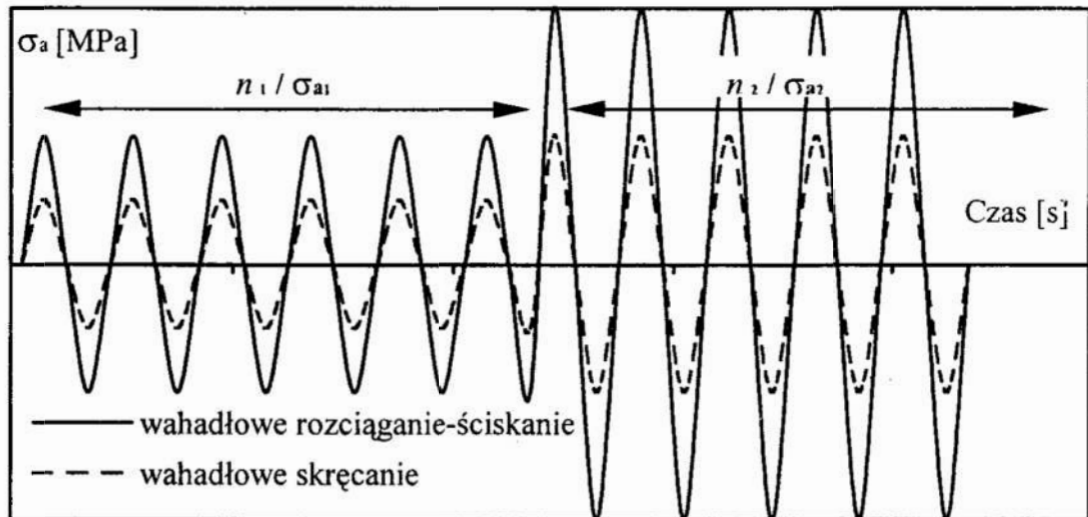
Na bazie rozważań z poprzedniego rozdziału zbudowano komputerowy moduł obliczeniowy. Jest on częścią większego systemu [2, 4] (rys. 1), pozwalającego na prowadzenie obliczeń zmęczeniowych w oparciu o zapisane w bazie danych informacje o parametrach przebiegu obciążenia i właściwościach materiału.



Rys. 1. Koncepcja systemu CAD

Fig. 1. CAD system conception

Aplikacja pozwala na oszacowanie wartości trwałości zmęczeniowej (w cyklach zmęczenia) dla elementów poddanych obciążeniom blokowym, przy czym w każdym bloku wartość amplitudy obciążenia (σ_{a1} , σ_{a2} , itd.) jest stała. Obciążenie może mieć charakter złożony. Oznacza to, że w blokach możliwe jest jednoczesne działanie, zgodnych w fazie naprężeń rozciągająco – ściskających oraz skręcających rysunku 2.



Rys. 2. Przykład przebiegu obciążenia złożonego, składającego się z dwóch bloków (n_1, σ_{a1}) i (n_2, σ_{a2})

Fig. 2. An example of loading sequence for two blocks (n_1, σ_{a1}) and (n_2, σ_{a2}) biaxial loading

4 Przykład obliczeniowy

Obliczeń dokonano dla próbek okrągłych wykonanych ze stali SAE 1020 [1]. Właściwości mechaniczne materiału pokazano w tabeli 1. Przebieg obciążenia składał się z układu dwóch bloków w sekwencji L-H. (sekwencja L-H oznacza, że w pierwszym bloku zadajemy obciążenia o mniejszej amplitudzie (L), a w drugim, aż do zniszczenia o większej (H)). Symulację wykonano dla czterech serii sekwencji L-H, różniących się liczbą cykli w pierwszym bloku (patrz tabela 2). Dla każdej z serii wartości obciążeń w pierwszym i drugim bloku były stałe i wynosiły odpowiednio: $\sigma_{a1} = 115$ [MPa] dla pierwszego bloku i $\sigma_{a2} = 130$ [MPa] dla drugiego.

Tab. 1. Właściwości mechaniczne stali SAE 1020

Tab. 1. Mechanical properties of steel SAE 1020

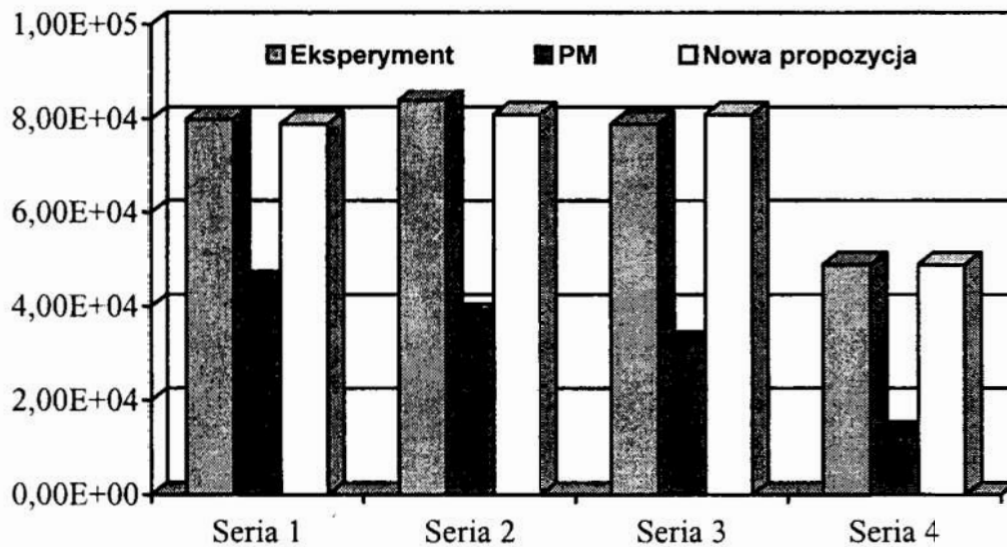
	R_m [MPa]	R_e [MPa]	E [MPa]	Z_{oct} [MPa]	$N_{\sigma_{oct}}$ [cykle]
L-H	470	290	$2,1 \cdot 10^5$	110	$3,0 \cdot 10^6$

Tab. 2. Liczba cykli w pierwszym bloku obciążenia

Tab. 2. Number of cycles in first loading block

Seria	n_1 [cykle] (pierwszy blok)	$n_1/N_1 (\beta_1)$ (pierwszy blok)
1	$4,2 \cdot 10^5$	0,3
2	$5,6 \cdot 10^5$	0,4
3	$7,0 \cdot 10^5$	0,5
4	$1,1 \cdot 10^6$	0,8

Rysunek 3 przedstawia uzyskane wyniki trwałości dla drugiego bloku (n_2). Wyniki porównano z rezultatami eksperymentalnymi [1] oraz trwałością obliczoną na podstawie liniowej hipotezy Palmgrena – Minera (PM).



Rys. 3. Przewidywana liczba cykli w drugim bloku obciążenia (n_2)
 Fig. 3. Predicted number of cycles for second loading block (n_2)

5 Wnioski

W pracy przedstawiono propozycję sumowania uszkodzeń zmęczeniowych dla przypadków obciążeń złożonych. Propozycję nieliniowego modelu kumulacji uszkodzeń zmęczeniowych zaimplementowano w systemie komputerowym, który jest częścią większej aplikacji CAD. Prowadzenie obliczeń z wykorzystaniem technik numerycznych znacznie przyspiesza proces projektowania, pozwalając na bardziej dokładną i wielowariantową ocenę trwałości zmęczeniowej.

W zaprezentowanym przykładzie obliczeniowym dokonano symulacji dla obciążenia składającego się z dwóch bloków – L-H (różne wartości amplitud obciążenia). Uzyskane wyniki wskazują na dobrą zgodność z eksperymentem i znacznie dokładniejszą ocenę trwałości w porównaniu z modelem Palmgrena – Minera. W przypadku obciążeń złożonych o zmiennej wartości amplitudy obciążenia, materiał może ulegać znacznemu umocnieniu (osłabieniu). Dla przedstawionego w pracy przypadku materiał uległ umocnieniu, co nie mogło zostać uwzględnione w przypadku obliczeń trwałości liniową hipotezą Palmgrena – Minera (PM).

Literatura

1. Blatherwick A. A., Viste N. D.: *Cumulative damage under biaxial fatigue stress*. Materials Research & Standards, 1967.
2. Cała T., Gołoś K., Osiński Z.: *Computer Aided Formulation of Strength Properties of Structures Subjected to Long-Lasting Cyclic Loadings*. Machine Dynamics Problems 2000, Vol. 24, No. 2, str. 7–13.

3. Cała T., Gołoś, K.: *Propozycja modelowania sumowania uszkodzeń zmęczeniowych przy jednoczesnym rozciąganiu – ściskaniu i skręcaniu*. Zmęczenie i Mechanika Pękania, Wydawnictwa Uczelniane ATR, Bydgoszcz, 2000, str. 71–76.
4. Cała T., Gołoś, K.: *System bazy danych zintegrowany z programem do oceny trwałości zmęczeniowej*. Metody i Środki Projektowania Wspomagane Komputernie, Politechnika Warszawska, 1997, str. 69–75.
5. Henry D. L.: *A Theory of Fatigue–Damage Accumulation in Steel*. Transactions of the Royal Institute of the Technology, Stockholm, Sweden, 1949.
6. Weibull W.: *A Statistical Representation of Fatigue Failures in Solids*. Transactions of the ASME, 1955.

Streszczenie

W pracy przedstawiono propozycje obliczeń trwałości zmęczeniowej dla przypadku obciążeń złożonych. Przedstawiono ideę implementacji obliczeń zmęczeniowych w większym systemie CAD. Zastosowany nieliniowy model sumowania uszkodzeń zmęczeniowych pozwala na wykonanie symulacji komputerowej procesu zmęczenia z uwzględnieniem wpływu sekwencyjności obciążenia.

COMPUTER AIDED ESTIMATION OF FATIGUE LIFE FOR MIXED MODE LOADING

Summary

In the paper the estimation of fatigue life for mixed mode loading has been proposed. The computer implementation idea in large CAD system has been shown. The non-linear cumulative model allows calculating the lifetime with influence of sequence effects.

Referat recenzowany

DYNAMIC RESPONSE OF CONCRETE SLAB TO A BLAST LOAD

1 Introduction

In the present work, the highly nonlinear shock wave phenomena in reinforced concrete slab loaded by a contact explosion are analysed. In the published works concerning problems mentioned above, various aspects of analysis are taken into considerations: material modelling, discretization of structure, numerical modelling of blast load, description of eventual contact, as well as the numerical algorithms applied in order to solve the entire problem in time and space domain [2,3].

The numerical analysis presented in this paper is based on the experimental results obtained by D. Kraus et al. [1], where the explosive masses of 0.5 and 1.0 kg of PETN have been detonated on the surface of reinforced slabs 2.0×2.0×0.3 m. The final results (i.e. generated craters, their dimensions and shape) are also studied, as well as the material status in the slab interior.

In order to obtain the reliable results of a numerical analysis, the rate dependent plastic damage constitutive model has been applied, based on considerations presented by R.Faria and X.Oliver in [4]. The damage model is defined by two independent internal damage variables, in order to characterise the nonlinear mechanism of degradation of concrete under tensile or compressive loading conditions.

For the reinforcement, the classic von Mises elastoplastic formulation for steel has been adopted, with rate dependent assumption according to Cowper and Symonds [5].

The assumed material model has been implemented into the computer code Abaqus/Explicit Ver. 6.1 [5], as the user subroutine. Detailed description of the numerical realisation of this algorithm is given by authors in [6]. The remarks and various considerations about problems of a practical application of the material model considered here are also provided there.

2 Material model for concrete

In the present work, an elastoplastic model with damage [4] has been selected, with two independent internal damage variables, in order to characterise the independent nonlinear mechanisms of degradation of concrete, under tension or compression. This provides a constitutive formulation with capability of describing the overall nonlinear stress strain curves, including the strain softening response, and the stiffness degradation mechanism.

An expression for the effective stress tensor has assumed the following form:

$$\bar{\sigma} = \mathbf{D}_0 : (\varepsilon - \varepsilon^p) \quad (1)$$

where \mathbf{D}_0 is the fourth order linear elastic constitutive matrix, ε is the second order strain tensor, ε^p is the plastic strain tensor.

The following form of Helmholtz free energy potential has been adopted:

$$\Psi(\varepsilon, \varepsilon^p, d^+, d^-) = (1 - d^+) \Psi_0^+(\varepsilon, \varepsilon^p) + (1 - d^-) \Psi_0^-(\varepsilon, \varepsilon^p) \quad (2)$$

* Technical University of Koszalin, Division of Theory of Structure, kris@tu.koszalin.pl

The elastic free energies are defined as follows:

$$\Psi_0^+ = \frac{1}{2} \bar{\sigma}^+ : D_0^{-1} : \bar{\sigma}^+, \quad \Psi_0^- = \frac{1}{2} \bar{\sigma}^- : D_0^{-1} : \bar{\sigma}^- \quad (3)$$

d^+, d^- are the damage variables, assigned relatively to compression and tension. Their values are of the range $\langle 0, 1 \rangle$.

In order to characterise the damage, a concept of effective compressive and tensile stress has been introduced. In the present work they will assume the following forms:

$$\bar{r}^+ = \sqrt{\bar{\sigma}^+ : D_0^{-1} : \bar{\sigma}^+}, \quad \bar{r}^- = \sqrt{\sqrt{3}(K\bar{\sigma}_{oct}^- + \bar{\tau}_{oct}^-)} \quad (4)$$

K is a material property, and the $\bar{\sigma}_{oct}^-, \bar{\tau}_{oct}^-$ are the octahedral normal stress and the octahedral shear stress, calculated from $\bar{\sigma}^-$.

On the basis of calculated effective equivalent stresses, two damage criteria has been introduced, according to J.Simo and J. Ju [9]:

$$g^+(\bar{r}^+, r^+) = \bar{r}^+ - r^+ \leq 0, \quad g^-(\bar{r}^-, r^-) = \bar{r}^- - r^- \leq 0 \quad (5)$$

where the entities r^+ and r^- are current damage thresholds, and control the size of damage surfaces.

The rates of tensile and compressive variable are defined as follows:

$$\dot{d}^+ = \dot{\bar{r}}^+ \frac{\partial G^+(\bar{r}^+)}{\partial \bar{r}^+} = \dot{G}^+ \geq 0, \quad \dot{d}^- = \dot{\bar{r}}^- \frac{\partial G^-(\bar{r}^-)}{\partial \bar{r}^-} = \dot{G}^- \geq 0 \quad (6)$$

G^+, G^- are the appropriate monotonically increasing functions, in order to obtain the values of damage variables in the range of $\langle 0, 1 \rangle$.

Similarly to the damage variables, the rate of plastic strain tensor has been introduced in the form of:

$$\dot{\epsilon}^p = \beta EH(\dot{d}^-) \frac{\langle \bar{\sigma}^- : \dot{\epsilon} \rangle}{\bar{\sigma}^- : \bar{\sigma}^-} D_0^{-1} : \bar{\sigma}^- \quad (7)$$

where E is a Young modulus, β is the parameter that controls the rate intensity of plastic deformation. H is the Heaviside function of compressive damage rate, introduced to cancel plastic evolution during unloading.

After the splitting of the effective stress tensor $\bar{\sigma}$ into adequate tension and compression contributions $\bar{\sigma}^+, \bar{\sigma}^-$, the Cauchy stress tensor can be defined:

$$\sigma = (1 - d^+) \bar{\sigma}^+ + (1 - d^-) \bar{\sigma}^- \quad (8)$$

The detailed description of the assumed algorithm, together with necessary remarks concerning its numerical application will be published in separate paper.

3 Description of experiment

The experiment was described by D. Kraus at al. in [1]. The test specimen consists of a slab with the dimensions $2.0 \times 2.0 \times 0.3$ m, reinforced with 16 mm bars in a distance of 150 mm, localised near upper and bottom side of the slab. Concrete compressive strength $f_{ck} = 40$ MN/m². Reinforcement is of steel BSt 500/550, with strength $f_{cs} = 500$ MN/m².

Explosive masses of 0.5 and 1.0 kg PETN with a density of 1.5 g/cm³ were used. The charge was formed as a cube, positioned at the centre of the slab. Two different cases of explosion were examined: without any confinement and confined (the explosive charge was covered by sand bags).

As the results of the experiment, the dimensions of craters formed during the explosions have been presented. The entire experiment was also numerically simulated by its authors, using the Autodyn [6] computer code. In this code, the coupled Euler and Lagrange formulation based on the finite difference method is adopted. Because of this, it is possible to discretise the entire physical system: air–charge–structure. In order to model the nonlinear behaviour of concrete, the Drucker–Prager elastoplastic model has been assumed.

4 Numerical simulation of the experiment

In order to analyse the practical problem described above, the discrete finite element model was built in environment of Abaqus/Explicit computer code. Because of a symmetry of the problem, one fourth of the structure has been analysed, with adequate boundary conditions. Threedimensional brick elements with one point of Gauss integration were applied: $40 \times 40 \times 12$ elements. Reinforcement was modelled as the rebar layers introduced into adequate sets of brick elements.

Load produced by the explosion was simulated as a field of pressure, variable in space and time, according to equations given by J. Henrych [7]. In this description, the value of maximum incident pressures Δp_ϕ at the distance R [m] from the centre of TNT charge W [kg] depends on the parameter:

$$\bar{R} = \frac{R}{\sqrt[3]{W}}; \quad (9)$$

according to the following equations:

$$\begin{aligned} \Delta p_\phi &= \frac{14.0717}{\bar{R}} + \frac{5.5397}{\bar{R}^2} - \frac{0.3572}{\bar{R}^3} + \frac{0.00625}{\bar{R}^4}; [\text{kp/cm}^2], & 0.05 \leq \bar{R} \leq 0.3 \\ \Delta p_\phi &= \frac{6.1938}{\bar{R}} - \frac{0.3262}{\bar{R}^2} + \frac{2.1324}{\bar{R}^3}; [\text{kp/cm}^2], & 0.3 \leq \bar{R} \leq 1 \\ \Delta p_\phi &= \frac{0.662}{\bar{R}} + \frac{4.05}{\bar{R}^2} + \frac{3.288}{\bar{R}^3}; [\text{kp/cm}^2], & 1 \leq \bar{R} \leq 10 \end{aligned} \quad (10)$$

In order to model the contact explosion (i.e. confined from one side), and to simulate the presence of the PETN charge (different from TNT), the adequate correction parameters have been applied, according to considerations given in [7].

Additionally, the duration of overpressure according to Henrych is given by a simple formula:

$$t_{\text{ovp}} = \sqrt[3]{W} * 10^{-3} (0.107 + 0.444\bar{R} + 0.264\bar{R}^2 - 0.129\bar{R}^3 + 0.0336\bar{R}^4) \quad (11)$$

The entire set of functions enables the user to describe the change of overpressure with time (for the established point in space):

$$\Delta p(t) = \Delta p_\phi \left(1 - \frac{t}{t_{\text{ovp}}}\right) \quad (12)$$

This simple formulation was adopted into Abaqus/Explicit in a form of user subroutine, calculating the values of an overpressure according to equations (10 ÷ 12).

5 Discussion of results

From the practical point of view, the most interesting problem is the final state of structure, i.e. its permanent deformation, extent of damaged zones, and amount of energy, dissipated on plastic deformations, obtained for various weight of the explosive charge. This information gives the user a possibility to evaluate the structural strength, necessity of eventual repairs, or limits in exploitation of the structure.

The numerical analysis was performed for the assumed period of time 50 ms. This assures the termination of all plastic and damage effects, and gives the user a final set of results.

In Fig. 1 and Fig. 2 the final configuration of the slab, with damaged elements removed from the mesh, is presented for two considered explosive masses. As one can notice, for 0.5 kg of PETN, the only damages occur just under the charge, and near the support. For a bigger charge (1 kg of PETN), the damages are also visible on the bottom side of the slab.

A contour plot of plastic equivalent strain is displayed in Fig.3 for 0.5 kg of PETN, and in Fig. 4 for 1.0 kg of PETN. The maximum effects in terms of plastic deformation are localised under the centre of the slab, on its upper and bottom surface. It coincides with the maximum damages, depicted in Fig. 3. In this figure, the damaged elements are removed from the mesh. The comparison with experimental results [1], i.e. dimensions of craters, gives a good approximation of final geometry of the slab. Another zone of damages is localised at the end of the slab, near supports. The relatively high, but limited in space, values of equivalent plastic strains are due to supports reaction to the blast load.

The functions of energies versus time are given in Figs 5 and 6, respectively for 0.5 and 1.0 kg of PETN. As one can find, all the dissipate effects terminate after approximately 10 ms. After this time, only elastic vibrations will occur.

6 Conclusions

The study of both cases considered in numerical analysis indicates the importance of assumed material model in terms of obtained results of numerical analysis performed by means of a commercial finite element computer code. From a practical point of view, to obtain the necessary information regarding the state of the structure subjected to an explosion, the material model assumed in numerical analysis should be able to describe complex behaviour of material, from pure elastic response up to consequent degradation and damage. Although all phenomena which occur in material during dynamic response are very complex and coupled, to obtain the reasonable useful results of numerical analysis the relatively simple models, based on the assumed elastoplastic behaviour of material, and taking into account the damage of material as well as its rate dependent features, should be implemented into existing finite element codes.

In the case considered in this paper, the relatively simple formulation of material model for concrete, together with very simple elastoplastic model for reinforcing steel, give a sufficiently precise results, in terms of final state of damages in the structure. The moderate time of analysis is also an important profitable feature, in comparison with other, more complicated material models.

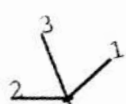
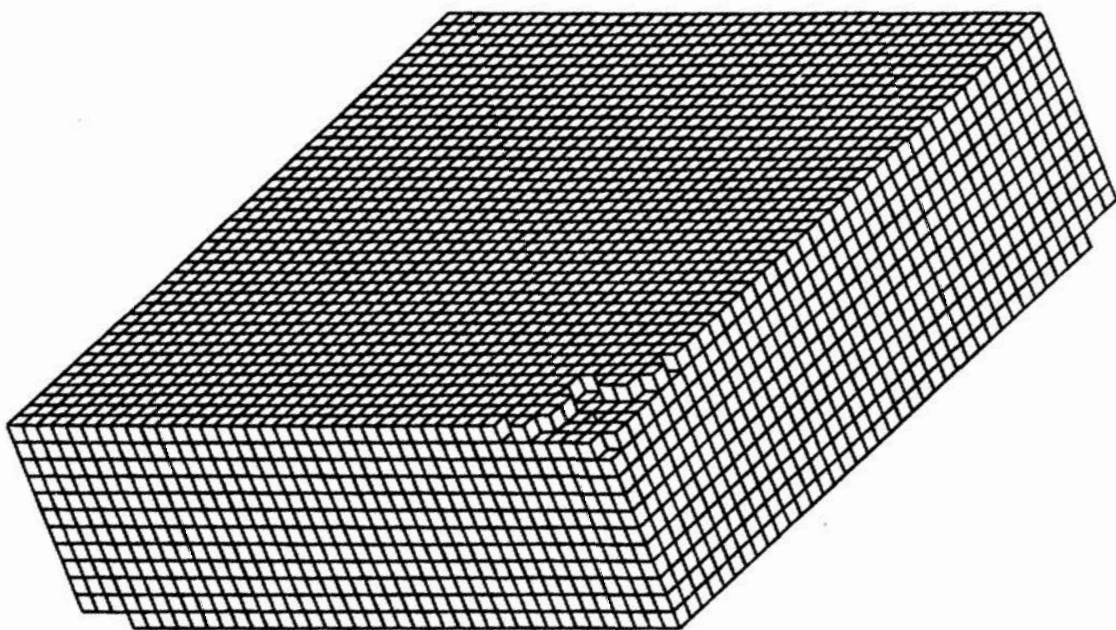


Fig. 1. Final configuration of slab for 0.5 kg PETN charge
Rys. 1. Końcowa postać płyty dla ładunku 0.5 kg PETN

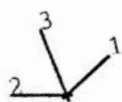
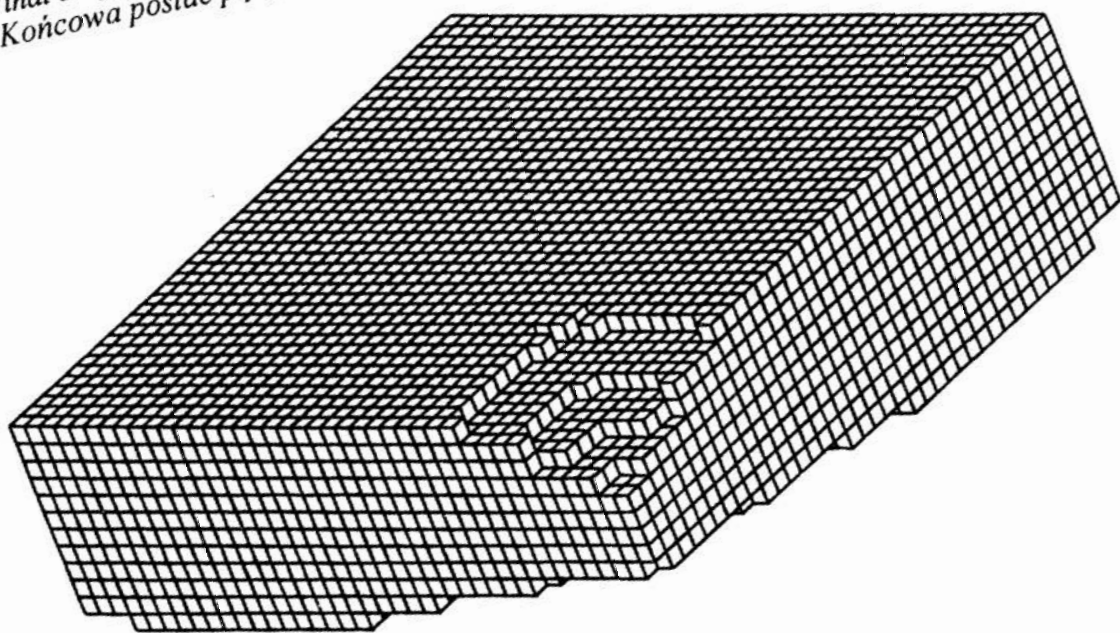


Fig. 2 Final configuration of slab for 1.0 kg PETN charge
Rys. 2 Końcowa postać płyty dla ładunku 1.0 kg PETN

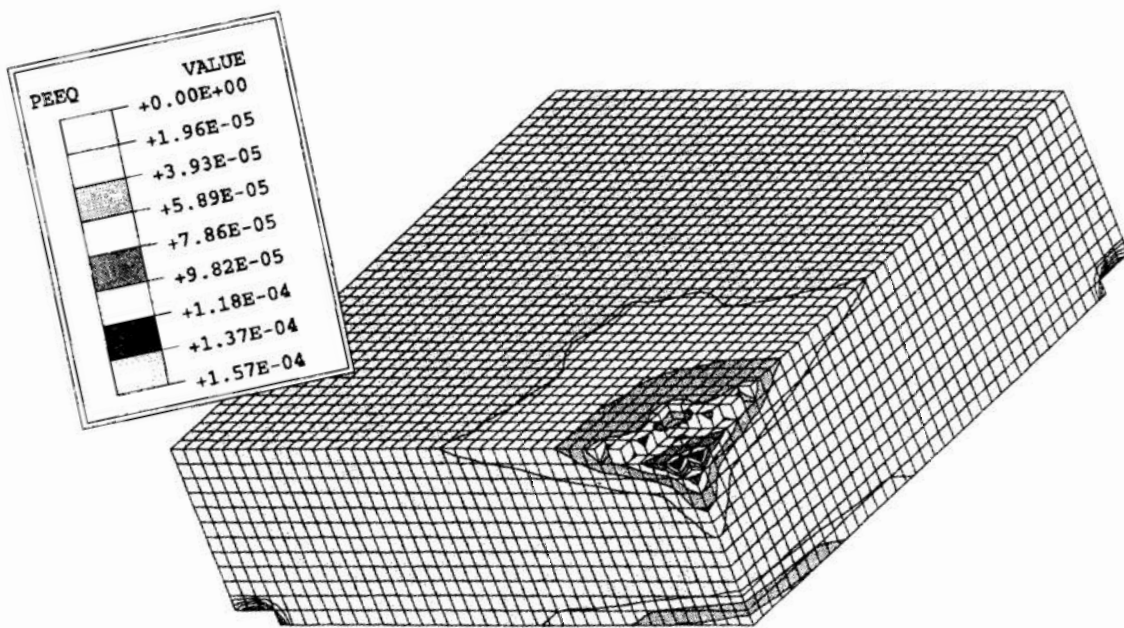


Fig. 3. Plastic equivalent strain contour for 0.5 kg PETN charge
 Rys. 3. Warstwie plastycznych odkształceń równoważnych dla 0.5 kg PETN

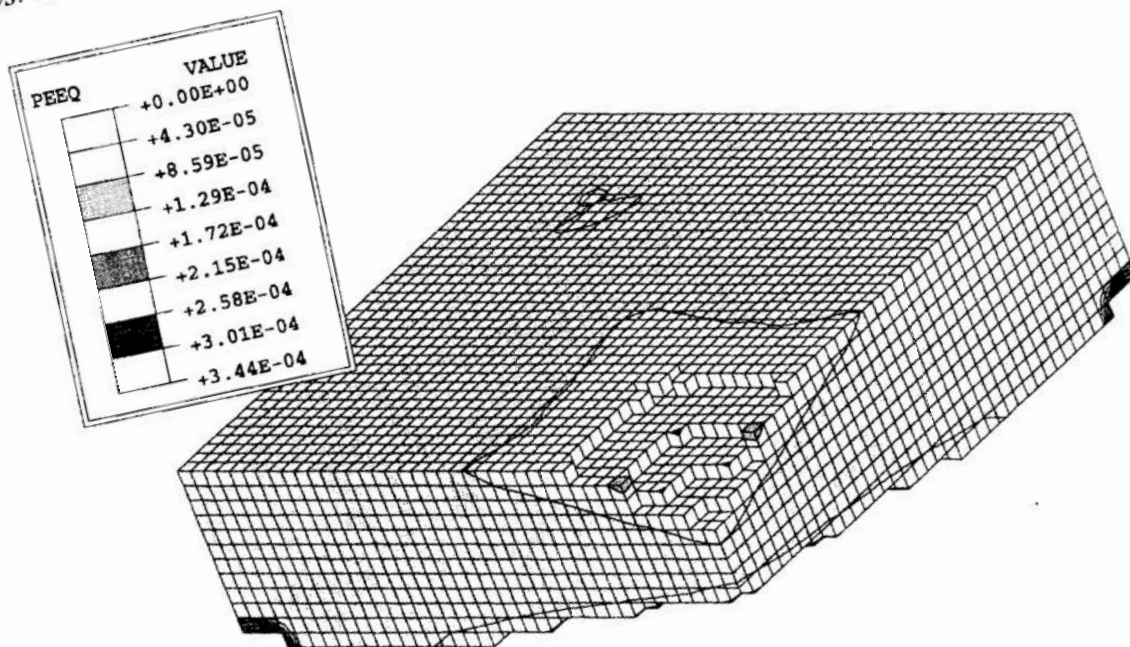


Fig. 4. Plastic equivalent strain contour for 1.0 kg PETN charge
 Rys. 4. Warstwie plastycznych odkształceń równoważnych dla 1.0 kg PETN

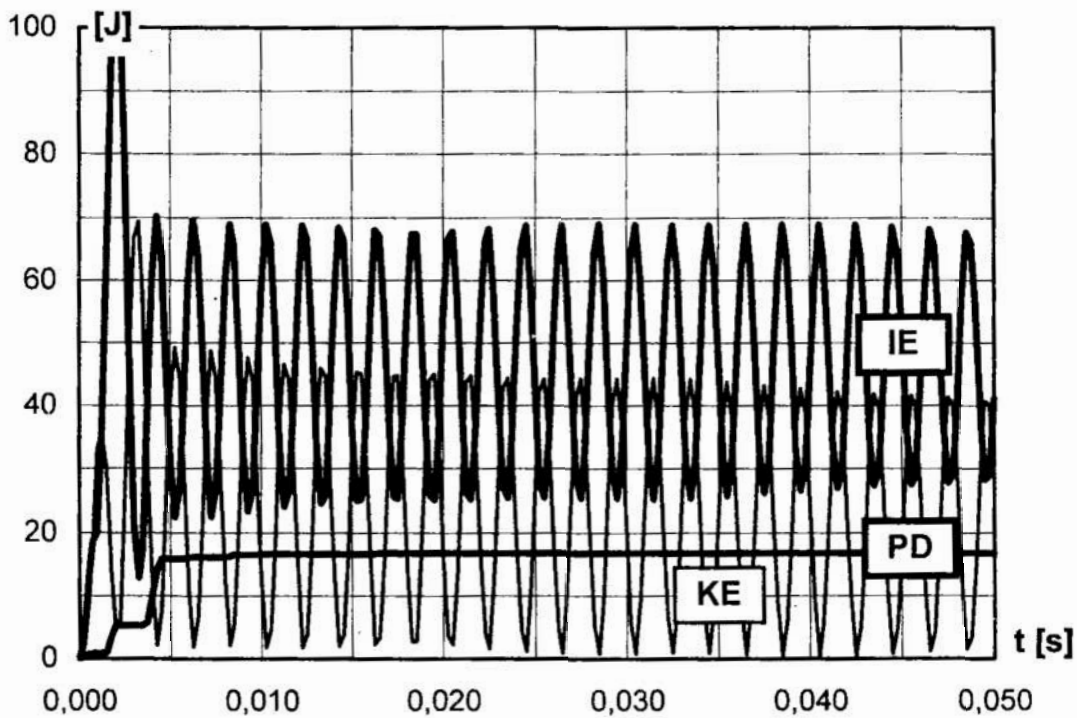


Fig. 5. Energies versus time for 0.5 kg PETN charge
 Rys. 5. Wykresy energii w czasie dla 0.5 kg PETN

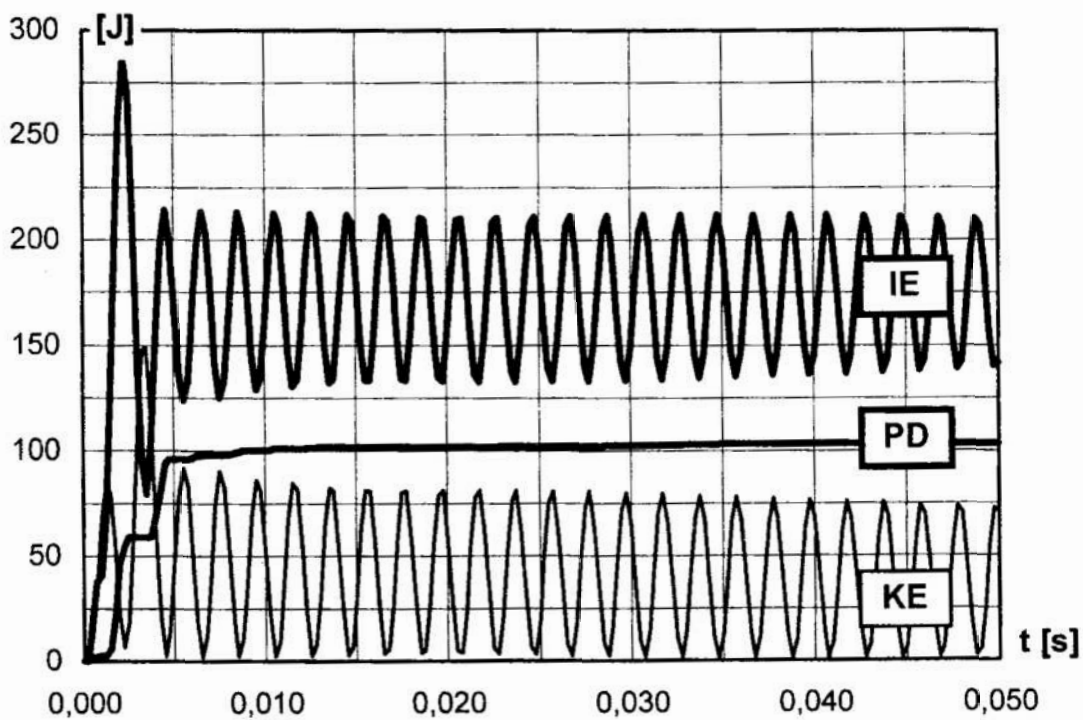


Fig. 6. Energies versus time for 1.0 kg PETN charge
 Rys. 6. Wykresy energii w czasie dla 1.0 kg PETN

References

1. Kraus D. and Roetzer J.F.: *Proceedings of the International Conference on Computational Modelling of Concrete Structures „Euro C”*. Innsbruck, 649–658, 1994.
2. Cichocki K., Maier G., Perego U.: Analysis of damages due to underwater explosions on a hybrid structures, *International Journal for Engineering Analysis and Design*, 1, 341–361, 1994.
3. Cichocki K., Adamczyk R., Ruchwa M.: Material modelling for structures subjected to impulsive loading, *Computer Assisted Mechanics and Engineering Sciences*, 6, 231–244, 1999.
4. Faria R. and Oliver X.: *A Rate Dependent Plastic Damage Constitutive Model for Large Scale Computations in Concrete Structures*. Monograph CIMNE N°17, 1993
5. *ABAQUS Theory Manual ver. 5.8*. Hibbitt, Karlsson & Sorensen, Pawtucket, USA, 1999.
6. *AUTODYN TM, Users Manual*. Century Dynamics Incorporated, Oakland, 1999.
7. Henrych J.: *The Dynamics of Explosions and Its Use*. Elsevier, Amsterdam, 1979.
8. Kachanov L.M.: *Introduction to Continuum Damage Mechanics*. Martinus Nijhoff Publishers, 1986.
9. Simo J.C., Ju J.W., Strain and Stress Based Continuum Damage Models, *Int. J. Solids Structures*, 23, 821–840, 1987.

Abstract

The paper concerns the application of rate dependent plastic damage constitutive model for concrete into a nonlinear numerical analysis of reinforced concrete slab subjected to the impulsive load produced by a contact explosion. Main theoretical assumptions adopted in this analysis have been practically examined and discussed, in order to provide an efficient material modelling for concrete structures analysed with the use of commercial finite element codes. The adequate computer simulations of experimental tests performed by D. Kraus at al. [1] have been realised, checking the validity and applicability of assumed material model for concrete

ODPOWIEDŹ DYNAMICZNA PŁYTY BETONOWEJ OBCIĄŻONEJ WYBUchem

Streszczenie

Praca dotyczy zastosowania sprężystoplastycznego modelu materiałowego ze zniszczeniem do analizy numerycznej płyty żelbetowej obciążonej wybuchem. Sprawdzone zostały oraz omówione główne założenia teoretyczne, w celu uzyskania skutecznego modelowania materiałowego dla konstrukcji betonowych analizowanych przy zastosowaniu profesjonalnych programów obliczeniowych. Wykonane zostały odpowiednie symulacje komputerowe badań eksperymentalnych, wykonanych przez D. Krausa i in. [1], dla sprawdzenia zakresu stosowalności omawianego modelu materiałowego.

Referat recenzowany

IDENTYFIKACJA PARAMETRÓW NIELINIOWEGO PODŁOŻA TORU KOLEJOWEGO

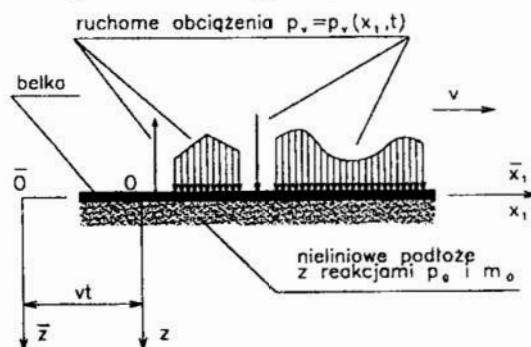
1 Wstęp

Rozwój teorii modelowania i symulacji komputerowej zjawisk fizycznych sprawiły, że w literaturze spotkać można dużą liczbę publikacji dotyczących problematyki modelowania i analizy zjawisk w układzie pojazd szynowy–tor. Prace te można podzielić na dwie grupy: prace zawierające obszerny przegląd literaturowy, między innymi: [8, 12] i prace, które omawiają konkretny temat np. modelowanie toru lub zawierają rozwiązania wybranych zagadnień z zakresu omawianej tematyki [1, 2, 3, 11 i 13].

Przeгляд literatury (reprezentatywne prace zamieszczamy w wykazie) wskazuje, że w większości z nich nie uwzględniano nieliniowości podłoża drogi kolejowej. W niniejszym artykule, stanowiącym kontynuację naszych rozważań dotyczących zagadnienia modelowania układu pojazd szynowy–tor i jego badań symulacyjnych [4, 5, 6, 8 i 9], przedstawiamy opis i przykład identyfikacji badanego układu łącznie z optymalizacją wartości przyjętych parametrów nieliniowości podłoża. Celem pracy jest przedstawienie metody pozwalającej na możliwie szybkie wyznaczenie parametrów modelu, który pozwoli następnie drogą symulacji komputerowej uzyskiwać wyniki możliwie maksymalnie zbliżone do wyników z badań rzeczywistych. Ma to znaczenie przy obniżaniu kosztów badań i zwiększaniu ich efektywności. Takie badania są ważne w związku z dążeniem do wzrostu prędkości jazdy pociągów i mas przewożonych ładunków.

2 Układ dynamiczny i równania różniczkowe jego ruchu

Do analizy przyjmujemy układ dynamiczny, w którym po prostoliniowej, nieskończenie długiej belce o modelu Timoshenki opartej na jednorodnym podłożu porusza się ze stałą prędkością niezmienny w czasie zespół obciążeń składający się z sił skupionych i obciążeń ciągłych o dowolnym kształcie (rys. 1).



Rys. 1. Model układu dynamicznego
Fig. 1. Model of dynamical system

Wprowadzamy nieruchomy układ współrzędnych $\bar{O}x_1z$ związany z belką oraz ruchomy układ współrzędnych Ox_1z związany z poruszającym się wzdłuż belki obciążeniem. Ruch belki w układzie nieruchomym opisujemy następującym układem równań różniczkowych cząstkowych:

* CNTK Warszawa, 00-275 Warszawa, ul. Chłopskiego 50, zcicho@mech.pk.edu.pl

** Politechnika Krakowska, Instytut Pojazdów Szynowych, 31-864 Kraków, al. Jana Pawła II 37, agrzyb@mech.pk.edu.pl

$$\begin{aligned} \kappa AG \left(\frac{\partial^2 w}{\partial \bar{x}_1^2} - \frac{\partial \psi}{\partial \bar{x}_1} \right) - \rho \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} + p_v - p_0 &= 0, \\ EI \frac{\partial^2 \psi}{\partial \bar{x}_1^2} + \kappa AG \left(\frac{\partial w}{\partial \bar{x}_1} - \psi \right) - \rho r^2 \frac{\partial^2 \psi}{\partial t^2} - N \frac{\partial w}{\partial \bar{x}_1} - m_0 &= 0, \end{aligned} \quad (1)$$

gdzie: A – pole powierzchni przekroju belki, E – moduł sprężystości podłużnej, G – moduł sprężystości poprzecznej, I – moment bezwładności przekroju belki, m_0 – zewnętrzne obciążenie reakcyjne momentowe rozłożone w sposób ciągły, N – zadana siła podłużna, p_v – zadane ruchome obciążenie ciągłe, p_0 – zewnętrzne obciążenie reakcyjne siłowe rozłożone w sposób ciągły, r – promień bezwładności przekroju belki ($I = A r^2$), t – czas, w – ugięcie belki, κ – współczynnik ścinania Timoshenki, ρ – gęstość liniowa (masa jednostki długości) belki, ψ – kąt obrotu przekroju belki. Przyjmujemy, że linię ugięcia belki: $w = w(\bar{x}_1, t)$ wywołują następujące obciążenia:

$$p_v = p_v(\bar{x}_1, t), \quad p_0 = p_0(\bar{x}_1, t), \quad m_0 = m_0(\bar{x}_1, t) \quad \text{oraz} \quad N.$$

Zewnętrzne obciążenia reakcyjne siłowe i momentowe zależą od przemieszczeń wywołanych drganiami belki i wyrażają się następującymi wzorami:

$$p_0 = c_p w + b_p \frac{\partial w}{\partial t} + p_0^* \left(w, \frac{\partial w}{\partial t} \right), \quad m_0 = c_m \psi + b_m \frac{\partial \psi}{\partial t},$$

gdzie: p_0^* – oznacza składnik nieliniowy, c_p , c_m – stałe sprężystości składowej liniowej charakterystyki podłoża odniesione do jednostki długości belki, b_p , b_m – stałe tłumienia składowej liniowej charakterystyki podłoża odniesione do jednostki długości belki. Szczegóły wyprowadzeń i przekształceń przedstawiono w pracy [8].

3 Zarys metody analizy modelu matematycznego

Poszukując rozwiązań stacjonarnych wprowadzamy nowe bezwymiarowe zmienne:

$$x = \frac{\bar{x}_1 - vt}{r}, \quad u = \frac{w}{w_s},$$

gdzie: v oznacza prędkość ruchu obciążenia (jazdy pociągu), a w_s przyjętą stałą, dodatnią wartość ugięcia w .

Wprowadzenie zmiennej x oraz przejście do układu ruchomego, spowodowało, że pochodne cząstkowe wyrażają się pochodnymi zwyczajnymi i równania drgań belki (1) przyjmują postać równań różniczkowych zwyczajnych. W wyniku eliminacji kąta ψ oraz wprowadzenia kilku bezwymiarowych parametrów, otrzymujemy równanie różniczkowe zwyczajne czwartego rzędu na $u(x)$, które w formie zwartej jest następujące:

$$F[u(x)] + f[u(x)] = g_p[\bar{p}_v(x)]. \quad (2)$$

W równaniu tym:

$$\begin{aligned} F[u(x)] &= D(V)^2 u^{(4)} - 2V \left[B(V^2 - V_1^2) + b(V^2 - V_2^2) \right] u'' + \left[V^2(V_1^2 + 1 + 4bB + C) - \right. \\ &\quad \left. - (S + C)V_1^2 - V_2^2 \right] u'' - 2V \left[b(V_1^2 + C) + B \right] u' + (V_1^2 + C)u, \\ f[u(x)] &= (V^2 - V_2^2) \bar{p}_0^* u'' - 2BV \bar{p}_0^* + (V_1^2 + C) \bar{p}_0^*, \\ g_p[\bar{p}_v(x)] &= (V^2 - V_2^2) \bar{p}_v''(x) - 2BV \bar{p}_v'(x) + (V_1^2 + C) \bar{p}_v(x). \end{aligned}$$

Współczynniki równania (2) wyrażone są przy pomocy odpowiednio przyjętych parametrów bezwymiarowych. Parametry te i inne wielkości oraz oznaczenia opisują następujące wyrażenia:

$$D(V^2) = (V^2 - V_1^2)(V^2 - V_2^2), \quad V = \frac{v}{r} \sqrt{\frac{\rho}{c_p}}, \quad V_1 = \frac{1}{r} \sqrt{\frac{\kappa AG}{c_p}}, \quad V_2 = \frac{1}{r} \sqrt{\frac{EA}{c_p}},$$

$$b = \frac{b_p}{2\sqrt{c_p \rho}}, \quad B = \frac{b_m}{2r^2 \sqrt{c_p \rho}}, \quad S = \frac{N}{r^2 c_p}, \quad C = \frac{c_m}{r^2 c_p},$$

$$\bar{p}_0^* = \bar{p}_0^*[u(x)] = \frac{p_0^*}{p_s}, \quad p_s = c_p w_s, \quad \bar{p}_v = \bar{p}_v(x) = \frac{p_v}{p_s}, \quad (') \text{ oznacza } \frac{d}{dx}.$$

Równanie (2) opisuje zatem ruch belki w układzie ruchomym Ox_1z . W równaniu tym $F[u(x)]$ jest składnikiem liniowym a $f[u(x)]$ składnikiem nieliniowym. W pracy [5] pokazano, że wpływ składnika nieliniowego może być uwzględniony przez wprowadzenie dodatkowego (obliczeniowego) ruchomego obciążenia ciągłego określonego wyrażeniem $\bar{p}_{va}(x) = -\bar{p}_0^*[u(x)]$, poruszającego się wraz z zadaniem obciążeniem eksploatacyjnym $\bar{p}_v(x)$. Równanie (2) może być przekształcone do postaci:

$$F[u(x)] = g_p[\bar{p}_v(x) + \bar{p}_{va}(x)]. \quad (3)$$

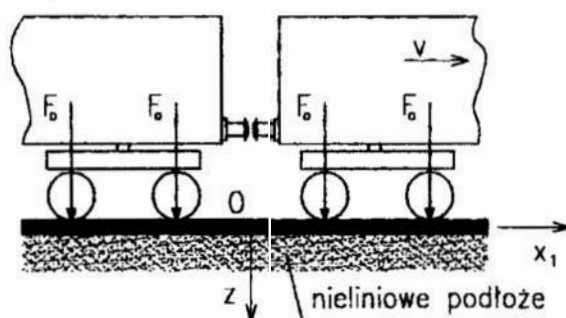
Analizę nieliniowości przeprowadzamy metodą iteracyjną, opisaną szerzej w pracy [5]. W metodzie tej kolejne przybliżenia funkcji $u(x)$, występującej po lewej stronie równania (3), wyznaczamy na podstawie rozwiązania poprzedniego, podstawianego do $\bar{p}_{va}(x)$, przy czym w pierwszej iteracji podstawiamy rozwiązanie przybliżenia liniowego $u_0(x)$ wyznaczone z równania:

$$F[u_0(x)] = g_p[\bar{p}_v(x)].$$

Przykłady kształtów obciążeń dodatkowych jakie można spotkać przy analizie przypadku prostych obciążeń toru dla pierwszego przybliżenia, czyli $\bar{p}_{va1}(x)$, przedstawiono w [5]. W [4] podano bliższe informacje o sposobie analitycznego uwzględnienia obciążeń ciągłych o dowolnym kształcie. Polega on na wykorzystaniu teorii funkcji sklepanych do stopnia trzeciego włącznie do przybliżenia tych obciążeń, a następnie zastosowaniu odpowiednich wyrażeń analitycznych na rozwiązania.

4 Metoda i przykład identyfikacji parametrów nieliniowego podłoża

Rysunek 2 przedstawia przyjęty do analizy model dynamiczny, którego główne parametry odpowiadają rzeczywistym.



Rys. 2. Model przyjęty do analizy

Fig. 2. The adopted model for analysis

Zamieszczony przykład obliczeniowy ilustruje sposób doboru parametrów nieliniowości podłoża, umożliwiając wyznaczanie metodą symulacji komputerowej ugięć toru w układzie nieliniowym możliwie bliskich znanym ugięciom, na przykład zarejestrowanym doświadczalnie na rzeczywistej linii kolejowej. Analizujemy przejazd z prędkością 250 km/h dwóch wózków sąsiednich wagonów pociągu ekspresowego.

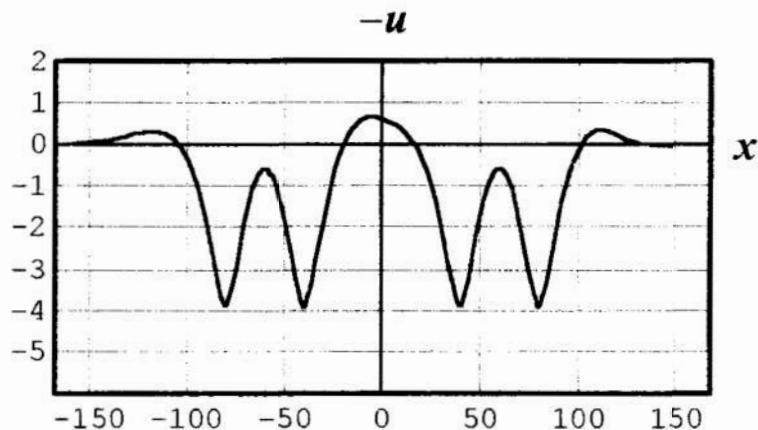
Przyjmujemy, że naciski statyczne wszystkich czterech zestawów kołowych są równe i podobnie jak w rzeczywistym pociągu wynoszą po 140 kN.

W przypadku liniowym bezwymiarowe ruchome obciążenie ciągłe złożone z czterech sił skupionych o stałych wartościach F_0 działających w punktach x_{fj} ($j = 1, 2, 3$ i 4), zapisane jako obciążenie ciągłe ma postać:

$$\bar{p}_v(x) = \frac{F_0}{p_s r} [\delta(x-x_{f1}) + \delta(x-x_{f2}) + \delta(x-x_{f3}) + \delta(x-x_{f4})],$$

gdzie $\delta(x)$ oznacza dystrybucję Diraca.

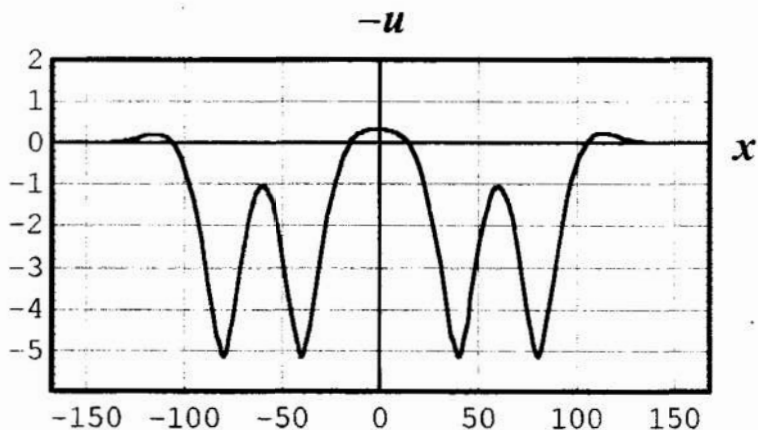
W [10] zamieszczono wyniki pomiarów ugięć toru uzyskane podczas badań na rzeczywistym torze. Do ilustracji opisanej w niniejszym artykule metody zamiast eksperymentalnej przyjmujemy zbliżoną do niej – uzyskaną drogą symulacji komputerowej – linię ugięcia toru, w postaci przedstawionej na rysunku 3.



Rys. 3. Linia ugięcia toru na nieliniowym podłożu

Fig. 3. Track deflection under assumption of nonlinearity of foundation

Parametry opisujące układ rzeczywisty przyjmujemy w taki sposób, aby analiza układu liniowego, będącego pierwszym przybliżeniem układu nieliniowego dawała linię ugięcia podobną do pokazanej na rysunku 3. W szczególności zakładamy: $c_p = 230 \text{ MN/m}^2$, $b_p = 96 \text{ kNs/m}^2$, $p_s = 20 \text{ kN/m}$, $\rho = 250 \text{ kg/m}$, rozstaw osi wózka 2,5 m, szyna UIC 60. Następnie przeprowadzamy symulację komputerową przejazdu przyjętego obciążenia (czterech ruchomych sił skupionych) wzdłuż belki na podłożu o charakterystyce liniowej otrzymując funkcję bezwymiarowego ugięcia toru przedstawioną na rysunku 4.



Rys. 4. Ugięcia toru w przypadku liniowym

Fig. 4. Track deflections in linear case

Bezwymiarowe, pionowe siły skupione mają wartości równe 110 odpowiadające naciskom po 140 kN w układzie wymiarowym. Siły rozmieszczone są na osi Ox w punktach o współrzędnych: -80, -40, 40 i 80. Z porównania przedstawionych wykresów (rys. 3 i 4) wynika, że rezultaty analizy teoretycznej układu liniowego i nieliniowego różnią się. Wyniki analizy liniowej nie odzwierciedlają w dostatecznym stopniu wyników eksperymentalnych, zamieszczonych przykładowo w pracy [10], uzyskiwanych na rzeczywistych torach. Naszym zdaniem odpowiedniejszym modelem układu dynamicznego pojazd szynowy – tor jest model uwzględniający nieliniowość. Zapewnić on może mniejsze różnice pomiędzy wynikami analiz komputerowych a wynikami pomiarów.

Zewnętrzne obciążenia reakcyjne siłowe p_0 , w układzie bezwymiarowym rozkładamy na dwa składniki i przedstawiamy przy pomocy wzoru:

$$\bar{p}_0 = \bar{p}_{0e} + \bar{p}_{0d},$$

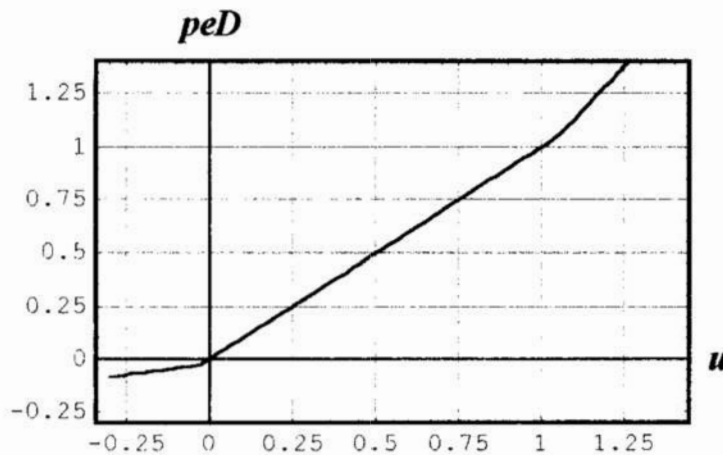
gdzie:

$$\bar{p}_{0e} = u + \bar{p}_e^*(u)$$

jest sprężystą bezwymiarową reakcją podłoża oznaczoną na rysunku 5 przez peD , a składnik:

$$\bar{p}_{0d} = -2bV u' + \bar{p}_d^*(u')$$

jest tłumiącą bezwymiarową reakcją podłoża oznaczoną na rysunku 6 przez pdD . W powyższych wzorach wyrazy z gwiazdką oznaczają składniki nieliniowe.



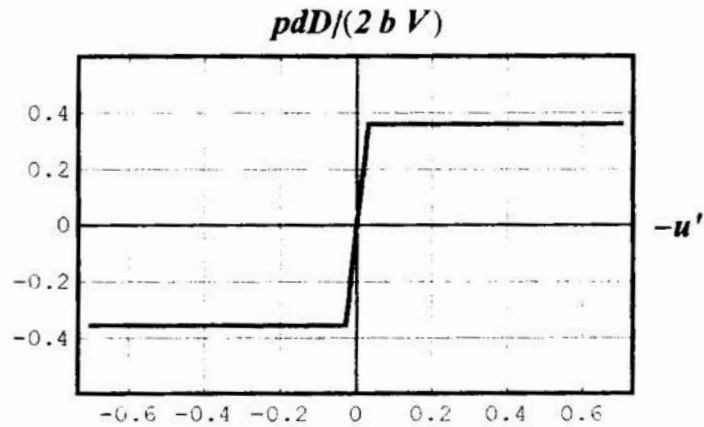
Rys. 5. Bezwymiarowa nieliniowa charakterystyka sprężystości

Fig. 5. Dimensionless nonlinear characteristic of elasticity

Przyjmujemy model nieliniowej charakterystyki sprężystości, przedstawiony na rysunku 5 w formie podwójnie łamanej linii, opisanej następującymi parametrami: u_n i u_p oznaczającymi odcięte punktów załamania oraz k_n i k_p oznaczającymi współczynniki kierunkowe załamanych, nieliniowych odcinków charakterystyki odpowiednio przy ujemnym (indeks n) i dodatnim (indeks p) ugięciu $u(x)$ toru. Liniowa (środkowa) część charakterystyki sprężystości ma współczynnik kierunkowy równy 1.

Założony model nieliniowej charakterystyki tłumienia przedstawia rysunek 6. Przedstawienie tej charakterystyki w funkcji $(-u')$ zamiast u' ma na celu jej upodobnienie do charakterystyki wymiarowej, zbliżonej do tarcia suchego.

Jest to odcinkami łamana charakterystyka tłumienia typu przybliżonego do tarcia suchego, opisana przez odcięte punktów załamania (początków półprostych poziomych) u'_d i $(-u'_d)$, przy ustalonym współczynniku kierunkowym odcinka charakterystyki przechodzącego przez początek układu współrzędnych.



Rys. 6. Bezwymiarowa, nieliniowa charakterystyka tłumienia
Fig. 6. Dimensionless, nonlinear characteristic of damping

Do tak założonych typów nieliniowości sprężystości i tłumienia określamy zakresy zmienności poszczególnych parametrów (u_n, u_p, k_n, k_p, u'_d), a następnie do identyfikacji przyjmujemy następujące zbiory wartości tych parametrów:

$$\begin{aligned} u_n \in \{-0.03, -0.05, -0.07, -0.09\}, \quad u_p \in \{0.90, 1.05, 1.15, 1.30\}, \\ k_n \in \{0.10, 0.20, 0.30, 0.40\}, \quad k_p \in \{1.50, 1.65, 1.80, 1.95\}, \quad (4) \\ u'_d \in \{0.02, 0.03, 0.04, 0.05\}. \end{aligned}$$

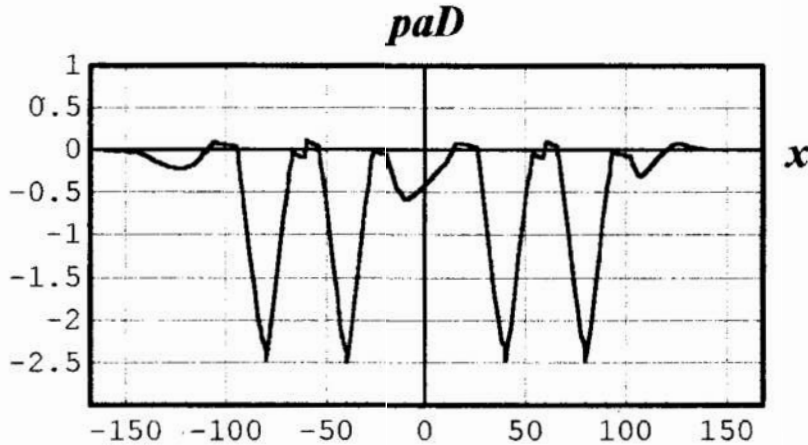
Przy identyfikacji stosujemy metodę kwadratów kombinowanych planowania eksperymentu. Opisana jest ona dokładniej w pracy [7] w zastosowaniu do badania procesów zachodzących w silnikach z zapłonem samoczynnym. Na podstawie przyjętych powyżej zbiorów wartości parametrów (zmiennych decyzyjnych) tworzymy plan eksperymentu numerycznego metody kwadratów kombinowanych przedstawiony w tabelicy 1. Wartości parametrów w tej tabelicy są kolejnymi elementami przyjętych zbiorów (4), natomiast zamieszczone w niej również wartości e wynikają z obliczeń opisanych w dalszej części artykułu.

Tablica 1. Plan eksperymentu numerycznego metody kwadratów kombinowanych
Table 1. Procedure of numerical experiment of combined squares method

	u_{p1}	u_{p2}	u_{p3}	u_{p4}
u_{n1}	k_{n1}, k_{p1}, u'_{d1} $e = 2.52$	k_{n2}, k_{p2}, u'_{d2} $e = 1.53$	k_{n3}, k_{p3}, u'_{d3} $e = 1.76$	k_{n4}, k_{p4}, u'_{d4} $e = 2.24$
u_{n2}	k_{n2}, k_{p3}, u'_{d4} $e = 2.09$	k_{n3}, k_{p4}, u'_{d1} $e = 1.83$	k_{n4}, k_{p1}, u'_{d2} $e = 3.61$	k_{n1}, k_{p2}, u'_{d3} $e = 2.65$
u_{n3}	k_{n3}, k_{p1}, u'_{d3} $e = 3.02$	k_{n4}, k_{p2}, u'_{d4} $e = 2.62$	k_{n1}, k_{p3}, u'_{d1} $e = 0.88$	k_{n2}, k_{p4}, u'_{d2} $e = 1.62$
u_{n4}	k_{n4}, k_{p3}, u'_{d2} $e = 2.07$	k_{n1}, k_{p4}, u'_{d3} $e = 2.30$	k_{n2}, k_{p1}, u'_{d4} $e = 3.91$	k_{n3}, k_{p2}, u'_{d1} $e = 2.73$

Do przyjętych charakterystyk nieliniowości wyznaczamy obciążenia obliczeniowe, które działając wraz z obciążeniami eksploatacyjnymi stanowią zastępcze układy linio-

liniowe, zachowujące się w sposób zbliżony do układu nieliniowego. Wyznaczenie jednego końcowego rozwiązania $u(x)$ wymaga wykonania od 10 do 25 kroków iteracyjnych. W każdym z tych kroków wyznaczane jest obciążenie obliczeniowe o kształcie podobnym do zamieszczonego przykładowo na rysunku 7 jednego z takich obciążeń, gdzie paD oznacza $\bar{p}_{va}(x)$. Stosowana w tym przypadku metoda kolejnych przybliżeń opisana jest dokładniej w pracy [6].



Rys. 7. Przykład dodatkowego obciążenia obliczeniowego $\bar{p}_{va}(x)$
 Fig. 7. Example of additional computational load $\bar{p}_{va}(x)$

Do każdego przyjętego zestawu parametrów planu obliczamy wartość funkcji e zbliżenia linii wyznaczonej metodą symulacji komputerowej $u_{teor}(x)$ do zadanej $u_{dane}(x)$, przedstawionej na rysunku 3. Funkcję tę w odpowiednio długim przedziale $\langle x_n, x_p \rangle$ (w którym występują ugięcia) definiujemy przy pomocy wzoru:

$$e(u_n, u_p, k_n, k_p, u'_d) = \sqrt{\frac{1}{x_p - x_n} \int_{x_n}^{x_p} [u_{teor}(x) - u_{dane}(x)]^2 dx}.$$

Obliczone wartości funkcji e ($e = 11.33$ w przypadku modelu liniowego) zamieszczone w tabelicy 1, aproksymujemy następnie funkcją regresji:

$$e_{reg}(u_n, u_p, k_n, k_p, u'_d) = c_{reg} \times e_{un}(u_n) \times e_{up}(u_p) \times e_{kn}(k_n) \times e_{kp}(k_p) \times e_{ud}(u'_d),$$

gdzie c_{reg} jest stałym współczynnikiem, a pozostałe czynniki po prawej stronie przyjmujemy w formie wielomianów trzeciego stopnia odpowiednich argumentów.

Po wyznaczeniu funkcji e_{reg} przeprowadzamy optymalizację z ograniczeniami przedziałowymi polegającą na wyznaczeniu minimum tej funkcji z uwzględnieniem założonych zakresów zmienności poszczególnych parametrów:

$$u_n \in \langle -0.09, -0.03 \rangle, \quad u_p \in \langle 0.90, 1.30 \rangle, \quad k_n \in \langle 0.10, 0.40 \rangle, \quad k_p \in \langle 1.50, 1.95 \rangle, \\ u'_d \in \langle 0.02, 0.05 \rangle.$$

W wyniku otrzymujemy $e_{min} = 0.78$ oraz następujące optymalne wartości parametrów przyjętych charakterystyk założonego nieliniowego podłoża:

$$\{u_{n\ opt}, u_{p\ opt}, k_{n\ opt}, k_{p\ opt}, u'_{d\ opt}\} = \{-0.074, 1.06, 0.1, 1.84, 0.02\}.$$

Można założyć, że dwa parametry przyjmują wartości brzegowe. Powyższe optymalne wartości parametrów nieliniowości umożliwiły wyznaczenie metodą symulacji

symulacji komputerowej odpowiadającej im linii ugięcia toru. Otrzymana w wyniku linia jest na tyle zbliżona do zadanej (wyjściowej) przedstawionej na rysunku 3, że jej zamieszczenie uznajemy za niekonieczne.

5 Uwagi końcowe

Na podstawie powyższej analizy, zilustrowanej zamieszczonym przykładem, można stwierdzić, że przyjmując model uwzględniający nieliniowość podłoża, po odpowiednim doborze jej parametrów, możemy uzyskiwać wyniki bliższe wynikom badań eksperymentalnych, niż przy analizie modelu liniowego. Stopień zbliżenia do wyników z pomiarów eksperymentalnych zależy między innymi od właściwego doboru typu i wartości parametrów nieliniowości sprężystości i tłumienia podłoża.

Przedstawiona metoda identyfikacji modelu połączona z optymalizacją funkcji celu i wyznaczeniem najlepszych wartości tych parametrów znacznie ułatwia i przyspiesza tworzenie takich modeli układów rzeczywistych, które mogą być przydatne do zastosowania w praktyce. Umożliwi to znaczne obniżenie kosztów oraz podniesie bezpieczeństwa badań rzeczywistych oddziaływań w układzie pojazd szynowy-tor.

Literatura

1. Achenbach I. D., Sun C. T.: *Moving load on a flexibly supported Timoshenko beam*. Int. J. Solids Structures, 1, 1965, 353–370.
2. Bogacz R.: *On dynamics and stability of continuous systems subjected to a distributed moving load*. Ingenieur Archiv, 53, 1983, 243–255.
3. Bogacz R., Rozenbajgier Z.: *Stacjonarne drgania belki spoczywającej na półprze-strzeni lepkosprężystej wywołane ruchomym obciążeniem*. Prace Naukowe Politechniki Warszawskiej, s. Mechanika, z. 63, 1979, 45–71.
4. Cichocki Z., Grzyb A.: *Analiza drgań belki Timoshenki przy ruchomych obciążeniach ciągłych o dowolnym kształcie*. Zbiór referatów IV Warsztatów Naukowych PTSK – Jelenia Góra 1997, Symulacja w badaniach i rozwoju, Warszawa 1998, 48–57.
5. Cichocki Z., Grzyb A.: *Nieliniowość podłoża przy modelowaniu układu dynamicznego pojazd szynowy – tor*. Międzynarodowa Konferencja Naukowo-Techniczna: “Pojazdy Szynowe Nowych Generacji” Katowice – Ustroń – Chorzów, 21–22 maja 1999 r. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej Nr 1415, Transport, z. 35, Gliwice, 1999, 11–21.
6. Cichocki Z., Grzyb A.: *Wpływ wybranych parametrów nieliniowego podłoża na zachowanie układu dynamicznego pojazd szynowy – tor*. XIV Konferencja Naukowa Pojazdy Szynowe 2000: “Pojazdy szynowe na przełomie wieków” Kraków – Arłamów, 9–13 października 2000, t. 1, 33–43.
7. Fedorec V. A., Stokov A. P.: *Primenenie metoda kombinacionnykh kvadratov k issledovaniju processa toplivopodači v dizeljah*. Dvigateli vnutrennogo sgoranija, Resp. mežved. nauč.-tehn. sbornik. Har’kov: “Višča škola”, vyp.32, 1980, 93–98.
8. Grzyb A.: *Drgania układów ciągłych pod wpływem bezinercyjnych obciążeń ruchomych w zastosowaniu do problemów transportu*. Monografia nr 174, Politechnika Krakowska s. Mechanika, 1994, 1–165.
9. Grzyb A.: *Podstawy teoretyczne analizy nieliniowego układu dynamicznego pojazd – tor*. Politechnika Krakowska, Zeszyt nr 10, 1996, 47–60.
10. Hochbruck H., Knothe K., Meinke P. *Elastische Zwischenlagen im Gleis lösen Schwingungsprobleme*. Systemdynamik der Eisenbahn, Hennigsdorf 13, 14 X 1994, 87–95.
11. Jemielita G., Szcześniak W.: *Sposoby modelowania podłoża*. Prace Naukowe Politechniki Warszawskiej, Budownictwo, z. 120, 1993, 5–49.

12. Szcześniak, W.: Wybrane zagadnienia kolejowe. *Wzajemne oddziaływania w układzie pojazd – tor kolejowy – podtorze – podtorze gruntowe*. Prace Naukowe Politechniki Warszawskiej s. Budownictwo, z. 129, 1995, 5–182.
13. Wu J. S., Shih P. Y.: *The dynamic behaviour of a finite railway under the high-speed multiple moving forces by using finite element method*. Communications in Numerical Methods in Engineering. V. 16, 2000, 851–866.

Streszczenie

W pracy przedstawiono sposób analizy drgań toru kolejowego z uwzględnieniem nieliniowości podłoża, spowodowanych przejazdem pociągu. Rozpatrywano ciągły układ dynamiczny, w którym po prostoliniowej nieskończonej długiej belce o modelu Timoshenki porusza się ze stałą prędkością niezmienny w czasie zespół obciążeń. Układ nieliniowy został zastąpiony równoważnym układem liniowym z dodatkowymi ruchomymi obciążeniami obliczeniowymi. Zaprezentowano metodę i przykład obliczeniowy identyfikacji połączonej z optymalnym doбором parametrów nieliniowości.

IDENTIFICATION OF NONLINEAR RAIL TRACK FOUNDATION CHARACTERISTICS

Summary

The analysis of the rail track stationary vibrations caused by moving vehicle under assumption of nonlinear type of foundation is the subject of consideration. The dynamic system is modelled by means of the Timoshenko beam with the moving inertialless loads acting on it. The nonlinear system is replaced by an equivalent linear system with additionally calculated moving loads. The aim of the work is the problem of parameter choice of nonlinear foundation characteristics, which could cause the track displacements similar to that known from experiments. The method of the identification of these characteristics and some results of numerical examples are presented.

Praca finansowana z projektu badawczego KBN: 7 T07A 030 16.

Referat recenzowany

PRZETWARZANIE WEKTOROWE W KOMPUTEROWYM WSPOMAGANIU PROJEKTOWANIA DLA PROBLEMU ROZKROJU

1 Wstęp

Artykuł jest poświęcony nowemu podejściu [5] do problemu rozkroju szeroko występującego w wielu gałęziach przemysłu i techniki. Rozwiązywanie tego problemu polega na optymalizacji podziału pewnej liczby obszarów większych na obszary mniejsze posiadające wymagany kształt. Istnieje wiele wersji problemu różniących się: kształtem i liczbą dużych i małych obszarów oraz optymalizowanymi kryteriami. Problem ten występuje w praktyce również jako wielokryterialny. W niniejszej pracy rozważymy jednokryterialną wersję problemu.

Problem rozkroju jest w ogólności problemem silnie NP-trudnym [7]. Do tej samej klasy należy rozważana tutaj dwuwymiarowa wersja nieregularna z jednym obszarem rozkroju [11]. Duża złożoność problemu skłania do poszukiwania metod i narzędzi pozwalających bardziej na minimalizację czasu poszukiwania akceptowalnych rozwiązań, niż na poszukiwanie rozwiązań optymalnych. W pracach [1,2] zaproponowano sekwencyjne metody rozwiązywania problemu rozkroju oparte o metodę przeszukiwania tabu. Kolejnym krokiem było rozwinięcie tych metod w kierunku przetwarzania równoległego [3] i dalsze ulepszenie jakości rozwiązań w oparciu o nową wersję probabilistycznej metody przeszukiwania tabu [4].

Niniejszy artykuł prezentuje nową metodę bazującą na przestrzennej reprezentacji figur i umożliwia współbieżne wieloprocesorowe przetwarzanie wektorowe [9]. Zastosowanie przestrzennej reprezentacji figur pozwala na realizację przetwarzania dla problemów o dwóch i trzech wymiarach geometrycznych oraz łatwe sterowanie jakością i czasem obliczeń za pomocą dokładności reprezentacji figur. Zastosowane przetwarzanie wektorowe, już we wstępnej wersji metody, pozwala na kilkukrotne skrócenie czasu przetwarzania przy zastosowaniu jednego procesora.

W drugiej części artykułu zdefiniowany zostanie formalnie problem rozkroju. Część trzecia stanowi prezentację metody. Wyniki eksperymentu obliczeniowego zawiera część czwarta, a wnioski i omówienie kolejnych kierunków badań kończą artykuł.

* Politechnika Poznańska, Instytut Informatyki ul. Piotrowo 3a, 60-965 Poznań,
Luiza.Dolata@cs.put.poznan.pl

** Politechnika Poznańska, Instytut Informatyki ul. Piotrowo 3a, 60-965 Poznań,
Rafal.Walkowiak@cs.put.poznan.pl

2 Sformułowanie problemu

Badany problem dwuwymiarowego rozkroju nieregularnego można zdefiniować następująco:

Parametrami problemu są:

- prostokątny obszar przeznaczony do umieszczania elementów, szerokość obszaru jest ustalona, natomiast długość jest nieograniczona,
- zbiór dwuwymiarowych elementów.

Elementy można scharakteryzować w następujący sposób:

- są figurami wypukłymi lub wklęsłymi;
- kształt elementów definiują ich linie brzegowe zewnętrzna i wewnętrzna, (jeśli istnieją);
- linia brzegowa jest aproksymowana odcinkami linii prostej;
- elementy mogą zawierać wewnątrz obszaru ograniczonego ich zewnętrznym brzegiem obszary do nich nienależące – otwory;
- wszystkie elementy należy umieścić w ramach obszaru zapewniając, aby nie nakładały się na siebie.

Kryterium optymalizacji jest długość obszaru zawierającego elementy. Kryterium to jest minimalizowane.

Rozpatrywany problem w notacji problemów pakowania i rozkroju [6] można opisać jako: $2 / V / D / M$.

Pierwsze pole notacji oznacza liczbę rozpatrywanych wymiarów. Drugie określa, że wszystkie małe elementy muszą być umieszczone lub wycięte. Parametr D oznacza, że mamy do wyboru wiele różnych dużych obiektów, a podklasą problemów należących do tej notacji jest badany problem, w którym ograniczono liczbę obiektów, w których należy upakować elementy do jednego. Obiekt ten należy wybrać z listy prostokątów o jednakowej szerokości różniących się długością o ε : $\varepsilon \rightarrow 0$.

3 Metoda

Reprezentacja danych

Figury, które do komputera są wprowadzone w reprezentacji brzegowej (odcinki linii prostych), zostają zamienione na mapę bitów. Ze względu na zajętość pamięci (zarówno typ integer jak i typ boolean są reprezentowane w pamięci komputera jako liczba 8 bajtowa) mapy bitów kodowane wstępnie zerojedynekowo zostają zakodowane za pomocą typu integer jako liczba dziesiętna określająca wartość binarną ciągu 64 punktów wiersza mapy bitowej.

W celu optymalizacji czasu przetwarzania wprowadzono *tablicę gęstości wypełnienia obszaru (TGW)*. Ma ona taki sam rozmiar jak obszar rozmieszczenia kodowany wielowartościowo, lecz przyjmuje wartości od 0 do 64 określone w ten sposób, że wartości 0 oznaczają obszar całkowicie wolny, natomiast wartość 64, obszar całkowicie zajęty. *TGW* jest modyfikowana po każdym poprawnym umieszczeniu elementu na obszarze rozmieszczenia. Wprowadzenie tablicy gęstości wypełnienia ma na celu wyeliminowanie sprawdzanie tych umieszczeń, dla których liczba potrzebnego miejsca na umieszczenie elementu jest za mała.

Przetwarzanie wektorowe

Przetwarzanie wektorowe [12] jest metodą obliczeń polegającą na równoczesnym wykonywaniu – w strukturze potoku – operacji na wielu elementach jednego lub kilku wektorów. Wektor jest listą elementów w pamięci komputera. Wyniki pracy jednostki przetwarzania potokowego realizującej operację jednego typu mogą być przekazywane na bieżąco do kolejnej jednostki w celu realizacji innej operacji i dalszego zrównoleglenia przetwarzania (łańcuchowanie). Skrócenie czasu przetwarzania jest osiągalne w przypadku realizacji wielu tych samych operacji na różnych danych. Przetwarzanie tego typu dostępne jest w komputerach wektorowych. Specjalizowane języki (np. Fortran 90) pozwalają na specyfikację wprost przetwarzania wektorowego.

Metoda umieszczania elementów

Przed rozpoczęciem umieszczania elementy są posortowane według niemalejącej wartości ich powierzchni. Następnie w tej kolejności są one umieszczane na taśmie według algorytmu Bottom Up–Left Justified. Kolejno (z krokiem równym lub większym od rozdzielczości reprezentacji figur) badana jest pod kątem nienakładania się figur poprawność umieszczenia począwszy od lewego, dolnego narożnika obszaru. Pierwsze poprawne umieszczenie jest akceptowane.

Zastosowane algorytmy

Pole powierzchni

W algorytmie konieczne jest obliczenie pola powierzchni układanych elementów. Do obliczenia pola powierzchni zastosowaliśmy następujący wzór [8]:

$$P = 1/2 \sum_i x_i \Delta y_i \quad (1)$$

gdzie:

P – pole powierzchni figury,

i – para wierzchołków następujących po sobie,

x_i – współrzędna x środka boku pomiędzy parą wierzchołków i

Δy_i – przyrost wartości współrzędnej y dla pary wierzchołków i

Wzór wykorzystano również dla figur posiadających otwór stosując odejmowanie pola powierzchni otworu od pola powierzchni ograniczonej zewnętrznym brzegiem figury.

Reprezentacja figur

W celu zamiany reprezentacji wierzchołkowej na mapę bitową zaimplementowano dwa algorytmy: algorytm wyznaczający krawędź figury na mapie bitowej oraz algorytm wypełniający wnętrze figury. Algorytm wyznacza równanie prostej pomiędzy kolejnymi parami wierzchołków figury i otworu. Następnie na jego podstawie wyznacza brzeg figury (otworu). Po wyznaczeniu konturu figury i otworu wywoływany jest *algorytm malarza* [10] wypełniający wnętrze figury.

Testowanie poprawności umieszczenia elementu

Dotychczas zbadano 7 różnych sposobów testowania poprawności umieszczania elementów na taśmie.

Test polega na operacji iloczynu logicznego wartości określających zawartość badanego obszaru położenia oraz kształt figury. Wykonywana niepodzielnie operacja testowania umieszczenia, (po której można test przerwać) może dotyczyć różnej wielkości obszaru: kwadratu o boku jednostkowym, prostokąta 64 razy większego przy kodowa-

niu wielowartościowym, prostokąta powiększonego tyle razy ile wynosi liczba kolumn lub wierszy tablicy przy przetwarzaniu wektorowym w danej reprezentacji. Z tego powodu wektoryzacja i zmiana reprezentacji mogą powodować wykonanie pewnych operacji nadmiarowo.

W poniższym opisie wiersz i kolumna tablicy (FORTRAN) opisującej obszar rozmieszczenia odpowiadają wymiarom obszaru w następujący sposób: rozmiar wiersza tablicy to długość (wartość optymalizowana) i rozmiar kolumny tablicy to szerokość (wyrażane w jednostkach rozdzielczości przetwarzania).

Wariant 1 (W 1)

Figura i obszar rozmieszczenia są kodowane dwuwartościowo. Obliczenia są realizowane sekwencyjnie.

Wariant 2 (W 2)

Dane reprezentowane jak w W1. Do obliczeń typu wektorowego służą konstrukcje języka Fortran. W tym wariantcie obliczenia są przeprowadzone przy wektoryzacji kolumnami.

Wariant 3 (W 3)

Metoda różni się od W2 tym, że zamiast kolumn wektoryzacji zostały poddane wiersze.

Wariant 4 (W 4)

Figura i obszar rozmieszczenia są reprezentowane jako tablice liczb całkowitych (kodowanie wielowartościowe kolumnami). Przetwarzanie jest realizowane wektorowo.

Wariant 5 (W 5)

Całkowitoliczbowa reprezentacja obszarów. W wariantcie wykorzystano *tablicę gęstości wypełnienia (TGW)*. *TGW* pozwala na testowanie tylko tych fragmentów obszaru, w których umieszczenie elementu jest możliwe ze względu na jego dotychczasową zajętość. Przetwarzanie jest realizowane wektorowo.

Wariant 6 (W 6)

Całkowitoliczbowa reprezentacja obszarów. Podejście to różni się od W5 sposobem modyfikacji *TGW*. W poprzednim podejściu *TGW* była obliczana od nowa przy zmianie wiersza lub kolumny. W tym podejściu *TGW* jest obliczana dla wszystkich wierszy obszaru rozmieszczenia, a w trakcie badania poprawności umieszczania jest modyfikowany tylko odpowiedni element tablicy. Poszczególne elementy tablicy zawierają informacje dla nakładających się obszarów oddalonych o jedną jednostkę szerokości obszaru. Przetwarzanie jest realizowane wektorowo.

Wariant 7 (W 7)

Podejście różni się od W6 tym, że *TGW* nie jest obliczana dla wszystkich wierszy przed przystąpieniem do umieszczania figur, lecz na bieżąco – podczas testu umieszczania.

4 Eksperyment obliczeniowy

Przeprowadzone badania miały na celu określenie efektywności metody przy wykorzystaniu przetwarzania wektorowego. Testy przy wykorzystaniu jednego procesora systemu CRAY SV1 przeprowadzono w Poznańskim Centrum Superkomputerowo Sieciowym. Czas realizacji zadania jest wartością średnią z 5 pomiarów czasu przetwarzania zmierzonego przy użyciu polecenia systemu UNIX – *timex*.

Wszystkie testy są przeprowadzone na losowych zbiorach danych, wygenerowanych przez program przygotowany na potrzeby przeprowadzanych testów.

W rozdziale przedstawimy testy porównawcze zaimplementowanych wariantów metod. Badano czas niezbędny do jednokrotnego rozmieszczenia zbioru elementów. Elementy były umieszczane od najmniejszego do największego.

Eksperyment 1

Pierwszy eksperyment polegał na ułożeniu na taśmie o szerokości 1500 jednostek 30 prostokątów o maksymalnych wymiarach 300*300 jednostek.

Tab. 1. Czas przetwarzania dla poszczególnych wariantów metody w eksperymencie 1

Tab. 1. Time of calculations for each variant of the method in experiment 1

Optymalizacja	wariant 1	wariant 2	wariant 3	wariant 4	wariant 5	wariant 6	wariant 7
-O3	34,39	40,00	172,34	35,56	591,00	38,85	55,01
-Ovector3	36,23	39,51	170,05	35,61	591,35	35,53	54,31

Tabela 1 zawiera czasy przetwarzania (podane w sekundach) przy zastosowaniu różnych typów optymalizacji kodu na etapie kompilacji. W Tabeli 1 w kolumnie optymalizacja podano opcje, jakie zostały użyte podczas kompilacji. Opcja -O3 oznacza ogólną optymalizację kodu, a opcja Ovector3 jest to optymalizacja kodu włączająca najwyższy poziom wektoryzacji.

Czas obliczeń są zbliżone, znacznie gorszy czas posiada wariant 5. Jest to wersja, w której dane są kodowane za pomocą liczb całkowitych, wykorzystująca tablicę gęstości wypełnienia. Wersja ta także przy innych testach miała najdłuższy czas wykonania, dlatego zostanie wyłączona z pozostałych testów. W wariacie 5 nakład pracy związany z obliczeniem wolnego obszaru był zbyt duży. Obszar był obliczany za każdym razem, gdy zmiana ulegał wiersz lub kolumna obszaru rozmieszczenia (tzn. w każdym kroku testu poprawności położenia elementów).

W eksperymencie 1 (układanie prostokątów) najlepszy czas wykonania osiągnął wariant pierwszy. Jest to metoda sekwencyjna, która okazała się najlepsza ze względu na najkrótszy czas wykonania jednego kroku algorytmu pozwalającego (w przypadku prostokątów) na określenie poprawności lub braku poprawności umieszczenia.

Eksperyment 2

W kolejnym teście na taśmie były układane 23 elementy o krawędziach równoległych do osi OX i OY kartezjańskiego układu współrzędnych. Szerokość taśmy wynosiła 2000 jednostek, maksymalne rozmiary elementów 400*400, a liczba wierzchołków elementów 6 do 20.

W tym eksperymencie wykazano, że wariant 3 jest znacznie wolniejszy od pozostałych. Przyczyną tego wyniku jest wektoryzacja po wierszach, czyli krótszym z wymiarów badanej tablicy. Również i ta wersja została wykluczona z dalszych eksperymentów.

Tab. 2. Czas przetwarzania dla poszczególnych wariantów metody w eksperymencie 2

Tab.2. Time of calculations for each variant of the method in experiment 2

Optymalizacja	wariant 1	wariant 2	wariant 3	wariant 4	wariant 6	wariant 7
-O3	94,31	63,17	305,98	25,32	30,08	40,57
-Ovector3	93,50	62,13	324,03	25,01	24,36	39,86

Test dowodzi, że wariant wektorowy dla figur nie będących prostokątami jest szybszy (w porównaniu z wariantami 1 i 2). Można zauważyć także, że warianty metody, w któ-

rych dane są reprezentowane w sposób całkowitoliczbowy (nie binarny) są szybsze. W jednym kroku porównywanych jest nie 1, lecz 64 punkty badanego obszaru.

Eksperyment 3

W kolejnym eksperymencie na taśmie było układanych 20 elementów o dowolnych kształtach i maksymalnych wymiarach 400*400 na taśmie o szerokość 1000 jednostek.

Tab. 3. Czas przetwarzania dla poszczególnych wariantów metody w eksperymencie 3

Tab. 3. Time of calculations for each variant of the method in experiment 3

Optymalizacja	wariant 1	wariant 2	wariant 4	wariant 6	wariant 7
-O3	326,46	86,79	27,59	32,57	45,65
-Ovector3	323,26	85,90	27,53	30,08	44,82

Wariant sekwencyjny ma najdłuższy czas wykonania. Gdy figury nie są prostokątami sprawdzenie pierwszego elementu mapy bitów nie daje odpowiedzi czy ułożenie nie jest poprawne. W przypadku wektorowych wariantów metody, gdy badana jest cała kolumna czas odpowiedzi na pytanie czy położenie jest poprawne jest krótszy. Na podstawie czasów obliczeń wariantów 1 i 2 można określić skrócenie czasu przetwarzania dla wariantu wektorowego. Skrócenie czasu przetwarzania zostało wyznaczone jako iloraz czasu realizacji przetwarzania sekwencyjnego do czasu przetwarzania wektorowego, por. tabela 4.

Tab. 4. Skrócenie czasu przetwarzania dla wariantu wektorowego uzyskane dla różnych kształtów figur

Tab. 4. Speed-up for vector variant of the method for different shapes of figures

Eksperyment	wariant 1 czas[s]	wariant 2 czas[s]	Skrócenie czasu przetwarzania
1	36,23	39,51	0,91
2	93,50	62,13	1,50
3	323,26	85,90	3,76

Porównując wyniki w tabeli 4, można stwierdzić, że zysk z obliczeń wektorowych jest tym większy im bardziej nieregularny kształt ma figura.

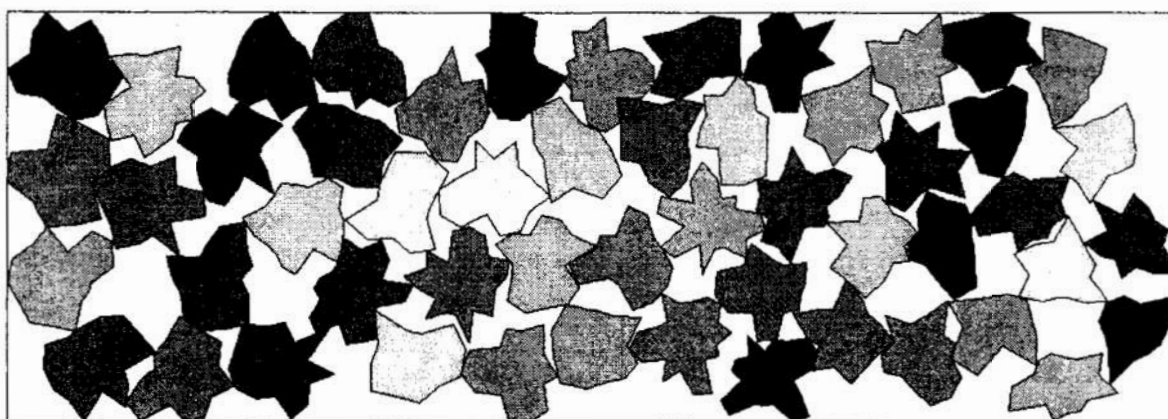
Na podstawie czasów obliczeń wariantów 2 i 4 metody można obliczyć skrócenie czasu przetwarzania wynikające z zastosowania reprezentacji całkowitoliczbowej w stosunku do binarnego kodowania obszarów. Obie wersje wykonują obliczenia wektorowo i różnią się sposobem reprezentacji danych. Wyniki zostały przedstawione w tabeli 5.

Tab. 5. Skrócenie czasu przetwarzania uzyskane w związku z całkowitoliczbową reprezentacją obszarów

Tab. 5. Speed-up for binary and integer valued figure representations

Test	wariant 2 czas[s]	wariant 4 czas[s]	Skrócenie czasu przetwarzania
1	39,51	35,61	1,10
2	62,13	25,01	2,48
3	85,90	27,53	3,12

Na rysunku 1 przedstawiono przykładowy układ elementów uzyskany podczas testów.



Rys. 1. Układ elementów uzyskany przy użyciu prezentowanej metody – szerokość 1000, długość 2880, część niewykorzystana 39,8%

Fig. 1. Arrangement of elements obtained by the method – width 1000, length 2880, waste 39,8%.

5. Wnioski i kierunki dalszych badań

Na podstawie dotychczas przeprowadzonych testów można stwierdzić, że wariant 7 metody jest wolniejszy od wariantu 6. Różnica ta wynika z organizacji przetwarzania – tj miejsca, w którym obliczane jest dopełnienie obszaru rozmieszczenia – wewnątrz lub na zewnątrz głównej pętli testowania położenia elementów. Rozdzielenie operacji na dwie oddzielne pętle pozwala na wektoryzację przetwarzania dzięki uniknięciu zależności odwołań do danych występujących w jednej pętli uniemożliwiających to.

Kolejne testy były przeprowadzane już tylko dla wariantów 4 i 6. Oba warianty metody mają zbliżone czasy obliczeń i nie można stwierdzić, która z nich jest szybsza w ramach docelowego wieloetapowego algorytmu generacji rozwiązań. Przeprowadzono testy aby stwierdzić, który z wariantów metody jest szybszy. Pomimo, że wariant wykorzystujący tablicę gęstości wypełnienia był udoskonalany w czasie testów, to nadal jest szybszy od wariantu z układaniem bez użycia (i generacji) tej tablicy.

Przeprowadzono jeszcze szereg różnych testów, z których można wyprowadzić następujące wnioski:

- zastosowanie obliczeń wektorowych pozwala na skrócenie czasu obliczeń,
- zastosowanie kodowania całkowitoliczbowego reprezentacji przestrzennej skraca czas obliczeń,
- zastosowanie reprezentacji przestrzennej figur pozwala na układanie figur o dowolnych kształtach, w tym także figur z otworem, przy zastosowaniu jednego algorytmu,
- czas przetwarzania nie zależy od liczby wierzchołków figur, lecz od dokładności reprezentacji określanej za pomocą liczby punktów reprezentacji odpowiadającej jednostce wymiaru figury.

Kolejne zadania w pracy nad przedstawioną metodą polegać będą na:

- dalszej optymalizacji algorytmu testowania poprawności położenia elementu,
- wprowadzeniu współbieżności wieloprocesorowej,
- zastosowanie metody w dla problemu trójwymiarowego,
- rozwinięcie metody do zastosowania w przypadku wielokryterialnym.

Literatura

1. Błażewicz J., Hawryluk P., Walkowiak R.: *Using a tabu search approach for solving the two-dimensional irregular cutting problem*, Annals of Operations Research 41, 1993, 313–325.
2. Błażewicz J., Walkowiak R.: *A local search approach for two-dimensional irregular cutting*, OR Spectrum 17, 1995, 93–98.
3. Błażewicz J., Salvador A.M., Walkowiak R.: *The use of message passing and shared memory programming models for the two-dimensional cutting*, Proc. of the Third Int. Conf. on Parallel Processing and Applied Mathematics, Kazimierz Dolny Poland, 1999.
4. Błażewicz J., Moret-Salvador A., Walkowiak R.: *Tabu search for two-dimensional irregular cutting*, ed.: Ribeiro C.C., Hansen P., Essays and Surveys in Metaheuristics, Kluwer, 2001.
5. Dolata L.: *Przetwarzanie wektorowe dla problemu rozkroju*, praca magisterska, Politechnika Poznańska, Poznań 2000.
6. Dyckhoff H.: *A typology of cutting and packing problems*, EJOR 44, 1990, 145–159.
7. Garey M.R., Johnson D.S.: *Strong NP-completeness results, motivation, examples and implications*, J. ACM 25, 1978.
8. Harris J.W., Stocker H.: *Handbook of Mathematics and Computational Science*, Springer-Verlag, Nowy Jork 1998.
9. Stanisław Kozielski, Zdzisław Szczerbiński: *Komputery równoległe*, WNT Warszawa 1993
10. Pavlidis T.: *Grafika i przetwarzanie obrazów* WNT, Warszawa 1987.
11. Walkowiak R.: *Sekwencyjne i współbieżne algorytmy dla problemu rozkroju*, rozprawa doktorska, Politechnika Poznańska, Poznań 1996.
12. <http://www.cray.com>

Praca finansowana z grantów KBN: 8T11F00619, 8T11A01618.

Streszczenie

W pracy przedstawiono wyniki badań nad metodą rozwiązywania problemu rozkroju przy wykorzystaniu przetwarzania wektorowego. Zostały przedstawione wykorzystane algorytmy oraz zbadane wersje metody. W punkcie 4 zawarto opis eksperymentu obliczeniowego. Testy pozwoliły ocenić i porównać efektywność poszczególnych wariantów zaproponowanej metody.

VECTOR COMPUTATION IN CAD FOR CUTTING STOCK PROBLEM

Summary

The paper presents a method for cutting stock problem based on vector processing and spatial occupancy enumeration data representation. Versions of the method are defined and experimentally tested. We present the speed-up obtained while vector processing and different data coding schemes are used.

Referat recenzowany

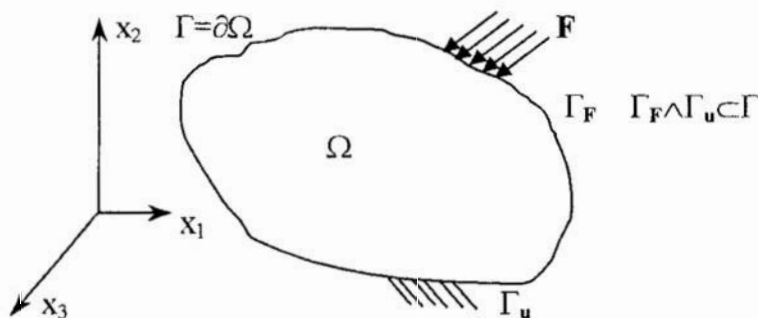
PRZYKŁAD PROJEKTOWANIA OPTYMALNEJ STRUKTURY ELEMENTÓW KONSTRUKCYJNYCH W PŁASKIM STANIE NAPRĘŻENIA

1 Wprowadzenie

Pod pojęciem liniowo sprężystej struktury elementu konstrukcyjnego będziemy rozumieć strukturę geometryczną z materiału odpowiadającego założeniom ciała sprężystego Clapeyrona, wypełniająca daną przestrzeń konstrukcyjną i składająca się z prostych elementów geometrycznych typu płaszczyzna, powierzchnia walcowa, graniastosłup, itp. tworzącą dany element konstrukcyjny. W strukturze tej uwzględnione są ograniczenia geometryczne nałożone na powierzchnie czynne elementu konstrukcyjnego oraz obciążenia i ograniczenia przemieszczeń na brzegu.

Optymalizacja kształtu struktur liniowo sprężystych badana jest w powiązaniu z problemem rozkładu materiału przy zastosowaniu bimateryałów. Rozważane są materiały dwuskładnikowe: substancja i pusta przestrzeń, a zamiast optymalizacji kształtu przez zmianę granic w zwykłym sensie rozważa się mikroskopowy rozkład wolnych przestrzeni. Takie podejście do poszukiwania optymalnego kształtu stosuje się w metodzie homogenizacji asymptotycznej [1]. Metoda ta daje szczególnie dobre rezultaty, jeżeli pomiędzy skalą mikro i makro nie istnieje żadna inna skala pośrednia. [4].

Rozpatrzmy element konstrukcyjny jako ciało zajmujące przestrzeń konstrukcyjną $\Omega \in \mathbb{R}^2$ (\mathbb{R}^2 jest przestrzenią Euklidesa) i założmy, że ciało poddane jest działaniu sił \mathbf{F} i ograniczeniom przemieszczeń \mathbf{u}_0 na brzegu $\partial\Omega$ (rys. 1).



Rys. 1. Przestrzeń konstrukcyjna

Fig. 1. Design space

W optymalnym projekcie o maksymalnej sztywności poszukujemy takiej struktury geometrycznej elementu konstrukcyjnego, która odwzorowywać będzie kształt elementu ze względu na maksymalną uogólnioną sztywność przy zadanym rodzaju materiału i jego ilości.

Poszukiwanie optymalnej struktury podzielimy na dwa etapy. W pierwszym etapie (wstępnym) znajdziemy optymalny rozkład rodzaju materiału w Ω , a w drugim dokonamy odwzorowania optymalnego rozkładu materiału na geometryczną strukturę, w której mogą

*Politechnika Koszalińska, ul. Racławicka 15-17, 75-620 Koszalin, E-Mail: fligiel@lew.tu.koszalin.pl

występować ograniczenia, np. wymiarowe, materiałowe. W wyniku otrzymamy najbardziej sztywną strukturę konstrukcyjną elementu odwzorowującą kształt elementu przy zadanych warunkach brzegowych.

2 Ogólne sformułowanie warunku optymalizacji

W pierwszym etapie optymalizacji poszukujemy optymalnych wartości tensora sprężystości $C=c_{ijkl}$ ($i,j,k,l=1,2,3$). Tensor C może zmieniać się w przestrzeni konstrukcyjnej Ω , będzie więc funkcją zmiennej przestrzeni dwuwymiarowej $x=(x_i)$, ($i=1,2$) i dla płaskiego stanu naprężenia $C=c_{ijkl} \in (L^\infty(\Omega))^{10}$ co odpowiada 10 niezależnym dodatnim różnym od zera elementom w nieskończenie ciągłej przestrzeni tensorowej. Pierwszy etap dotyczy odwzorowania izotropowego materiału elementu mechanicznego w optymalny izotropowy, skąd w wyniku symetrii składowych tensora $c_{ijkl}=c_{jkl i}$, $c_{ijkl}=c_{ijlk}$, $c_{ijkl}=c_{klij}$, otrzymamy trzy różne składowe tensora, z tego dwie składowe są niezależne.

Miarą uogólnionej sztywności może być wielkość potencjalnej energii deformacji elementu konstrukcyjnego. Jako funkcję celu określającą uogólnioną sztywność, obierzemy potencjalną energię deformacji w przestrzeni Ω o stałej objętości V_0 i zapiszemy [3]:

$$A = \frac{1}{2} \int_{V_0} c_{ijkl} \varepsilon_{ij} \varepsilon_{kl} dV. \quad (1)$$

Wyrażenie podcałkowe zapisano w konwencji sumacyjnej Einsteina i dalej będziemy tej konwencji używać tam gdzie jest to niezbędne dla czytelności zapisu.

W powyższym wyrażeniu związki konstytutywne między naprężeniami i odkształceniami, w każdym punkcie $x=(x_i)$ przestrzeni konstrukcyjnej, są określone:

$$\sigma_{ij} = c_{ijkl} \varepsilon_{kl}, \quad (2)$$

$$c_{ijkl} = \lambda \delta_{ij} \delta_{kl} + \mu (\delta_{ik} \delta_{jl} + \delta_{il} \delta_{jk}), \quad i,j,k,l=1,2,3 \wedge \forall i,j,k,l=3 \quad c_{ijkl}=0, \quad (3)$$

$$\lambda = \frac{E\nu}{(1+\nu)(1-2\nu)}, \quad \mu = \frac{E}{2(1+\nu)},$$

a składowe odkształceń:

$$\varepsilon_{ij} = \frac{1}{E} ((1+\nu)\sigma_{ij} - \nu\delta_{ij}\sigma_{kk}), \quad i,j=1,2,3, \quad (4)$$

gdzie: δ_{ij} jest symbolem Kroneckera ($\delta_{ij}=1$ gdy $i=j$, $\delta_{ij}=0$ gdy $i \neq j$), λ i μ są stałymi Lamego, wyrażającymi zależność między dwoma niezależnymi współczynnikami izotropowych własności materiałowych E i ν . Współczynniki materiałowe, moduł Younga E i współczynnik Poissona ν , z formalnego matematycznego zapisu, dla każdego punktu $x=(x_i)$, są zmiennymi niezależnymi. Natomiast z punktu widzenia własności fizycznych użytego materiału są od siebie współzależne, są to stałe fizyczne właściwości materiałowych.

Uwzględniając powyższe i podstawiając (3) i (4) do (1) po przekształceniach otrzymamy zależność na potencjalną energię deformacji:

$$A = \frac{1}{2} \int_{V_0} \frac{1}{E} \bar{c}_{ijkl} \bar{\varepsilon}_{ij} \bar{\varepsilon}_{kl} dV, \quad (5)$$

gdzie: $\bar{c}_{ijkl}, \bar{\epsilon}_{ij}, \bar{\epsilon}_{kl}$, są zmodyfikowanymi tensorami sprężystości i deformacji, w których $v = \text{const}$. W wyrażeniu (5) przyjęto moduł Younga E jako funkcją położenia $x = (x_i)$ elementarnej cząstki materiału dV .

Z tensora naprężeń (2) można wydzielić tensor kulisty $(-\delta_{ij}\sigma_{kk}/3)$ i dewiator $s_{ij} = \sigma_{ij} - \frac{1}{3}\delta_{ij}\sigma_{kk}$ [3]. Zapisując energię odkształcenia sprężystego z uwzględnieniem tensora kulistego i dewiatora można wydzielić energię odkształcenia objętościowego:

$$A_V = \int_{V_0} \frac{1-2\nu}{6E} \sigma_{kk}^2 dV, \quad (6)$$

i postaciowego :

$$A_f = \int_{V_0} \frac{1+\nu}{3E} (\sigma_{11}^2 - \sigma_{11}\sigma_{12} + \sigma_{22}^2 + 3\sigma_{12}^2) dV. \quad (7)$$

Ograniczenia równościowe zapiszemy:

$$Q = \int_{V_0} E(x) dV - \int_{V_0} E_0 dV = 0, \quad (8)$$

gdzie: E_0 jest modulem Younga właściwości materiałowych rzeczywistego materiału z jakiego ma być wykonany element konstrukcyjny. Równanie (8) wyraża nam ograniczenie na zadaną objętość konstrukcji V_0 i ilość zadanego rodzaju materiału wyrażoną przez całkę $\int_{V_0} E_0 dV$.

Problem optymalizacji sformułujemy w następujący sposób: znaleźć najbardziej sztywną strukturę elementu mechanicznego w zadanej przestrzeni konstrukcyjnej odwzorowującą kształt elementu mechanicznego przy stałej objętości i zadanej ilości rodzaju materiału. Zapis matematyczny postawionego problemu będzie następujący:

I-szy etap:

$$[E(x) \in H]: \left\{ \bigwedge_{x \in \Omega} A[c_{ijkl}(E(x))] \leq A[c_{ijkl}(E(x))], \nu, h_0, Q = \text{const} \right\}, \quad (9)$$

II-gi etap:

$$[s(x) \setminus h(x) \in H_s]: \left\{ \bigwedge_{x \in \Omega_s} A[s(x)] \leq A[s(x)], \wedge \forall E(x) \leq E_0, E(x) = E_0 \right. \\ \left. \wedge \nu, h_0, Q = \text{const} \right\} \quad (10a)$$

$$[h(x) \setminus s(x) \in H_h]: \left\{ \bigwedge_{x \in \Omega_h} A[h(x)] \leq A[h(x)] \wedge \forall E(x) > E_0, E(x) = E_0 \right. \\ \left. \wedge \nu, Q = \text{const} \right\} \quad (10b)$$

gdzie: $E(x)$ jest funkcją optymalnych wartości modułu Younga, $s(x)$ są funkcjami optymalnego pola powierzchni, $h(x)$ optymalnymi funkcjami grubości, przestrzeń $\Omega = \Omega_s \cup \Omega_h$, h_0 jest zadaną grubością elementu konstrukcyjnego. Funkcje $s(x) \in H_s$, $h(x) \in H_h$, $H_s \cup H_h = H$, gdzie H oznacza unormowaną przestrzeń Hilberta.

3 Sformułowanie warunku optymalizacji dla pierwszego etapu (wstępnego)

Do wyznaczenia optymalnych składowych tensora C_{ijkl} wykorzystamy funkcjonal Lagrange'a:

$$L = \frac{1}{2} \int_{\Omega} \frac{1}{E(x)} \bar{c}_{ijkl} \bar{\varepsilon}_{ij} \bar{\varepsilon}_{kl} dV + \eta \left(\int_{\Omega} E(x) dV - \int_{\Omega} E_0 dV \right), \quad (11)$$

gdzie η jest stałym współczynnikiem Lagrange'a.

Ponieważ, w (10a) optymalna funkcja $S(x)$, dla której grubość elementu $h_0 = \text{const}$, jest funkcją współrzędnych x_i przestrzeni Ω_s , a $\Omega_s \subset \Omega$ to realizacja fizyczna na elemencie konstrukcyjnym takiej funkcji powierzchniowej jest niemożliwa. Dlatego przestrzeń Ω podzielimy na e elementów o polu powierzchni s_n , objętości V_n i module Younga E_n . Przestrzeń Ω z ograniczonej ciągłej przekształci się w przestrzeń ograniczoną skończoną. W związku, tym funkcjonal (11) przekształci się do postaci:

$$L = \frac{1}{2} \sum_{n=1}^e \frac{1}{E_n} (\bar{c}_{ijkl} \bar{\varepsilon}_{ij} \bar{\varepsilon}_{kl})_n V_n + \eta \left(\sum_{n=1}^e E_n V_n - \sum_{n=1}^e E_0 V_n \right). \quad (12)$$

Ekstremalną wartość (12) będziemy poszukiwać metodą iteracyjną przy danym podziale topologicznym przestrzeni Ω .

Dla ciała izotropowego możliwe jest wyłączenie modułu Younga E przed sumę iloczynów składowych tensorów.

Z warunku ekstremum (12) z uwzględnieniem (8), otrzymamy zależność na wartość modułu Younga w danej dyskretnej przestrzeni, przy założeniu, że dla każdej iteracji w środku geometrycznym elementu n $(\varepsilon_{ij})_n^r = \frac{1}{2} (u_{i,j} + u_{j,i})_n^r = \text{const}$ i $\sigma_{ij} = \text{const}$:

$$E_n^{r+1} = \frac{E_0 \sqrt{V_0 (\bar{c}_{ijkl} \bar{\varepsilon}_{ij} \bar{\varepsilon}_{kl})_n^r}}{\sum_{n=1}^e \sqrt{(\bar{c}_{ijkl} \bar{\varepsilon}_{ij} \bar{\varepsilon}_{kl})_n^r / V_0} \cdot V_n}. \quad (13)$$

Optymalną wartość składowych tensora c_{ijkl} , obliczymy z zależności:

$$(C_{ijkl})_n^{r+1} = E_n^{r+1} \cdot \bar{c}_{ijkl} = \frac{E_0 \sqrt{V_0 (\bar{c}_{ijkl} \bar{\varepsilon}_{ij} \bar{\varepsilon}_{kl})_n^r}}{\sum_{n=1}^e \sqrt{(\bar{c}_{ijkl} \bar{\varepsilon}_{ij} \bar{\varepsilon}_{kl})_n^r / V_0} \cdot V_n} \bar{c}_{ijkl}. \quad (14)$$

Poszukiwanie $(C_{ijkl})_n^{r+1}$ powtarzamy wielokrotnie do wypełnienia warunku:

$$(C_{ijkl})_n^{r+1} - (C_{ijkl})_n^r \leq \alpha, \quad (15)$$

gdzie: α jest małą liczbą wyrażającą dokładność optymalizacji.

4 Sformułowanie warunku optymalizacji dla drugiego etapu

W drugim etapie odwzorowujemy optymalny tensor C_{ijkl} na $s_n \vee h_n$ zgodnie z warunkiem (10a) lub (10b). Minimalna potencjalna energia deformacji z pierwszego etapu jest równa:

$$A = \frac{1}{2} \sum_{n=1}^e (c_{ijkl} \varepsilon_{ij} \varepsilon_{kl})_n V_n. \quad (16)$$

Rozdzielimy optymalną wartość energii A na część energii A_s , związaną z polami powierzchni s_n i część energii A_h związaną z grubościami h_m ($A=A_s+A_h$), gdzie:

$$A_s = \frac{1}{2} \sum_{\substack{n=1 \\ n \neq m}}^e (c_{ijkl} \varepsilon_{ij} \varepsilon_{kl})_n V_n, \quad V_n = h_n s_n, \quad \{\forall E_n \leq E_0 \quad s_n = \text{var} \wedge h_n = h_0 \wedge E_n = E_0\}, \quad (17)$$

$$A_h = \frac{1}{2} \sum_{\substack{m=1 \\ m \neq n}}^e (c_{ijkl} \varepsilon_{ij} \varepsilon_{kl})_m V_m, \quad V_m = h_m s_m \\ \{\forall E_m > E_0 \quad s_m = s_{0m} = \text{const} \wedge h_m = \text{var} > h_0 \wedge E_m = E_0\}. \quad (18)$$

Biorąc pod uwagę dyskretną postać wyrażenia (8), z uwzględnieniem różnicy potencjalnych energii dla każdej iteracji [2] zapiszemy funkcjonal Lagrange'a:

$$L = \frac{1}{2} \sum_{n=1}^e (c_{ijkl} \varepsilon_{ij} \varepsilon_{kl})_n h_0 s_{0n} - \sum_{\substack{n=1 \\ n \neq m}}^e \left(\frac{s_n^2 h_0}{2E_n} (\bar{c}_{ijkl} \bar{\varepsilon}_{ij} \bar{\varepsilon}_{kl})_n \frac{1}{s_n} \right) - \sum_{\substack{m=1 \\ m \neq n}}^e \left(\frac{s_{0m} h_m^2}{2E_m} (\bar{c}_{ijkl} \bar{\varepsilon}_{ij} \bar{\varepsilon}_{kl})_m \frac{1}{h_m} \right) \\ + \eta \left(\sum_{\substack{n=1 \\ n \neq m}}^e E_0 h_0 s_n + \sum_{\substack{m=1 \\ m \neq n}}^e E_0 h_m s_{0m} - \sum_{n=1}^e E_0 h_0 s_{0n} \right). \quad (19)$$

Z warunku ekstremum (19) z uwzględnieniem (17) i (18), wyznaczymy $s_n \forall x \in \Omega_s \vee h_m \forall x \in \Omega_h$, dla $r+1$ iteracji:

$$s_n^{r+1} = \frac{s_n^r \sqrt{(\bar{c}_{ijkl} \bar{\varepsilon}_{ij} \bar{\varepsilon}_{kl})_n^r / E_n} \cdot \sum_{n=1}^e E_0 h_0 s_{0n}}{\sum_{\substack{n=1 \\ n \neq m}}^e h_0 s_n^r \sqrt{E_n (\bar{c}_{ijkl} \bar{\varepsilon}_{ij} \bar{\varepsilon}_{kl})_n^r} + \sum_{\substack{m=1 \\ m \neq n}}^e h_m^r s_{0m} \sqrt{E_m (\bar{c}_{ijkl} \bar{\varepsilon}_{ij} \bar{\varepsilon}_{kl})_m^r}}, \quad (20)$$

$$h_m^{r+1} = \frac{h_m^r \sqrt{(\bar{c}_{ijkl} \bar{\varepsilon}_{ij} \bar{\varepsilon}_{kl})_m^r / E_m} \cdot \sum_{n=1}^e E_0 h_0 s_{0n}}{\sum_{\substack{n=1 \\ n \neq m}}^e h_0 s_n^r \sqrt{E_n (\bar{c}_{ijkl} \bar{\varepsilon}_{ij} \bar{\varepsilon}_{kl})_n^r} + \sum_{\substack{m=1 \\ m \neq n}}^e h_m^r s_{0m} \sqrt{E_m (\bar{c}_{ijkl} \bar{\varepsilon}_{ij} \bar{\varepsilon}_{kl})_m^r}}. \quad (21)$$

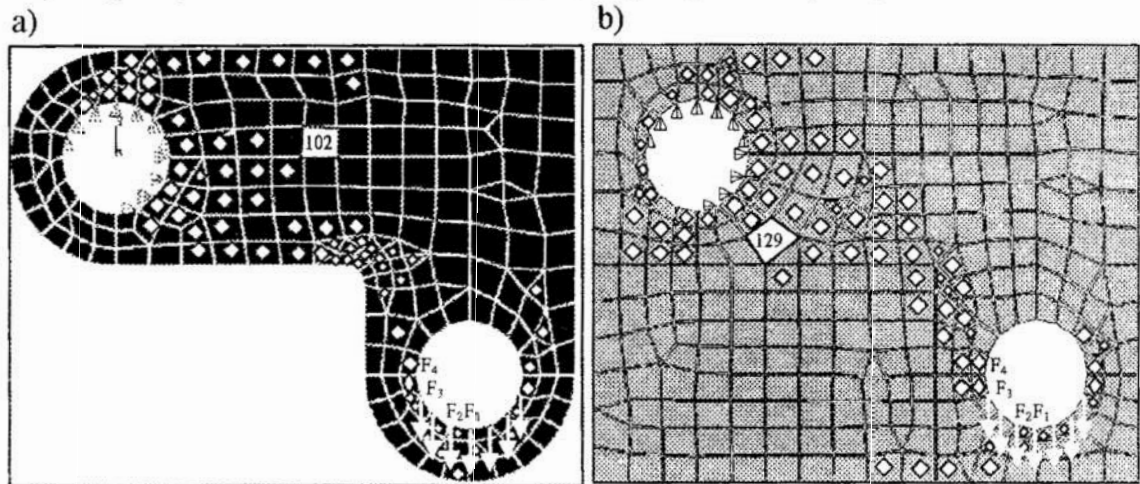
Objętość $V_n = s_n^{r+1} h_0$ jest objętością czynną wypełnioną materiałem o stałej E_0 . Objętość V_n spełnia nierówność $V_n \leq s_{0n} h_0$. Różnicę objętości $V_{bn} = s_{0n} h_0 - V_n$ nazwiemy objętością bierną, dla której $E_0 = 0$. We wstępnych obliczeniach dla $\Omega \in R^2 \wedge h_0 = \text{const}$ przyjmiemy, walcowy kształt objętości biernej o polu podstawy $s_{Bn}^{r+1} = s_{0n} - s_n^{r+1}$. Środek geometryczny powierzchni s_{0n} pokrywa się z środkiem geometrycznym podstawy. Z uwzględnieniem (20), promień podstawy dla $r+1$ iteracji będzie równy:

$$R_n^{r+1} = \sqrt{(s_{0n} - S_n^{r+1})/\pi}. \quad (22)$$

Poszukiwanie h_m^{r+1} i R_n^{r+1} zakończymy gdy zostaną spełnione warunki: $h_m^{r+1} - h_m^r \leq \alpha_h$ i $R_n^{r+1} - R_n^r \leq \alpha_R$, gdzie α_h i α_R są małymi liczbami określającymi dokładność optymalizacji.

5 Przykład obliczeń

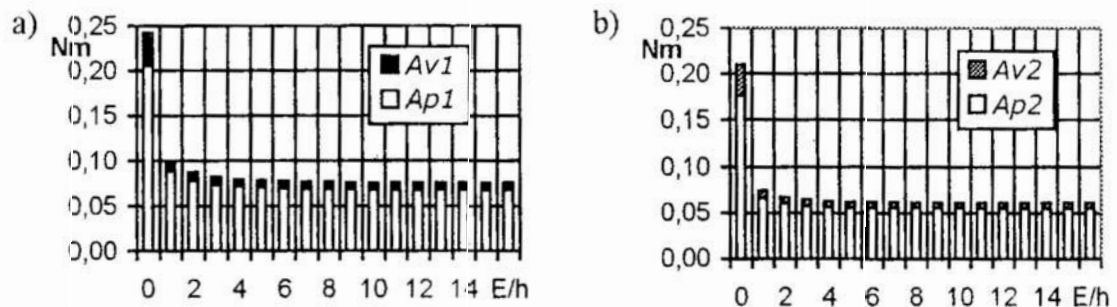
We wstępnych obliczeniach wykorzystamy dwie dyskretne przestrzenie konstrukcyjne o topologii węzłów i siatce elementów skończonych pokazanej na rysunku 2a i b [2].



Rys. 2. Modele obliczeniowe, grubość a) $h_0=1$ cm, b) $h_0=0,7677$ cm.

Fig. 2. Mathematical models, thickness a) $h_0=1$ cm, b) $h_0=0,7677$ cm

Konstrukcję obciążono w dolnym otworze siłami $F_1=800$ N, $F_2=760$ N, $F_3=550$ N, $F_4=200$ N. Nałożone ograniczenia przemieszczeń pokazano symbolicznie w górnych otworach. Objętość początkowa przestrzeni konstrukcyjnej $V_0=1,3682 \cdot 10^{-4}$ m³ każdego elementu konstrukcyjnego była wpisana w pole o wymiary 16x12 cm.



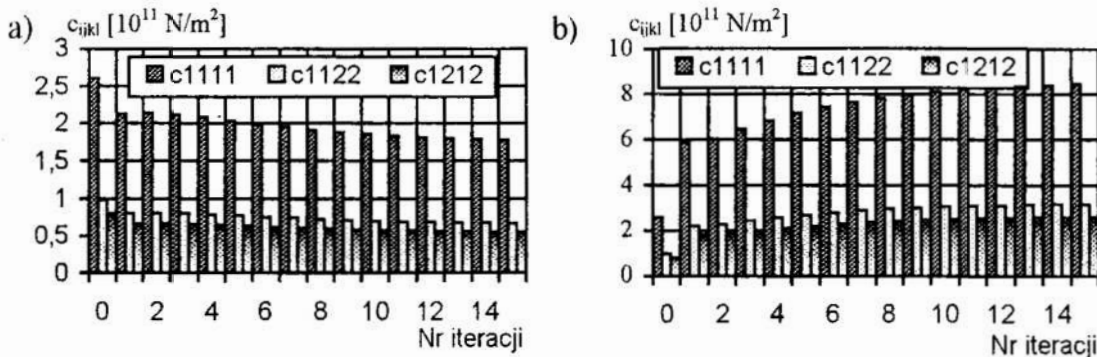
Rys. 3. Potencjalna energia deformacji $A=A_V+A_p$, odkształcenia objętościowego A_V i postaciowego A_p

Fig. 3. Energy of deformation, $A=A_V+A_p$ strain energy of volume change A_V , strain energy of distortion A_p

Wyniki obliczeń całkowitej energii deformacji, odkształcenia objętościowego i postaciowego dla projektowanej optymalnej struktury przedstawiono na rysunku 3. Są one zgodne z uzyskanymi w pracy [2], na drodze naprężeń zredukowanych. Ostatni słupek E/h wykresu, przedstawia energię elementów dla optymalnych grubości gdy zmienną

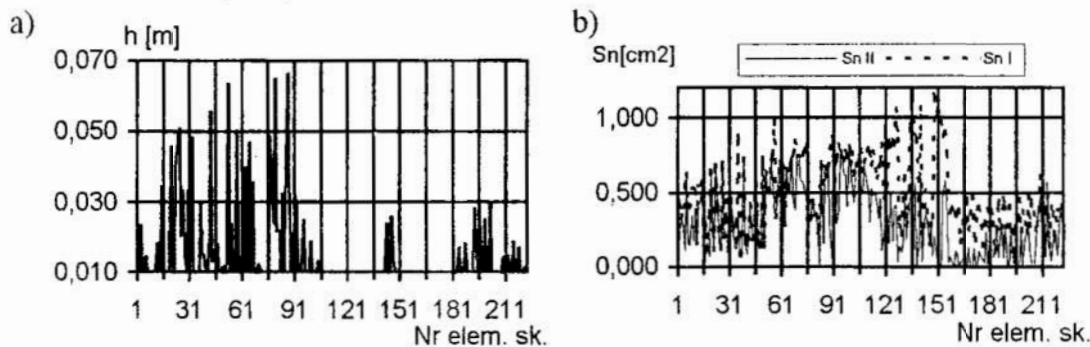
decyzyjną była tylko grubość elementu w drugim etapie projektowania. Wystarczyła jedna iteracja dla otrzymania rozwiązania stacjonarnego.

Zmianę składowych tensora sprężystości c_{1111} , c_{1122} , c_{1212} elementu $m=102$ ($E(x) < E_0$) dla przestrzeni na rysunku 2a i elementu $m=129$ ($E(x) > E_0$) dla przestrzeni na rysunku 2b (elementy oznaczone), wraz z numerem iteracji przedstawiono na rysunku 4a i b.



Rys. 4. Składowe tensora sprężystości: a) element 102 (Rys. 2a), b) element 129 (Rys. 2b)
Fig. 4. Components of elasticity tensor: a) element 102 (Fig. 2a), b) element 129 (Fig. 2b)

W drugim etapie projektowania optymalnej struktury, obliczenia grubości, pola powierzchni czynnej i promienia powierzchni biernych elementów dokonano według zależności (20), (21) i (22). Wyniki obliczeń dla pierwszej iteracji pokazano na rysunku 5. Na rysunku 5b widać, że dla $h_0=0,01$ m pola powierzchni czynnych (S_n II) są mniejsze od pól wyjściowych (S_n I).



Rys. 5. Grubości (a) i pola powierzchni (b) elementów skończonych, model rys. 2a
Fig. 5. Thickness (a) and surface of area (b) of finite elements, models shown on Fig. 2a

Pole powierzchni biernej o kształcie kołowym nie zawsze można wpisać w powierzchnię elementu skończonego. To sugeruje wprowadzenie dodatkowego współczynnika k_v wyrażającego procentowy stosunek objętości biernej do czynnej i pojawienie się elementów, w których zmiennymi decyzyjnymi będą h_n i s_n . Na rysunku 2a i 2b oznaczono rombem elementy o grubości $h_n > h_0$. Wartość ich grubości pokazano na rysunku 5a. W pozostałych elementach skończonych występują obliczone objętości bierne. Dalsze wyniki badań zostaną przedstawiane na konferencji.

Z analizy rozkładu powierzchni biernych s_{Bn} i grubości h_n wynika, że w przestrzeniach Ω_s i Ω_h część materiału w wyjściowym elemencie konstrukcyjnym nie jest wykorzystana ze względu na optymalne charakterystyki sztywnościowe i możliwe jest ukształtowanie elementu z tej samej ilości materiału zgodnie z kryterium największej sztywności konstrukcji.

Przedstawiony schemat poszukiwania optymalnej konstrukcyjnej struktury jest zadaniem poszukiwania minimum energii deformacji (uogólnionej sztywności) w zadanej klasie rozwiązania. Do poszukiwania optymalnej struktury zastosowano dwa etapy optymalizacji (punktem startowym dla drugiego etapu są wyniki optymalizacji pierwszego etapu). Analizując powyższy schemat optymalizacji można stwierdzić że, możliwe jest zastosowanie schematu optymalizacji dwupoziomowej z składowymi tensora sprężystości jako zmiennymi sterującymi. Jest to podejście perspektywiczne.

Literatura

1. Bendsøe M.P., Kikuchi N.: *Generating optimal topologies in structural design using a homogenization method*. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 71, 1988, p. 197 – 224.
2. Fligiel M.: *Kształtowanie konstrukcji metodą optymalnego rozkładu rodzaju materiału*. Materiały XVIII Ogólnopolskiej Konferencji „Polioptrymalizacja i Komputerowe Wspomaganie Projektowania” Koszalin – Mielno 2000, s.53 – 60.
3. Nowacki W.: *Teoria sprężystości*. PWN Warszawa 1973.
4. Strzelecki T. i inni: *Mechanika ośrodków niejednorodnych. Teoria homogenizacji*. DWE Wrocław 1996.

Streszczenie

W pracy rozpatruje się optymalizację kształtu konstrukcji w zadanej przestrzeni konstrukcyjnej. Optymalizacja odbywa się w dwóch etapach. W pierwszym etapie znajduje się optymalne składowe tensora sprężystości. W drugim etapie dokonuje się odwzorowania tensora sprężystości na wielkości geometryczne elementu mechanicznego. W wyniku powstaje określona struktura konstrukcyjna elementu uwzględniająca rzeczywiste własności materiałowe konstrukcji. Proces poszukiwania optymalnego kształtu odbywa się w sposób iteracyjny z podziałem przestrzeni konstrukcyjnej na elementy skończone. Na dwóch przykładach o takich samych warunkach zamocowania i obciążenia pokazano poszukiwanie konstrukcyjnej struktury

EXAMPLE OF DESIGNING OPTIMAL STRUCTURE CONSISTING OF CONSTRUCTION ELEMENTS UNDER PLANE STRESS

Summary

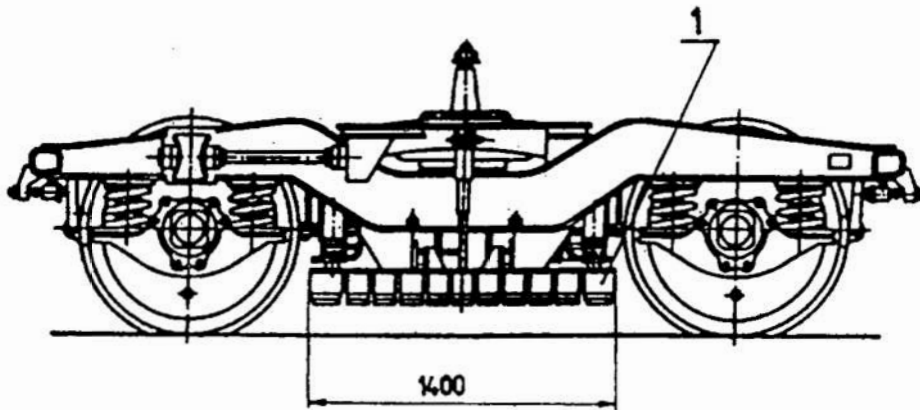
The paper deals with shape optimisation construction in a given construction space. The optimisation takes place in two stages. In the first stage the optimal components of elasticity tensor are to be found. In the second stage takes place mapping of elasticity tensor into geometric values of construction element. In consequence originates the determined constructional structure of the element taking account of real material properties of construction. Exploration process of the optimal shape goes on by iteration with division of constructional space into finite elements. Searching constructional structure has been demonstrated with two examples in the same conditions of attachment and load.

Referat recenzowany

WPLÝW WYBRANYCH PARAMETRÓW NA DYNAMIKĘ HAMULCA SZYNOWEGO

1 Wprowadzenie

Wzrost prędkości pojazdów szynowych zaostrza problemy ich hamowania zarówno w aspekcie bezpieczeństwa jak i pewności działania układów hamulcowych. Celem zwiększenia skuteczności działania hamulców pociągów szybkich, wprowadzono drugi (obok klockowego hamulca samoczynnego o sprężonym powietrzu) jako dodatkowy – hamulec szynowy [2–6]. Główną jego zaletą jest niezależność mocy hamowania od przyczepności kół do szyn i służy on jako hamulec bezpieczeństwa (awaryjny). Doświadczenia kolei francuskich wykazały, że udział hamulca szynowego w procesie hamowania powoduje skrócenie drogi hamowania o około 30 % [6]. Hamulec szynowy składa się z płozy 1 (rys. 1), która jest zawieszona między zestawami kołowymi w pionowych prowadnicach nad główką szyny. Przez wzbudzenie uzwojenia magnetycznego wewnątrz płozy hamulca, jego obwód magnetyczny zamyka się przez szynę, która stanowi zworę tego obwodu. Powstająca siła elektromagnetyczna przyciska płozę hamulca do główki szyny z siłą zależną od wielkości indukcji magnetycznej wytworzonej przez uzwojenie wzbudzenia. Wytworzona tarciem siła hamująca zależy od siły nacisku płozy na szynę oraz od współczynnika tarcia. Ponadto względny ruch pola magnetycznego wytworzonego przez elektromagnes hamulca indukuje w główce szyny prądy wirowe, które oddziałują na pierwotną indukcję magnetyczną wytwarzając dodatkową elektrodynamyczną siłę hamującą zależną od prędkości, jednak wartość tej siły stanowi tylko około 5% procent wartości siły tarcia.



Rys. 1. Wózek TSK-1, 1 - hamulec szynowy
Fig. 1. Track TSK-1, 1 – a rail brake

Hamulce szynowe stosowane są najczęściej jako hamulce bezpieczeństwa w tramwajach i w szybkich jednostkach pociągowych [1] na kolejach. Do hamowania eksploatacyjnego nadają się mniej, ponieważ powodują one szybkie ścieranie płóz i konieczność częstej ich wymiany, a ponadto w rejonach częstego hamowania ścierałyby się także główki szyn. Jako hamulce bezpieczeństwa nie mają regulacji siły nacisku

* Akademia Górniczo-Hutnicza, al. Mickiewicza 30, 30-059 Kraków

** Politechnika Krakowska, al. Jana Pawła II, 31-864 Kraków

na szynę, ale nastawione są zawsze na maksymalną wartość prądu. Hamulce szynowe konstruowane są prawie wyłącznie jako elektromagnesy wzdłużne, ze szczeliną biegnącą wzdłuż osi szyny.

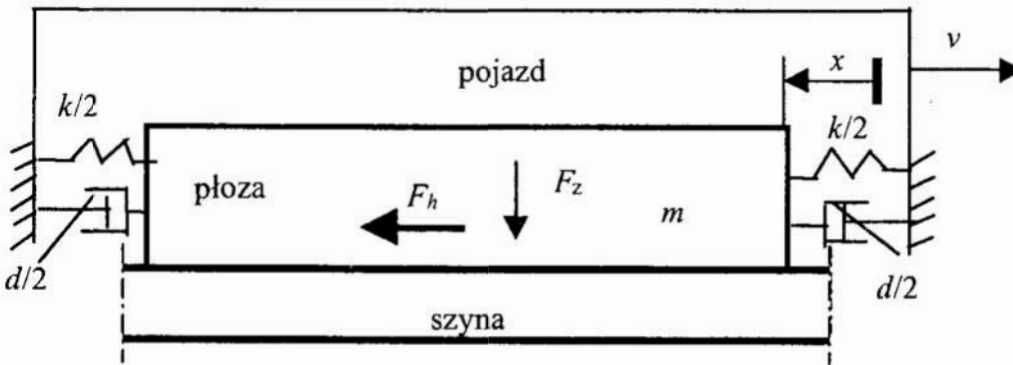
Dla zapewnienia dobrego hamowania istotne jest uzyskanie możliwie dużej oraz stabilnej siły hamującej (skuteczności hamowania) w pełnym zakresie zmian prędkości jazdy. Opadająca ze wzrostem prędkości jazdy charakterystyka tarcia sprzyja powstawaniu drgań samowzbudnych płozy względem szyny na kierunku stycznym, które są przyczyną zmienności siły hamującej, wzrostu obciążeń dynamicznych, nierównomierności zużycia oraz dokuczliwego hałasu – co w efekcie obniża skuteczność i komfort pracy układu. Te niekorzystne zjawiska można ograniczyć, bądź nawet wyeliminować przez właściwy dobór materiału płozy oraz parametrów jej więzów (masowo-sprężysto-tłumiących).

W pracy w oparciu o przeprowadzoną analizę dynamiczną pracy hamulca szynowego wykazano, że poprzez dobór materiału płozy oraz parametrów sztywności i tłumienia jej zamocowania można w sposób istotny wpływać na drgania płozy generowane tarciem a przez to na jakość pracy tego hamulca.

Wyniki tej analizy przedstawiono w formie wykresów oraz uwag końcowych.

2 Analiza dynamiczna pracy hamulca

Układ mechaniczny hamulca szynowego przedstawiono schematycznie na rysunku 2.



Rys.2. Schemat hamulca szynowego
Fig.2. Scheme of a rail brake

Ruch tego układu opisuje równanie:

$$m\ddot{x} + d\dot{x} + kx = F_h \quad (1)$$

gdzie: m – masa płozy, d – współczynnik tłumienia wiskotycznego, k – stała sprężystości

sprężyny, $F_h = \mu F_z \operatorname{sgn}(v - \dot{x})$ – siła hamująca między płozą a szyną, przy czym F_z – siła nacisku koła na szynę, μ – współczynnik tarcia, v – prędkość ruchu pojazdu hamowanego, $\dot{x} = dx/dt$ – prędkość płozy, t – czas.

Przy określaniu siły hamującej, pominięto składową poziomą siły ponderomotorycznej (dodatkową elektrodynamyczną siłę hamującą) z uwagi na małą jej wartość.

Siłę nacisku płozy na szynę (niezależną od prędkości) można obliczyć ze wzoru [8, 9]:

$$F_z = \frac{l}{2\mu_0 S} \iint B_z^2(x, y) dx dy = \frac{al}{2\mu_0} B_0^2 \quad (2)$$

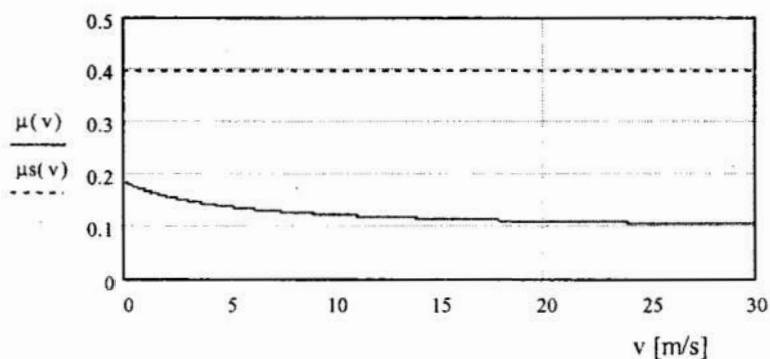
gdzie: \mathbf{B} – wektor indukcji magnetycznej, μ_0 – przenikalność magnetyczna próżni, l – długość płozy hamulca, a – szerokość szyny.

Charakterystyka tarcia zależy głównie od rodzaju materiałów pary: płoza-szyna oraz stanu ich powierzchni. W badaniach symulacyjnych wykorzystano zależność (1) przyjmując wyznaczone doświadczalnie zależności współczynnika tarcia od prędkości poślizgu dla następujących materiałów płozy: staliwa oraz spiekanych proszków metali. Zapewniają one zasadniczo odmienne charakterystyki tarcia opisane następującymi zależnościami [7, 8]:

$$\mu(v) = \frac{0.19(10.8 \cdot v + 100)}{21.6 \cdot v + 100} \quad \text{dla staliwa} \quad (3)$$

$$\mu_s(v) = 0.4 \quad \text{dla spiekanych proszków metali} \quad (4)$$

gdzie: v [m/s] – prędkość jazdy pojazdu. Wykresy tych charakterystyk przedstawiono na rysunku 3.



Rys. 3. Wykres zależności współczynników tarcia $\mu(v)$ i $\mu_s(v)$ od prędkości jazdy
Fig. 3. Graph of dependences of friction coefficients $\mu(v)$ and $\mu_s(v)$ from running velocity

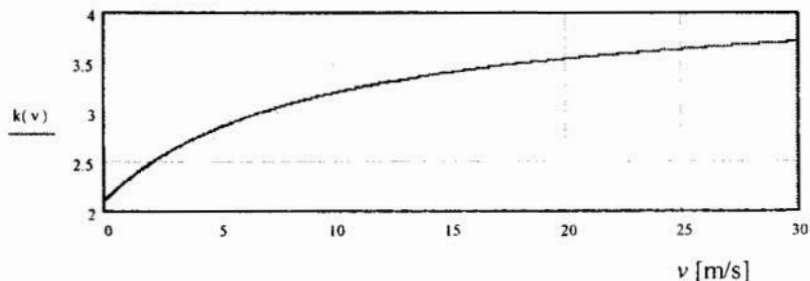
Siła hamująca F_h wynikająca z elektromagnetycznego przyciągania płozy do szyny wynosi:

$$F_h = \mu(v)F_z \quad (5)$$

a iloraz mocy chwilowych przy przyjętych materiałach płozy wynosi:

$$k(v) = \frac{F_z \mu_s(v)v}{F_z \mu(v)v} = \frac{\mu_s(v)}{\mu(v)} \quad (6)$$

i jego zależność od prędkości jazdy v przedstawiono na rysunku 4.

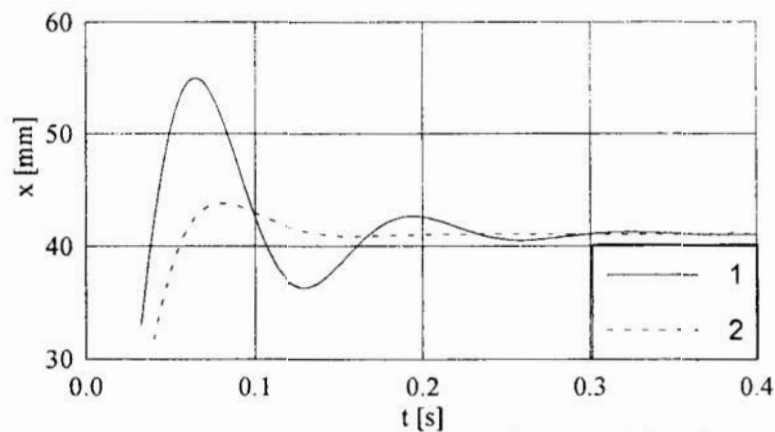


Rys. 4. Wykres zależności współczynnika $k(v)$
Fig. 4. Graph of dependence of coefficient $k(v)$

Na powyższym wykresie uwidacznia się istotny wpływ własności tribologicznych materiału płozy na chwilowe moce hamowania zwłaszcza w zakresie większych prędkości jazdy.

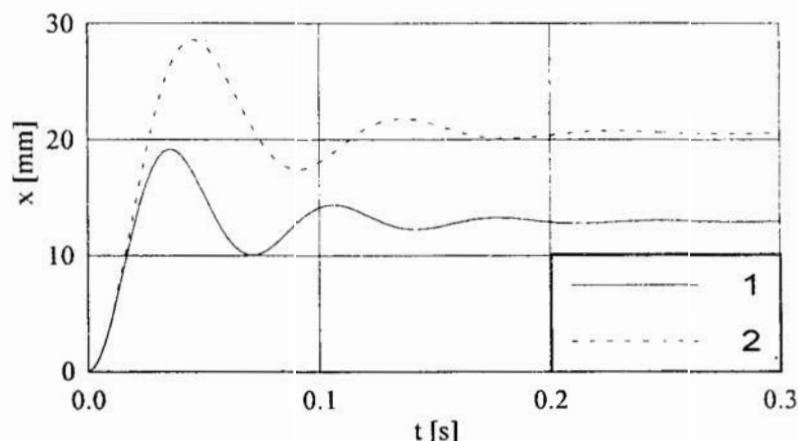
W oparciu o zależność (1) dla przyjętych charakterystyk tarcia przeprowadzono – wykorzystując program *MATHEMATICA* – badania symulacyjne drgań płozy. Do obliczeń przyjęto następujące dane odpowiadające rozwiązaniom hamulców szynowych: $B = 1,35$ T, $\mu_o = 4\pi 10^{-7}$ A/m, $l = 1600$ mm, $a = 65$ mm, $m = 120$ kg, $k = (10^5 - 10^7)$ N/m, $d = (10^3 - 10^4)$ Ns/m, $t = (0 - 1,2)$ s. W przypadku wystąpienia drgań samowzбудnych numeryczne rozwiązanie równania (1) natrafiało na trudności z uwagi na nieciągłość funkcji *signum* i dlatego zastąpiono ją funkcją *tangens hiperboliczny* z odpowiednio dobranym współczynnikiem.

Wyniki przykładowych obliczeń dla stalowej płozy przedstawiono na rysunkach 5–10. Największe przemieszczenia płozy x_m uzyskuje się w pierwszej fazie hamowania, następnie wahając się maleją one i w końcu ustalają się na poziomie odpowiadającym statycznemu obciążeniu siłą tarcia. Wartości przemieszczeń płozy oraz szybkość ich ustalania się zależą od sprężystości i tłumienia w zawieszeniu płozy (rys. 5 i 6).



Rys. 5. Przemieszczenia płozy hamulca dla: $m = 120$ kg, $v = 1.0$ m/s, $k = 10^{5.5}$ N/m oraz $d = 4 \cdot 10^3$ Ns/m – krzywa 1 i $d = 8 \cdot 10^3$ Ns/m – krzywa 2

Fig. 5 Displacements of brake skid for: $m = 120$ kg, $v = 1.0$ m/s, $k = 10^{5.5}$ N/m, $d = 4 \cdot 10^3$ Ns/m – curve 1 and $d = 8 \cdot 10^3$ Ns/m – curve 2



Rys. 6. Przemieszczenia płozy x dla: $m = 120$ kg, $v = 1.0$ m/s, $d = 6 \cdot 10^3$ Ns/m oraz $k = 10^{5.8}$ Ns/m – krzywa 1 i $k = 10^6$ N/m – krzywa 2

Fig. 6 Displacements of brake skid for: $m = 120$ kg, $v = 1.0$ m/s, $d = 6 \cdot 10^3$ Ns/m, $k = 10^{5.8}$ Ns/m – curve 1 and $k = 10^6$ N/m – curve 2

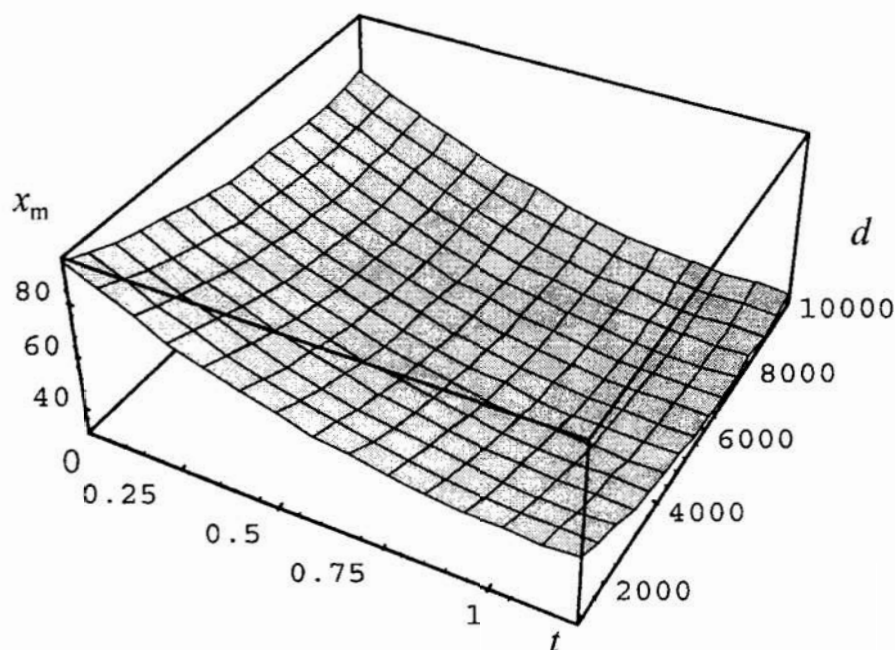
Przy prędkościach bliskich zeru ($v = 0.01$ m/s) charakter zmian przemieszczeń płozy jest podobny jak na rysunkach 5 i 6 wzrasta tylko o kilka procent wartość maksymalnych i ustalonych jej przemieszczeń. Dla płozy wykonanej ze spieku przy $v = 0.01$ m/s charakter zmian przemieszczeń jest także podobny jak na rysunku 5, uzyskuje się jednak 2,1 – krotnie większe wartości maksymalnego i ustalonego przemieszczenia płozy i dlatego dla ich ograniczenia należy zwiększyć odpowiednio sztywność sprężyny. Należy zauważyć, że zastosowanie na płożę materiału zapewniającego wyższą wartość współczynnika tarcia zwiększa chwilową moc hamowania i powoduje wzrost temperatury w obszarze styku płozy z szyną, co może spowodować przekroczenie „punktu Curie” oraz skokowe zmniejszenie przenikalności magnetycznej i zmniejszenie siły nacisku płozy na szynę.

Rysunek 7 sporządzono dla następujących danych: $m = 120$ kg, $k = 10^{5.4}$ N/m, $v = 1$ m/s, natomiast: d [Ns/m], t [s], x_m [mm].

Rysunek 8 sporządzono dla następujących danych: $m = 120$ kg, $d = 10^{3.5}$ Ns/m, $v = 1$ m/s, natomiast: k [N/m], t [s], x_m [mm].

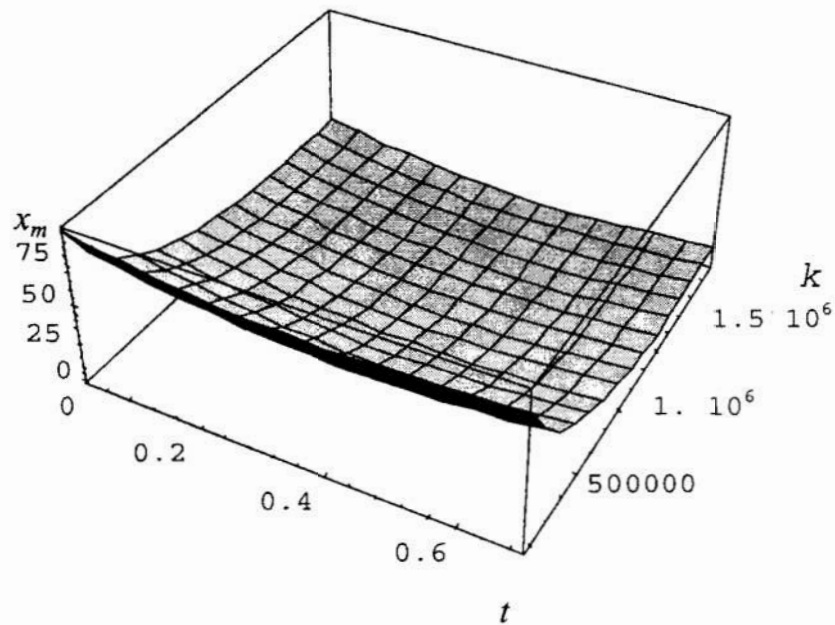
Rysunek 9 sporządzono dla następujących danych: $m = 120$ kg, $v = 1$ m/s, natomiast: d [Ns/m], k [N/m], x_m [mm].

Na rysunku 10 przedstawiono dla stalowej płozy przebieg jej drgań samowzbudnych przy następujących danych: $m = 120$ kg, $k = 10^{5.5}$ N/m, $d = 400$ Ns/m, $v = 1$ m/s.

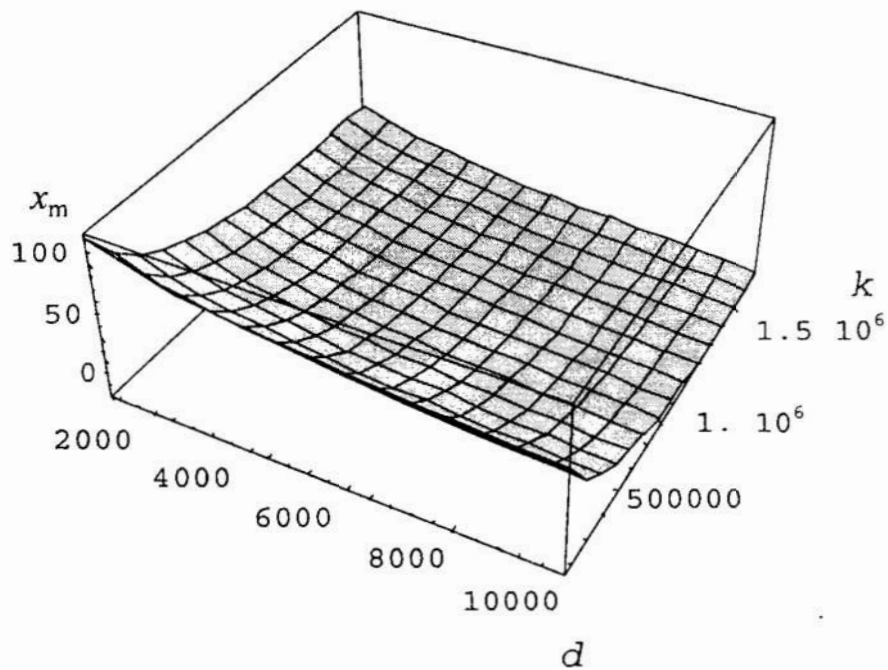


Rys. 7. Wykres zależności maksymalnych przemieszczeń płozy hamulca od tłumienia w czasie hamowania

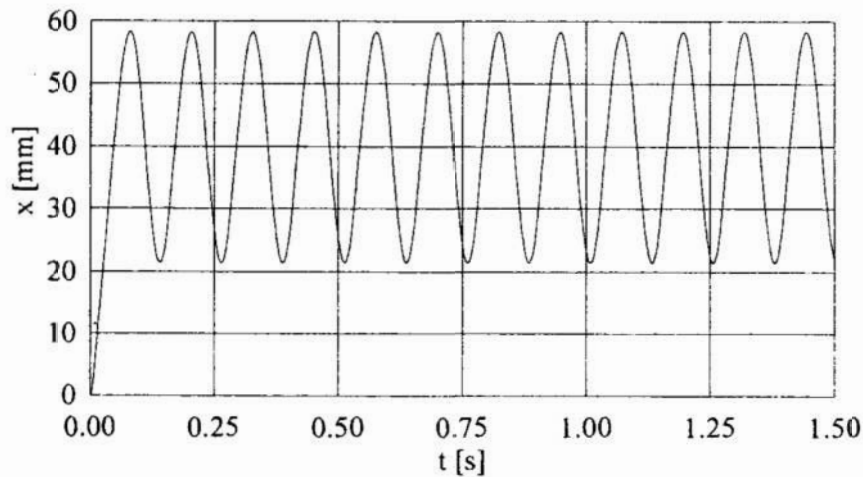
Fig. 7. Graph of maximum dependences of brake skid displacement from a dumping during the braking process



Rys. 8. Wykresy zależności maksymalnych przemieszczeń płozy hamulca od sprężystości sprężyny w czasie hamowania
 Fig.8. Graph od maximum dependences of brake skid displacement from a spring elasticity during the braking process

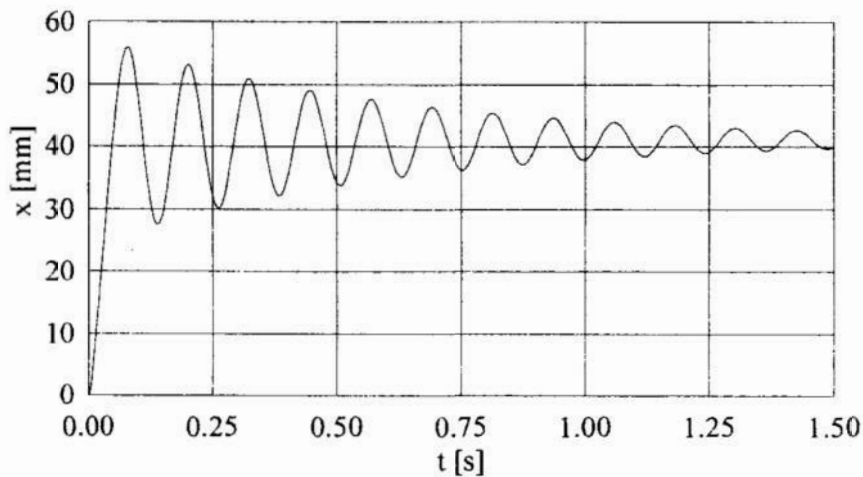


Rys.9. Wykres zależności maksymalnych przemieszczeń płozy hamulca od tłumienia i sprężystości sprężyny
 Fig.9. Graph od maximum dependences of brake skid displacement from a dumping and spring elasticity during the braking process



Rys. 10. Drgania samowzbudne płozy hamulca
 Fig. 10. Self-excited vibrations of brake skid

Na rysunku 11 dla płozy wykonanej ze spiekanych proszków metali uzyskano zanikający przebieg drgań płozy przy tej samej sile tarcia (lecz odpowiednio zmniejszonej sile nacisku) i takich samych parametrach jak dla przypadku przedstawionego na rysunku 10. Potwierdza to istotny wpływ rodzaju materiału płozy na charakter jej drgań pod wpływem tarcia.



Rys. 11. Drgania zanikające płozy hamulca
 Fig. 10. Disappearing vibrations of o brake skid

3 Uwagi końcowe

Na maksymalne przemieszczenia płozy hamulca w czasie hamowania silny wpływ mają zarówno tłumienie jak i sztywność jej zamocowania. Z upływem czasu hamowania maksymalne przemieszczenia płozy szybko maleją proporcjonalnie do wzrostu tłumienia. Także wzrost sztywności powoduje znaczne zmniejszenie maksymalnych przemieszczeń płozy w czasie hamowania. Dla ograniczenia maksymalnych przemieszczeń i osiągnięcia określonego czasu zaniku drgań płozy w jej zawieszeniu należy stosować odpowiednio dobrane tłumienie i sztywność sprężyn. Stosowanie na płozy materiałów, dla których współczynniki tarcia są mniej zależne od prędkości poślizgu i wykazują wyższe wartości zapewnia większą moc hamowania i mniejszą wrażliwość na powstawanie drgań samowzbudnych.

Opracowane procedury obliczeniowe umożliwiają dla zadanych charakterystyk tarcia płozy hamulca oraz dopuszczalnych jej przemieszczeń wyznaczenie takich wartości parametrów masowo-sprężysto-tłumiących, które pozwolą znacznie ograniczyć możliwości ujawniania się drgań samowzbudnych i mogą być wykorzystane przy projektowaniu tego typu hamulców.

Literatura

1. Bogacz R., Grzyb A., Skowron J.: *On dynamical phenomena during operation of linear eddy current brake in the rail vehicles*. Journal of Technical Physics, Warszawa 1993.
2. Boczarow I., Nagorski D.: *Wysoko-skorostnoj naziemnyj transport s linijnym priwodom i podwiesom*. Moskwa 1985.
3. Gąsowski W.: *Wagony kolejowe konstrukcja i badania*. WKŁ Warszawa 1988.
4. Grajner J., Słomski W.: *Hamulec szynowy – badania eksperymentalne i teoretyczne*. Wybrane problemy transportu szynowego w 150-lecie kolei polskich. Kraków - Zakopane 1997.
5. Grzesikiewicz W.: *Hamulce pojazdów szynowych*. Wydawnictwa Politechniki Warszawskiej. Warszawa 1982.
6. Musielak J.: *Tendencje rozwojowe hamulców pojazdów szynowych*. Hamulce w pojazdach. Instytut Pojazdów Szynowych Politechniki Krakowskiej, 1977.
7. Piec P.: *Analiza zjawisk kontaktowych typu stick-slip w miejscu styku koła z klockiem hamulcowym*. Z.2-M, Wydawnictwa Politechniki Krakowskiej s. Mechanika 187, 1995.
8. Romaniszyn Z.: *Hamulce i hamowanie szybkich pociągów pasażerskich*. Hamulce w pojazdach. Instytut Pojazdów Szynowych Politechniki Krakowskiej, 1977.
9. Skowron J.: *Prądy wirowe w kolejowym hamulcu szynowym - model matematyczny*. Dynamika pojazdów szynowych i optymalizacja ich podukładów. Zeszyty Naukowe Politechniki Krakowskiej, Zeszyt nr 10, Kraków 1996.
10. Skowron J.: *Badanie siły nacisku płozy hamulca szynowego na szynę kolejową*. XII Konferencja Pojazdy Szynowe, Rydzyna 1996.
11. Skowron J.: *Hybrydowy hamulec szynowo-wiroprowodowy*. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, Transport z. 5, nr kol. 1415, 1999.

Streszczenie

W pracy w oparciu o przeprowadzoną analizę dynamiczną pracy hamulca szynowego wykazano, że poprzez właściwy dobór materiału płozy oraz parametrów jej zamocowania (sztywności, tłumienia) można w sposób istotny wpływać na drgania płozy generowane tarciem a przez to na jakość pracy tego hamulca.

INFLUENCE OF SELECTED PARAMETERS ON A RAIL BRAKE DYNAMICS

Summary

The paper presents an influence of the following parameters on a rail brake dynamics: a proper choice of materials for a brake skid and brake skid attaching (elasticity, dumping). These parameters have been based on the dynamic analysis of rail brake operating. Due to these parameters one could control the brake skid vibrations induced by friction, so for the quality of the brake operating.

Praca finansowana z projektu badawczego KBN nr 7 T07A 030 16

Referat recenzowany

WSTĘP DO OPTYMALIZACJI SCHEMATU NA PODSTAWIE ZAWARTOŚCI BAZY DANYCH

1 Wprowadzenie

Bazy danych znalazły już swoje zastosowanie prawie w każdej dziedzinie życia. Stworzenie bazy danych spełniającej wymagania użytkownika nie jest zbyt trudne. Jednak zaprojektowanie systemu bazodanowego w taki sposób, aby zrealizowana na jego podstawie baza danych działała szybko, zajmowała mało pamięci komputera i umożliwiała szybką i łatwą modyfikację, jest procesem bardzo złożonym. Byłoby dobrze, gdyby proces odwzorowania systemu na model abstrakcyjny ujęty w bazie danych był całkowicie intuicyjny i oczywisty, a jeszcze lepiej, automatyczny. Niestety tak nie jest. Projektowanie baz danych to bardziej sztuka niż nauka, a liczne, opisane w literaturze zasady projektowania baz danych, to „nic więcej, niż sformalizowany zdrowy rozsądek” [1]. Podobnie jest ze zdefiniowaniem pojęcia „optymalna baza danych”. W tym przypadku autor ograniczył się do minimalizacji zajętości pamięci oraz maksymalizacji szybkości działania (skracania czasu wykonywania zapytań) przy pełnej realizacji wymagań użytkownika.

Celem niniejszego artykułu jest przedstawienie idei optymalizacji schematu bazy danych na podstawie analizy zawartości atrybutów tabel. Głównym celem jest zmniejszenie rozmiaru bazy danych poprzez dobranie typów danych lepiej odpowiadających zapisanym informacjom jak i wyeliminowanie nadmiarowych informacji poprzez zmianę liczby atrybutów.

W poniższych rozważaniach autor ograniczył się do modelu relacyjnego baz danych opracowanego w 1970 roku przez E.F. Codd'a. Doświadczenia przeprowadzone zostały na serwerze MS SQL 7.0 działającym w systemie operacyjnym Windows NT.

2 Rozmiar atrybutów typu tekstowego

Niepodzielny obiekt istniejący w świecie rzeczywistym, po odwzorowaniu odpowiadać powinien pojedynczemu atrybutowi tabeli (relacji) relacyjnej bazy danych. Projektant musi zdefiniować jego typ, zakres, maksymalną długość. Często przy określaniu długości atrybutów tekstowych stosuje się pewien nadmiar; lepiej bowiem zużyć więcej pamięci, niż w krótkim czasie poprawiać definicję bazy danych. Dodatkowym problemem decyzyjnym jest szczegółowe określenie typu atrybutu tekstowego, bowiem w typowych serwerach relacyjnych baz danych spełniających standard SQL istnieje ich wiele odmian. Na przykład w SQL Server firmy Microsoft [3][4][5] istnieją określone typy dla atrybutów tekstowych:

- CHAR
- NCHAR
- VARCHAR
- NVARCHAR
- TEXT
- NTEXT

* Politechnika Wroclawska, Instytut Cybernetyki Technicznej I-6

Każdy z powyższych typów należy sprecyzować podając jego rozmiar w jednostkach 8 bitowych (znakach standardu ASCII) lub 16 bitowych (dla standardu UNICODE).

Aby wyznaczyć optymalny rozmiar pola tekstowego dla danego atrybutu, wprowadzono funkcję r_{def} , która określa rozmiar atrybutu na podstawie długości maksymalnych danych już wprowadzonych, przy założeniu pewnego zapasu Δ .

$$R_{def} = D_{max} \cdot (1 + \Delta) \quad (1)$$

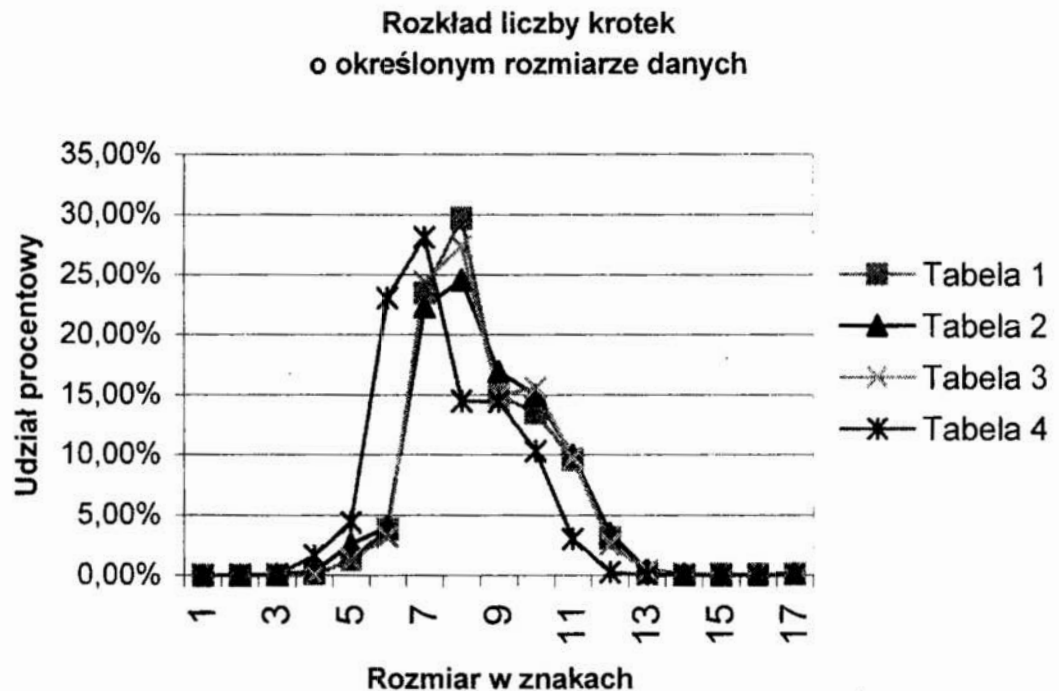
D_{max} oznacza maksymalny rozmiar danych w krotkach atrybutu.

Zapas Δ można wyznaczyć jako:

$$\Delta = \frac{R_{def}}{D_{max}} - 1 \quad (2)$$

Wartość Δ musi być większa od zera, gdyż w przeciwnym przypadku rozmiar już wpisanych danych byłby większy od nowego rozmiaru atrybutu. Celem optymalizacji jest takie dobranie wartości r_{def} , aby wartość zmiennej Δ była jak najmniejsza (dążyła do zera). Działanie takie powoduje ograniczenie możliwości wprowadzania dłuższych tekstów do atrybutu. Z punktu widzenia projektanta należy zwiększać rezerwę w celu minimalizacji kosztów zmian schematu i stopniowo ją zmniejszać wraz ze wzrostem liczby krotek (rekordów tabeli bazy danych).

Poniższy przykład przedstawia analizę długości danych w polach tekstowych krotek przykładowych czterech tabel.



Rys. 1. Rozmiar danych w wierszach

Fig. 1. Data size in rows

We wszystkich przypadkach rozmiar definicji pola tekstowego ustalono na 15 znaków, natomiast maksymalny rozmiar danych wynosił odpowiednio 14, 13, 12, i 13 znaków. Na podstawie tych informacji obliczono wartości Δ . Są równe odpowiednio: 0.7, 0.15, 0.25 i 0.15. W przypadku ustalenia rozmiaru definicyjnego atrybutu na wartość równą 30 znaków otrzymujemy wartości wskaźnika równe od 1.14 do 1.50, w przypadku rozmiaru równego 10 wartości ujemne od -0.29 do -0.17 .

Ujemna wartość wskaźnika jest niedopuszczalna, gdyż oznacza, że nowy rozmiar definicji atrybutu byłby mniejszy od rozmiaru największych danych już wprowadzonych do krotek atrybutu. Z pozostałych dwóch przypadków pierwszy, z punktu widzenia kryterium minimalizacji zajętej pamięci, jest lepszy. Jednak z innego punktu widzenia brak rezerwy jest niekorzystny, gdyż może uniemożliwić wpisanie prawidłowych, choć dłuższych danych i tym samym spowodować konieczność zmiany schematu przez projektanta.

Drugim ważnym zagadnieniem jest dobór odpowiedniego typu atrybutu:

- Typ CHAR 15 przydzieli zawsze 15 znaków niezależnie od faktycznej długości danych,
- Typ NCHAR 15 zdefiniuje 15 znaków 16-bitowych (UNICODE),
- Typ VARCHAR 15 przydzieli dokładnie tyle znaków, ile jest potrzebne i nie więcej niż 15, jednak dzięki dynamicznemu przydziałowi potrzebne będą dodatkowe bajty na wskaźnik, dodatkowo operacje na argumentach tego typu będą działały wolniej,
- Typ NVARCHAR 15 ma dodatkową wadę – dane zajmować będą dwa razy więcej pamięci niż w poprzednim przypadku,
- Atrybuty typu TEXT 15 i NTEXT 15 nie mogą być składnikami klucza, nie mogą być również indeksowane.

Liczbę zaoszczędzonych znaków L_z , przy wyborze typu dynamicznie przydzielającego pamięć, możemy obliczyć jako:

$$L_z = L_D - L_F \quad (3)$$

gdzie

L_D - liczba znaków rezerwowanych zgodnie z definicją atrybutu,

L_F - liczba znaków zajmowanych fizycznie przez dane,

$$L_D = N * R_{def} \quad (4)$$

gdzie

N – liczba krotek w tabeli,

R_{def} – rozmiar definicji atrybutu.

Rozmiar pamięci zajmowany przez wprowadzone dane można wyznaczyć jako:

$$L_F = \sum_{i=1}^N (R_i + R_{wsk}) \quad (5)$$

gdzie

R_i – rozmiar danych i-tej krotki.

R_{wsk} – rozmiar wskaźnika (dla typów tekstowych statycznych jest równy 0)

Teksty wprowadzone do krotek atrybutu tekstowego statycznego (np. CHAR) są uzupełniane z prawej strony znakami białymi (przeważnie spacja) aż do rozmiaru

definicyjnego. Stąd też uproszczony wzór na zajmowany rozmiar pamięci:

$$L_F = \sum_{i=1}^N (R_{def}) = N \cdot R_{def} = L_D \quad (6)$$

Można również wyznaczyć współczynnik wykorzystania przydzielonej pamięci jako:

$$W_1 = \frac{L_F}{L_D} \quad (7)$$

Współczynnik ten będzie różny od 1 tylko dla typów tekstowych dynamicznych (np. VARCHAR). Można go interpretować jako wskaźnik „oszczędności” pamięci przy zastosowaniu typu dynamicznego. Wartość mniejsza od jeden oznacza uzyskanie oszczędności, większa od 1 – zwiększenie zajmowanej pamięci. Jeżeli chcemy uzyskać wskaźnik procentowej oszczędności, to możemy wyliczyć go ze wzoru:

$$W_{pr} = \left(1 - \frac{L_F}{L_D}\right) \cdot 100\% \quad (8)$$

Alternatywą dla oszczędności pamięci w przypadku zastosowania typu VARCHAR jest przyspieszenie działania dla typu CHAR. O ile wykorzystanie pamięci da się jednoznacznie wyznaczyć, o tyle przyspieszenie wykonywania operacji może być mierzalne tylko w sposób empiryczny. Przeprowadzone testy w tym zakresie wykazały, że operacje na tablicach z kluczem głównym zbudowanym na atrybucie typu znakowego dynamicznego (VARCHAR) działają o ponad 20% wolniej od zbudowania klucza na atrybucie typu znakowego o stałym rozmiarze (CHAR).

4 Rozmiar atrybutu typu liczbowego

W SZRBD obok atrybutów tekstowych najbardziej popularnymi są atrybuty liczbowe. Różnią się między sobą głównie zakresem liczbowym. Wybór odpowiedniego powinien być adekwatny do potrzeb. Niech Zd_i oznacza zakres liczb całkowitych dodatnich określonego i -tego typu. Na przykład dla MS SQL są to:

- Typ tinyint $Zd_1=255$
- Typ smallint $Zd_2=32767$
- Typ int $Zd_3=2147483647$

Można zdefiniować współczynnik WR_{max} , który określać będzie „stopień wykorzystania zakresu” danego typu liczbowego:

$$WR_{max} = \frac{|DW_{max}| \cdot (1 + \Delta)}{Zd_i} \quad (9)$$

gdzie

DW_{max} oznacza maksymalną wartość liczby w atrybucie typu liczbowego

Wartości liczbowe nie mogą przekroczyć zakresu dla danego atrybutu, stąd też wskaźnik WR_{max} nie może być większy od 1. Optymalnym rozwiązaniem będzie wartość wskaźnika dążąca do 1. Jednak często zdarza się, że wprowadzane kolejne wartości są większe od wszystkich pozostałych. Wówczas korzystne z punktu widzenia projektanta będzie ustalenie tak tego typu danych atrybutu, aby wskaźnik WR_{max} był bliski zeru. Nie będzie wówczas konieczna szybka zmiana typu atrybutu.

Podobne analizy można przeprowadzić dla zakresów ujemnych liczb całkowitych. W MS SQL są to:

- Typ tinny $Zu_1=0$
- Typ smallint $Zu_2=-32768$
- Typ int $Zu_3=-2147483648$

Otrzymujemy wówczas:

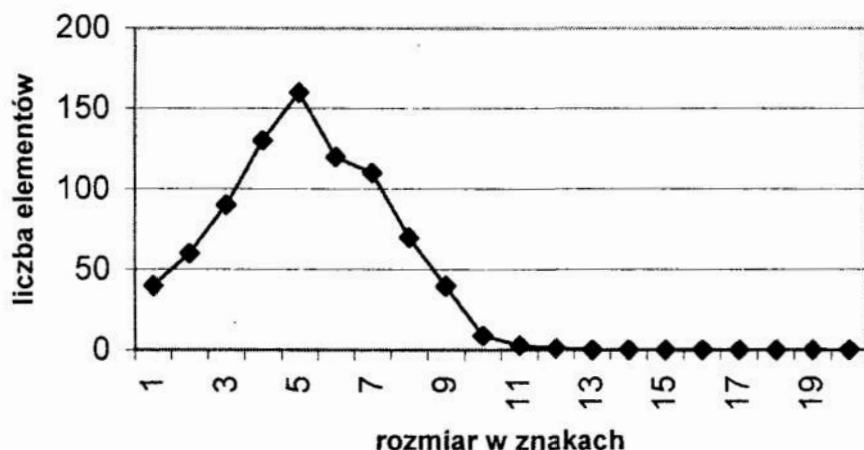
$$WR_{\max} = \frac{|DW_{\min}| \cdot (1 + \Delta)}{|Zu_i|}, \text{ dla } Zu_i \neq 0 \quad (10)$$

gdzie

DW_{\min} oznacza minimalną wartość liczby w atrybucie typu liczbowego

5 Przykłady zależności rozmiaru atrybutu od liczby wystąpień wartości o danej długości

Na podstawie badań informacji zapisanych w atrybutach tabel relacyjnej bazy danych można przygotować wiele propozycji dotyczących zmiany schematu bazy danych. Przykład z rysunku 2 przedstawia przypadek zbyt dużego rozmiaru atrybutu w stosunku do zapisanych w tabeli danych.



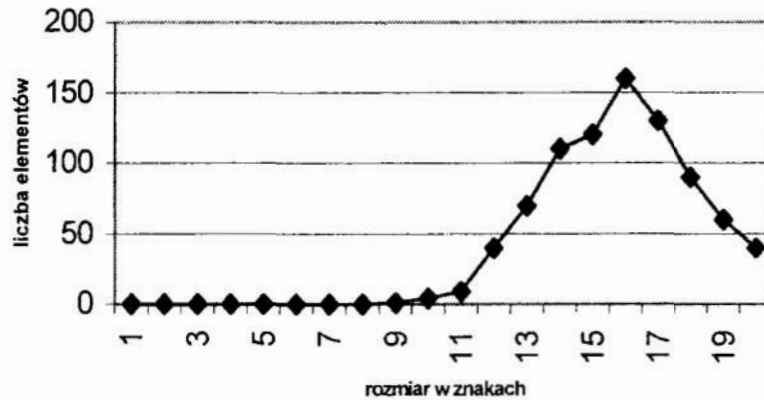
Rys. 2. Analiza rozmiaru atrybutu

Fig. 2. Attribute size analyse

Korzystając ze wzorów (2)(7)(8) dla $R_{\text{def}} = 20$ otrzymujemy:

- $\Delta = 0.67$,
- dla atrybutu typu statycznego: $W_1 = 0.257$, $W_{\text{pr}} = 25.7\%$
- dla atrybutu typu dynamicznego: $W_1 = 0.458$, $W_{\text{pr}} = 45.8\%$

Rysunek 3 przedstawia natomiast przykład zbyt małego rozmiaru atrybutu.



Rys. 3. Analiza rozmiaru atrybutu

Fig. 3. Attribute size analyse

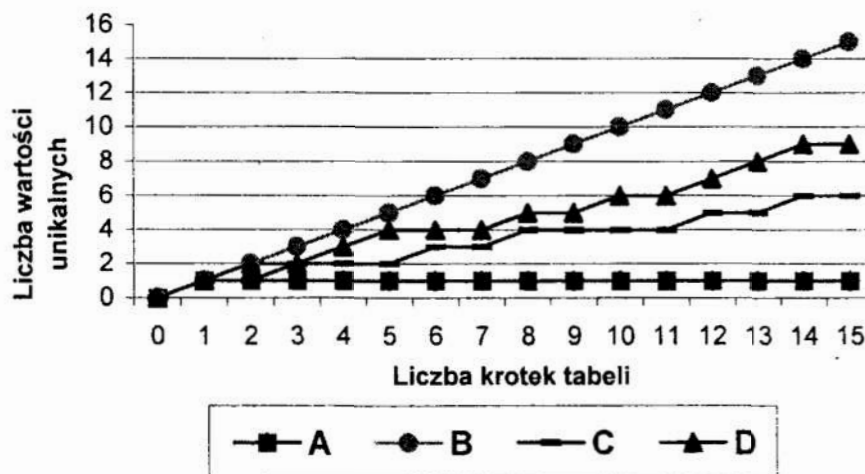
Korzystając ze wzorów (2)(7)(8) dla $R_{def} = 20$ otrzymujemy:

- $\Delta = 0.0$,
- dla atrybutu typu statycznego: $W_i = 0.742$, $W_{pr} = 74.2\%$
- dla atrybutu typu dynamicznego: $W_i = 0.942$, $W_{pr} = 94.2\%$

Drugi przykład jest lepiej zoptymalizowany pod kątem definicji rozmiaru atrybutu (wartość Δ jest równa 0), choć może zaistnieć przypadek zbyt małego rozmiaru atrybutu. Pierwszy przypadek może podlegać optymalizacji polegającej na zmniejszeniu rozmiaru atrybutu. Wykorzystanie pamięci w drugim przypadku jest bardzo wysokie, dlatego korzyści zastosowania typu dynamicznego (VARCHAR) są małe. Ostatecznie w pierwszym przypadku należy zastosować typ tekstowy dynamiczny i/lub zmniejszyć rozmiar atrybutu. W drugim zastosować typ statyczny (CHAR) i/lub zwiększyć rozmiar atrybutu.

6 Badania liczebności wartości unikalnych atrybutu

Niezależnie od zastosowanego typu i rozmiaru atrybutów, dane w nich zawarte mogą się powtarzać. Powtarzanie się informacji jest podstawą do normalizacji relacyjnej bazy danych. Badania liczebności wartości unikalnych można jednak wykorzystać w szerszym zakresie.



Rys. 4. Unikalne wartości atrybutów

Fig. 4. Unique attributes value

Na rysunku 4 przedstawiono zależność liczby wartości unikalnych od liczby krotek (wierszy) tabeli. Pokazano cztery różne przypadki. Dla przypadku A atrybut posiada tylko jedną unikalną wartość – wartość stałą. Dla przypadku B wszystkie krotki posiadają unikalną, niepowtarzającą się wartość – wartość unikalną. Przypadki C i D są przypadkami pośrednimi.

Tego typu analizy pozwalają zrealizować następujące kroki optymalizujące schemat bazy danych:

- Dla przypadku A można zupełnie zrezygnować z atrybutu na rzecz stałej zdefiniowanej w systemie. Dla zachowania zgodności można utworzyć widok (perspektywę) dodający atrybut o określonej wartości.
- Przypadek B można wykorzystać do budowy klucza głównego lub pomocniczego. Atrybut może być indeksowany i wykorzystany do przeszukiwania danych.

7 Poszukiwania innych zależności

- Badanie zależności atrybutów w tabeli. Można wyznaczyć zależności funkcyjne pomiędzy wartościami atrybutów i zastępować je odpowiednimi funkcjami.
- Testowanie faktycznej niepodzielności atrybutów. Szczególnie w atrybutach o typach tekstowych można wyszukiwać powtarzających się fragmentów. Zdarza się, że projektanci nie zachowują zasady niepodzielności (atomicity) atrybutów. Atrybuty takie można dzielić ewentualnie tworząc perspektywę łączącą rozdzielone atrybuty w celu zachowania zgodności.
- Badanie grup atrybutów. Analizy wartości unikalnych można przeprowadzać również dla grup atrybutów, zwłaszcza, gdy grupa taka jest wykorzystana do identyfikowania wierszy tabeli lub też jest wykorzystana do budowy indeksu.
- Zależności pomiędzy relacjami. Tworzenie związków pomiędzy relacjami może być kolejnym źródłem analiz.

8 Wnioski

Sytuacja gospodarcza wymusza na projektantach pośpiech w realizacji systemów bazodanowych, co z kolei prowadzi do wielu uproszczeń i rezygnacji, często ze znanych sposobów na optymalizację schematu bazy danych. Z drugiej strony odbiorcy chcą jak najdłuższego funkcjonowania programów i ich dużej efektywności. Konieczne stają się więc mechanizmy wspomagające pracę twórców oprogramowania bazodanowego nie tylko na etapie projektu, ale i na etapie wdrażania i eksploatacji. Współczesne systemy bazodanowe są zbyt złożone, aby udało się stworzyć jednoznaczny, nieempiryczny system oceny. Jednym z rozwiązań problemu mogą być zasady działań znane z programów ewolucyjnych stosujących algorytmy genetyczne. Każde działanie zmieniające schemat bazy danych mogłoby być oceniane teoretycznie przed dokonaniem zmian, jak i empirycznie po dokonaniu zmian. Podstawowym problemem staje się w takim przypadku zapewnienie porównywalności parametrów środowiska przed zmianami z tymi po zmianach.

Systemy relacyjnych baz danych dominują dzisiaj na rynku. W typowych zastosowaniach dominacja utrzyma się jeszcze dość długo. Skuteczne wykorzystanie SZRBD wymaga jednak doświadczonych projektantów i administratorów, którzy są najważniejszym ogniwem systemu. Wspomaganie i automatyzacja ich pracy jest jednym z głównym kierunków rozwoju SZRBD. Przedstawione w niniejszym artykule zagadnienia są przemyśleniami autora na temat możliwości wykorzystania informacji zapisanych w bazach danych do optymalizacji schematu tychże baz.

Literatura

1. Litwin P.: *Podstawy projektowania relacyjnych baz danych*. Software 11/95.
2. Gruber M.: *SQL. Wydanie drugie*. Helion Gliwice 2000.
3. Beynon-Davies P.: *Inżynieria systemów informacyjnych*. WNT 1999.
4. Gunderloy M., Chipman M.: *SQL Server 7*. MIKOM 1999.
5. Gallagher S.: *Microsoft SQL Server 7. Księga Eksperta*. Helion 2000.
6. Riordan R. M.: *Projektowanie systemów relacyjnych baz danych*. RM 2000.

Streszczenie

W pracy przedstawione zostały założenia dotyczące projektowania i optymalizacji baz danych. W szczególności omówiono możliwość zmiany schematu bazy danych na podstawie analiz danych zapisanych wcześniej w tabelach. Przedstawiono koncepcję automatyzacji procesu optymalizacji schematu bazy danych.

INTRODUCTION TO DATABASE SCHEMA OPTIMISATION BASED ON DATA ANALISED

Summary

In the paper database modelling and optimisation basics and concepts are proposed. The possibilities of database schema evolution based on tables contains is discussed. The concept of automatic process of the database schema optimisation is described.

Referat recenzowany

DYNAMIKA UKŁADÓW MECHANICZNYCH Z WIĘZAMI NIEHOLONOMICZNYMI

1 Wprowadzenie

W wielu układach mechanicznych ruch jest ograniczony. Wymagania ograniczeń w stosunku do ruchu układu opisuje się za pomocą warunków, które w każdej chwili rozpatrywanego przedziału czasu powinny spełniać położenie układu, jego prędkość lub przyspieszenie. Opisy tych warunków można sformułować następująco

$$x \in \Omega_0(t), \quad v \in \Omega_1(t, x), \quad a \in \Omega_2(t, x, v),$$

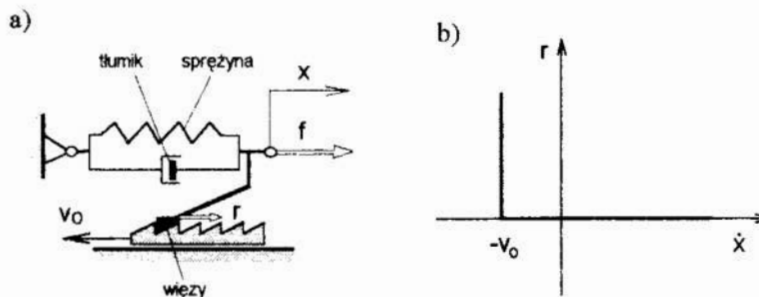
gdzie

$x, v, a \in \mathbb{R}^N$ - wektory wyznaczające kinematyczny stan układu w chwili t , to znaczy położenie, prędkość i przyspieszenie układu;

$\Omega_0, \Omega_1, \Omega_2$ - odwzorowania, które opisują zbiory dopuszczalnych położeń, prędkości i przyspieszeń.

W dalszych rozważaniach będą rozpatrywane ograniczenia prędkości, które w powyższym wzorze opisuje odwzorowanie Ω_1 . W większości prac z zakresu mechaniki teoretycznej ograniczenia są nazywane więzami, a rozpatrywany w niniejszej pracy rodzaj ograniczeń jest nazywany więzami nieholonomicznymi. Zasadniczym zadaniem dynamiki układu mechanicznego z ograniczeniami jest wyznaczenie przebiegu ruchu oraz sił reakcji. W tym celu należy sformułować matematyczny opis ruchu oraz reakcji, za pomocą których są realizowane ograniczenia.

W pracy będą przedstawione opisy zadań dynamiki dla trzech rodzajów układów mechanicznych. Rozważana tu problematyka stanowi rozwinięcie wariacyjnych sformułowań zadań mechaniki zamieszczonych w pracy [3].



Rys. 1. Schemat elementarnego układu

Fig. 1. Schematic diagram of an elementary system

Na rysunku 1a pokazano elementarny przykład ilustrujący rozpatrywaną tu problematykę. W układzie znajduje się sprężyna o sztywności k , tłumik o współczynniku tłumienia c oraz jednostronne więzy ograniczające prędkość. Ruch rozpatrywanego układu opisuje równanie równowagi sił

* Instytut Pojazdów Politechniki Warszawskiej, ul. Narbutta 84, 02-524 Warszawa

** Instytut Matematyczny PAN, ul. Śniadeckich 8, 00-950 Warszawa

$$c\dot{x} + kx = f + r,$$

oraz charakterystyka ograniczeń (więzów) zamieszczona na rysunku 1b.

W ogólnym przypadku opisy ograniczeń oraz ich charakterystyki mają postać, która była prezentowana w pracy [2]

$$v \in \Omega, \quad R \in \mathcal{K}(v, \Omega), \quad (1)$$

gdzie

$v \in \mathbb{R}^N$ - uogólniona prędkość układu;

$\Omega \subset \mathbb{R}^N$ - zbiór określający dopuszczalne prędkości układu; o zbiorze tym zakładamy, że jest wypukły, domknięty oraz niepusty; w niniejszej pracy będą rozpatrywane zbiory stałe;

$R \in \mathbb{R}^N$ - uogólniona siła reakcji;

$\mathcal{K}(v, \Omega) \subset \mathbb{R}^N$ - zbiór reakcji doskonałych zdefiniowany następująco

$$\mathcal{K}(v, \Omega) := \left\{ r \in \mathbb{R}^N : r^T(\xi - v) \geq 0, \quad \forall \xi \in \Omega \right\}. \quad (2)$$

W przytoczonym przykładzie zbiór Ω ma prostą postać

$$\Omega := \left\{ v \in \mathbb{R}^1 : v \geq -v_0 \right\},$$

a charakterystykę opisaną we wzorze (1) ilustruje wykres pokazany na rysunku 1.

2 Dynamika układu reologicznego

Rozważamy układ mechaniczny, w którym następuje akumulowanie energii potencjalnej oraz jej rozpraszanie. Taki układ będziemy nazywali reologicznym. Zakładamy, że konfigurację układu opisuje wektor współrzędnych uogólnionych $X \in \mathbb{R}^N$ a ilość zakumulowanej energii wyznacza funkcjonal

$$E_p(X) := \frac{1}{2} X^T K X, \quad (3)$$

gdzie

$K \in \mathbb{R}^{N \times N}$ - macierz sztywności układu, która jest symetryczna i ściśle dodatnio określona.

Właściwości dyssypacyjne układu określa funkcjonal Rayleigha

$$D(\dot{X}) := \frac{1}{2} \dot{X}^T C \dot{X}, \quad (4)$$

gdzie

$C \in \mathbb{R}^{N \times N}$ - macierz dyssypacji, która jest symetryczna i ściśle dodatnio określona.

Opis ograniczeń prędkości oraz zasadę realizacji tych ograniczeń zamieszczono we wzorach (1). Zadanie dynamiki rozpatrywanego układu sformułowane na podstawie bilansu sił oraz opisu ograniczeń ma postać

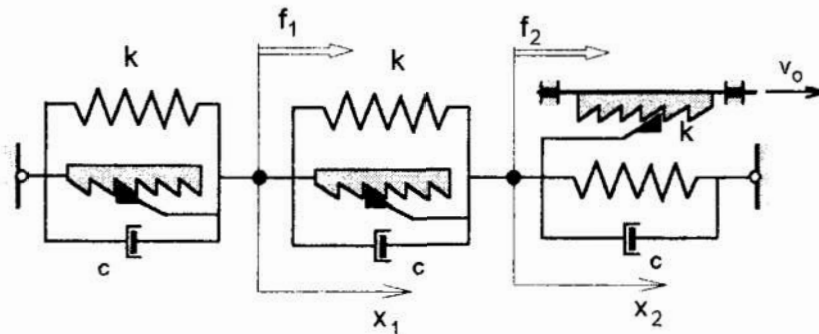
$$\begin{cases} C\dot{X} + KX = F + R; \\ \dot{X} \in \Omega, \quad R \in \mathcal{K}(\dot{X}, \Omega), \end{cases} \quad (5)$$

gdzie wektor $F \in \mathbb{R}^N$ reprezentuje siły zewnętrzne działające na układ. W pracy [3] pokazano, że zestaw relacji (5) można przedstawić w równoważnej postaci zadania optymalizacyjnego, które posiada jednoznaczne rozwiązanie [1]

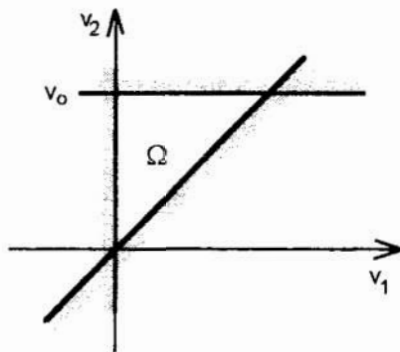
$$\dot{X} = \arg \min_{V \in \Omega} \left\{ D(V) - V^T (F - KX) \right\} \quad (6)$$

PRZYKŁAD 1. Sformułowane wyżej zadanie dynamiki wykorzystano do opisu ruchu układu, którego schemat zamieszczono na rysunku 2. Wektory współrzędnych oraz macierze charakteryzujące układ są następujące

$$(P1) \quad X = \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix}; \quad F = \begin{bmatrix} F_1 \\ F_2 \end{bmatrix}; \quad K := \begin{bmatrix} 2k & -k \\ -k & 2k \end{bmatrix}; \quad C := \begin{bmatrix} 2c & -c \\ -c & 2c \end{bmatrix}.$$



Rys. 2. Schemat układu rozważanego w przykładzie 1
Fig. 2. Schematic diagram of the system considered in Example 1



Rys. 3. Wykres zbioru Ω opisanego we wzorze (P2)
Fig. 3. Plot of the set Ω described by formula (P2)

Opis zbioru dopuszczalnych prędkości wyznaczony według ograniczeń przedstawionych na rysunku 2, ma postać

$$(P2) \quad \Omega := \left\{ V \in \mathbb{R}^2 : v_1 \geq 0; v_2 - v_1 \geq 0; v_2 \leq v_0 \right\} = \left\{ V \in \mathbb{R}^2 : G^T V + g \geq 0 \right\},$$

$$G := \begin{bmatrix} 1 & -1 & 0 \\ 0 & 1 & -1 \end{bmatrix}, \quad g := \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ v_0 \end{bmatrix}.$$

Wykres zbioru Ω zamieszczono na rysunku 3.

Opis ruchu i sił reakcji rozważanego układu, uwzględniający przytoczoną postać opisu zbioru Ω , jest następujący

$$(P3) \quad \begin{cases} C\dot{X} + KX = F + G\lambda; \\ G^T \dot{X} + g \geq 0, \quad \lambda \geq 0, \quad \lambda^T (G^T \dot{X} + g) = 0, \end{cases}$$

gdzie $\lambda \in \mathbb{R}^3$ - wektor mnożników siły reakcji $R = G\lambda$.

Na podstawie równań (P3) w każdej chwili t i położeniu $X(t)$ można wyznaczyć wektory prędkości $\dot{X}(t)$ oraz mnożników $\lambda(t)$.

3 Dynamika układu mechanicznego

W tym punkcie będzie rozpatrzony układ, w którym jest akumulowana energia w postaci kinetycznej i potencjalnej oraz następuje jej rozpraszanie. Energię kinetyczną zakumulowaną w układzie opisuje funkcjonal

$$E_k(\dot{X}) = \frac{1}{2} \dot{X}^T M \dot{X}, \quad (7)$$

gdzie $M \in \mathbb{R}^{N \times N}$ - macierz bezwładności, która jest symetryczna i ściśle dodatnio określona.

Funkcjonały energii potencjalnej i dyssypacji są określone wzorami (3) i (4), natomiast charakterystykę ograniczeń opisują relacje zamieszczone we wzorze (1).

Zadanie dynamiki rozpatrywanego układu ma postać

$$\begin{cases} M\ddot{X} + C\dot{X} + KX = F + R; \\ \dot{X} \in \Omega, \quad R \in \mathcal{K}(\dot{X}, \Omega). \end{cases} \quad (8)$$

Sformułowane wyżej zadanie nie posiada - w odróżnieniu od zadania (5) - jednoznacznego rozwiązania, gdyż rozważany opis charakterystyki ograniczeń nie określa związku między przyspieszeniem a siłą reakcji. Przed ustaleniem tego związku wyznaczmy ograniczenia przyspieszeń, wynikające z rozpatrywanych ograniczeń prędkości, to znaczy

$$\ddot{X} \in \mathcal{D}\Omega(\dot{X}), \quad \mathcal{D}\Omega(\dot{X}) := \left\{ \ddot{X} \in \mathbb{R}^N : \liminf_{h \rightarrow 0^+} \text{dist} \left(\ddot{X}, \frac{\Omega - \dot{X}}{h} \right) = 0 \right\} \quad (9)$$

gdzie dist jest odległością punktu od zbioru [3]. Zbiór $\mathcal{D}\Omega(\dot{X})$ wyznacza przyspieszenia, które dla ustalonej prędkości są dozwolone przez rozpatrywane ograniczenia.

Opis charakterystyki ograniczeń ma teraz postać następującej relacji

$$R \in \mathcal{K}(\ddot{X}, \mathcal{D}\Omega(\dot{X})) \subset \mathcal{K}(\dot{X}, \Omega), \quad (10)$$

która opisuje siłę reakcji doskonałą w sensie Gaussa [2].

Opis zadania dynamiki, umożliwiający jednoznaczne wyznaczenie przyspieszenia, uzyskuje się po uzupełnieniu równań (8) warunkami (9) i (10), to znaczy

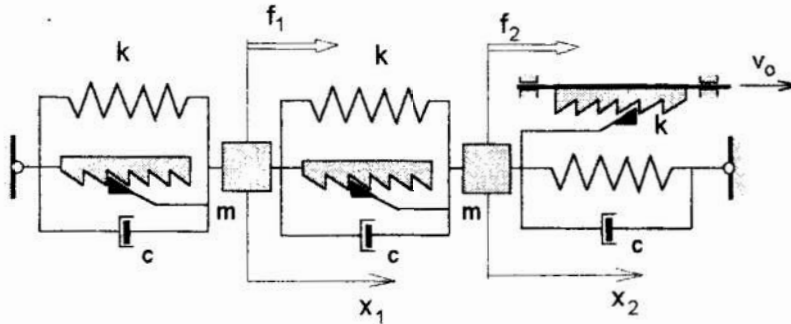
$$\begin{cases} M\ddot{X} + C\dot{X} + KX = F + R; \\ \dot{X} \in \Omega, \quad \ddot{X} \in \mathcal{D}\Omega(\dot{X}); \\ R \in \mathcal{K}(\ddot{X}, \mathcal{D}\Omega(\dot{X})). \end{cases} \quad (11)$$

Analogicznie do równoważności zadań (5) i (6) można sformułować zadanie optymalizacyjne równoważne warunkom (11)

$$\ddot{X} = \arg \min_{a \in \mathcal{D}\Omega(\dot{X})} \left\{ \frac{1}{2} a^T M a - a^T (F - C\dot{X} - KX) \right\}. \quad (12)$$

Tak sformułowane zadanie dynamiki stanowi matematyczny opis uogólnionej zasady Gaussa [2].

PRZYKŁAD 2. Zasada wyznaczania przyspieszeń będzie zilustrowana dla układu analogicznego do rozpatrywanego w przykładzie 1. Schemat tego układu pokazano na rysunku 4.



Rys. 4. Schemat układu rozważanego w przykładzie 2

Fig. 4. Schematic diagram of the system considered in Example 2

Właściwości rozważanego układu i ograniczeń opisują wzory (P1) i (P2) oraz macierz bezwładności $M := \text{diag}(m, m)$.

Przyspieszenia więzów układu będą wyznaczone w chwili t_0 , w której prędkości

wynoszą $v_1 = 0, v_2 = \frac{1}{2} v_0$, tzn. $\dot{X}(t_0) = \left[0, \frac{1}{2} v_0 \right]^T$. Prędkość ta jest dopuszczalna

przez ograniczenia, gdyż $\dot{X}(t_0) \in \Omega$ (patrz wzór P2). Na podstawie wzoru (9) można określić zbiór dopuszczalnych przyspieszeń $a \in \mathbb{R}^2$

$$(P4) \quad \mathcal{D}\Omega(\dot{X}(t_0)) := \left\{ a \in \mathbb{R}^2 : a_1 \geq 0 \right\} = \left\{ a \in \mathbb{R}^2 : G_1^T a \geq 0 \right\}, \quad a := \begin{bmatrix} a_1 \\ a_2 \end{bmatrix}, \quad G_1 := \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \end{bmatrix}.$$

Opis przyspieszeń i reakcji powstających w rozpatrywanej chwili t_0 ma postać

$$(P5) \quad \begin{cases} M\ddot{X}(t_0) + C\dot{X}(t_0) + KX(t_0) = F(t_0) + G_1\lambda_1(t_0); \\ G_1^T \ddot{X}(t_0) \geq 0, \quad \lambda_1(t_0) \geq 0, \quad \lambda_1(t_0) G_1^T \ddot{X}(t_0) = 0. \end{cases}$$

Stąd można wyznaczyć wartości przyspieszeń $\ddot{X}(t_0) \in \mathbb{R}^2$ oraz mnożnik reakcji $\lambda_1(t_0)$, działającej w lewym ograniczniku prędkości (rys. 4).

4 Układ sprężysty z więzami nieholonomicznymi

Rozważmy teraz układ, w którym energia jest akumulowana tylko w postaci potencjalnej, a działające siły zmieniają się w czasie. Jeżeli ruch tego układu jest ograniczany przez rozważane więzy nieholonomiczne, to jego opis jest następujący

$$KX = F + R, \quad (13a)$$

$$\dot{X} \in \Omega, \quad R \in \mathcal{K}(\dot{X}, \Omega). \quad (13b)$$

Tak sformułowane zadanie może być traktowane jako osobliwa postać zadania (5), powstająca gdy macierz $C = 0$. Obok opisu ruchu (13) można rozpatrywać równoważny opis optymalizacyjny w postaci następującego zadania

$$\dot{X} = \text{Arg min}_{v \in \Omega} \{S^T v\}, \quad S := KX - F; \quad (14)$$

gdzie $\text{Arg min}\{\cdot\}$ jest zbiorem argumentów, dla których liniowy funkcjonal $S^T v$ osiąga minimum.

Z przytoczonego wyżej opisu ruchu w postaci zadania (14) wynikają następujące wnioski dotyczące rozwiązania:

- jeśli zbiór Ω jest ograniczony, to zadanie posiada rozwiązanie;
- jeśli zbiór Ω nie jest ograniczony, to rozwiązanie istnieje tylko wtedy, gdy siła wypadkowa S spełnia warunek

$$S \in \left\{ s \in \mathbb{R}^N : \inf_{\xi \in \Omega} s^T \xi > -\infty \right\}, \quad S := KX - F. \quad (15)$$

Aby jednoznacznie wyznaczyć rozwiązanie zadania (13) lub (14) należy sformułować dodatkowe warunki, które wynikają z następstw różniczkowych równań (13). Z równania bilansu sił (13a), przy stosownych założeniach o różniczkowalności, otrzymuje się

$$K\dot{X} = \dot{F} + \dot{R}, \quad (16)$$

ponadto można pokazać, że z warunków (13b) wynika następująca relacja

$$\dot{R} - w(R) \in \mathcal{K}(\dot{X}, \chi(R, \Omega)), \quad \chi(R, \Omega) := \left\{ v \in \mathbb{R}^N : v \in \Omega, R \in \mathcal{K}(v, \Omega) \right\}, \quad (17)$$

gdzie $w \in \mathbb{R}^N$ jest wektorem określającym przesunięcie stożka pochodnych reakcji. Zestaw równań (16) i (17) można przedstawić w równoważnej postaci

$$\begin{cases} \dot{X} = \arg \min_{v \in \chi(R, \Omega)} \left\{ \frac{1}{2} v^T K v - v^T (\dot{F} + w(R)) \right\}, \\ \dot{R} = K\dot{X} - \dot{F}. \end{cases} \quad (18)$$

Powyższy układ równań różniczkowych wraz z warunkami początkowymi $X(0) = X_0$, $R(0) = R_0$ spełniającymi równanie równowagi (13a) oraz relację (15), jednoznacznie opisują przebieg ruchu rozpatrywanego układu.

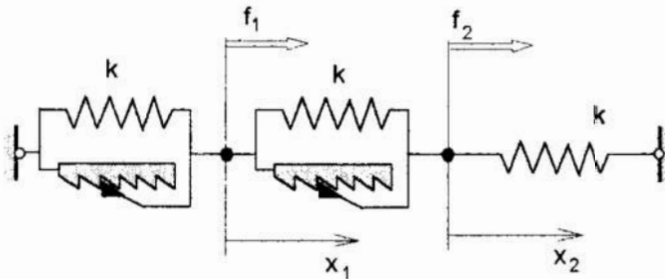
PRZYKŁAD 3. Schemat przykładowego układu sprężystego z więzami nieholonomicznymi pokazano na rysunku 5.

Należy określić ruch węzłów tego układu gdy są znane przebiegi sił f_1 oraz f_2 , opisane funkcjami różniczkowalnymi. Opis zbioru prędkości dopuszczalnych przez ograniczenia rozpatrywane w tym przykładzie ma postać

$$(P6) \quad \Omega := \left\{ V \in \mathbb{R}^2 : v_1 \geq 0; v_2 - v_1 \geq 0 \right\} = \left\{ V \in \mathbb{R}^2 : G_1^T V \geq 0, G_2^T V \geq 0 \right\},$$

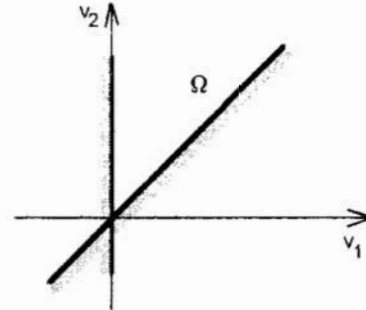
$$G_1 := \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \end{bmatrix}, \quad G_2 := \begin{bmatrix} -1 \\ 1 \end{bmatrix},$$

a wykres zbioru zamieszczono na rysunku 6, na którym można zauważyć, że jest to zbiór nieograniczony.



Rys. 5. Schemat układu rozważanego w przykładzie 3

Fig. 5. Schematic diagram of the system considered in Example 3



Rys. 6. Wykres zbioru \$\Omega\$ opisanego we wzorze (P6)

Fig. 63. Plot of the set \$\Omega\$ described by formula (P6)

Dla takiego zbioru dopuszczalnych prędkości wypadkowa siła \$S := KX - F\$ powinna spełniać relację (15), która w tym przypadku ma postać

$$(P7) \quad S \in \left\{ s \in \mathbb{R}^2 : s = -G_1 \mu_1 - G_2 \mu_2; \mu_1 \geq 0, \mu_2 \geq 0 \right\}.$$

Jeżeli siła wypadkowa spełnia powyższy warunek, to siła reakcji ograniczeń wynosi \$R = -S\$. Załóżmy, że położenie układu i działające na niego siły są takie, że

$$(P8) \quad R = G_2 \lambda_2, \quad \lambda_2 > 0,$$

co oznacza że reakcja działa w prawym ograniczniku (rys.5). Dla tak określonej reakcji wyznaczamy zbiór dopuszczalnych prędkości \$\chi\$, opisany we wzorze (17)

$$(P9) \quad \chi(R, \Omega) := \left\{ V \in \mathbb{R}^2 : v_1 \geq 0; v_2 - v_1 = 0 \right\} = \left\{ V \in \mathbb{R}^2 : G_1^T V \geq 0, G_2^T V = 0 \right\},$$

a równanie (16) i relacja (17) przybierają postać

$$(P10) \quad \begin{cases} K\dot{X} = \dot{F} + G_1 \dot{\lambda}_1 + G_2 \dot{\lambda}_2; \\ \dot{\lambda}_1 \geq 0, G_1^T \dot{X} \geq 0, \dot{\lambda}_1 G_1^T \dot{X} = 0; \\ G_2^T \dot{X} = 0, \dot{\lambda}_2 \in \mathbb{R}^1. \end{cases}$$

Z powyższych warunków można wyznaczyć wektor prędkości węzłów \$\dot{X} \in \mathbb{R}^2\$ oraz prędkości zmian mnożników \$\dot{\lambda}_1\$ oraz \$\dot{\lambda}_2\$.

6 Zakończenie

Przedstawione tu sformułowanie zadań dynamiki dotyczące trzech typów układów mechanicznych, których prędkości są ograniczane. W monografiach poświęconym więzom nieholonomicznym - na przykład w takich jak [4], [5] - rozważa się tylko

dwustronne ograniczenia prędkości. Zadania sformułowane w niniejszej pracy mają szerszy charakter, gdyż uwzględniają zarówno więzy dwustronne jak i jednostronne. W zamieszczonych przykładach - ze względu na brak miejsca - rozpatrzono jednostronne ograniczenia prędkości. Przedstawione tu zasady opisu ruchu mogą być również wykorzystane do formułowania klasycznych problemów nieholonomicznych, w tym na przykład zadania Czapłygina-Cartheodory [5].

Literatura

1. Aubin J.P., Ekeland I.: *Applied nonlinear analysis*. John Wiley & Sons. New York 1984.
2. Grzesikiewicz W.: *Dynamika układów mechanicznych z więzami*. WPW, Warszawa 1990.
3. Grzesikiewicz W., Wakulicz A.: *Nieładkie zadanie w mechanice*. Zeszyty Naukowe Wydziału Mechanicznego Nr 26, Politechnika Koszalińska 1999.
4. Nejmark J.L., Fufajew N.A.: *Dynamika układów nieholonomicznych*. PWN, Warszawa 1971.
5. Добронравов В.В.: *Основы механики неголономных систем*. Высшая Школа, Москва 1970.

Streszczenie

Rozważane są trzy typy układów mechanicznych, których ruch jest skrepowany więzami nieholonomicznymi. Zamieszczono matematyczny opis ruchu tych układów. W zadaniu dynamiki układu reologicznego sformułowano zasadę wyznaczania prędkości odkształcenia. W zadaniu dynamiki klasycznego układu mechanicznego przedstawiono zasadę wyznaczania przyspieszeń. Obie wymienione zasady sformułowano również w wariacyjnej postaci. Rozważono też zasady wyznaczania prędkości odkształcania układu sprężystego z więzami nieholonomicznymi. Zamieszczono przykłady ilustrujące rozważania.

DYNAMICS OF MECHANICAL SYSTEMS WITH NON-HOLONOMIC CONSTRAINTS

Summary

Three types of mechanical systems are considered, whose motion is constrained by non-holonomic constraints. The mathematical description of motion of these systems is given. In the problem of dynamics of the rheological system the principle of determining its velocities of deflections has been described. In the problem of dynamics of a classical mechanical system the principle to determine accelerations has been given. Both principles have also been formulated in the variational form. Also, the problem of determining velocities of deflections of an elastic system with non-holonomic constraints has been considered. The considerations of the paper are illustrated with examples.

Referat recenzowany

OPTYMALNE PARAMETRY KONSTRUKCYJNE CZTEROWAHACZOWEGO ZAWIESZENIA SAMOCHODOWEGO Z DODATKOWYM ŁĄCZNIKIEM

1 Wstęp

W produkowanych obecnie samochodach osobowych coraz częściej stosowane są zawieszenia wielowahaczowe, umożliwiające korzystne kształtowanie charakterystyk kinematycznych ze względu na żądane zmiany kątów pochylenia i skrętu koła oraz bocznego przesunięcia teoretycznego punktu jego styku z jezdnią. Istotne jest właściwe położenie chwilowej osi obrotu koła ze wspornikiem względem jezdni, które ma związek z wpływem oddziaływania siły napędowej i hamującej na podłużne przechyły nadwozia. Jednoczesne spełnienie wszystkich wyżej opisanych wymagań przez zawieszenia kół na dwóch wahaczach poprzecznych lub McPhersona jest niemożliwe. W zakresie małych przemieszczeń wspornika z kołem w przestrzeni ruchów resorowania łatwiej jest spełnić te wymagania za pomocą zawiesznień wielowahaczowych. Ważną zaletą tych zawiesznień jest również to, że obciążenie koła przenoszone jest na nadwozie przez co najmniej trzy wahacze. Uzyskuje się dzięki temu mniejsze obciążenia poszczególnych elementów zawieszenia, co prowadzi do zwiększenia ich trwałości i zachowania prawie nie zmienionych charakterystyk elastokinematycznych w całym okresie eksploatacji zawieszenia. Łatwiej jest dobrać parametry konstrukcyjne łączników metalowo-gumowych (tzw. silentbłoków) łączących wahacz z nadwoziem, obciążonych mniejszymi siłami. Ponadto wielowahaczowe zawieszenia, w porównaniu do zawiesznień na przykład na dwóch wahaczach poprzecznych lub McPhersona, umożliwiają lepsze kształtowanie charakterystyk przechyłów nadwozia względem jezdni. Zawieszenia wielowahaczowe po raz pierwszy seryjnie zastosowano w samochodach marki Mercedes, a później zaczęto je stosować w samochodach Nissan, BMW 850, Volvo 760. Obecnie zawieszenia wielowahaczowe spotykane są w samochodach klasy średniej takich jak Honda Civic, Ford Focus, czy też BMW serii 300.

W literaturze zagadnienia związane z kinematyką i konstrukcją zawiesznień wielowahaczowych przedstawiane były w pracach [5–7, 10, 12–14].

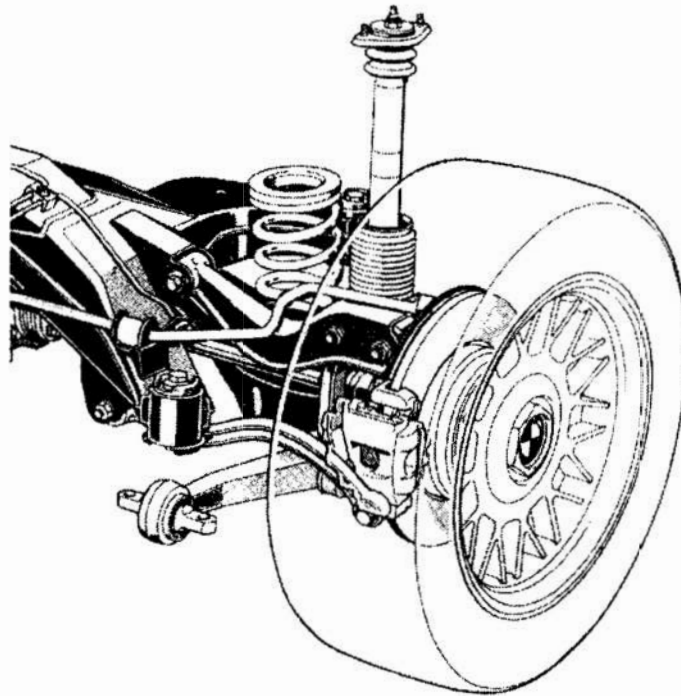
Zagadnienia kinematyki zawiesznień wielowahaczowych były przedmiotem wielu opracowań [5, 13]. Przedstawione zostały w nich różne metody analizy kinematycznej takich zawiesznień.

2 Cel i zakres pracy

Ciekawym rozwiązaniem konstrukcyjnym jest zawieszenie czterowahaczowe z dodatkowym łącznikiem podobne do zastosowanego jako tylna oś w samochodzie BMW 850 (tzw. „integralachse”). Zawieszenie to składa się z trzech wahaczy poprzecznych (dwóch dolnych i jednego górnego), jednego wahacza podłużnego i dodatkowego łącznika pomiędzy wahaczem wzdłużnym i poprzecznym górnym. Na rysunku1 przedstawiono widok takiego zawieszenia [9].

* Politechnika Krakowska, Instytut Pojazdów Szynowych, 31-864 Kraków, al. Jana Pawła II 37, agrzyb@mech.pk.edu.pl

** Politechnika Krakowska, Instytut Pojazdów Samochodowych i Silników Spalinowych, 31-864 Kraków, al. Jana Pawła II 37, mskow@mech.pk.edu.pl



Rys. 1. Zawieszenie czterowahaczowe z dodatkowym łącznikiem
 Fig. 1. Four rocker arm suspension with additional link

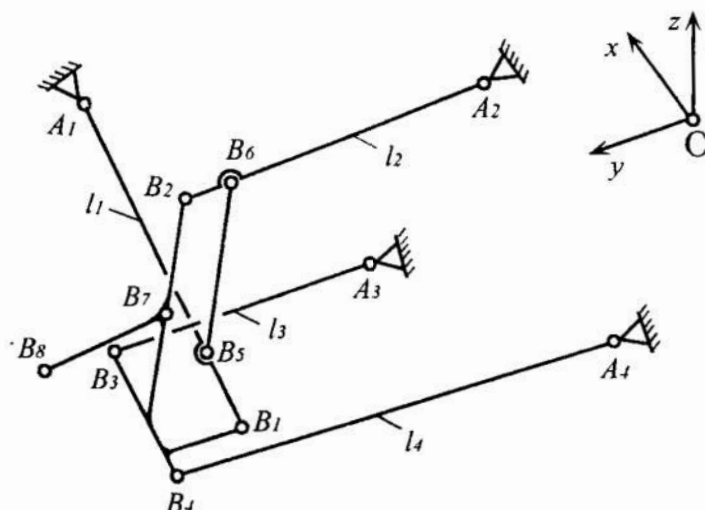
Rozwiązanie problemów związanych z projektowaniem takiego zawieszenia wymaga bardzo złożonego, o rozbudowanej strukturze, modelu dynamicznego. Model ten jest wykorzystywany do symulacji komputerowej ruchu samochodu. Ze względu za znaczną komplikację związaną z tak rozbudowanym modelem, proces projektowania może być podzielony na etapy. W pracy [7] zaproponowano pięć etapów: syntezę strukturalną, syntezę wymiarową, analizę elastokinematyczną i dynamiczną, modelowanie i symulację komputerową ruchu mechanizmu przy wymuszeniu kinematycznym i siłowym oraz obliczenia wytrzymałościowe. Drugi z wymienionych etapów, czyli synteza wymiarowa, może polegać na optymalizacji w celu wyznaczenia takich wartości parametrów wymiarowych, przy których charakterystyki opisujące orientację i translację koła ze wspornikiem będą maksymalnie zbliżone do wymaganych. Takie podejście do problemu zostało już wstępnie przedstawione w pracach [4, 12].

Do prac, w których w szerokim zakresie rozważano zagadnienia syntezy, kinematyki i dynamiki mechanizmów stosowanych w układach napędowych pojazdów można zaliczyć [8, 11]. Optymalizacja mechanizmów była przedmiotem prac [1, 3].

Zasadniczym celem pracy jest przedstawienie metody doboru parametrów konstrukcyjnych zawieszenia podobnego do zastosowanego w samochodzie BMW 850 tak, aby realizowało ono zadawane charakterystyki kinematyczne.

3 Metoda analizy

Z założenia kinematyka zawiesznień wielowahaczowych analizowana jest za pomocą reprezentatywnych mechanizmów przestrzennych. Schemat rozpatrywanego mechanizmu zawieszenia czterowahaczowego z dodatkowym łącznikiem został przedstawiony na rysunku 2. W mechanizmie tym do potrzeb analizy wszystkie łączniki metalowo-gumowe (tzw. silentbloki) zostały zastąpione przegubami kulowymi. Mechanizm ten ma jeden stopień ruchliwości.



Rys. 2. Mechanizm zawieszenia czterohaczowego z dodatkowym łącznikiem
 Fig. 2. Four rocker arm with additional link suspension mechanism

Ruch przedstawionego powyżej mechanizmu ograniczany jest więzami geometrycznymi. Więzy te można opisać nieliniowym układem siedemnastu równań algebraicznych. Równania więzów zapisane przy pomocy wektorów są następujące:

$$\begin{aligned}
 \mathbf{r}_{A_1B_1} \circ \mathbf{r}_{A_1B_1} - \mathbf{r}_{A_1B_{10}} \circ \mathbf{r}_{A_1B_{10}} &= 0, \\
 \mathbf{r}_{A_2B_2} \circ \mathbf{r}_{A_2B_2} - \mathbf{r}_{A_2B_{20}} \circ \mathbf{r}_{A_2B_{20}} &= 0, \\
 \mathbf{r}_{A_3B_3} \circ \mathbf{r}_{A_3B_3} - \mathbf{r}_{A_3B_{30}} \circ \mathbf{r}_{A_3B_{30}} &= 0, \\
 \mathbf{r}_{A_4B_4} \circ \mathbf{r}_{A_4B_4} - \mathbf{r}_{A_4B_{40}} \circ \mathbf{r}_{A_4B_{40}} &= 0, \\
 \mathbf{r}_{B_1B_2} \circ \mathbf{r}_{B_1B_2} - \mathbf{r}_{B_{10}B_{20}} \circ \mathbf{r}_{B_{10}B_{20}} &= 0, \\
 \mathbf{r}_{B_1B_3} \circ \mathbf{r}_{B_1B_3} - \mathbf{r}_{B_{10}B_{30}} \circ \mathbf{r}_{B_{10}B_{30}} &= 0, \\
 \mathbf{r}_{B_1B_4} \circ \mathbf{r}_{B_1B_4} - \mathbf{r}_{B_{10}B_{40}} \circ \mathbf{r}_{B_{10}B_{40}} &= 0, \\
 \mathbf{r}_{B_2B_3} \circ \mathbf{r}_{B_2B_3} - \mathbf{r}_{B_{20}B_{30}} \circ \mathbf{r}_{B_{20}B_{30}} &= 0, \\
 \mathbf{r}_{B_2B_4} \circ \mathbf{r}_{B_2B_4} - \mathbf{r}_{B_{20}B_{40}} \circ \mathbf{r}_{B_{20}B_{40}} &= 0, \\
 \mathbf{r}_{B_3B_4} \circ \mathbf{r}_{B_3B_4} - \mathbf{r}_{B_{30}B_{40}} \circ \mathbf{r}_{B_{30}B_{40}} &= 0, \\
 \mathbf{r}_{B_5B_6} \circ \mathbf{r}_{B_5B_6} - \mathbf{r}_{B_{50}B_{60}} \circ \mathbf{r}_{B_{50}B_{60}} &= 0, \\
 \mathbf{r}_{A_1B_5} - C_1 \cdot \mathbf{r}_{A_1B_1} &= \mathbf{0}, \\
 \mathbf{r}_{A_2B_6} - C_2 \cdot \mathbf{r}_{A_2B_2} &= \mathbf{0}.
 \end{aligned} \tag{1}$$

Pierwsze jedenaście równań powyższego układu wyraża przyrównane do zera różnice pomiędzy kwadratami odległości punktów mechanizmu w położeniu odchylonym, a odpowiednimi kwadratami odległości tych punktów w położeniu wyjściowym. Ostatnie dwa równania wektorowe określają położenie środków przegubów dodatkowego łącznika na odpowiednich odcinkach A_1B_1 , A_2B_2 . Wynika z nich sześć liniowych równań algebraicznych.

Przedstawione powyżej równania opisujące konfigurację mechanizmu służą do wyznaczenia zdefiniowanych poniżej przemieszczeń $\mathbf{q}_k = [q_{kx}, q_{ky}, q_{kz}]$, punktów B_k , gdzie $k = 1, \dots, 6$:

$$\mathbf{q}_k = \mathbf{r}_{B_k} - \mathbf{r}_{B_{k0}},$$

przy czym przemieszczenie pionowe punktu B_1 opisane wyrażeniem

$$q_{1z} = s$$

podczas analizy przyjęto za zadawany parametr, zmieniany w określonym przedziale. Charakteryzuje ono ugięcie zawieszenia.

W równaniach (1) przyjęto następujące oznaczenia:

- 0 – indeks oznaczający położenie konstrukcyjne,
- \circ – symbol oznaczający iloczyn skalarny wektorów,
- $\mathbf{0}$ – wektor zerowy,
- A_j – punkty nieruchome względem układu współrzędnych związanego z nadwoziem samochodu, stanowiące środki przegubów łączących mechanizm zawieszenia z nadwoziem pojazdu, $j = 1, 2, \dots, 4$,
- B_k – punkty ruchome – będące środkami przegubów łączących wahacze ze wspornikiem koła ($k = 1, \dots, 4$), środkami przegubów dodatkowego łącznika ($k = 5, 6$) oraz punkty wspornika leżące na osi obrotu koła ($k = 7, 8$),
- B_{k0} – punkty ruchome w położeniu konstrukcyjnym, $k = 1, 2, \dots, 8$,
- \mathbf{r}_{Aj} , \mathbf{r}_{Bk} , \mathbf{r}_{Bk0} – wektory łączące początek układu współrzędnych $O(0, 0, 0)$ z odpowiednim punktem mechanizmu, $j = 1, \dots, 4$, $k = 1, \dots, 8$,
- \mathbf{r}_{AjBj} , \mathbf{r}_{BkB_l} , \mathbf{r}_{Bk0B_l0} – wektory łączące punkty mechanizmu o nazwach występujących we wskaźnikach tych wektorów, $j = 1, 2, \dots, 4$, $k, l = 1, 2, \dots, 8$,
- c_1, c_2 – współczynniki określające położenie środków przegubów dodatkowego łącznika (B_5B_6) na odpowiednich odcinkach (A_1B_1), (A_2B_2).

W celu wyznaczenia charakterystyk kinematycznych konieczna jest analiza przemieszczeń \mathbf{q}_7 , \mathbf{q}_8 dodatkowych punktów B_7 i B_8 . Wyznaczamy je poprzez rozwiązanie układów dodatkowych równań liniowych. W tym celu tworzymy wektory pomocnicze \mathbf{n} i \mathbf{n}_0 opisane równaniami:

$$\mathbf{n} = \mathbf{r}_{B_1B_2} \times \mathbf{r}_{B_1B_3},$$

$$\mathbf{n}_0 = \mathbf{r}_{B_{10}B_{20}} \times \mathbf{r}_{B_{10}B_{30}},$$

a następnie do wyznaczenia przemieszczeń \mathbf{q}_7 wykorzystujemy równania:

$$\begin{aligned} \mathbf{r}_{B_1B_7} \circ \mathbf{r}_{B_1B_2} - \mathbf{r}_{B_{10}B_{70}} \circ \mathbf{r}_{B_{10}B_{20}} &= 0, \\ \mathbf{r}_{B_1B_7} \circ \mathbf{r}_{B_1B_3} - \mathbf{r}_{B_{10}B_{70}} \circ \mathbf{r}_{B_{10}B_{30}} &= 0, \\ \mathbf{r}_{B_1B_7} \circ \mathbf{n} - \mathbf{r}_{B_{10}B_{70}} \circ \mathbf{n}_0 &= 0. \end{aligned} \quad (2)$$

Podobnie do wyznaczenia przemieszczeń \mathbf{q}_8 służą równania:

$$\begin{aligned} \mathbf{r}_{B_1B_8} \circ \mathbf{r}_{B_1B_2} - \mathbf{r}_{B_{10}B_{80}} \circ \mathbf{r}_{B_{10}B_{20}} &= 0, \\ \mathbf{r}_{B_1B_8} \circ \mathbf{r}_{B_1B_3} - \mathbf{r}_{B_{10}B_{80}} \circ \mathbf{r}_{B_{10}B_{30}} &= 0, \\ \mathbf{r}_{B_1B_8} \circ \mathbf{n} - \mathbf{r}_{B_{10}B_{80}} \circ \mathbf{n}_0 &= 0. \end{aligned} \quad (3)$$

Znak „ \circ ” oznacza jak poprzednio iloczyn skalarny wektorów, natomiast znak „ \times ” ich iloczyn wektorowy.

Do rozwiązania kinematyki badanego zawieszenia autorzy posłużyli się metodą perturbacji przedstawioną w [2] i zastosowaną do mechaniki zawieszonych w [4, 5]. Metoda perturbacji w porównaniu z metodą Newtona-Raphsona nie wymaga wyboru punktów startowych, co czyni ją szczególnie przydatną w przypadku zastosowania metod optymalizacyjnych.

W pierwszej kolejności rozwiązywany jest nieliniowy układ równań (1). Stosując metodę perturbacji do analizy mechanizmu odchylonego z położenia konstrukcyjnego wyznaczamy nowe położenie. Stanowi ono podstawę do wyznaczenia kolejnego położenia. Następnie procedurę tę powtarzamy. Otrzymujemy w ten sposób ciąg rozwiązań,

który po zastosowaniu funkcji sklejanych daje ostatecznie rozwiązania $q_k(s)$ opisujące przemieszczenia punktów B_k , $k = 1, 2, \dots, 6$, w funkcji zadanego przemieszczenia s .

Po wyznaczeniu przemieszczeń punktów B_k , $k = 1, \dots, 6$, korzystając z układów równań (2) i (3), obliczamy współrzędne punktów dodatkowych B_7 i B_8 . Na ich podstawie wyznaczamy kąty: skrętu oraz pochylenia koła w funkcji parametru ugięcia zawieszenia s [13].

4 Kinematyka i optymalizacja mechanizmu

Celem optymalizacji jest uzyskanie mechanizmu zawieszenia realizującego zadawane charakterystyki kinematyczne kątów pochylenia i skrętu koła. Optymalizowany mechanizm zawieszenia ma wstępnie przyjęte parametry. Dla tego mechanizmu zadawane są przebiegi charakterystyk jakie chcemy uzyskać. Następnie przeprowadzana jest optymalizacja mechanizmu. W trakcie optymalizacji, w celu uzyskania pożądanych charakterystyk kątów pochylenia i skrętu koła w powyższym mechanizmie, metodą losową zmieniane były położenia punktów stałych (A_i , $i = 1, \dots, 4$). Obliczenia przeprowadzono przy pomocy programu *Mathematica V. 4* wykorzystując własne oraz standardowe procedury służące do obliczeń symbolicznych i numerycznych.

Przyjmujemy, że wymagane jest uzyskanie właściwych charakterystyk kinematycznych zawieszenia. W szczególności wymagamy, aby kąt skrętu koła $\delta(s) = 0$, natomiast kąt pochylenia koła był określony funkcją liniową $\gamma(s) = 0.0189 + 0.000529 s$. Funkcję tę określono aproksymując rzeczywiste charakterystyki uzyskiwane przy zawieszeniu samochodu Mercedes. Z teorii budowy zawiesznień samochodowych wynika, że najkorzystniejsze jest, aby kąt skrętu koła $\delta(s)$ nie zmieniał się w czasie ruchów resorowania, natomiast kąt pochylenia koła $\gamma(s)$ miał przebieg liniowy, co pozwala na uniknięcie dodatkowych sił.

Przeprowadzana analiza mechanizmu zawieszenia była optymalizacją statyczną z ograniczeniami. W analizie tej zmiennymi decyzyjnymi były współrzędne wektorów $\mathbf{p}_j = [p_{jx}, p_{jy}, p_{jz}]$, $j = 1, \dots, 4$, których początkami są punkty A_j a końcami A_j^z , stanowiące nowe, zmienione położenia punktów A_j badanego mechanizmu.

Nierówności opisujące ograniczenia były następujące:

$$\frac{p_{jx}^2}{a_{jx}^2} + \frac{p_{jy}^2}{a_{jy}^2} + \frac{p_{jz}^2}{a_{jz}^2} - 1 \leq 0, \quad j = 1, \dots, 4. \quad (4)$$

Podczas optymalizacji wyznaczone były punkty A_j^z . Dla każdego j odpowiednia nierówność (4) oznacza, że punkt A_j^z ma się znajdować we wnętrzu lub na powierzchni elipsoidy o środku A_j i półosiach a_{jx} , a_{jy} , a_{jz} , albo w szczególnym przypadku, gdy $a_{jx} = a_{jy} = a_{jz} = R_j$ w kuli o promieniu R_j . Stosując losową metodę optymalizacji uwzględnienie przyjętych ograniczeń uzyskujemy w szczególności poprzez zastosowanie współrzędnych sferycznych do przekształcania każdej trójki liczb przypadkowych o rozkładzie równomiernym na przedziale (0, 1) na odpowiedni punkt w przestrzeni kartezjańskiej.

Jako pierwsze z kryteriów optymalizacji przyjmujemy sumę bezwzględnych wartości różnic rzędnych (wartości kąta pochylenia koła) charakterystyk: wymaganej (idealnej) i obliczonej (wyznaczonej numerycznie charakterystyki mechanizmu badanego) przy tych samych odciętych $s = s_j$, czyli przy tym samym ugięciu mechanizmu opisanym zmienną:

$$s \in (s_{\min}, s_{\max}).$$

Jako drugie kryterium - analogiczną sumę dotyczącą charakterystyki kąta skrętu koła. Funkcja celu ma postać sumy ważonej obydwu kryteriów:

$$f_c = \sum_{j=1}^{l_s} \left(w \left| \gamma(s_j) - \gamma_0(s_j) \right| + (1-w) \left| \delta(s_j) - \delta_0(s_j) \right| \right), \quad 0 < w < 1, \quad (5)$$

gdzie: w – współczynnik wagowy uwzględniający znaczenie powyższych kryteriów,
 I_s – odpowiednio duża liczba uwzględnianych punktów charakterystyk.

Początkowo stosowaliśmy również kryterium całkowite dopasowania krzywych, w postaci:

$$fc = \int_{s_{\min}}^{s_{\max}} (w|\gamma(s) - \gamma_0(s)| + (1-w)|\delta(s) - \delta_0(s)|) ds, \quad 0 < w < 1,$$

ale okazało się ono zbyt czasochłonne i z wystarczającą dokładnością możliwe do zastąpienia całki przez sumę jak w wyrażeniu (5).

Ponieważ otrzymane charakterystyki $\gamma(s)$ i $\delta(s)$ zależą od zmiennych decyzyjnych zatem funkcja celu zależy również od tych zmiennych.

Współrzędne punktów mechanizmu wyjściowego oraz parametry c_1 i c_2 w położeniu konstrukcyjnym są następujące :

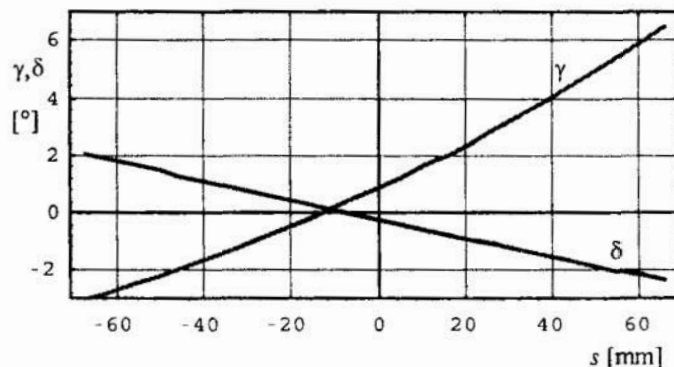
$$\begin{aligned} A_1 &= (0.0, 630.0, 365.0), & A_2 &= (400.0, 325.0, 460.0), \\ A_3 &= (365.0, 255.0, 310.0), & A_4 &= (540.0, 195.0, 310.0), \\ B_1 &= (550.0, 610.0, 240.0), & B_2 &= (400.0, 625.0, 490.0), \\ B_3 &= (365.0, 670.0, 260.0), & B_4 &= (530.0, 640.0, 310.0), \\ B_7 &= (-0.4, 605.0, 300.5), & B_8 &= (0., 705.0, 302.0), \\ c_1 &= 0,7, & c_2 &= 0,75. \end{aligned}$$

W opisywanym przypadku optymalizację przeprowadzono metodą losową. Droga losowania wyznaczone były nowe współrzędne punktów ($A_i, i = 1, \dots, 4$). Losowania prowadzono w taki sposób, aby uzyskać w miarę równomierny rozrzut wylosowanych punktów w całej objętości obszaru opisanego ograniczeniami. Współrzędne punktów po wylosowaniu były zaokrąglane do pełnych milimetrów. Dla każdego wylosowanego zestawu punktów uzyskujemy charakterystykę zmienianego mechanizmu przez wielokrotne rozwiązanie układu nieliniowych równań algebraicznych (1) i inne dodatkowe obliczenia.

Przeprowadzono 5000 losowań. W ich wyniku poprawę wartości funkcji celu uzyskano w 1607 przypadkach. Wartość funkcji celu dotyczącej mechanizmu optymalnego odniesiona do analogicznej wartości obliczonej dla mechanizmu wyjściowego wyniosła 0,269, co oznacza poprawę charakterystyk o 73,1%. Optymalne położenia punktów badanego mechanizmu są następujące:

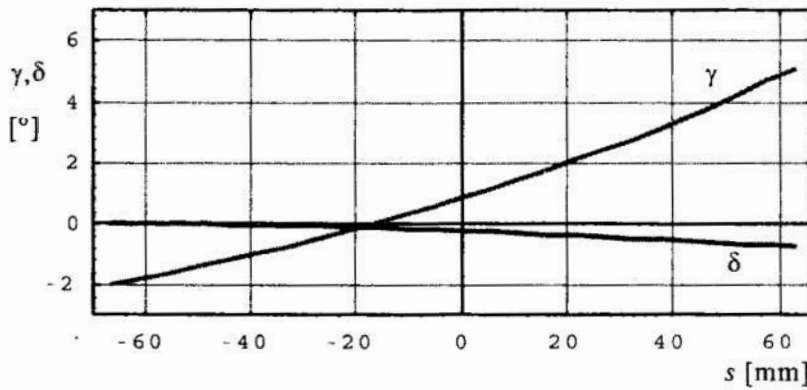
$$\begin{aligned} A_1^z &= (14.0, 631.0, 370.0), & A_2^z &= (390.0, 326.0, 471.0), \\ A_3^z &= (365.0, 251.0, 298.0), & A_4^z &= (545.0, 193.0, 324.0). \end{aligned}$$

Charakterystyki kątów: pochylenia $\gamma(s)$ i skrętu $\delta(s)$ koła mechanizmu zawieszenia pierwotnego przedstawiamy na rysunku 3, a zoptymalizowanego na rysunku 4.



Rys. 3. Charakterystyki zmian kątów: pochylenia $\gamma(s)$ i skrętu $\delta(s)$ koła w zależności od przemieszczenia pionowego s punktu B_1 dla mechanizmu pierwotnego

Fig. 3. Characteristics of the change in camber $\gamma(s)$ and steering $\delta(s)$ angles according to the vertical displacement s of point B_1 for the original mechanism



Rys. 4. Charakterystyki zmian kątów: pochylenia $\gamma(s)$ i skrętu $\delta(s)$ koła w zależności od przemieszczenia pionowego s punktu B_1 dla mechanizmu zmienionego

Fig. 4. Characteristics of the change in camber $\gamma(s)$ and steering $\delta(s)$ angles according to the vertical displacement s of point B_1 for the changed mechanism

5 Uwagi końcowe

W pracy przedstawiono metodę doboru zasadniczych parametrów zawieszenia czterowahaczowego z dodatkowym łącznikiem tak, aby realizowało ono zadawane charakterystyki kinematyczne. Wykorzystano w tym celu metodę perturbacji do rozwiązania kinematyki w powiązaniu z losową metodę optymalizacji.

W wyniku przeprowadzonych obliczeń uzyskano poprawę charakterystyk kątów pochylenia i skrętu koła, polegającą na zmniejszeniu o około 73 % wartości zdefiniowanej funkcji celu w porównaniu z danymi zawieszenia wyjściowego. Otrzymane wyniki wskazują na możliwość zastosowania powyższej metody do kształtowania optymalnych charakterystyk badanego zawieszenia. Uzyskana poprawa jest szczególnie widoczna na wykresach charakterystyki skrętu koła $\delta(s)$.

Przedstawiona praca ilustruje ogólne założenia metody i możliwe do uzyskania wyniki. Jest zarazem częścią realizowanych badań w zakresie syntezy i analizy innych modeli zawiesznień. W ramach dalszych prac przewidywane jest zastąpienie w optymalizacji metody losowej metodami deterministycznymi. Zastosowana losowa metoda optymalizacji jest czasochłonna, co jest szczególnie istotne w związku z koniecznością każdorazowego rozwiązywania złożonego zadania kinematyki mechanizmu przestrzennego do obliczenia wartości funkcji celu.

Literatura

- 1 Grzyb A.: *Mechanika i optymalizacja wybranego sprzęgła ciągłego dla układów napędowych pojazdów szynowych*. Rozprawa doktorska. Politechnika Krakowska, 1975.
- 2 Grzyb A.: *On a Perturbation Method for the Analysis of the Kinetostatics of Mechanisms*. Akademie Verlag, ZAMM, Z. angew. Math. Mech. 72, 6, T615–T618, 1992.
- 3 Grzyb A.: *Kinematyka i optymalizacja sprzęgła układu napędowego lokomotyw*. Czasopismo Techniczne Politechniki Krakowskiej, Mechanika, z. 2-M, 49–63, 1997.
- 4 Grzyb A., Kowalski M.: *Kształtowanie optymalnych charakterystyk wybranego mechanizmu zawieszenia samochodu*, Zeszyty Naukowe Wydziału Mechanicznego Politechniki Koszalińskiej, Koszalin, 97–104, 1999.
- 5 Grzyb A., Struski J.: *Metody wyznaczania kinematyki wielowahaczowych zawiesznień kół ogumionych*. Konferencja Naukowa: Interkonmot '98. Teza Komisji Naukowo-Problemovej Motoryzacji Krakowskiego Oddziału PAN, z. 16, 9–17, 1998.
- 6 Jimenez J.M et al., *A Simple and General Method for Kinematic Synthesis of Spatial Mechanism: An Exhaustive Numerical Approach via Mono-Dimensional-Search Algorithm*. Trans ASME, J. of Mechanical Design, vol. 115, Dec. 1993.

- 7 Knapczyk. J.: *Metody analizy wielowahaczowych zawieszek kół samochodu*, Konferencja Naukowa: Interkonmot '98. Teka Komisji Naukowo-Problemowej Motoryzacji Krakowskiego Oddziału PAN, z. 16, 19-29, 1998.
- 8 Madej J.: *Własności dynamiczne układów napędowych z wychylnymi sprzęgłami czterocięglowymi*. *Archiwum Budowy Maszyn*, 2, XXI, 305-323, 1974.
- 9 Matschinsky W.: *Radführungen der Straßenfahrzeuge*, Springer Verlag, Berlin Heidelberg 1998.
- 10 Merlet J-P.: *Kinematic Analysis of a Rear Suspension*, ISATA 29th International Symposium on Automotive Technology & Automation, Mechatronics – Advanced Development Methods and Systems for Automotive Products, Florence 1996.
- 11 Osiecki J.: *Equations of Vibrations and Analysis of the Dynamic Loadings of a Drive System with Alsthom-Type Couplings*. *Nonlinear Vibrations Problems*, 10, 225-243, 1969.
- 12 Struski J. (kierownik), Grzyb A., Kowalski M. (współautorzy): *Modelowanie dynamiki samochodu ze szczególnym uwzględnieniem bezpieczeństwa ruchu drogowego*. Raport z realizacji grantu KBN nr 9T 12C 008 14, Politechnika Krakowska, Kraków 2000.
- 13 Struski J.: *Kinematyka pięciolącznikowego zawieszenia tylnych kół napędowych*. Perspektywy rozwojowe konstrukcji, technologii i eksploatacji pojazdów samochodowych i silników spalinowych. Monografia 210. Wydawnictwa Politechniki Krakowskiej, Kraków 1996.
- 14 Tsukuda Y. i inni: *Development of a New Multi-Link Rear Suspension*. SAE Paper, Nr 881774.

Streszczenie

W pracy przedstawiono metodę doboru parametrów konstrukcyjnych zawieszenia czterowahaczowego z dodatkowym łącznikiem, prowadzącą do uzyskania optymalnych charakterystyk kinematycznych. Do rozwiązania zagadnienia wykorzystano metodę perturbacji w powiązaniu z losową metodą optymalizacji. W wyniku przeprowadzonych obliczeń uzyskano poprawę wyjściowych charakterystyk kątów pochylenia i skrętu koła. Otrzymane wyniki wskazują na możliwość zastosowania powyższej metody do kształtowania optymalnych charakterystyk wielowahaczowych mechanizmów zawieszek.

OPTIMAL DESIGN PARAMETERS OF FOUR ROCKER ARM CAR SUSPENSION WITH ADDITIONAL LINK

Summary

In the paper the method of shaping the optimal kinematic characteristics of the four rocker arm suspension with additional link has been presented. The problem has been solved by means of the perturbation method in combination with the random optimising method. As a result of the calculations an improvement on the initial characteristics of camber and steering angles has been obtained. The results indicate the possibility of applying the above method in shaping the optimal characteristics of multi-link suspension mechanism.

Referat recenzowany

MODELOWANIE PRZYPADKOWYCH NIERÓWNOŚCI GEOMETRYCZNYCH W DYNAMICE POJAZDÓW LĄDOWYCH

1 Wstęp

Pojazdy lądowe w czasie ruchu obciążane są siłami dynamicznymi. Siły te generowane są przez geometryczne nierówności toru w przypadku pojazdów szynowych, a w przypadku pojazdów samochodowych przez nierówności dróg. W analizie obciążenie dynamiczne zespołów układów jezdnych pojazdów wyznaczane są za pomocą ich modeli matematycznych z wymuszeniami kinematycznymi w postaci funkcji opisujących charakterystyki profilu nierówności. W dynamice pojazdów lądowych zagadnienia z zakresu drgań układów liniowych rozwiązywane są zwykle w dziedzinie częstości. W przypadku modeli reprezentowanych przez liniowe równania różniczkowe charakterystykami tymi są funkcje korelacyjne i gęstości widmowe. Wówczas siły dynamiczne, obciążające elementy wymienionych zespołów, badane są w zależności od częstości nierówności toru względnie drogi.

Pamięć operacyjna i oprogramowanie współcześnie szeroko dostępnych komputerów umożliwiają rozwiązywanie nieliniowych zagadnień z zakresu drgań układów jezdnych pojazdów lądowych. Modele te lepiej przybliżają układy rzeczywiste. W metodach matematycznych badania tych układów uwzględniane są wymuszenia kinematyczne w formie funkcji czasu opisujących profile toru lub drogi. Możliwe jest zatem dokładniejsze wyznaczanie – przy różnych prędkościach jazdy – zależności od czasu obciążeń dynamicznych układów jezdnych.

2 Cel i zakres pracy

W literaturze z zakresu dynamiki pojazdów lądowych [1, 2, 4, 5, 7] podawane są dane dotyczące gęstości widmowych nierówności toru lub drogi w postaci wykresów funkcji lub wzorów funkcyjnych. Funkcje te zawierają niewiele współczynników aproksymacyjnych i przez to są mało dokładne w odniesieniu do danych pomiarowych.

Zasadniczym celem jest propozycja doboru formy dokładniejszych funkcji aproksymacyjnych, umożliwiających skuteczną analizę układów dynamicznych pojazdów.

Dalszym celem jest prezentacja doboru i przedstawienie numerycznej weryfikacji algorytmu do generowania funkcji opisujących profile torów i dróg na podstawie gęstości widmowych. Ponadto, wykonanie przykładowych obliczeń z wykorzystaniem programu *Mathematica* na podstawie własnych procedur do generowania realizacji procesów przypadkowych.

3 Zależności dotyczące modelowania nierówności geometrycznych toru lub jezdni

Przypadkowe nierówności geometryczne zarówno toru kolejowego jak i jezdni opisywane są zwykle w literaturze przy pomocy stacjonarnych, ergodycznych procesów stochastycznych. Po eksperymentalnym zarejestrowaniu realizacji takich procesów w odpowiednio długim przedziale czasu poddaje się je odpowiedniemu opracowaniu matematycznemu. W jego wyniku wyznacza się wartości średnie, funkcje korelacyjne i gęstości widmowe.

* Politechnika Krakowska, Instytut Pojazdów Szynowych, 31-864 Kraków, al. Jana Pawła II 37
agrzyb@mech.pk.edu.pl

** Politechnika Krakowska, Instytut Pojazdów Samochodowych i Silników Spalinowych, 31-864 Kraków,
al. Jana Pawła II 37, mskow@mech.pk.edu.pl

W literaturze spotykamy różne definicje gęstości widmowych [6, 7, 8, 9]. W naszych rozważaniach przyjmujemy gęstość widmową procesu przypadkowego (zgodnie z definicją transformaty Fouriera) następująco:

$$S(\omega) = \int_{-\infty}^{+\infty} K(\tau) e^{-i\omega\tau} d\tau. \quad (1)$$

Przy takiej definicji funkcję autokorelacyjną tego procesu, stanowiącą retransformatę Fouriera gęstości widmowej, opisuje wzór:

$$K(\tau) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{+\infty} S(\omega) e^{i\omega\tau} d\omega. \quad (2)$$

W przypadku modelowania nierówności geometrycznych toru lub jezdni można przyjąć założenie upraszczające, że realizacja funkcji przypadkowej w dziedzinie drogi s nie zależy od prędkości jazdy pojazdu v . Z realizacji takiej funkcji przypadkowej możemy wyznaczyć funkcję autokorelacyjną $\bar{K}(\xi)$, gdzie ξ ma wymiar drogi, również niezależną od prędkości. Funkcję $K(\tau)$, gdzie τ ma wymiar czasu, otrzymuje się na podstawie realizacji procesu stochastycznego rozpatrywanego w dziedzinie czasu. Zależności pomiędzy poprzednią funkcją autokorelacyjną $\bar{K}(\xi)$ a funkcją $K(\tau)$ są następujące:

$$K(\tau) = \bar{K}(v\tau), \quad K\left(\frac{\xi}{v}\right) = \bar{K}(\xi),$$

przy czym $\xi = v\tau$. Zarówno funkcja autokorelacyjna jak i jej gęstość widmowa są funkcjami parzystymi.

Oznaczając przez $\bar{S}(\lambda)$ transformatę Fouriera funkcji $\bar{K}(\xi)$:

$$\bar{S}(\lambda) = \int_{-\infty}^{+\infty} \bar{K}(\xi) e^{-i\lambda\xi} d\xi$$

zgodnie z definicją (1) otrzymujemy następujące zależności:

$$\bar{S}(\lambda) = v S(v\lambda), \quad S(\omega) = \frac{1}{v} \bar{S}\left(\frac{\omega}{v}\right), \quad (3)$$

gdzie $\omega = v\lambda$.

Funkcja $\bar{S}(\lambda)$ nie zależy od prędkości jazdy w przeciwieństwie do $S(\omega)$. Zależności (3) umożliwiają zatem wyznaczanie z funkcji $\bar{S}(\lambda)$ – przy określonej prędkości v – gęstości widmowej $S(\omega)$.

W przypadku badań eksperymentalnych dotyczących nierówności toru lub jezdni rejestrowane są często realizacje pionowych przyspieszeń $\ddot{w}(t)$ punktu poruszającego się wzdłuż tych nierówności, których wyznaczane są gęstości widmowe $S_{\ddot{w}}(\omega)$. Oznaczając przez v_e stałą prędkość jazdy w czasie rejestracji wprowadzamy oznaczenie:

$$c_v = \frac{v}{v_e}.$$

Do wyznaczenia z $S_{\ddot{w}}(\omega)$ gęstości widmowej $S_w(\omega)$ odpowiadającej prędkości v , można wykorzystać najpierw zależność:

$$S_{\ddot{w}_e}(\omega) = \omega^4 S_{w_e}(\omega) \quad (4)$$

do obliczenia funkcji $S_{w_e}(\omega)$ a następnie wzór:

$$S_w(\omega) = \frac{1}{c_v} \bar{S}_{w_e}\left(\frac{\omega}{c_v}\right). \quad (5)$$

W analizie przydatne mogą być również następujące zależności:

$$S_{\dot{w}}(\omega) = \omega^2 S_w(\omega), \quad S_{\ddot{w}}(\omega) = c_v^3 \bar{S}_{\ddot{w}_e} \left(\frac{\omega}{c_v} \right), \quad K_w(\tau) = K_{w_e}(c_v \tau),$$

$$w(t) = w_e(c_v t), \quad \ddot{w}(t) = c_v^2 \ddot{w}_e(c_v t), \quad (6)$$

gdzie $w_e(t)$ oznacza funkcję $w(t)$ przy prędkości v_e . Funkcje $w(t)$ nazywane są wymuszeniami kinematycznymi drgań pojazdu.

Na podstawie gęstości widmowej $S_u(\omega)$, gdzie $u(t)$ oznacza dowolną funkcję przypadkową, istnieje możliwość generowania realizacji tego procesu stochastycznego. Jedną z metod jest zastosowanie wzoru przybliżonego [9]:

$$u_j = u_m + \sum_{k=-p}^{k=p} a_k \gamma_{j-k}, \quad j = 1, 2, \dots, \quad (7)$$

gdzie u_m oznacza wartość średnią funkcji $u(t)$, a u_j stanowią wartości tej funkcji dyskretyzowane z krokiem Δt . Wielkości γ_j są liczbami przypadkowymi o rozkładzie normalnym standaryzowanym (z wartością średnią zero i odchyleniem standardowym równym jeden). Współczynniki a_k wyznaczone są z gęstości widmowej funkcji $u(t)$ za pomocą wzoru:

$$a_{-k} = a_k = \frac{\Delta t}{\pi} \int_0^{\pi/\Delta t} \sqrt{\frac{S_u(\omega)}{\Delta t}} \cos(k \Delta t \omega) d\omega. \quad (8)$$

Wartość p wyznaczającą liczbę współczynników a_k wynoszącą $(2p+1)$ oraz krok dyskretyzacji Δt występujące w powyższych wzorach dobieramy, przy założeniu wymaganej dokładności ε , na podstawie następującego warunku podanego w pracy [6]:

$$\left| 1 - \frac{1}{\sigma_u^2} \sum_{k=-p}^{k=p} a_k^2 \right| \leq \varepsilon, \quad (9)$$

gdzie:

$$\sigma_u^2 = K_u(0) = \frac{1}{\pi} \int_0^{+\infty} S_u(\omega) d\omega.$$

Gaussowskie niezależne liczby przypadkowe γ można obliczać wykorzystując łatwo dostępne w różnych komputerowych językach programowania liczby pseudolosowe R_j o rozkładzie kwadratowym z parametrami: $m_R = 1/2$ i $\sigma_R^2 = 1/12$. Zgodnie z twierdzeniem Lindeberga-Levy'ego przy odpowiednio dużym m można przyjąć:

$$\gamma = \sqrt{12/m} \left(\sum_{j=1}^m R_j - m/2 \right).$$

W praktyce przyjmuje się $m = 5$ lub $m = 12$.

Podobnie jak podano powyżej, na podstawie funkcji $\bar{S}_{\ddot{u}}(\lambda)$ odpowiadającej funkcji przypadkowej $\ddot{u}(s) = u(vt)$, istnieje możliwość bezpośredniego generowania realizacji procesu stochastycznego w dziedzinie drogi s .

Jeżeli w liniowym układzie dynamicznym związek pomiędzy sygnałem wejściowym $x(t)$ i wyjściowym $y(t)$ opisuje przepustowość widmowa $H_{yx}(i\omega)$ wyznaczana z równań różniczkowych, to pomiędzy gęstościami widmowymi tych sygnałów zachodzi zależność:

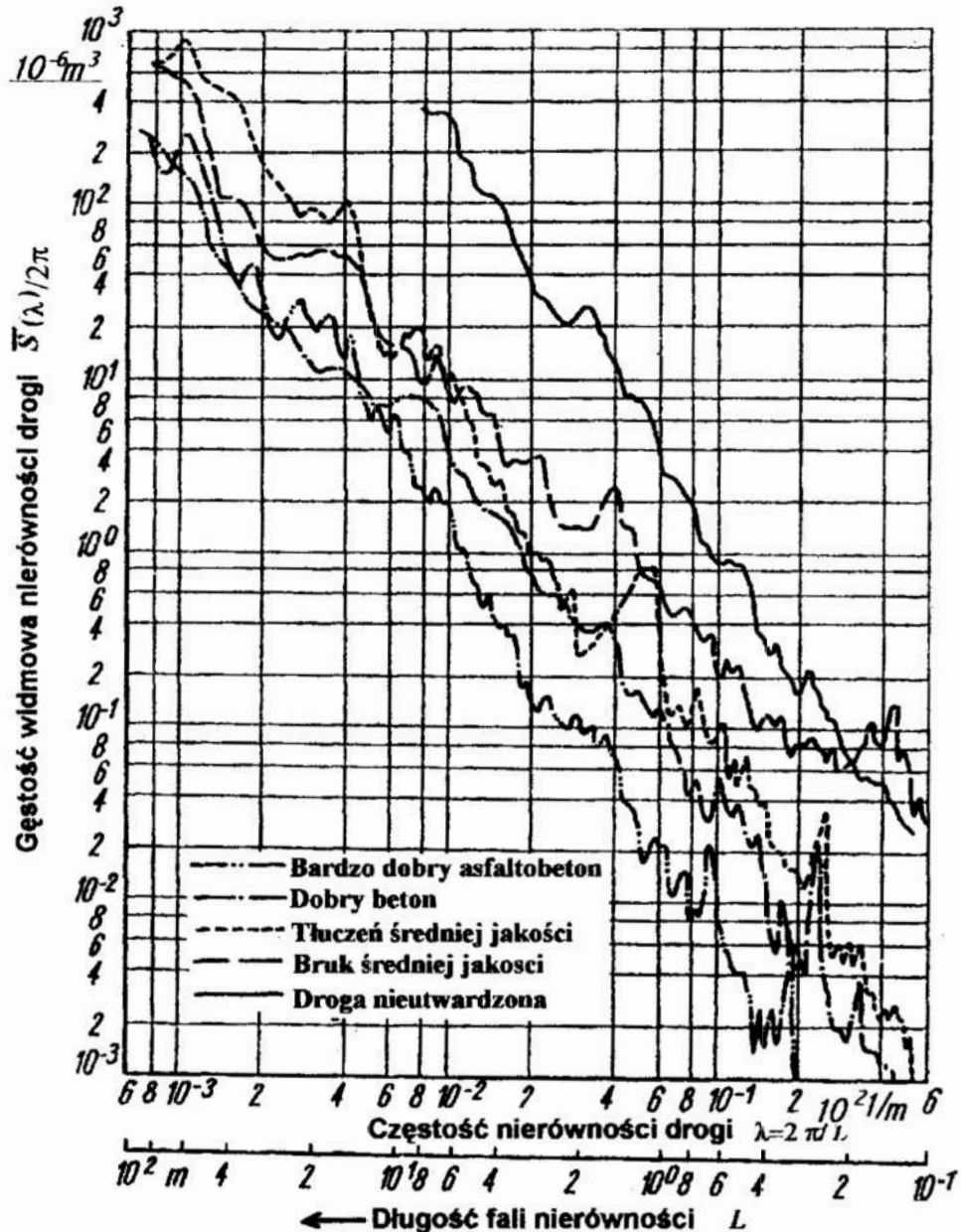
$$S_y(\omega) = |H_{yx}(i\omega)|^2 S_x(\omega).$$

W nieliniowym układzie dynamicznym przepustowość widmowa nie jest określana. Do wyznaczenia zależności pomiędzy sygnałem wejściowym $x(t)$ a wyjściowym $y(t)$

można zastosować całkowanie numeryczne równań różniczkowych układu korzystając z generowanego komputerowo, zgodnie z powyżej opisanym algorytmem, odpowiedniego sygnału $x(t)$ obliczanego z (7) ze współczynnikami (8).

4 Przykłady modelowania nierówności geometrycznych toru i jezdni

W celu zachowania poprawności przyjętej w tym opracowaniu definicji gęstości widmowej, której wykresy dotyczące różnych dróg pokazane są na rysunku 1 [5], w oznaczeniu przy osi rzędnych występuje dzielenie przez 2π .

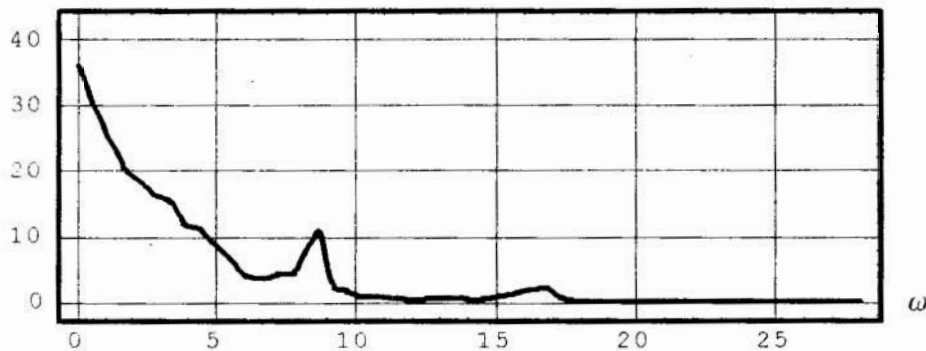
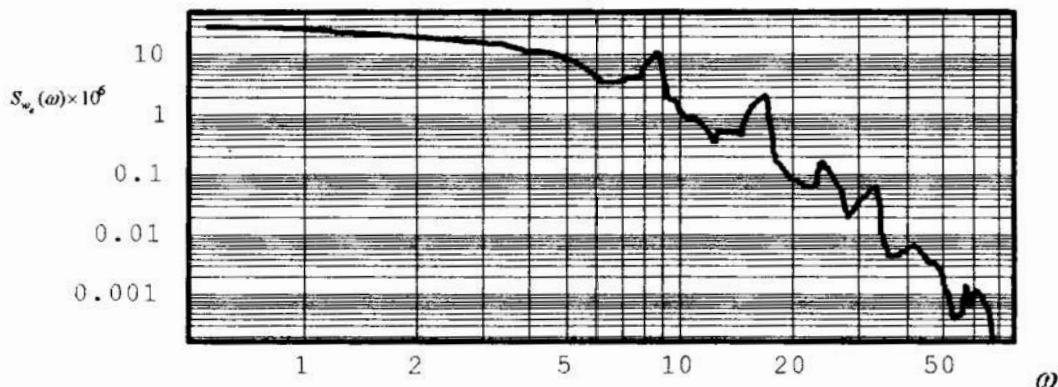


Rys. 1. Wykresy funkcji $\bar{S}_w(\lambda)$ z pomiarów nierówności różnych dróg

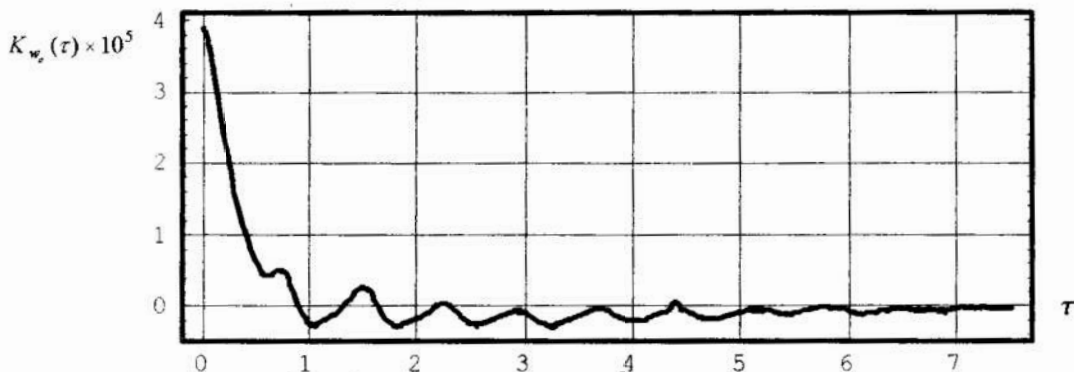
Fig. 1. $\bar{S}_w(\lambda)$ functions plots obtained by measuring of roughness of different roads

W przypadku jezdni skorzystamy z danych dotyczących jezdni asfaltobetonowej i drogi nieutwardzonej. Ze względu na algorytm wyznaczania nierówności drogi, gęstości widmowe dróg: nieutwardzonej i z "bardzo dobrą" nawierzchnią asfaltobetonową – po stabelaryzowaniu – zostały aproksymowane funkcjami sklejanymi.

W przypadku toru kolejowego skorzystamy z wyników badań prowadzonych w ZSRR [8] dotyczących pomiarów zarejestrowanych przy prędkości $v_e = 120$ km/h. Przybliżony wykres funkcji $S_{w_e}(\omega)$ dotyczącej przemieszczeń pionowych wymuszeń pochodzących od toru w podstawowych jednostkach układu SI przedstawiony jest na rysunku 2, a funkcja autokorelacyjna na rysunku 3.



Rys. 2. Gęstość widmowa $S_{w_e}(\omega) \times 10^6$ z pomiarów
Fig. 2. Measured spectral density $S_{w_e}(\omega) \times 10^6$



Rys. 3. Funkcja autokorelacyjna $K_{w_e}(\tau) \times 10^5$ z pomiarów
Fig. 3. Measured autocorrelation function $K_{w_e}(\tau) \times 10^5$

Zgodnie z poprzednimi informacjami, posługując się zależnościami od (3) do (9), na podstawie funkcji gęstości widmowej przyspieszeń przy prędkości v_e możemy wyznaczyć $S_w(\omega)$, a następnie generować odpowiednie realizacje procesu stochastycznego.

W analizie przydatny jest zapis funkcji autokorelacyjnych i funkcji gęstości widmowych przy pomocy wyrażeń algebraicznych. Powinny one przybliżać te funkcje w sposób wystarczający do potrzeb praktycznych. Do takiego opisu wprowadzamy pomocnicze zależności:

$$\bar{K}_0(\delta, \alpha, \beta, \xi) = \delta \exp(-\alpha^2 \xi^2) \cos(\beta \xi), \quad (10)$$

$$\bar{S}_0(\delta, \alpha, \beta, \lambda) = \frac{\delta \sqrt{\pi}}{2\alpha} \left\{ \exp \left[-\left(\frac{\beta - \lambda}{2\alpha} \right)^2 \right] + \exp \left[-\left(\frac{\beta + \lambda}{2\alpha} \right)^2 \right] \right\}, \quad (11)$$

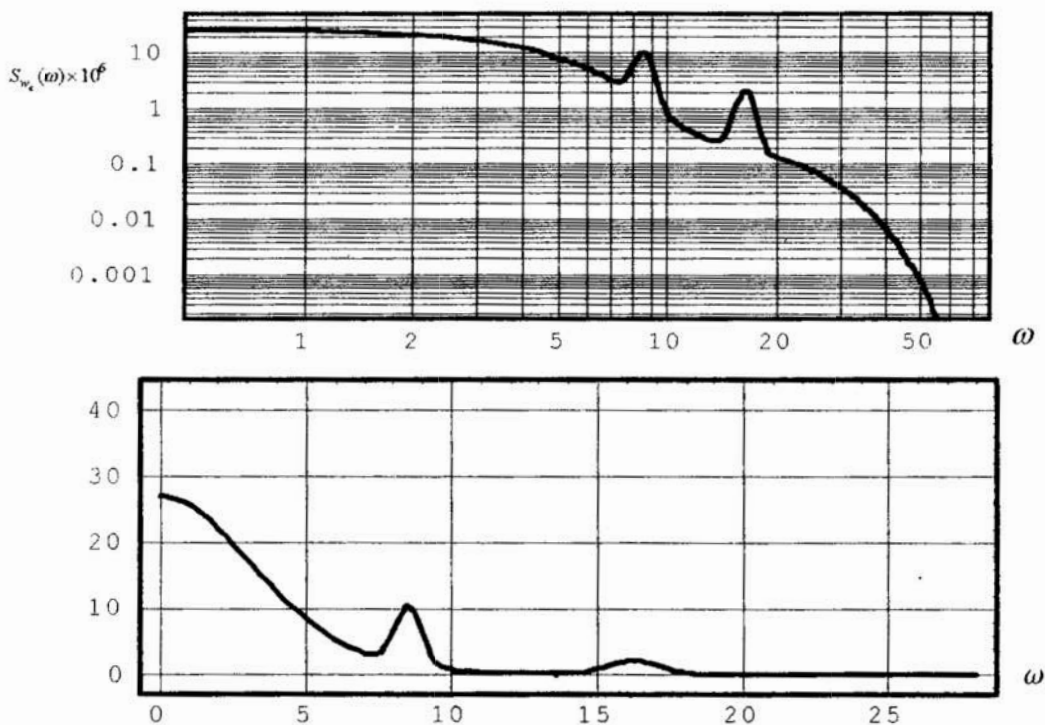
z których druga jest transformatą Fouriera pierwszej, a δ , α i β oznaczają stałe parametry. Funkcję autokorelacyjną oraz stanowiącą jej transformatę Fouriera gęstość widmową przyjmujemy w formie następujących wyrażeń:

$$\bar{K}(\xi) = \sigma^2 \frac{\sum_{j=1}^n \bar{K}_0(\delta_j, \alpha_j, \beta_j, \xi)}{\sum_{j=1}^n \delta_j}, \quad \bar{S}(\lambda) = \sigma^2 \frac{\sum_{j=1}^n \bar{S}_0(\delta_j, \alpha_j, \beta_j, \lambda)}{\sum_{j=1}^n \delta_j}. \quad (12)$$

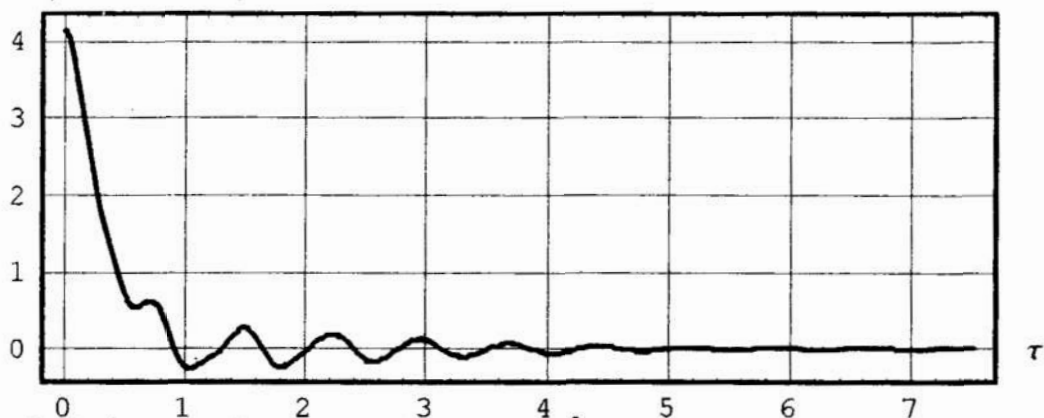
Tak przyjęta funkcja $K(\xi) = \bar{K}(\xi)$ spełnia warunek $\sigma^2 = \bar{K}(0)$. Przy założonej wartości odchylenia standardowego σ parametry aproksymacyjne δ_j , α_j i β_j , $j = 1, 2, \dots, n$, powinny być odpowiednio dobrane. W analizie numerycznej przyjęto $n = 5$, $\sigma = 0.006434$ m i metodą optymalizacyjną wyznaczono wartości parametrów aproksymacyjnych pozwalające na możliwie najlepsze przybliżenie funkcji $S_{w_e}(\omega)$ obliczonej na podstawie przedstawionej na rysunku 2 gęstości widmowej przemieszczeń. Wartości tych parametrów zamieszczamy w tabelicy 1, a wykres odpowiadającej (12) funkcji $S_{w_e}(\omega)$ oraz jej funkcji autokorelacyjnej $K_{w_e}(\tau)$ przedstawiamy na rysunkach 4 i 5.

Tablica 1. Wartości parametrów do funkcji (12)
Table 1. Values of parameters of functions (12)

j	1	2	3	4	5
δ_j	2.5558	-0.34862	0.20239	0.13098	0.081101
α_j	0.07382	0.050859	0.0096758	0.3001	0.017652
β_j	0.023661	0.11364	0.2555	0.00017864	0.48724

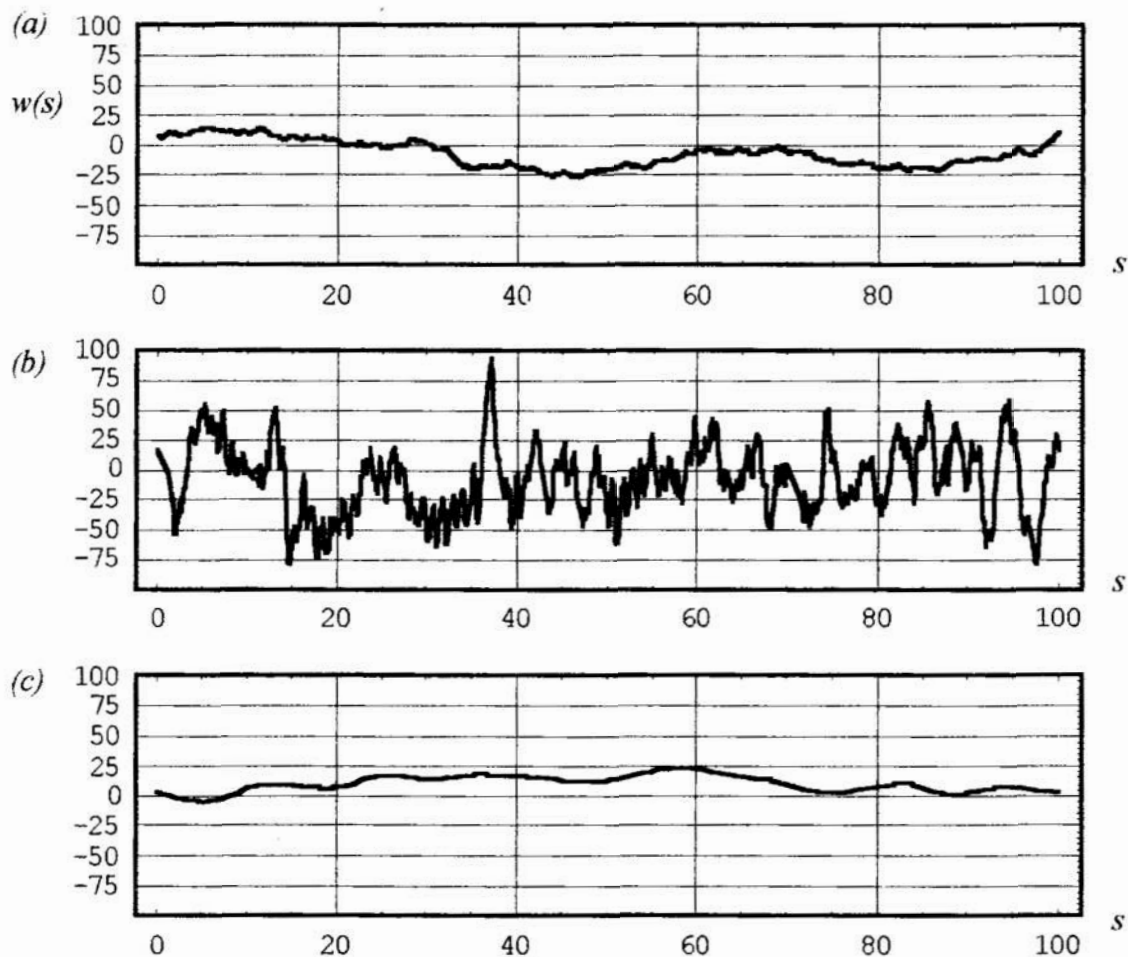


Rys. 4. Gęstość widmowa $S_{w_e}(\omega) \times 10^6$ obliczona ze wzorów aproksymacyjnych
Fig. 4. Spectral density $S_{w_e}(\omega) \times 10^6$ obtained from approximation rule



Rys. 5. Funkcja autokorelacyjna $K_{w_e}(\tau) \times 10^5$ obliczona ze wzorów aproksymacyjnych
 Fig. 5. Autocorrelation function $K_{w_e}(\tau) \times 10^5$ obtained from approximation rules

Na rysunku 6 przedstawiamy kolejno – wygenerowane komputerowo na podstawie odpowiednich gęstości widmowych opisaną w pracy metodą i z założoną w warunku (9) dokładnością $\varepsilon=0.03$ – nierówności $w(s)$ jezdni asfaltobetonowej, drogi nieutwardzonej i toru kolejowego. Przyjęta droga s dotyczy odcinka o długości 100m, a obliczone nierówności w wyrażone są w mm.



Rys. 6. Nierówności $w(s)$ jezdni asfaltobetonowej (a), drogi nieutwardzonej (b) i toru kolejowego (c)
 Fig. 6. Roughness $w(s)$ of the asphalt-concrete pavement (a), of the unhardered road (b) and of the railway trackn (c)

5 Uwagi końcowe

Z przeprowadzonej analizy wynika skuteczność zaproponowanych wzorów od (10) do (12) i algorytmów w zastosowaniu do komputerowego modelowania nierówności dróg pojazdów lądowych. Wzory te i przetestowane algorytmy umożliwiają dokładniejszą analizę drgań układów dynamicznych środków transportu lądowego.

Literatura

1. Bogacz R., Grzyb A., Kumaniecka A.: *Drgania stochastyczne podstawy odbieraka prądu*. XIV Konferencja Naukowa Pojazdy Szynowe 2000: "Pojazdy szynowe na przełomie wieków" Kraków – Arłamów, 9 –13 października 2000, t. 1, 25–32.
2. Grzyb A., Furmanik K.: *Mining Railway Track Simulation. Modelowanie toru kopalnianego*. Mechanizacja i automatyzacja górnictwa, nr 9(280), 72–75, 1993.
3. Jacenko N. N.: *Drgania, wytrzymałość i przyspieszone badania samochodów ciężarowych*, WKŁ, Warszawa 1975.
4. Kamiński E., Pokorski J.: *Dynamika zawiesznień i układów napędowych pojazdów samochodowych*. WKŁ, Warszawa 1983.
5. Mitschke M.: *Dynamika samochodu. Tom 2. Drgania*, WKŁ, Warszawa 1989
6. Piszczek K., Nizioł J.: *Random Vibration of Mechanical Systems*. Ellis Horwood–Chichester 1986.
7. Sołodownikow W. W.: *Dynamika statystyczna liniowych układów sterowania automatycznego*. WTN, Warszawa 1964.
8. Praca zbiorowa pod redakcją Sokołowa S. I.: *Badanie dynamiki i wytrzymałości wagonów pasażerskich*. WNT, Warszawa 1983.
9. Praca zbiorowa pod redakcją Bolotina B. B.: *Vibracii v tehnikе – tom 1. Mašino-stroenie*, Moskva 1978.

Streszczenie

W pracy rozważono problem przypadkowych nierówności geometrycznych torów pojazdów szynowych oraz nawierzchni dróg pojazdów samochodowych. Nierówności modelowane są za pomocą stacjonarnych i ergodycznych procesów przypadkowych. Zaproponowano uogólnione wzory aproksymacyjne na gęstości widmowe tych funkcji, pozwalające na przybliżanie danych pomiarowych, umożliwiające dokładniejszą analizę układów dynamicznych. Przedstawiono algorytm do generowania funkcji opisujących przypadkowe nierówności, szczególnie potrzebne w badaniach układów nieliniowych. Wyniki analizy zilustrowano przykładami.

MODELLING OF THE GEOMETRICAL RANDOM ROUGHNESS IN THE LAND VEHICLES DYNAMICS

Summary

In the present work the problem of the random geometrical roughness of rail – vehicle rail and surfaces of the automotive vehicle road has been considered. Roughness is modelled by means of the stationary and ergodic stochastic processes. General approximation rules for spectral densities of these functions, which allow for experimental data approximation and also for more precise analysis of the dynamical systems is proposed. An algorithm of random roughness generating specially needed for nonlinear systems is presented. The results of the analysis are illustrated on examples.

Praca finansowana z projektu badawczego KBN: 7 T07A 030 16

Referat recenzowany

KOMPUTEROWA ANALIZA DYNAMICZNEJ WRAŻLIWOŚCI KONSTRUKCJI

1 Wstęp

Analiza wrażliwości staje się coraz powszechniejszym narzędziem w projektowaniu złożonych konstrukcji. Celem analizy wrażliwości jest oszacowanie reakcji konstrukcji, opisanej przez funkcjonal układu, na zmianę jej parametrów, zdefiniowanych poprzez wektor zmiennych projektowych. Szukamy więc gradientu wrażliwości, który ma znaczący wpływ na koszt obliczeń optymalizacji i wielu innych zagadnień technicznych [1–7].

Przegląd metodologii wrażliwości znaleźć można w [8–21]. Sformułowania klasyfikuje się w trzech grupach. Pierwsza, stosując kolejne perturbacje zmiennych projektowych, wyznacza gradient wrażliwości różnicami skończonymi. Druga, zwana metodą różniczkowania bezpośredniego (MRB), polega na różniczkowaniu równania stanu względem zmiennych projektowych w celu otrzymania równanie wrażliwości zmiennych stanu. Trzecia jest metodą układu sprzężonego (MUS), bazującą na zdefiniowaniu dodatkowego układu, stąd gradient wrażliwości wyznaczyć można bez wrażliwości zmiennych stanu. Ponieważ technika różnic skończonych ma poważną wadę – zależność dokładności rozwiązań od arbitralnie zadanych perturbacji, bardziej efektywne okazują się techniki ‘analityczne’ MRB i MUS. W odróżnieniu od wrażliwości statycznej, prace dotyczące dynamicznej analizy wrażliwości są jeszcze rzadko spotykane [13,22–25], i w większości poświęcone są zagadnieniom sterowania. Sformułowania dla konstrukcji skoncentrują się na ogół na układach ciągłych; schematy metody elementów skończonych (MES) traktowane są jako ilustracje. Brakuje dyskusji o komputerowych aspektach i kodach numerycznych [6,26–29].

W tej pracy metodologię analizy wrażliwości w nieliniowej dynamice konstrukcji przedstawiono w ujęciu komputerowym. W formalizmie MES gradient funkcjonu układu z więzami określony jest za pomocą zarówno MRB jak i MUS. Ich aspekty numeryczne są przedyskutowane. Wyniki liczbowe wykazują efektywność algorytmów opracowanych i zaimplementowanych w programie MES.

Rozpatrzmy ogólny, czasowo zależny funkcjonal konstrukcji postaci

$$\phi[\mathbf{h}, \mathbf{q}(\tau, \mathbf{h})] = g[\mathbf{h}, \mathbf{q}(T, \mathbf{h}), \dot{\mathbf{q}}(T, \mathbf{h})] + \int_0^T G[\mathbf{h}, \mathbf{q}(\tau, \mathbf{h})] d\tau \quad (1)$$

z więzami na \mathbf{q} opisanymi nieliniowym równaniem ruchu

$$\mathbf{R} = \mathbf{Q}(\tau, \mathbf{h}) - \mathbf{F}[\mathbf{h}, \mathbf{q}(\tau, \mathbf{h})] - [\mathbf{M}(\mathbf{h}) \ddot{\mathbf{q}}(\tau, \mathbf{h}) + \mathbf{C}(\mathbf{h}) \dot{\mathbf{q}}(\tau, \mathbf{h})] = \mathbf{0}, \quad (2)$$

o warunkach początkowych

$$\mathbf{q}(0, \mathbf{h}) = \mathbf{q}^0, \quad \dot{\mathbf{q}}(0, \mathbf{h}) = \dot{\mathbf{q}}^0 \quad (3)$$

gdzie $\mathbf{q} = \{q_\alpha\}$, $\alpha = 1, 2, \dots, N$, jest wektorem przemieszczeń węzłowych układu o N stopniach swobody, $\mathbf{Q} = \{Q_\alpha\}$ i $\mathbf{F} = \{F_\alpha\}$ są odpowiednio wektorami zewnętrznych obciążeń i wewnętrznych sił węzłowych, $\mathbf{M} = [M_{\alpha\beta}]$, $\mathbf{C} = [C_{\alpha\beta}]$ macierzami mas i tłumienia, τ zmienną czasową, $\tau \in [0, T]$ (jawnie zadany czas końcowy T). Ciągłe

*Politechnika Szczecińska, Inst. Inż.Ląd., Al. Piastów 50 Szczecin 70-311, tdhien@man.szczecin.pl

poła projektowe są interpolowane wektorem węzłowych zmiennych projektowych $\mathbf{h} = \{h^e\}$, $e = 1, 2, \dots, D$. Zakładając, że \mathbf{M} , \mathbf{C} i \mathbf{Q} są jawnymi funkcjami od \mathbf{h} , to \mathbf{q} jest niejawną funkcją od \mathbf{h} , \mathbf{F} zaś jawną-niejawną funkcją od \mathbf{h} . Zakładamy ponadto, że ϕ jest różniczkowalne względem \mathbf{h} . Celem analizy jest określenie wrażliwości funkcjonału ϕ na zmianę \mathbf{h} , tj. wyznaczanie gradientu funkcjonału ϕ względem zmiennych h^e .

Dla prostoty prezentacji argumenty funkcji (funkcjonałów) nie będą jawnie opisywane, używamy np. ${}^\tau \mathbf{q}$, ${}^\tau g$ zamiast $\mathbf{q}(\tau, \mathbf{h})$, $g[\mathbf{h}, \mathbf{q}(T, \mathbf{h})]$, $\dot{\mathbf{q}}(T, \mathbf{h})$. Stosowana będzie również konwencja zsumowania po powtarzających się wskaźnikach.

2 Metoda różniczkowania bezpośredniego

Dokonyjemy wariacji funkcjonału (1) względem h^e

$$\delta\phi = \frac{d\phi}{dh^e} \delta h^e, \quad (4)$$

gdzie

$$\frac{d\phi}{dh^e} = \frac{\partial {}^\tau g}{\partial h^e} + \frac{\partial {}^\tau g}{\partial q_\alpha} \frac{d {}^\tau q_\alpha}{dh^e} + \frac{\partial {}^\tau g}{\partial \dot{q}_\alpha} \frac{d {}^\tau \dot{q}_\alpha}{dh^e} + \int_0^T \left(\frac{\partial {}^\tau G}{\partial h^e} + \frac{\partial {}^\tau G}{\partial q_\alpha} \frac{d {}^\tau q_\alpha}{dh^e} \right) d\tau. \quad (5)$$

Wrażliwości przemieszczeń $d {}^\tau q_\alpha / dh^e$ określone są z (2) które, w ramach MES, napisać można w formie przyrostowej dla $\tau = t + \Delta t$

$$M_{\alpha\beta} {}^{t+\Delta t} \ddot{q}_\beta + C_{\alpha\beta} {}^{t-\Delta t} \dot{q}_\beta + K_{\alpha\beta} \Delta q_\beta = {}^{t+\Delta t} Q_\alpha - {}^t F_\alpha, \quad (6)$$

$K_{\alpha\beta}$ zdefiniowana jest zgodnie z przyjętym w modelu algorytmem całkowania. Dla niejawnego algorytmu zakładamy, że $K_{\alpha\beta} \equiv K_{\alpha\beta}[h^e, {}^{t+\Delta t} q_\gamma(h^e)]$. (To założenie można stosować bezpośrednio dla układów niezależnych od historii deformacji, dla zagadnień plastycznych wymaga jednak odpowiedniej interpretacji [33].)

Dokonując wariacji projektowej (2) otrzymamy równanie na wrażliwości przyrostowych przemieszczeń

$$\begin{aligned} M_{\alpha\beta} \frac{d {}^{t+\Delta t} \ddot{q}_\beta}{dh^e} + C_{\alpha\beta} \frac{d {}^{t+\Delta t} \dot{q}_\beta}{dh^e} + \hat{K}_{\alpha\beta} \frac{d {}^{t+\Delta t} q_\beta}{dh^e} \\ = \frac{\partial {}^{t+\Delta t} Q_\alpha}{\partial h^e} - \frac{\partial M_{\alpha\beta}}{\partial h^e} {}^{t+\Delta t} \ddot{q}_\beta - \frac{\partial C_{\alpha\beta}}{\partial h^e} {}^{t+\Delta t} \dot{q}_\beta - \frac{\partial {}^{t+\Delta t} F_\alpha}{\partial h^e}, \end{aligned} \quad (7)$$

lub, zgodnie z (6)

$$\begin{aligned} M_{\alpha\beta} \frac{d {}^{t+\Delta t} \ddot{q}_\beta}{dh^e} + C_{\alpha\beta} \frac{d {}^{t+\Delta t} \dot{q}_\beta}{dh^e} + \hat{K}_{\alpha\beta} \frac{d \Delta q_\beta}{dh^e} \\ = \frac{\partial {}^{t+\Delta t} Q_\alpha}{\partial h^e} - \frac{\partial M_{\alpha\beta}}{\partial h^e} {}^{t+\Delta t} \ddot{q}_\beta - \frac{\partial C_{\alpha\beta}}{\partial h^e} {}^{t+\Delta t} \dot{q}_\beta - \frac{\partial {}^{t+\Delta t} F_\alpha}{\partial h^e} - \hat{K}_{\alpha\beta} \frac{d {}^t q_\beta}{dh^e}, \end{aligned} \quad (8)$$

gdzie $\hat{K}_{\alpha\beta}$ jest konsyistentną (z algorytmem całkowania) macierzą sztywności, [31,32]

$$\hat{K}_{\alpha\beta} = K_{\alpha\beta} + \frac{\partial K_{\alpha\gamma}}{\partial q_\beta} \Delta q_\gamma \quad (9)$$

oraz

$$\frac{\partial {}^{t+\Delta t} F_\alpha}{\partial h^e} = \frac{\partial {}^t F_\alpha}{\partial h^e} + \frac{\partial K_{\alpha\beta}}{\partial h^e} \Delta q_\beta. \quad (10)$$

Ponieważ w (6) i (8) występuje ten sam operator różniczkowy, stosując wybrany schemat całkowania można najpierw rozwiązać (iteracyjnie lub nie) nieliniowe równanie (6) dla Δq_α (tzn. dla ${}^{t+\Delta t}q_\alpha = {}^tq_\alpha + \Delta q_\alpha$) i następnie, 'równolegle' rozwiązać (już bez iteracji) liniowe równanie (8) dla $d\Delta q_\alpha/dh^e$ (tzn. dla $d{}^{t+\Delta t}q_\alpha/dh^e = d{}^tq_\alpha/dh^e + d\Delta q_\alpha/dh^e$). Ostatnie równanie całkowane jest z jednorodnymi warunkami początkowymi. Mając te dwa rozwiązania, wrażliwości $d\phi/dh^e$ otrzymać można z (5). Należy zwrócić uwagę na to, że założenie warunków początkowych (3) na q_α i \dot{q}_α niezależnie od h^e nie jest uproszczone: dowolne, niejednorodne równania różniczkowe przekształcić można w jednorodny układ za pomocą podstawienia nowej zmiennej oraz liniowego rozwiązania szczególnego, [13,28].

3 Metoda układu sprzężonego

Zgodnie z wariacyjną zasadą wrażliwości zaproponowaną w [30], definiujemy funkcjonal

$$\mathcal{L}[\mathbf{h}, \mathbf{q}(\tau, \mathbf{h}), \boldsymbol{\lambda}(\tau, \mathbf{h})] = \phi[\mathbf{h}, \mathbf{q}] + \int_0^T (\boldsymbol{\lambda} \cdot \mathbf{R}[\mathbf{h}, \mathbf{q}]) d\tau, \quad (11)$$

gdzie $\boldsymbol{\lambda} = \{\lambda_\alpha\}$, $\alpha = 1, 2, \dots, N$, jest dowolnym, kinematycznie dopuszczalnym wektorem przemieszczeń sprzężonych. Zakładamy, że $\boldsymbol{\lambda}$ jest określony tak, aby \mathcal{L} był stacjonarny względem $\delta\mathbf{q}$, tzn.

$$\delta\mathcal{L} = \frac{\partial\mathcal{L}}{\partial\mathbf{q}} \delta\mathbf{q} = 0. \quad (12)$$

Przy tych założeniach udowodnimy

$$\delta\phi = \frac{\partial\mathcal{L}}{\partial\mathbf{h}} \delta\mathbf{h}. \quad (13)$$

Najpierw zauważmy, że

$$\delta\mathcal{L} = \delta\phi + \int_0^T (\delta\boldsymbol{\lambda} \cdot \mathbf{R} + \boldsymbol{\lambda} \cdot \delta\mathbf{R}) d\tau. \quad (14)$$

Traktując wektor $\delta\boldsymbol{\lambda}$ jako kinematycznie dopuszczalny, drugi człon po prawej stronie tego równania znika; znika również trzeci człon: warunek równowagi spełniony jest zarówno dla stanu pierwotnego jak i perturbowanego. Równanie (14) jest więc zredukowane do

$$\delta\mathcal{L} = \delta\phi. \quad (15)$$

Z drugiej strony, biorąc pod uwagę warunek stacjonarny (12) mamy

$$\delta\mathcal{L} = \frac{\partial\mathcal{L}}{\partial\mathbf{h}} \delta\mathbf{h}. \quad (16)$$

Równanie (16), wraz z (15) udowadnia (13). Jest to podstawowa zależność sprzężonej analizy wrażliwości.

Stosując twierdzenie wariacyjne (13), napiszemy gradient wrażliwości dynamicznej jako

$$\delta\phi = \frac{\partial\phi}{\partial\mathbf{h}} \delta\mathbf{h} + \int_0^T \tau_{\lambda_\alpha} \frac{\partial {}^tR_\alpha}{\partial\mathbf{h}} \delta\mathbf{h} d\tau, \quad (17)$$

lub, względem współczynników tego gradientu, por. (2) i (6)

$$\frac{d\phi}{dh^e} = \frac{\partial {}^T g}{\partial h^e} + \int_0^T \left\{ \frac{\partial {}^T G}{\partial h^e} + {}^T \lambda_\alpha \left[\frac{\partial {}^T Q_\alpha}{\partial h^e} - \frac{\partial {}^T F_\alpha}{\partial h^e} - \left(\frac{\partial M_{\alpha\beta}}{\partial h^e} {}^T \ddot{q}_\beta + \frac{\partial C_{\alpha\beta}}{\partial h^e} {}^T \dot{q}_\beta \right) \right] \right\} d\tau. \quad (18)$$

Równanie na λ_α formowane jest w na podstawie stacjonarności \mathcal{L} względem $\delta \mathbf{q}$. Dokonując wariacji (11) względem $\delta \mathbf{q}$, przez całkowanie przez części członów bezwładności i tłumienia otrzymujemy

$$\begin{aligned} \frac{\partial \mathcal{L}}{\partial q_\alpha} \delta q_\alpha &= \left(\frac{\partial {}^T g}{\partial q_\alpha} + M_{\alpha\beta} {}^T \ddot{\lambda}_\beta - C_{\alpha\beta} {}^T \dot{\lambda}_\beta \right) \delta {}^T q_\alpha + \left(\frac{\partial {}^T g}{\partial \dot{q}_\alpha} - M_{\alpha\beta} {}^T \dot{\lambda}_\beta \right) \delta {}^T \dot{q}_\alpha \\ &+ \int_0^T \left[\frac{\partial {}^T G}{\partial q_\alpha} - (M_{\alpha\beta} {}^T \ddot{\lambda}_\beta - C_{\alpha\beta} {}^T \dot{\lambda}_\beta + {}^T K_{\alpha\beta} {}^T \lambda_\beta) \right] \delta {}^T q_\alpha d\tau = 0. \quad (19) \end{aligned}$$

Stąd wynika równanie sprzężone

$$M_{\alpha\beta} {}^{t+\Delta t} \ddot{\lambda}_\beta - C_{\alpha\beta} {}^{t+\Delta t} \dot{\lambda}_\beta + {}^{t+\Delta t} K_{\alpha\beta} {}^{t+\Delta t} \lambda_\beta = \frac{\partial {}^{t+\Delta t} G}{\partial q_\alpha} \quad (20)$$

oraz warunki końcowe dla $\tau = T$ (wariacyjnie – naturalne warunki brzegowe)

$${}^T \lambda_\alpha = M_{\alpha\beta}^{-1} \frac{\partial {}^T g}{\partial \dot{q}_\beta}, \quad {}^T \dot{\lambda}_\alpha = M_{\alpha\beta}^{-1} \left(C_{\beta\gamma} {}^T q_\gamma^{(a)} - \frac{\partial {}^T g}{\partial q_\beta} \right). \quad (21)$$

Całkowanie pierwotnego problemu początkowego (2), (3) dla $q_\alpha(\tau)$ oraz sprzężonego problemu końcowego (20), (21) dla $\lambda_\alpha(\tau)$ (ten ostatni zastąpić można problemem początkowym o tym samym operatorze różniczkowym jak w równ. (2) poprzez wsteczną zmienną czasową $\tau' = T - \tau$, [13,20,27–29]) umożliwia wyznaczenie gradientu wrażliwości (18) bez potrzeby określenia wrażliwości przemieszczeń. Dodajmy, że ten sam wynik można otrzymać stosując operator splotu Gurtina oraz wsteczną zmienną czasową τ' , por. [21,22,25].

4 Aspekty komputerowe

Różnice pomiędzy MRB i MUS są następujące: (i) liczba dodatkowych równań w MRB jest liczbą zmiennych projektowych, w MUS zaś liczbą funkcjonałów, (ii) MRB umożliwia jednoczesne rozwiązanie układów równań pierwotnych i dodatkowych na każdym kroku, MUS wymaga całkowania do przodu od $\tau = 0$ do $\tau = T$ układu pierwotnego i następnie wstecznego całkowania od T do 0 układu sprzężonego, ponieważ sztywność układu się zmienia. (Dla zagadnień liniowych macierz układu jest stała, można zatem całkować jednocześnie układy pierwotny i sprzężony używając wstecznej zmiennej czasowej oraz postawienia zmiennych niezależnych.) Poza tym, w MUS trudno ocenić błędy spowodowane i akumulowane przez całkowanie numeryczne w czasie końcowym T , od którego całkowanie wsteczne się rozpoczyna.

Efektywność analizy wrażliwości zależy w znacznym stopniu od sposobu wyznaczania $\partial F_\alpha / \partial h^e$ (pozostałe człony są łatwo określone po rozwiązaniu zagadnienia przyrostowego dla ${}^{t+\Delta t} q_\alpha$). Jest to proste dla układów niezależnych od procesu deformacji (np. duże przemieszczenie sprężyste), gdzie można określić sieciowe moduły konstytutywne. Dla układów zależnych od procesu deformacji musimy stosować (10), gdzie styczna macierz konstytutywna C_{ijkl} jest funkcją naprężeń, zmiennych wewnętrznych, itp., których

wariacje projektowe określone są poprzez wrażliwości przemieszczeń. Są to proste (aczkolwiek kosztowne) operacje tylko dla MRB, ale nie dla MUS (nie ma wrażliwości przemieszczeń w tym sformułowaniu). Stosowanie MUS dla tej klasy zagadnień nie jest więc efektywne.

W analizie wrażliwości dynamicznej kosztowne jest przechowanie na każdym kroku całkowania informacji dotyczących pochodnych projektowych. W praktyce komputerowej jednak, zwłaszcza dla konstrukcji wiotkich, liczba niezerowych składowych macierzy jest mała, ponieważ każda zmienna projektowa na ogół związana jest tylko z niektórymi składowymi przemieszczeń. W rezultacie, większość składowych macierzy pochodnych jest zerowa; i składowe te obliczać można na poziomie elementu skończonego.

5 Przykład liczbowy

Rozpatrujemy czasę kulistą utwierdzoną na brzegu. Dane są: promień $r = 4.76$, wysokość $H = 0.0859$ (kął zwarty $2\theta = 21.8^\circ$), grubość $h = 0.01576$; moduł Younga $E = 1 \times 10^7$, liczbę Poissona $\nu = 0.3$, gęstość masy $\rho = 2.45 \times 10^{-4}$, plastyczne naprężenie początkowe $\sigma_y^0 = 4 \times 10^4$, moduł plastyczności $E_t = 2 \times 10^5$ (wzmocnienie izotropowe), na wierzchołku działa skupiona siła, która jest (1) czasową funkcją typu Heaviside'a $Q(\tau) = 2$ dla dynamicznej analizy wrażliwości i, w celu porównania wyników, (2) wzrasta stopniowo od 0 do 2 w przypadku wrażliwości statycznej.

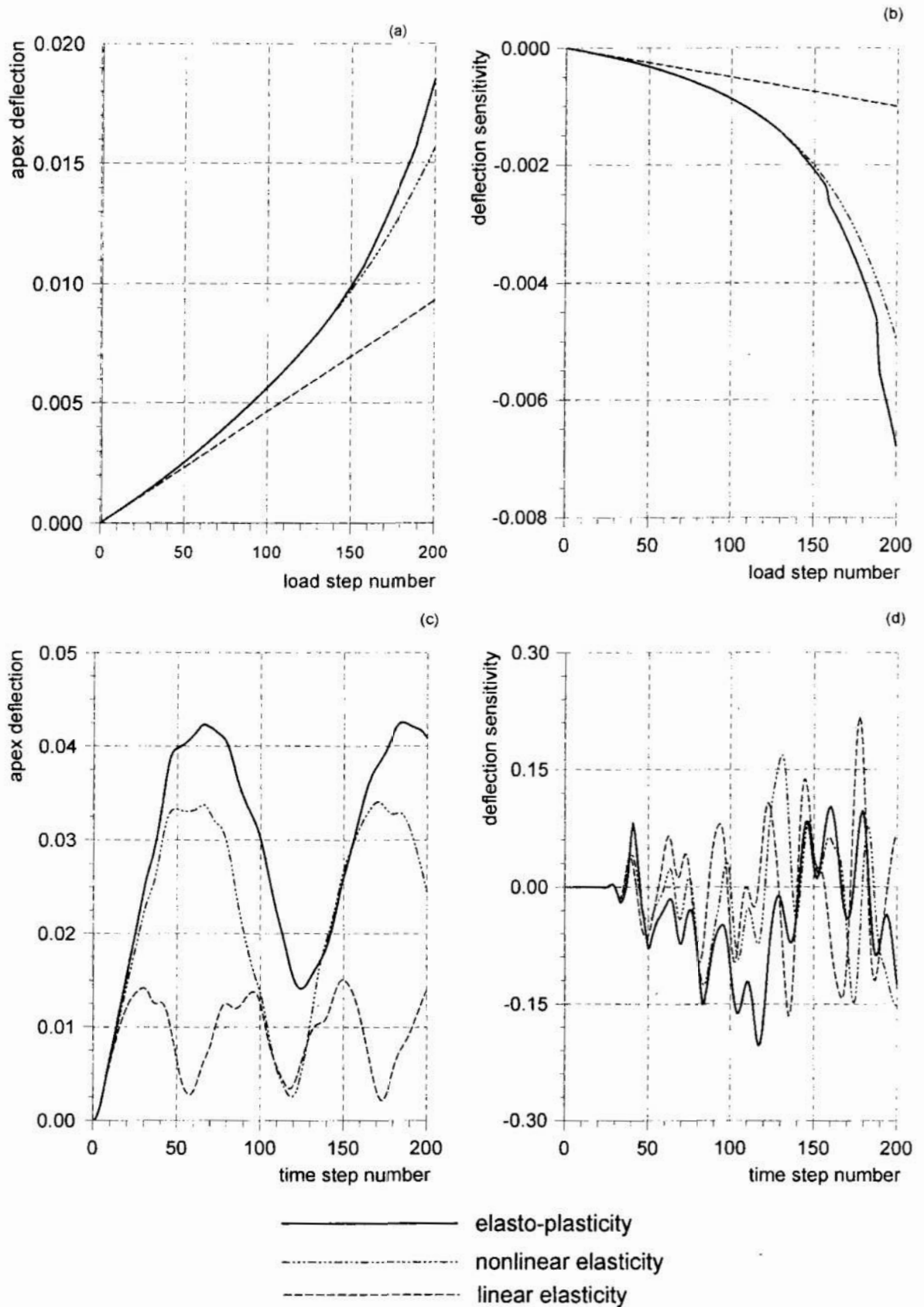
Celem analizy jest określenie wrażliwości pionowego przemieszczenia $q(\tau)$ na wierzchołku w przedziale $\tau = [0, T]$, $T = 4 \times 10^{-4}$, na zmianę grubości h na utwierdzonym brzegu. W analizie zastosowano metodę różniczkowania bezpośredniego. Model obliczeniowy MES: 20 8-węzłowych elementów skończonych, 197 stopni swobody, metoda całkowania krok-po-kroku Wilson- ϑ ($\vartheta = 1.4$, 200 kroków czasowych z $\Delta t = 2 \times 10^{-6}$) z iteracjami Newton-Raphsona na każdym kroku. Wyniki pokazano na rys. 1 dla trzech modeli: (i) liniowa sprężystość, (ii) nieliniowa sprężystość (duże odkształcenia) i (iii) sprężysto-plastyczność z dużymi odkształceniami. W przeciwieństwie do statycznej analizy tego samego układu, w której wartości współczynników gradientu wrażliwości są zawsze ujemne, rys. 1(a,b), w analizie dynamicznej w pewnym zakresie czasowym występują wartości dodatnie (przemieszczenie wzrasta przy powiększeniu grubości czaszy na jej brzegu!), rysunek 1(c,d).

5 Uwagi końcowe

- Pomijając człon bezwładności w wariacyjnych równaniach, sformułowanie MRB i MUS stosować można do analizy wrażliwości statyki konstrukcji. Umożliwia to unifikację wersji statycznej i dynamicznej analizy wrażliwości w jednym pakiecie programu komputerowego.
- Przedstawione powyżej bezpośrednie i sprzężone sformułowanie jest dla dynamicznej wrażliwości w całym przedziale czasowym $[0, T]$. Sformułowanie to stosować można do określenia gradientu wrażliwości w dowolnej chwili (w punkcie krytycznym) $\tau \in [0, \infty]$. Funkcjonał (1) zdefiniować można np. w postaci

$$\phi[t] = \int_0^t \bar{G}[\mathbf{h}, \mathbf{q}(\tau, \mathbf{h})] \delta(t - \tau) d\tau, \quad t \in [0, \infty), \quad (22)$$

gdzie $\delta(\tau)$ jest dystrybucją Diraca, t czasem krytycznym. Prowadzi to do zagadnienia układu obciążeniem impulsowym lub wymuszonego prędkością początkową [27–29].



Rysunek 1. Czasa kulista. Zmiana przemieszczenia przy zmianie grubości.
 Figure 1. Spherical shell. Change of deflection to thickness variation.

Literatura

1. Vanderplaats G.N.: *Numerical Optimization Techniques for Engineering Design— With Applications*. McGraw-Hill 1984.
2. Raju K.K., Rao G.U., Venugopal N.: *Use of design sensitivity coefficients for prediction of structural behaviour after design modification*. *Comput. Struct.* **33** (1989) 1329–1341.
3. Glanigan C.C.: *Test/Analysis correlation of the STS CENTAUR Using design sensitivity and optimization methods*. Proc. 5-th Int. Modal Analysis Conf. Union College Schenectady (1987) 99–107.
4. Dems K, Mróz Z.: *Variational approach by means of adjoint systems to structural optimization and sensitivity analysis. I. Variation of material parameters within a fixed domain*. *Solids Struct.* **19** (1983) 677–692.
5. Dems K, Mróz Z.: *Variational approach by means of adjoint systems to structural optimization and sensitivity analysis. II. Structure shape variation*. *Solids Struct.* **20** (1984) 527–552.
6. Dems K, Mróz Z.: *Variational approach to sensitivity analysis in thermoelasticity*. *J. Thermal Stresses* **10** (1987) 283–306.
7. Meric R.A.: *Material and load optimization of thermoelastic solids. Part I: Sensitivity analysis*. *J. Thermal Stresses* **9** (1986) 359–372.
8. Frank P.M.: *Introduction to System Sensitivity Theory*. Academic Press 1978.
9. Zienkiewicz O.C., Campbell J.S.: *Shape optimization and sequential linear programming*. In: GALLAGHER, R.H., ZIENKIEWICZ, O.C. (eds.): *Optimum Structural Design*. Wiley 1973.
10. Haug E.J., Arora J.S.: *Applied Optimal Design*. Wiley 1979.
11. Haug E.J.: *A review of distributed parameter structural optimization literature*. In: HAUG E.J, CEA, J. (eds.): *Optimization of Distributed Parameter Structures*. Sijthoff- Nordhoff, Alphen aan den Rijn 1981.
12. Ryu Y.S., Haririan M, Wu C.C., Arora, J.S.: *lit Structural design sensitivity analysis of nonlinear response*. *Comput. Struct.* **21** (1985) 245–255.
13. Haug E.J., Choi, K.K., Komkov V.: *Design Sensitivity Analysis of Structural Systems. Series in Math. Sci. Eng.*. Academic Press 1986.
14. Adelman H.M., Haftka R.T.: *lit Sensitivity analysis of discrete structural systems*. *AIAA J.* **24** (1986) 823–832.
15. Haftka R.T., Mróz Z.: *First- and second-order sensitivity analysis of linear and nonlinear structures*. *AIAA J.* **24** (1986) 1187–1192.
16. Kleiber M: *Natural language estimates of nonlinear response structural sensitivity*. *Comput. Mech.* **4** (1989) 373–385.
17. Hisada T, Noguchi H.: *Development of a nonlinear stochastic FEM and its application*. Proc. 5th Int. Conf. on Struct. Safety and Reliability, ICOSSAR, San Francisco (1989) 1097–1104.
18. Tsay J.J., Arora J.S.: *Nonlinear structural design sensitivity analysis for path dependent problems. Part I: general theory*. *Comput. Methods Appl. Mech. Engrg.* **81** 183–208 (1990).
19. Arora J.S., Cardoso J.E.B.: *lit A design sensitivity analysis principle and its implementation into ADINA*. *Comput. Struct.* **32** (1989) 691–705.
20. Haririan M., Cardoso J.B., Arora J.S.: *Use of ADINA for design optimization of nonlinear structures*. *Comput. Struct.* **26** (1987) 123–133.

21. Tortorelli D.A., Haber R.B., Lu S.C.-Y: *Adjoint sensitivity analysis for nonlinear dynamic thermoelastic systems*. AIAA J. **29** (1991) 253–263.
22. Tortorelli D.A., Lu S.C.-Y: *Design sensitivity for elastodynamic systems*. Mech. Struct. Mach. **18** (1990).
23. Hsieh. C.C., Arora J.S.: *Design sensitivity analysis and optimization of dynamic response*. Comput. Methods Appl. Mech. Engrg. **43** (1984) 195–219.
24. Hsieh. C.C., Arora J.S.: *Structural design sensitivity analysis with general boundary conditions: dynamic problems*. Int. j. numer. methods eng. **21** (1985) 267–283.
25. Tortorelli D.A., Haber R.B., Lu S.C.-Y: *Design sensitivity analysis for nonlinear transient thermal systems*. Comput. Methods Appl. Mech. Engrg. **75** (1990) 61–78.
26. Green W.H., Haftka R.T.: *Computational aspects of sensitivity calculations in transient structural analysis*. Comput. Struct. **32** (1989) 433–443.
27. Hien T.D., Kleiber M: *Computational aspects in structural design sensitivity analysis for statics and dynamics*. Comput. Struct. **33** (1989) 939–950.
28. Hien T.D., Kleiber M: *Stochastic design sensitivity in structural dynamics*. Int. j. numer. methods eng. **32** (1991) 1247–1265.
29. Kleiber M, Hien T.D.: *Stochastic Finite Element Method*. Wiley 1992.
30. Arora J.S., Cardoso J.B.: *Variational principle for shape sensitivity analysis*. AIAA J. **30** (1992) 538–547.
31. Simo J.C., Taylor R.L.: *Consistent tangent operator for rateindependent elastoplasticity*. Comput. Methods Appl. Mech. Engrg. **48** (1985) 101–118.
32. Kleiber M.: *Computational coupled nonassociative thermoplasticity*. Comput. Methods Appl. Mech. Engrg. **90** (1991) 943–967.
33. Kleiber M.: *Shape and nonshape structural sensitivity analysis for problems with any material and kinematic nonlinearity*. Comput. Methods Appl. Mech. Engrg., **108**, 73–97, 1993.

Streszczenie

W pracy przedstawiono sformułowanie metody elementów skończonych (MES) dla zagadnienia wrażliwości nieliniowych konstrukcji poddanych dynamicznym obciążeniom. Funkcjonały układu zdefiniować można w całym przedziale czasowym lub w dowolnej chwili (w punkcie krytycznym), zmienne projektowe zaś jako parametry geometryczne, materiałowe i obciążeniowe układu. Opisano formalizm metody różniczkowania bezpośredniego i metody układu sprzężonego. Komputerowe aspekty obu metod są przedyskutowane i porównane. Numeryczne wyniki ilustrują pracę.

COMPUTATIONAL ANALYSIS OF STRUCTURAL DYNAMIC SENSITIVITY

Summary

Summary: A finite element formulation is introduced for sensitivity analysis of non-linear structures subject to dynamic excitations. Response functionals may be defined over a time interval or taken at a specific (critical) time instant, while design variables are assumed as structural geometry, material and loading parameters. The formalism of the direct differentiation method and adjoint system method are employed. Computational aspects of both the procedures are discussed and compared. Numerical algorithms have been shown to be useful and cost-effective and readily implemented in existing finite element codes. Numerical results illustrate the paper.

Referat recenzowany

ELICITING INFORMATION ON EFFICIENT OUTCOMES PRIOR TO EXPLICITLY IDENTIFYING THEM

1. Introduction

Among many approaches proposed to solve decision problems under multiple criteria the only one which can be tagged as practical is interactive approach. This is because in general there is no method to provide (elicit from decision makers) a preference structure which would aggregate criteria into a value function. A value function is necessary to derive a decision which is optimal under multiple criteria by an optimization process.

In contrast, when solving Multiple Criteria Decision Making (MCDM) problems interactively the search for the most preferred decision is organized in a form of a structured "walk" between *efficient* decisions. At each efficient decision the Decision Maker (DM), on the base of the problem underlying mathematical model and his knowledge acquired as he "walks", expresses his partial preferences and then, according to those preferences, is directed to the next decision. The process reiterates. Successive decisions are identified using the underlying, usually computer based, mathematical model. On the other hand, DM's preferences remain unstructured (unreveiled) and, as shown by evidences, this well corresponds to DM unwillingness and/or inability to structure them.

In this note we restrict our attention to interactive MCDM approach. We assume that DM's partial preferences are expressed in the form of relations between *weights*. A weighting vector selected from a subset of preferred weights yields a preferred decision, i.e. this decision can be explicitly identified by a suitable optimization process.

Optimization in large-scale and/or in nonlinear problems can be computer intensive and therefore time consuming and eventually costly. Recently a number of results has been derived by which it is possible to assess properties of decisions prior to explicitly identifying them. In such assessments weights are parameters.

* *Systems Research Institute, Polish Academy of Sciences, ul. Newelska 6, 01-447 Warszawa, Poland, ignacy.kaliszewski@ibspan.waw.pl .*

The purpose of this short note is to present the most representative results on decision assessments. In Section 2 we introduce necessary preliminaries. In Section 3 we present assessment results with respect to *values of criteria* and in Section 4 with respect to *trade-offs*. Some concluding remarks and references to other related works are given in Section 5.

2. Preliminaries

The underlying model of MCDM problems we shall refer to in the paper is as follows:

$$\text{"max"} f(x) \text{ s.t. } x \in X_0 \subseteq X, \quad (1)$$

where $f : X \rightarrow R^k$, $k \geq 2$, $f = (f_1, f_2, \dots, f_k)$, is a vector of criteria $f_i : X \rightarrow R$, X_0 is the set of feasible decisions (solutions), and "max" stands for what we without loss of generality assume: all the criteria are of the type "the more the better".

Below we shall be dealing mostly with elements $f(x)$ of the set $f(X_0)$ and for the sake of the notational simplicity we shall use the notation $y = f(x)$ and $f(X_0) = Z$. Elements of the set Z we shall call *outcomes*. Under this convention, for a given feasible decision x , $y_i = f_i(x)$ is the value of the i -th component of the outcome $y = f(x)$.

Let $\bar{y} \in Z$. The following are commonly accepted definitions of efficiency.

The outcome $\bar{y} \in Z$ is:

weakly efficient if there is no y , $y \in Z$, such that $y_i > \bar{y}_i$, $i = 1, \dots, k$,

efficient if $y_i \geq \bar{y}_i$, $i = 1, \dots, k$, $y \in Z$, implies $y = \bar{y}$,

properly efficient (Geoffrion, 1968) if it is efficient and there exists a finite number $M > 0$ such that for each i we have

$$\frac{y_i - \bar{y}_i}{\bar{y}_j - y_j} \leq M$$

for some j such that $y_j < \bar{y}_j$, whenever $y \in Z$ and $y_i > \bar{y}_i$.

Let $\bar{y} \in Z$, $Z \subseteq R^k$. For $i = 1, \dots, k$, we denote:

$$Z_i^<(\bar{y}) = \{y \in Z \mid y_i < \bar{y}_i, y_l \geq \bar{y}_l, l = 1, \dots, k, l \neq i\}.$$

The notion of *trade-off* has been known since beginning of mathematical programming, i.e. since early fifties. The lack of effective and general methods to calculate trade-off values hampered the use of this notion in MCDM. Only recently methods to assess trade-off values have been proposed, causing a revival of interest in trade-offs.

Definition 1 (Wierzbicki, 1990, Kaliszewski, 1994) Let $\bar{y} \in Z$. **Trade-off** $T_{ij}^G(\bar{y})$ involving components i and j , $i, j = 1, \dots, k$, $i \neq j$, of \bar{y} is defined as

$$\sup_{y \in Z_j^<(\bar{y})} \frac{y_i - \bar{y}_i}{\bar{y}_j - y_j}.$$

By convention, if $Z_j^<(\bar{y}) = \emptyset$, then $T_{ij}^G(\bar{y}) = -\infty$, $i = 1, \dots, k$, $i \neq j$.

3. Bounds on Efficient Outcomes

A prerequisite of any interactive MCDM algorithm is to enclose the set of all efficient outcomes by a rectangle, i.e. to derive \bar{L}_i , \bar{U}_i , $i = 1, \dots, k$, such that

$$\bar{L}_i \leq y_i \leq \bar{U}_i, \quad i = 1, \dots, k, \quad y - \text{any efficient outcome of } Z.$$

Tight upper bounds \bar{U}_i are given in a straightforward manner by

$$\bar{U}_i = \bar{y}_i = \max_{x \in X_0} f_i(x) = \max_{y \in Z} y_i, \quad i = 1, \dots, k.$$

Deriving tight lower bounds requires complex computations (cf. e.g. Korhonen et al., 1997). It is common to use y_i^p as an approximation of \bar{L}_i , where y_i^p are given by

$$y_i^p = \min_{j \in \{1, \dots, k\}} f_i(\tilde{x}^j), \quad i = 1, \dots, k,$$

and

$$\tilde{x}^j = \arg \max_{x \in X_0} f_j(x),$$

but, as observed by Weistroffer (1985), the relation

$$y_i^p \leq y_i, \quad i = 1, \dots, k, \quad y - \text{any efficient outcome of } Z,$$

is not, in general, valid.

The above bounds \bar{L}_i and \bar{U}_i are static, i.e. they do not change as an interactive decision making process progresses and more outcomes become explicitly identified. Below we propose a bounding technique which, taking advantage of those outcomes, provides dynamic bounds for individual efficient outcomes with the ability to improve in course of the decision making process. Individual efficient outcomes are identified, either explicitly or implicitly by weighting coefficients.

The fact that a weakly efficient element of Z can be derived by solving

$$\min_{y \in Z} \max_i \lambda_i (y_i^* - y_i) \quad \text{for some } \lambda > 0, \quad (2)$$

where $y_i^* = \bar{y}_i + \epsilon$, ϵ - any positive number, belongs to the folklore of MCDM (cf. e.g. Bowman, 1973).

Let $y^w(\lambda)$ denote a weakly efficient outcome which solves (2) for some $\lambda > 0$.

With a set of outcomes S , $S \subseteq Z$, we have (Kaliszewski, 2000b)

$$y^w(\lambda)_i \geq L^{GEN}(S, \lambda)_i = y_i^* - \lambda_i^{-1} \max_{y \in S} \{\max_l \lambda_l (y_l^* - y_l)\}, \quad i = 1, \dots, k. \quad (3)$$

Let S'' be a subset of weakly efficient outcomes. Let us take any $\lambda > 0$ such that $\lambda_i \neq (y_i^* - y_i)^{-1}$ for at least one $i = 1, \dots, k$, for all $y \in S''$. An

upper bound for $y^w(\lambda)$ can be found by the following three-step algorithm (Kaliszewski, 2000b):

- 1) for each outcome y in S'' a point is found at which the ray $y^* - \gamma t$, where $\gamma_i = \lambda_i^{-1}$ and $t \geq 0$, intercepts the boundary of $\{y\} + R_+^k$, where R_+^k is the nonnegative orthant of R^k , i.e. $R_+^k = \{y \mid y_i \geq 0, i = 1, \dots, k\}$,
- 2) a point \bar{y} is found at which the ray $y^* - \gamma t$ intercepts the boundary of $\cup_{y \in S''} (\{y\} + R_+^k)$,
- 3) $[y(\lambda)]$ is calculated, where $[y(\lambda)]$ be a point such that $\|[y(\lambda)] - \bar{y}\|$ is maximal over all points which satisfy:

- a) $y \in \{\bar{y}\} + R_+^k$,
- b) $y \notin \cup_{y \in S''} (\text{int}(\{y\} + R_+^k))$,
- c) $y \leq \bar{y}$,

(i.e. y belongs to boundary of $\{ \cup_{y \in S''} (\{y\} + R_+^k) \cup \cup_{i=1, \dots, k} y_i \geq \bar{y}_i \}$), where $\text{int}(\cdot)$ denotes interior of a set and $\|\cdot\|$ denotes the L_1 norm, i.e. $\|y - \hat{y}\| = \sum_{i=1}^k |y_i - \hat{y}_i|$.

The three steps of the algorithm are realized by calculating the following formulas:

$$t^* = \max_{y \in S''} \max t$$

$$\frac{y_i^* - y_i}{\gamma_i} \geq t, \quad i = 1, \dots, k,$$

(we assume $t = 0$ if $S'' = \emptyset$) which yield $\check{y} = y^* - \gamma t^*$ and finally

$$U^{GEN}(\lambda)_i = [y(\lambda)]_i = \min_{\{y \in S'', y_i \geq \check{y}_i, y_j \leq \check{y}_j, j=1, \dots, k, j \neq i\}} y_i, \quad i = 1, \dots, k. \quad (4)$$

It is also possible to derive lower and upper bounds for outcomes on the base of the optimization problem (5) and the following result. Let $\lambda > 0$ denote a vector with positive components. Let $Z = R_+^k$ be a convex set.

Theorem 1 (Geoffrion, 1968) *An outcome is properly efficient if and only if it solves*

$$\max_{y \in Z} \lambda y, \quad \text{for some } \lambda > 0. \quad (5)$$

However, as preliminary numerical experiments show bounds derived using problem (2) are uniformly weaker than bounds (3) and bounds (4) (cf. Kaliszewski, 2000b).

Bounds (3) and (4) are of particular interest in decision problems with large-scale underlying problems (1). In such cases explicit identification of successive trial decisions (outcomes) may be costly and therefore the number of trial decisions generated should be kept limited. The bounds we have derived can help the DM to direct the search for trial decisions more carefully and this sort of information can be elicited at a negligible cost. Indeed, the bounding formulas are very simple and can be implemented even in a spreadsheet (a simple

spreadsheet implementation of the bounding formulas can be obtained from the Author on request).

Below we provide an artificial but illustrative example which presents lower and upper bounds at work. Suppose that for a decision problem with $k = 2$, $y^* = (1.1, 1.1)$, the following efficient outcomes have been explicitly identified:

(0.00, 1.00), (0.00, 0.90), (0.10, 0.90), (0.10, 0.80), (0.20, 0.80),
 (0.20, 0.70), (0.30, 0.70), (0.30, 0.60), (0.40, 0.60), (0.40, 0.50),
 (0.50, 0.50), (0.50, 0.40), (0.60, 0.40), (0.60, 0.30), (0.70, 0.30),
 (0.70, 0.20), (0.80, 0.20), (0.80, 0.10), (0.90, 0.10), (0.90, 0.00),
 (1.00, 0.00),

and they compose the set $S = S''$.

Any vector λ such that $\lambda_i = (y^* - y)^{-1}$, $i = 1, 2$, where $y \in S''$, identifies that y (i.e. solving $\min_{y \in Z} \max_i \lambda_i (1.1 - y_i)$) with that λ yields y). Those vectors, after normalization $\lambda_i = \lambda_i / \sum_{i=1}^2 \lambda_i$, are:

(0.08, 0.92), (0.15, 0.85), (0.17, 0.83), (0.23, 0.77), (0.25, 0.75),
 (0.31, 0.69), (0.33, 0.67), (0.38, 0.62), (0.42, 0.58), (0.46, 0.54),
 (0.50, 0.50), (0.54, 0.46), (0.58, 0.42), (0.62, 0.38), (0.67, 0.33),
 (0.69, 0.31), (0.75, 0.25), (0.77, 0.23), (0.83, 0.17), (0.85, 0.15),
 (0.92, 0.08).

For any other vector λ one can calculate lower and upper bounds for $y^w(\lambda)$. Bounds calculated for five randomly selected vectors λ are given below.

i	λ_1^i	λ_2^i	$L^{GEN}(S, \lambda)_1$	$L^{GEN}(S, \lambda)_2$	$U^{GEN}(S, \lambda)_1$	$U^{GEN}(S, \lambda)_2$
1	0.10	0.90	0.00	0.98	0.00	1.00
2	0.30	0.70	0.20	0.71	0.20	0.80
3	0.60	0.40	0.60	0.35	0.60	0.40
4	0.70	0.30	0.71	0.20	0.80	0.20
5	0.90	0.10	0.98	0.00	1.00	0.00

The following argument explains why in some cases (as in our example) it is possible to get $L^{GEN}(S, \lambda)_i = U^{GEN}(S, \lambda)_i$ for some i . Let y^1, y^2, y^3 , be (weakly) efficient outcomes of Z and let $\hat{y} - \gamma t$ be a ray emanating from y^* , as shown in Figure 1. With this we get that for $\lambda_i = \gamma_i^{-1}$, $i = 1, 2$, $L^{GEN}(S, \lambda)_2 = U^{GEN}(S, \lambda)_2$. Indeed, $y^w(\lambda)_2$ which lies somewhere on the isolines of $\max_i \lambda_i (1.1 - y_i)$, as shown in Figure 2, cannot be greater than $y_2^1 = y_2^2$ for otherwise this would contradict efficiency of y^1 . But at the same time $y^w(\lambda)_2$ cannot be lower than $y_2^1 = y_2^2$ for otherwise it would contradict efficiency of $y^w(\lambda)$. Hence, $L^{GEN}(S, \lambda)_2 = U^{GEN}(S, \lambda)_2$.

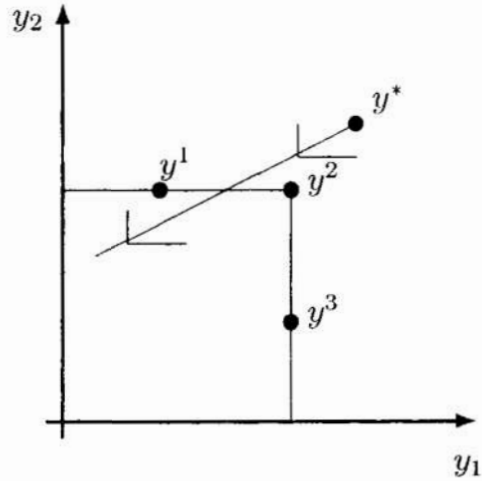


Fig. 1. An example when upper and lower bound are equal
 Rys. 1. Przypadek, gdy dolne i górne oszacowanie pokrywają się

4. Bounds on Trade-offs

Bounds on trade-offs can be assessed prior to explicit identification of efficient outcomes if to explicitly identify them one solves the problem (6) which is a slight variation of problem (2).

Theorem 2 (cf. Kaliszewski, 1995) Outcome $\bar{y} \in Z$ is properly efficient if and only if there exist $\lambda_i > 0$, $i \in I$, and $\rho > 0$, such that \bar{y} solves

$$\min_{y \in Z} \max_i \lambda_i ((y_i^* - y_i) + \rho c^k (y^* - y)). \quad (6)$$

Theorem 3 (Kaliszewski, 2000a, 2000c) Outcome $\bar{y} \in Z$ is properly efficient if and only if there exist $\lambda_i > 0$ and $\rho_i > 0$, $i = \{1, \dots, k\}$, such that \bar{y} solves problem (7), i.e. the problem

$$\min_{y \in Z} \max_i \lambda_i (y_i^* - y_i) + \sum_{t \in I} \rho_t (y_t^* - y_t). \quad (7)$$

For each outcome y which solves (7) the following holds:

$$T_{ii}^G(\bar{y}) \leq (\lambda_i + \rho_i) \rho_i^{-1}$$

for each $i, t \in \{1, \dots, k\}$, $i \neq t$.

5. Concluding Remarks

A practical potential of the above results when applied to existing interactive MCDM algorithms is evident. A few of such enhanced schemes have been already reported in the literature (Kaliszewski, 2000a, Kaliszewski Michalowski, 1999, Kaliszewski, Zionts, 2001).

References

1. Bowman, V.J. Jr., (1976), *On the relationship between the Tchebycheff norm and the efficient frontier of multiple-criteria objectives*. *Multiple Criteria Decision Making*, (eds. H. Thirez and S. Zionts), Lecture Notes in Economics and Mathematical Systems, 130, Springer Verlag.
2. Geoffrion, A.M., (1968), *Proper efficiency and the theory of vector maximization*, *Journal of Mathematical Analysis and its Applications*, 22, 618–630.
3. Kaliszewski, I., (1994), *Quantitative Pareto Analysis by Cone Separation Technique*. Kluwer Academic Publishers, Boston.
4. Kaliszewski, I., *A theorem on nonconvex functions and its application to vector optimization*. *European Journal of Operational Research*, 1995, 80, 439–449.
5. Kaliszewski, I., (2000a), *Using trade-off information in decision making algorithms*. *Computers and Operations Research*, 27(2), 161–182.
6. Kaliszewski I., (2000b), *Dynamic parametric bounds on efficient outcomes in multiple criteria decision making*, *Systems Research Institute Working Paper PMSSE 1/00*.
7. Kaliszewski I., (2000c), *Trade-offs – a lost dimension in multiple criteria decision making*. A tutorial presented during The Fourth International Conference on Multi-Objective Programming and Goal Programming: Theory & Applications, Ustroń, (to appear in the proceedings).
8. Kaliszewski, I., Michalowski, W., (1995), *Generation of outcomes with selectively bounded tradeoffs*. *Foundations of Computing and Decision Sciences*, 20, 113–122.
9. Kaliszewski, I., Michalowski, W., (1997), *Efficient solutions and bounds on tradeoffs*. *Journal of Optimization Theory and Applications*, 94, 381–394.
10. Kaliszewski, I., Michalowski, W., (1999), *Searching for psychologically stable solutions of multiple criteria decision problems*. *European Journal of Operational Research*, 118, 549–562.
11. Kaliszewski, I., Zionts, S., (2001), *Generalization of the Zionts–Wallenius multicriteria decision making algorithm*. Submitted.

12. Korhonen, P., Salo, S., Steuer, R., (1997), *A heuristic for estimating nadir criterion values in multiple objective linear programming*. Operations Research, 45, 751–757.
13. Weistroffer, H.R., (1985), *Careful usage of pessimistic values is needed in multiple objectives optimization*. Operations Research Letters, 4, 23–25.
14. Wierzbicki A., (1990), *Multiple criteria solutions in noncooperative game theory*, Part III: Theoretical Foundations. Discussion Paper 288, Kyoto Institute of Economic Research, Kyoto University.

Summary

The paper presents selected results on assessments of criteria values as well as of trade-offs for efficient decisions. Assessment are made on the basis of weighting coefficients without explicit determination of decisions.

POZYSKIWANIE INFORMACJI O EFEKTYWNYCH OCENACH PRZED ICH JAWNĄ IDENTYFIKACJĄ

Streszczenie

W referacie przedstawiono wybrane rezultaty pozwalające na szacowanie wartości kryteriów decyzji efektywnych jak również wartości współczynników wymiany takich decyzji na podstawie współczynników wagowych bez konieczności wyznaczania decyzji w sposób jawny.

Referat recenzowany

WPŁYW DEFORMACJI PLASTYCZNYCH NA CHARAKTERYSTYKI ZASTĘPCZE WAŁECZKÓW ŁOŻYSKOWYCH W ŁOŻYSKACH WIĘNCOWYCH

1 Wstęp

Wiencowe łożyska toczne posiadają specyficzne cechy odróżniające je od innych rodzajów łożysk. Mają duże rozmiary i dużą liczbę części tocznych, mogą przenosić, obok obciążenia osiowego i promieniowego, obciążenie momentem wywrotnym, wreszcie są zespołami maszyn roboczych o wysokim koszcie zarówno wytworzenia, jak i wymiany czy remontu. Wyznaczenie nośności tych łożysk wymaga stosowania dokładnych metod obliczeniowych z uwzględnieniem odkształceń pierścieni łożyska i elementów, z którymi jest związane. Najłatwiej jest to uzyskać przez zastosowanie do obliczeń metody elementów skończonych [1], [2]. W modelu łożyska wieńcowego zbudowanego z elementów skończonych części toczne zwykle zastępuje się elementami prętowymi. Aby uzyskać poprawne wyniki obliczeń, elementy te muszą posiadać odpowiednie charakterystyki nazywane charakterystykami zastępczymi. Jeden ze sposobów określania takich charakterystyk dla wałeczków łożyskowych, używanych w łożyskach wieńcowych trzyczęściowych i jednorzędowych krzyżowych, przedstawiono w pracy [3]. Sposób tam zaprezentowany bazuje na analizie zagadnienia kontaktowego w strefie styku wałeczka z bieżnią i łączy zależności pomiędzy charakterem deformacji w strefie styku a deformacjami siatki modelu łożyska wieńcowego. W pracy [3] charakterystyki strefy styku wyznaczono na podstawie analizy odkształceń sprężystych. W rzeczywistości w łożyskach tocznych dopuszcza się pewne niewielkie odkształcenia plastyczne. Poniżej przeprowadzono analizę jak te deformacje wpływają na charakterystyki zastępcze wałeczków.

2 Graniczne obciążenie wałeczków

Maksymalne wartości sił, jakimi mogą być obciążone części toczne w łożyskach tocznych można wyznaczyć na podstawie kryterium granicznych odkształceń plastycznych. Odkształcenia te nie powinny przekraczać 0,01 ÷ 0,02% średnicy części tocznej d . W łożyskach wieńcowych z uwagi na stosunkowo niskie prędkości obrotowe tych łożysk dopuszcza się zwykle:

$$\frac{\delta_{pl\ dop}}{d} = 0,0002 \quad (1)$$

Empiryczne zależności pozwalające obliczyć wartość deformacji plastycznych dla zadanej wartości siły obciążającej wałeczek można znaleźć u Eschmanna [4] i Palmgrena [5]. W pracy [5] podkreślono, że wartości odkształceń maksymalnych są obliczane w punktach koncentracji naprężeń przy krawędziach wałeczków o prostoliniowej tworzącej, natomiast średnie wartości deformacji plastycznych na pozostałej części długości wałeczka są znacznie niższe. Wzory empiryczne Eschmanna są określone dla twardości Vickersa stykających się elementów HV \square 750, a wzory Palmgrena dla twardości 63,5 do 65,5 HRC, co odpowiada twardości Vickersa w granicach 800 HV. Dla innych wartości twardości stosuje się korekcyjne współczynniki twardości f_H .

* Politechnika Częstochowska, Instytut Mechaniki i Podstaw Konstrukcji Maszyn,
ul. Dąbrowskiego 73, 42-200 Częstochowa, E-mail: ludwik@matinf.pcz.czyst.pl

W łożyskach wieńcowych trzyczędowych bieżnia łożyskowa jest płaska, co daje, po uwzględnieniu (1) wzory do obliczania granicznej wartości siły P_{dop} obciążającej wałeczki o średnicy d i długości czynnej l , według [4]:

$$P_{dop} = 123,57 f_H d l \quad (2)$$

gdzie: $f_H = \left(\frac{HV}{750} \right)^2 \quad (3)$

oraz według [5]:

$$P_{dop} = 149,38 f_{H1} d l \quad (4)$$

gdzie: $f_{H1} = \left(\frac{HV}{800} \right)^2 \quad (5)$

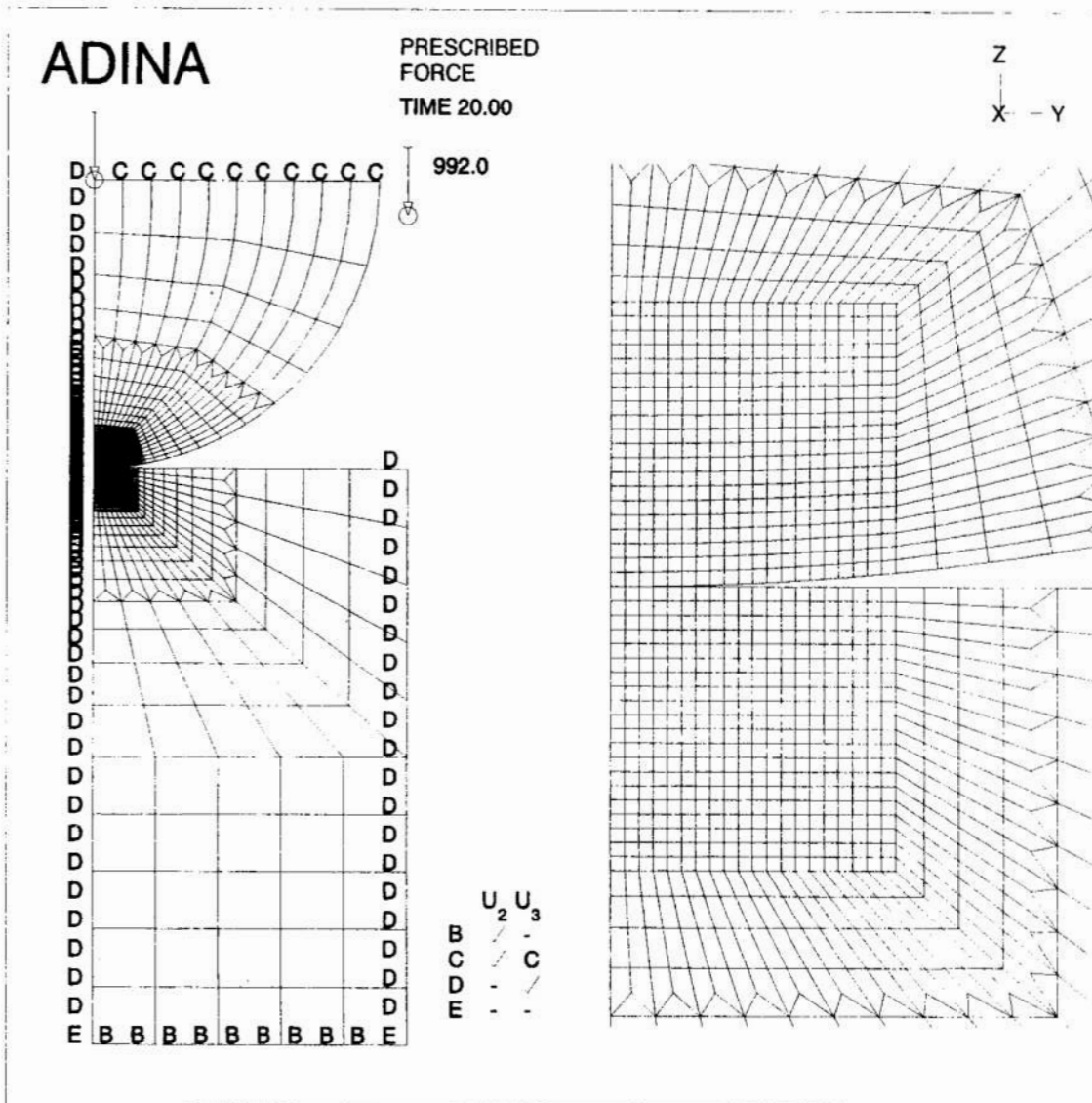
Ze wzoru (4) otrzymuje się większe o ok. 6% wartości siły. Zależności powyższe są w przybliżeniu słuszne również dla łożysk krzyżowych, zwłaszcza o dużych średnicach, z uwagi na małe wartości krzywizny bieżni tych łożysk.

3 Model obliczeniowy

Obliczenia charakterystyk zastępczych wałeczków łożyskowych przeprowadzono w oparciu o metodę przedstawioną w pracy [3]. W metodzie tej w kolejnych krokach wyznacza się nieliniową charakterystykę modelu strefy styku na podstawie analizy zagadnienia kontaktowego, charakterystykę odkształceń modelu bieżni łożyska w punktach rozmieszczenia elementów prętowych symulujących działanie wałeczka i ostatecznie nieliniową charakterystykę zastępczą elementu prętowego jako różnicę pomiędzy poprzednimi charakterystykami. Deformacje plastyczne w strefie styku uwzględniono na etapie analizy zagadnienia kontaktowego w strefie styku wałeczka z bieżnią łożyska. Model strefy styku zbudowano podobnie, jak w pracy [3] jako zagadnienie w płaskim stanie odkształcenia. Taki model jest uproszczeniem stanu rzeczywistego, gdyż nie uwzględnia się w nim spiętrzenia naprężeń na krawędziach wałeczków. Założenie takie można uczynić, jeśli przyjmie się, że w łożyskach wieńcowych stosowane są wałeczki z odpowiednią korekcją tworzącej, co zapobiega, bądź znacznie zmniejsza spiętrzenia naprężeń na końcach wałeczka. Dodatkowo szacuje się, że spiętrzenia te z uwagi na swój lokalny charakter nie mają decydującego wpływu na charakterystyki zastępcze. Siatkę modelu pokazano na rysunku 1. Obliczenia wykonywano za pomocą programu ADINA [6]. Do budowy modelu użyto ośmiowęzłowych elementów 2D, które bazują na następujących funkcjach kształtu:

$$\begin{aligned} u_x &= a_0 + a_1 x + a_2 y + a_3 x^2 + a_4 xy + a_5 y^2 + a_6 x^2 y + a_7 xy^2, \\ u_y &= b_0 + b_1 x + b_2 y + b_3 x^2 + b_4 xy + b_5 y^2 + b_6 x^2 y + b_7 xy^2 \end{aligned} \quad (6)$$

Do obliczeń wybrano wałeczek o średnicy $d = 20$ mm i długości czynnej $l = 18$ mm. Obszar dyskretyzacji modelu obejmuje przekrój wałeczka i bieżni o rozmiarze połowy podziałki pomiędzy wałeczkami na obwodzie okręgu tocznego w typowym łożysku trzyczędowym (podziałka jest ok. 10% większa od średnicy wałeczka). Dodatkowo uwzględniono symetrię wynikającą z jednakowego charakteru obydwu stref styku wałeczka z dwoma bieżniami łożyska. Z uwagi na lokalny charakter zagadnienia kontaktowego, zastosowano drobną podziałkę siatki w pobliżu strefy styku, wyodrębniono w tym celu fragmenty przekroju wałeczka i bieżni o rozmiarach 10% promienia wałeczka (dla wałeczka o średnicy 20 mm daje to kwadrat o boku 1 mm). Model liczy 1565 elementów i 4807 węzłów.

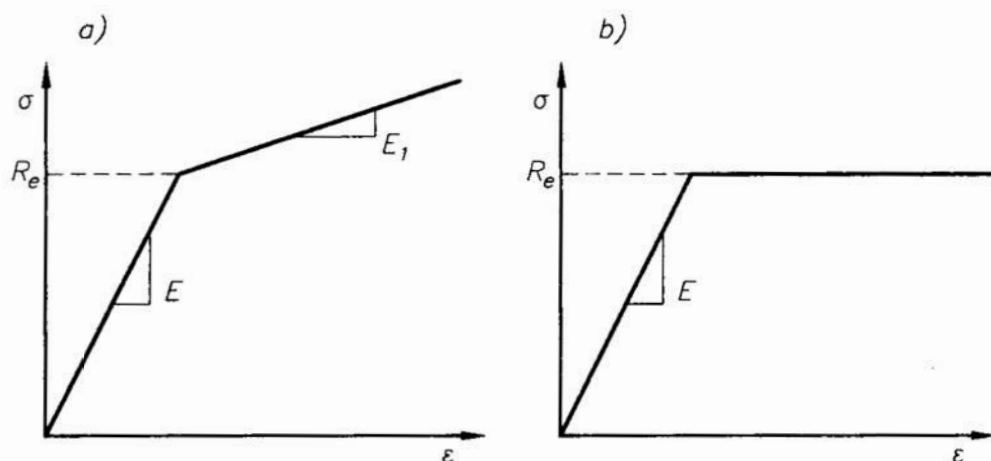


Rys. 1. Siatka modelu strefy styku z zaznaczonymi więzami oraz powiększenie strefy centralnej

Fig. 1. A mesh of contact zone with boundaries and enlarged central zone

Na model nałożono więzy odbierające możliwość przemieszczeń wzdłuż osi x dla osi symetrii wałeczka i równoległych doń krawędzi siatki bieżni oraz możliwość przemieszczeń wzdłuż osi z dla podstawy bieżni. Węzły siatki w osi podziału wałeczka równoległej do osi x związane geometrycznie z punktem przyłożenia siły obciążającej wałeczek w celu zapewnienia symetrii modelu. Do wałeczka przyłożono obciążenie wynikające z wartości sił obliczonych ze wzorów (2) lub (4).

W celu uwzględnienia odkształceń plastycznych zastosowano nieliniowy model materiału – materiał plastyczny dwuliniowy. Taki model jest wystarczający z uwagi na niewielkie przekroczenie granicy plastyczności. Rozważono dwa przypadki takiego modelu: materiał z umocnieniem (A) i materiał idealnie plastyczny (B). Charakterystyki takich materiałów przedstawia rysunek 2. Przyjęto $E = 206000$ MPa oraz $E_1 = 20600$ MPa [6]. Pewien kłopot napotkano przy określaniu wartości granicy plastyczności materiału. Brak jest szczegółowych danych dotyczących granicy plastyczności dla stali o wysokiej twardości.



Rys. 2. Dwuliniowy model materiału plastycznego: a) z umocnieniem, b) idealnie plastyczny

Fig. 2. Model of bilinear plastic material: a) with hardening, b) ideal plastic

Wykorzystano w tym celu metodę pośrednią posiłkując się danymi zaczerpniętymi z pracy [7]. Wytrzymałość doraźną R_m oraz granicę plastyczności R_e ustala się w zależności od twardości materiału na podstawie wzorów:

$$R_m = n HB \quad R_e = \varphi R_m \quad (7)$$

Dla stali stopowych przyjmuje się $n \approx 0,36$ oraz $\varphi = 0,65 \div 0,8$. Z uwagi na brak bardziej szczegółowych danych przyjęto $\varphi = 0,65$. Korzystając z nomogramów przeliczeniowych [7] określono żądane parametry dla stali o twardości typowej dla bieżni łożysk wieńcowych, tj. 52 HRC, dla twardości stanowiącej granicę technicznych możliwości hartowania powierzchniowego bieżni łożysk wieńcowych: 58 HRC oraz dla twardości 62 HRC, czyli najczęściej stosowanej twardości materiału wałeczków i zamieszczono je w tabeli 1. W tabeli 1 zamieszczono też wartości sił granicznych P_{dop} .

Tabela 1. Wartości maksymalnych sił oraz granicy plastyczności dla różnych wartości twardości

Table 1. Maximal forces and yield stresses for various values of hardness

Twardość HRC	P_{dop} [N] wg [4]	P_{dop} [N] wg [5]	R_m [MPa]	R_e [MPa]
52	24624	26163	1790	1164
58	35713	37945	2038	1325
62	44485	47265	2237	1454

3 Obliczenia charakterystyk zastępczych

W łożyskach tocznych ogólnego przeznaczenia twardość części tocznych i pierścieni łożyska jest zbliżona, inaczej jest w łożyskach wieńcowych. Z uwagi na duże rozmiary pierścieni oraz stosowane materiały (np. stal 40H) bieżnie łożysk są jedynie hartowane powierzchniowo i różnica twardości między wałeczkiem a bieżnią może wynosi 10 i więcej stopni HRC, w wyjątkowych sytuacjach wynosi 4 HRC. Oczywiście w modelu można stosować takie same parametry materiału dla całej objętości bieżni, gdyż odkształcenia plastyczne zachodzą jedynie w warstwie zahartowanej, której grubość powinna przekraczać 10% promienia wałeczka. W tabeli 2 zamieszczono wyniki obliczeń charakterystyk zastępczych w postaci zależności $P = f(\eta)$ dla bieżni

o twardości 52 HRC współpracujących z wałeczkami o twardości 62 HRC, dla siły dopuszczalnej obliczonej wg wzoru (4) i dwóch modeli materiału plastycznego. W celach porównawczych określono charakterystykę obliczoną dla materiału sprężystego jak w pracy [3]. Obliczono również względną procentową różnicę pomiędzy deformacjami elementu prętowego dla materiału sprężystego η i materiału plastycznego η_p i oznaczono ją symbolem δ_η .

Tabela 2. Charakterystyki zastępcze wałeczków dla twardości bieżni 52 HRC

Table 2. Equivalent characteristics of rollers for race hardness 52 HRC

P [N]	materiał sprężysty	materiał plastyczny model A		materiał plastyczny model B	
	η [mm]	η_p [mm]	δ_η [%]	η_p [mm]	δ_η [%]
1350	0.003575	0.003575	0.00	0.003575	0.00
2700	0.006574	0.006574	0.00	0.006574	0.00
4050	0.009370	0.009370	0.00	0.009370	0.00
5400	0.011993	0.011993	0.00	0.011993	0.00
6750	0.014531	0.014531	0.00	0.014531	0.00
8100	0.016976	0.016976	0.00	0.016976	0.00
9450	0.019339	0.019339	0.00	0.019339	0.00
10800	0.021649	0.021649	0.00	0.021649	0.00
12200	0.023908	0.023908	0.00	0.023908	0.00
13500	0.026109	0.026109	0.00	0.026109	0.00
14900	0.028289	0.028289	0.00	0.028289	0.00
16200	0.030435	0.030435	0.00	0.030435	0.00
17600	0.032509	0.032509	0.00	0.032509	0.00
18900	0.034574	0.034574	0.00	0.034574	0.00
20300	0.036614	0.036614	0.00	0.036614	0.00
21600	0.038633	0.038634	0.00	0.038634	0.00
23000	0.040595	0.040608	0.03	0.040611	0.04
24300	0.042543	0.042583	0.09	0.042593	0.12
25700	0.044488	0.044566	0.17	0.044586	0.22
26200	0.045207	0.045304	0.21	0.045330	0.27

Uwzględnienie materiału plastycznego wprowadza zmiany do charakterystyki zastępczej dopiero dla wartości siły obciążającej wałeczek powyżej 90% wartości siły dopuszczalnej, czyli dla wałeczków w węźle łożyska i w jego pobliżu. Różnice te są jednak niewielkie i w danym przypadku można je zaniedbać. Zbliżone wyniki otrzymano również dla przypadku twardości bieżni 58 HRC. Maksymalne różnice procentowe pomiędzy charakterystyką dla materiału sprężystego i materiału plastycznego wynoszą odpowiednio 0,61 i 0,76%.

Niewielki wpływ deformacji plastycznych na charakterystyki zastępcze wynika między innymi z tego, że dla różnicy twardości bieżni i wałeczków wynoszącej 10 HRC deformacjom plastycznym ulega jedynie bieżnia. Dla różnicy twardości 4 HRC wałeczek deformuje się trwale jedynie w niewielkim stopniu i stąd zbliżone wyniki obliczeń. Z uwagi na niewielkie wartości deformacji plastycznych przyjęty model

materiału nie ma istotnego wpływu na otrzymane wyniki. Większe różnice charakterystyk dla materiału sprężystego i plastycznego otrzymano dopiero dla skojarzenia bieżni z wałeczkami o tej samej twardości 62 HRC. Maksymalne różnice wynoszą wtedy ok. $0.8 \div 1,5$ % zależnie od siły granicznej i modelu materiału. Jednak, jak już wspomniano w łożyskach wieńcowych nie stosuje się takich rozwiązań konstrukcyjnych.

Tabela 3. Deformacje plastyczne w strefie styku

Table 3. Plastic deformation in contact zone

Twardość HRC		P_{dop} wg	Deformacje plastyczne [μm]		
bieżni	wałeczek		całkowite	w bieżni	w wałeczku
52	52	[4]	0.1527	0.0716	0.0811
		[5]	0.2836	0.1346	0.1490
	62	[4]	0.0834	0.0834	0
		[5]	0.1633	0.1633	0
58	58	[4]	0.5774	0.2733	0.3041
		[5]	0.8530	0.4047	0.4483
	62	[4]	0.3569	0.3320	0.0249
		[5]	0.5625	0.4885	0.0740
62	62	[4]	0.8463	0.3730	0.4733
		[5]	1.3049	0.6293	0.6755

W tabeli 3 zamieszczono wartości deformacji plastycznych dla twardości bieżni 52 i 58 HRC współpracujących z wałeczkami o twardości 62 HRC oraz dla porównania wyniki obliczeń deformacji plastycznych dla jednakowych twardości bieżni i wałeczka dla materiału plastycznego z umocnieniem (typu A). Wartość deformacji obliczona ze wzoru (1) dla wałeczka o średnicy 20 mm wynosi 4 μm . Otrzymane wartości są znacznie niższe. Jak już wspomniano uprzednio, graniczne deformacje są określone w miejscach spiętrzeń naprężeń na końcach wałeczków o prostoliniowej tworzącej, czego nie uwzględniono w niniejszym opracowaniu.

Przytoczone wyniki nasuwają jeszcze jedno spostrzeżenie. Dla niższych wartości twardości, mimo mniejszych wartości granicy plastyczności, względne deformacje plastyczne są coraz mniejsze. Wydaje się, że nie zostały właściwie oszacowane siły obciążające wałeczek. Zagadnienie to wymaga dalszej analizy. Być może należy zmienić zależność określającą współczynnik f_H , który uwzględnia wpływ twardości na wartość siły granicznej. Więcej danych uzyska się prawdopodobnie po wykonaniu analizy modelu trójwymiarowego wałeczka, w którym można otrzymać rozkład deformacji wzdłuż tworzącej wałeczka.

4 Uwagi końcowe

Przedstawioną w niniejszej pracy analizę deformacji plastycznych w strefie styku wałeczka z bieżnią łożyska wieńcowego wykonano pod kątem metodyki obliczania charakterystyk zastępczych wałeczków, stosowanych do elementów prętowych zastępujących działanie wałeczków w modelach obliczeniowych łożysk wieńcowych. Otrzymane wyniki pozwalają na wyciągnięcie następujących wniosków i spostrzeżeń:

1. Dla przyjętych założeń odnośnie stosowania w łożyskach wieńcowych wałeczków z korekcją tworzącej, wpływ uwzględnienia deformacji plastycznych w strefie

styku na kształt charakterystyk zastępczych wałeczków łożyskowych może być pominięty. Dotyczy to przede wszystkim typowych konstrukcji łożysk wieńcowych, w których stosuje się twardości bieżni mniejsze o 10 HRC (lub więcej) od twardości wałeczków. Deformacja trwała zachodzi wtedy jedynie w bieżniach łożyska, tym samym jej wpływ na charakterystykę zastępczą jest mniejszy. Jest to istotne w obliczeniach łożysk wieńcowych dlatego, że w przypadku przyjęcia charakterystyki zbudowanej w oparciu o sprężysty materiał stykających się elementów wystarczy określić jedną charakterystykę dla danej średnicy wałeczka. W przypadku uwzględnienia deformacji plastycznych należy opracować charakterystykę dla każdej stosowanej twardości bieżni z uwagi na odmienne właściwości materiałowe.

2. Uzyskane stosunkowo małe wartości odkształceń plastycznych wymagają weryfikacji poprzez badania trójwymiarowego modelu strefy styku wałeczka z bieżnią. W przypadku potwierdzenia wyników można będzie stosować wyższe wartości granicznej siły obciążającej wałeczek, co pozwoli na zwiększenie dopuszczalnych obciążeń łożysk wieńcowych wałeczkowych. Wydaje się, że już obecnie można zastosować do obliczania tej siły wzory przytoczone przez Palmgrena.
3. Dodatkowej analizy i ewentualnej rewizji wymaga zależność określająca współczynnik twardości materiału f_H stosowany w obliczeniach siły granicznej, jaką można obciążać wałeczki w łożyskach wieńcowych. Wydaje się, że dla niższych twardości bieżni, siły te mają zaniżone wartości.

Literatura

1. Zienkiewicz O.C.: *Metoda elementów skończonych*. Arkady, Warszawa 1972.
2. Bathe K.J.: *Finite Element Procedures*. Prentice-Hall, Inc. Englewood Cliffs 1996.
3. Kania L.: *Charakterystyki zastępcze wałeczków przy obliczaniu nośności łożysk wieńcowych metodą elementów skończonych*. Zeszyty Naukowe Politechniki Koszalińskiej nr 27, Koszalin 2000.
4. Eschmann P., Hasbargen L., Weigand K.: *Die Wälzlagerpraxis*. Oldenburg Verlag, München 1978.
5. Palmgren A.: *Łożyska toczne*. PWT, Warszawa 1951.
6. *ADINA. Theory and Modeling Guide*. ADINA R & D, Inc. Watertown 2000.
7. Kocańda S.: *Badania własności metali*. w: *Poradnik Inżyniera Mechanika tom I*. WNT, Warszawa 1968.

Streszczenie

Do obliczania nośności statycznej łożysk tocznych wieńcowych z uwzględnieniem deformacji pierścieni łożyskowych wykorzystuje się metodę elementów skończonych. W modelach łożysk wieńcowych części toczne zastępuje się elementami prętowymi i oblicza się dla nich charakterystyki zastępcze. W pracy przedstawiono analizę wpływu deformacji plastycznych w strefie styku wałeczków z bieżniami na te charakterystyki oraz analizę wartości tych odkształceń dla różnych twardości bieżni.

EFFECT OF PLASTIC DEFORMATIONS ON EQUIVALENT CHARACTERISTICS OF RIMMED BEARING ROLLERS OF LARGE DIAMETER BEARINGS

Summary

For calculations of capacity of large diameter bearing with considering bearing rings deformations the finite elements method is used. Rolling elements of large diameter bearings are replaced by truss elements and equivalent characteristics for them are calculated. In the paper an effect of plastic deformation in contact zone rollers with bearing races for equivalent characteristics is presented and values of plastic deformations for various race hardness are analysed.

Referat recenzowany

MODEL MATEMATYCZNY DO OPTYMALIZACJI NAPĘDU HYDROKINETYCZNEGO

1 Wstęp

Optymalizacja konstrukcji napędu hydrokinetycznego, to jest napędu zawierającego w swej strukturze przekładnię hydrokinetyczną, zazwyczaj sprowadza się do optymalnego doboru parametrów geometrycznych przestrzeni roboczej przekładni. Obecnie w procedurach optymalizacyjnych są stosowane wyłącznie modele, w których przepływ w przestrzeni roboczej jest przepływem jednowymiarowym. Modele te są budowane w oparciu o teorię średniej strugi. Zakłada się, że struga ta płynie wzdłuż linii średniej kanału koła łopatkowego i ma średnie wartości parametrów wszystkich strug dających razem cały przepływ cieczy. To uśrednienie powoduje, że modele takie są mało dokładne. Błąd modelowania może dochodzić nawet do 40 % [1]. Z punktu widzenia optymalizacji zaletą modeli jednowymiarowych jest ich stosunkowo prosta postać, natomiast wadą zbyt mała dokładność modelowania.

W celu zwiększenia dokładności model napędu hydrokinetycznego oparty na średniej strudze jest rozbudowywany poprzez uwzględnienie różnych dodatkowych parametrów związanych z przepływem, takich jak np. szerokość szczelin między kołami łopatkowymi [1], czy kąty odchylenia strumienia cieczy od szkieletowej łopatki [1, 2]. Jednak powyższe zabiegi nie powodują wyraźnej poprawy dokładności modelowania. Podejmowane są też działania odwrotne polegające na uproszczeniu modelu celem znacznego skrócenia czasu obliczeń. Wtedy model jest upraszczany tak, aby można było go rozwiązać algebraicznie [3]. W zależności od przyjętych założeń upraszczających można otrzymać modele o różnym stopniu komplikacji i stąd o różnej dokładności modelowania. Wśród najnowszych modeli napędu hydrokinetycznego można wyróżnić:

- model uwzględniający temperaturę cieczy roboczej [2];
- model uwzględniający podatność wałów, podatność mocowania koła łopatkowego kierownicy oraz odbiór mocy przez dodatkowe urządzenia [4].

Modele te można rozwiązać tylko za pomocą metod numerycznych. Podstawowymi parametrami w powyższych modelach są promienie oraz kąty łopatek na wejściu i wyjściu z kół łopatkowych określone dla średniej strugi.

2 Model napędu hydrokinetycznego przeznaczony do optymalizacji

Nowy model matematyczny napędu hydrokinetycznego umożliwiający sporządzenie bezwymiarowej charakterystyki statycznej został utworzony celem podwyższenia dokładności modelowania przy zachowaniu prostoty modelu.

W rozpatrywanym modelu cały przepływ w przestrzeni roboczej podzielono na wiele strug. Poszczególne strugi na wejściu i wyjściu z koła łopatkowego posiadają

**Zakład Projektowania Zespołów Napędowych, Instytut Mechaniki Stosowanej, Politechnika Radomska
ul. Krasickiego 54, 26-600 Radom, e-mail: akesy@kiux.man.radom.pl*

różne promienie i kąty wynikające z założenia liniowego rozkładu kąta łopatki wzdłuż jej krawędzi. W obrębie jednej strugi przepływ jest przepływem osiowym. Liczba strug wynika z liczby rozpatrywanych punktów krawędzi i jest ograniczona czasem obliczeń. Podziału przepływu w przestrzeni roboczej na strugi wykorzystano także w pracach [5, 6], jednak dla innych celów.

W modelach opartych na teorii średniej strugi zakłada się, że w przestrzeni roboczej przekładni hydrokinetycznej ruch cieczy wokół osi obrotu kół łopatkowych jest przepływem wirowym wymuszonym, a ruch cieczy w przekroju merydionalnym, to jest w przekroju przestrzeni roboczej płaszczyzną przechodzącą przez oś obrotu, jest przepływem osiowym. Jeżeli prędkość bezwzględna cząstki cieczy w kanale koła łopatkowego zostanie rozłożona na dwie składowe: obwodową c_u – prostopadłą do promienia wodzącego danej cząstki cieczy na linii prądu oraz merydionalną c_m – styczną do linii prądu w przekroju merydionalnym wówczas przepływ cieczy można traktować jako złożenie ruchu wokół osi obrotu wywołanego składową obwodową c_u i ruchu w przekroju merydionalnym wywołanego składową merydionalną c_m .

W rozpatrywanym modelu, podobnie jak w [6], założono, że ruch cieczy w przekroju merydionalnym jest ruchem wirowym wymuszonym, w którym ciecz porusza się jak ciało stałe. Na tej podstawie przyjęto, że składowa merydionalna c_m , stała dla pojedynczej strugi, dla poszczególnych strug zmienia się liniowo.

Celem sporządzenia bezwymiarowej charakterystyki statycznej napędu hydrokinetycznego założono, że wielkościami wejściowymi modelu są prędkość kąтова koła łopatkowego pompy ω_1 oraz przełożenie kinematyczne przekładni hydrokinetycznej $i_k = \omega_2 / \omega_1$, gdzie ω_2 – prędkość kąтова koła łopatkowego turbiny, a wielkościami wyjściowymi moment obrotowy działający na koła łopatkowe pompy M_s oraz moment obrotowy obciążający koła łopatkowe turbiny M_r . Dla dowolnej n -tej strugi ($1 \leq n \leq m$, gdzie: m – liczba wszystkich strug), przy założeniu, że dla tej strugi $c_m = \text{const.}$, obowiązuja typowe równania modelu jednowymiarowego [1, 2]:

$$\begin{aligned} a_{1,n} \cdot \omega_1^2 + a_{2,n} \cdot \omega_1^2 \cdot i_k^2 + a_{3,n} \cdot Q_n^2 + a_{4,n} \cdot \omega_1 \cdot Q_n + a_{5,n} \cdot \omega_1 \cdot i_k \cdot Q_n &= 0; \\ M_{s,n} &= k_1 \cdot Q_n^2 + r_1 \cdot \omega_1 \cdot Q_n; \\ M_{r,n} &= k_2 \cdot Q_n^2 + r_1 \cdot \omega_1 \cdot Q_n - r_2 \cdot \omega_1 \cdot i_k \cdot Q_n, \end{aligned} \quad (1)$$

gdzie: Q_n [m^3/s] – strumień objętości cieczy strugi; $M_{s,n}$; $M_{r,n}$ – momenty obrotowe przenoszone przez n -tą strugę dla koła łopatkowego pompy i turbiny; a , k , r – współczynniki. Współczynniki a , k , r równań (1) są zależne od parametrów geometrycznych danej strugi (promienia linii średniej strugi i kątów łopatek na linii średniej strugi) oraz od przyjętych współczynników strat tarcia i uderzenia strugi cieczy. Zazwyczaj współczynnik strat przyjmuje się jako równy 1, a współczynnik strat tarcia jako zawarty w przedziale od 0,2 do 0,4.

Wymiary geometryczne strug są określona poprzez ich promienie na krawędziach wejściowych i wyjściowych kół łopatkowych. Promienie strug obliczono z założenia, że strumień objętości cieczy każdej strugi Q_n jest stały i wynosi:

$$Q_n = Q_c / m = c_{m,n} \cdot F_{m,n}, \quad (2)$$

gdzie: Q_c – całkowity strumień objętości cieczy w przestrzeni roboczej; F_m – przekrój przestrzeni roboczej w płaszczyźnie merydionalnej. Na podstawie powyższego założenia promienie strug r_n muszą spełniać równanie:

$$A \cdot r_n^3 + B \cdot r_n^2 + C \cdot r_n + D = 0, \quad (3)$$

przy czym dla szczeliny między kołami łopatkowymi pompy i turbiny (szczeliny górnej):

$$\begin{aligned} A &= 1; \quad B = r_{gw} - 2r_m; \quad C = -r_{gw}^2; \\ D &= r_{gw}^2 (2r_m - r_{gw}) - n(r_{gz}^2 - r_{gw}^2)(r_{gz} + r_{gw} - 2r_m) / m, \end{aligned} \quad (4)$$

a dla szczelin między kołami łopatkowymi pompy, turbiny, a kierownicy (szczelin dolnych):

$$\begin{aligned} A &= 1; \quad B = -(r_m + r_{dw}); \quad C = -(r_m - r_{dw})^2; \\ D &= (r_m^2 - r_{dw}^2)(r_m - r_{dw}) - n(r_{gz}^2 - r_{gw}^2)(r_{gz} + r_{gw} - 2r_m) \sin^2 \alpha / m, \end{aligned} \quad (5)$$

gdzie: r_m – promień określający położenie środka wiru; α – kąt pochylenia krawędzi dolnej na płaszczyźnie merydionalnej. Promień określający położenie środka wiru r_m obliczono z warunku stałości strumienia objętości cieczy Q_c płynącego w przestrzeni roboczej otrzymując, rysunek 1:

$$r_m = \frac{(r_{gz} + r_{gw})(r_{gz}^2 - r_{gw}^2) + (r_{kz} + r_{kw})(r_{kw}^2 - r_{kz}^2)}{2(r_{gz}^2 - r_{gw}^2 + r_{kw}^2 - r_{kz}^2)}. \quad (6)$$

Promienie linii średniej na wejściu i wyjściu z koła łopatkowego dla n -tej strugi wyznaczono z warunku równości pola przepływu nad i pod linią średnią otrzymując:

$$r_{sr,n} = \sqrt{(r_n^2 - r_{n-1}^2) / 2}. \quad (7)$$

Wartości kątów łopatek na wejściu i wyjściu z koła łopatkowego, dla tak ustalonego promienia, określano przyjmując podobnie jak w [5] liniowy rozkład kątów wzdłuż krawędzi łopatki wg zależności:

$$\beta_{ij,n} = \beta_{ij,w} + (\beta_{ij,z} - \beta_{ij,w})(r_{sr,n} - r_w) / (r_z - r_w), \quad (8)$$

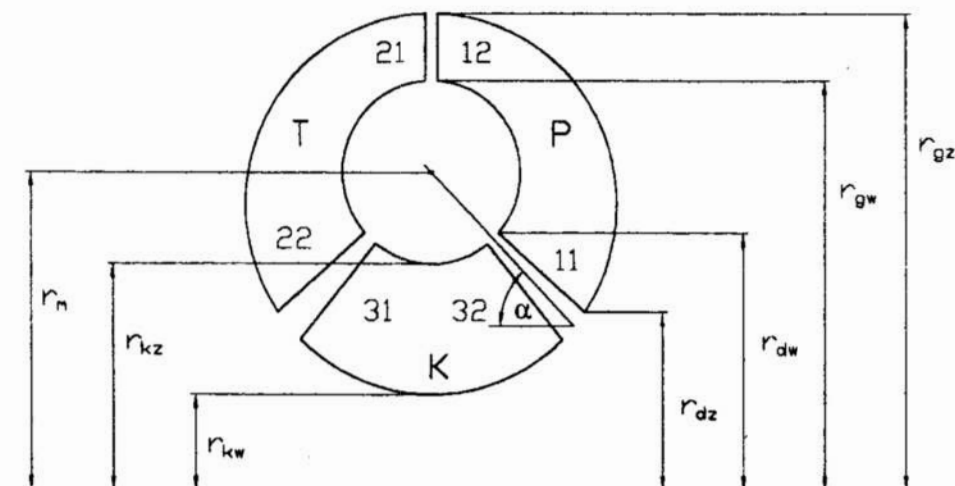
gdzie: $\beta_{ij,w}$, $\beta_{ij,z}$ – wartości kątów łopatki na torusie wewnętrznym i zewnętrznym; indeks i oznacza koło łopatkowe; indeks $j = 1$ oznacza wejście, a indeks $j = 2$ wyjście z koła łopatkowego, przy czym dla $i = 1, j = 2$ oraz $i = 2, j = 1$: $r_w = r_{gw}$, $r_z = r_{gz}$, dla pozostałych i, j : $r_w = r_{dz}$, $r_z = r_{dw}$. Ponadto dla strug stykające się ze ściankami kanału ($n = 1$ i $n = m$) przyjęto większy współczynnik strat tarcia niż dla pozostałych. Po obliczeniu momentów dla poszczególnych strug momenty te sumowano otrzymując:

$$M_s = \sum_{n=1}^{n=m} M_{s,n}; \quad M_r = \sum_{n=1}^{n=m} M_{r,n}. \quad (9)$$

Obliczeniowe charakterystyki statyczne napędu hydrokinetycznego postaci:

$$i_d = f(i_k), \quad \eta = f(i_k), \quad \lambda = f(i_k), \quad (10)$$

gdzie: $i_d = M_r / M_s$ – przełożenie dynamiczne; η – sprawność; λ – współczynnik momentu, sporządzano na podstawie założonych wielkości ω_1 oraz i_k i wielkości M_s, M_r obliczonych z równań (9).



Rys. 1. Przekrój merydionalny przekładni hydrokinetycznej

Fig. 1. Typical streamtube considered in hydrodynamic torque converter

3 Weryfikacja modelu napędu hydrokinetycznego

Celem określenia dokładności rozpatrywanego modelu sporządzono obliczeniowe charakterystyki napędu hydrokinetycznego wózka widłowego z przekładnią hydrokinetyczną typu PH-280 o średnicy czynnej $D = 280$ mm i porównano je z charakterystykami uzyskanymi z badań eksperymentalnych. Ponadto, dla porównania dokładności rozpatrywanego modelu z innymi modelami, wykonano obliczenia charakterystyk dla tego napędu wg najbardziej skomplikowanego modelu opartego na teorii średniej strugi [2] uwzględniającego między innymi: temperaturę cieczy roboczej, szczeliny między kołami łopatkowymi, sprawność mechaniczną, straty tarcia dyskowego, odchylenie

strumienia cieczy od szkieletowej łopatki oraz wg najprostszego modelu opartego na teorii średniej strugi, wg równań (1) przyjmując, że $n = 1$. Obliczenia prowadzono w ten sposób, że dla wartości i_k użytych w badaniach eksperymentalnych (zmieniających się od 0,1 do 0,9) obliczano błędy charakterystyk obliczeniowych względem eksperymentalnych, a następnie średni błąd względny każdej charakterystyki i średni błąd modelu jako średnią arytmetyczną błędów względnych charakterystyk.

Do oceny stopnia komplikacji modelu przyjęto czas 100 tys. cykli obliczeń.

Średnie błędy względne modelowania oraz wyniki oceny stopnia komplikacji modeli względem rozpatrywanego modelu przedstawiono w Tabeli 1.

Tabela 1. Wyniki modelowania napędu hydrokinetycznego z przekładnią hydrokinetyczną typu PH-280 z użyciem różnych modeli

Table 1. Results of modeling of an hydrodynamic transmission system with the PH-280 hydrodynamic torque converter with using of different models

	Model prosty [1]	Model skomplikowany [2]	Model rozpatrywany
Średni względny błąd charakterystyk $i_d = f(i_k)$, $\eta = f(i_k)$	12,8 %	11,2 %	7,7 %
Średni względny błąd charakterystyki $\lambda = f(i_k)$	23,4 %	6,4 %	16,8 %
Średni względny błąd modelu	16,3 %	9,6 %	10,7 %
Stopień komplikacji względem rozpatrywanego modelu	10 razy mniejszy	1000 razy większy	1

Jak wynika z Tabeli 1 dokładność rozpatrywanego modelu jest większa od modelu prostego o 5,6 %, przy 10-cio krotnym wydłużeniu czasu obliczeń, lecz mniejsza od modelu skomplikowanego o 1,1 % przy 1000-krotnym skróceniu czasu obliczeń.

4 Podsumowanie

W artykule przedstawiono model matematyczny napędu hydrokinetycznego utworzony dla celów optymalizacji. Zwiększenie dokładność modelowania osiągnięto poprzez podział przepływu w przestrzeni roboczej przekładni hydrokinetycznej na wiele strug oraz założenie, że przepływ w przekroju merydionalnym przestrzeni roboczej jest przepływem wirowym wymuszonym, a nie jak powszechnie zakładano przepływem osiowym. Prostotę modelu zachowano stosując dla pojedynczej strugi teorię średniej strugi. Jednak użycie tego modelu do obliczeń wybranego napędu hydrokinetycznego nie spowodowało znaczącego wzrostu dokładności modelowania. Istotną poprawę modelowania z użyciem modelu opartego na teorii średniej strugi może przynieść zastosowanie modelu numerycznego z losową estymacją parametrów. Koncepcję takiego modelu przedstawiono w pracy [7].

Literatura

1. Pawelski Z.: *Badanie charakterystyk przekładni hydrokinetycznej przy wybranych nieustalonych stanach obciążeń*. Praca doktorska. Politechnika Łódzka Łódź 1980.
2. Kęsy Z.: *Opracowanie i badanie przekładni hydrokinetycznej dla naziemnych środków transportu regulowanej zmianą fizycznych właściwości cieczy roboczej*. Rozprawa habilitacyjna. Politechnika Radomska Radom 1996.
3. Kęsy A.: *Opracowanie kół łopatkowych z optymalnymi parametrami do napędów hydrokinetycznych środków transportu*. Rozprawa habilitacyjna. Politechnika Radomska, Radom 1999.
4. Стесин С. П.: *Оптимизация параметров гидродинамических приводов стропительных и дорожных машин*. Машиностроение Москва 1996.
5. Whitefield A. i inni: *A Performance Prediction Procedure for Three Element Torque Converters*. International Journal of Mechanical Science vol 20 1976.
6. Ishihara T.: *A Study of Hydraulic Torque Converter*. Report of IIS vol.5 no.7 University of Tokyo Tokyo 1955.
7. Kądziała A., Kęsy A.: *Koncepcja numerycznego modelu napędu hydrokinetycznego przeznaczonego do optymalizacji konstrukcji napędu*. Materiały konferencji: Transcomp. Zakopane 2000. Wydawnictwo Politechniki Radomskiej Radom 2000.

Streszczenie

W artykule przedstawiono nowy model napędu hydrokinetycznego utworzony pod kątem wymogów optymalizacji napędu. Taki model powinien być prosty i jednocześnie dokładny. Prostotę modelu osiągnięto stosując typowe równania przepływu cieczy w przestrzeni roboczej przekładni hydrokinetycznej oparte na teorii średniej strugi. Podwyższenie dokładności uzyskano poprzez podział całego strumienia cieczy na strugi i przyjęcie, że przepływ w przekroju merydionalnym przestrzeni roboczej jest przepływem wirowym wymuszonym.

MATHEMATICAL MODEL FOR HYDRODYNAMIC TRANSMISSION SYSTEM OPTIMIZATION

Summary

In the paper a new mathematical model of an hydrodynamic transmission system created for the system optimization was presented. Such a model should be simple and accurate. The model is simple because of a one-dimensional analysis a mean flow path approach was used. Accuracy was obtained by division whole flow in an hydrodynamic torque converter working area into a number of streamlines and assumption that the flow in the meridional plain is forced vortex.

Referat recenzowany

OPTYMALNE ZASTOSOWANIA NAPĘDÓW HYDROKINETYCZNYCH

1 Wstęp

Zadaniem układu przeniesienia napędu maszyny jest dostosowanie podaży mocy silnika napędowego do potrzeb układu roboczego maszyny poprzez zmiany momentów obrotowych i prędkości kątowych w sposób optymalny, np. przy minimalnym koszcie pracy, czy maksymalnym ograniczeniu szkodliwego oddziaływania maszyny na środowisko naturalne. Do kształtowania energii przepływającej przez układ przeniesienia napędu często stosowane są elementy hydrokinetyczne (EH) takie jak sprzęgła (SH) i przekładnie (PH). EH mają wiele zalet np. zdolność do tłumienia drgań, umiejętność automatycznego dostosowywania się do obciążenia, dużą niezawodność. Istotną cechą EH jest zależność przebiegu ich charakterystyk od warunków pracy. Warunki pracy EH w układzie napędowym maszyny wynikają, z kolei, z zakresu współpracy EH z układem roboczym maszyny, czyli zależą od rodzaju maszyny.

Celem tego artykułu jest wytypowanie na drodze rozważań teoretycznych takich maszyn, dla których zastosowanie EH w układzie napędowym jest optymalne. Jako funkcję celu przyjęto minimalizację strat mocy podczas pracy maszyny. Ograniczenia dotyczące mocy maszyny pominięto zakładając, że silnik napędowy jest w stanie zapewnić każdą wymaganą moc.

2 Przebieg obliczeń

Przepływ energii wiąże się zawsze ze stratami. Wielkość strat mocy P_{str} w maszynie charakteryzuje sprawność η definiowana jako stosunek mocy P_2 wykorzystanej przez układ roboczy maszyny do mocy P_1 doprowadzonej do układu przeniesienia napędu z silnika napędowego

$$\eta = \frac{P_2}{P_1} = \frac{P_1 - P_{str}}{P_1} \quad (1)$$

gdzie $P_{str} = P_1 - P_2$ jest mocą strat zamieniającą się na ciepło i oddawaną do otoczenia. Podobnie można określić sprawność EH

$$\eta = \frac{P_2}{P_1} = \frac{M_2 \omega_2}{M_1 \omega_1} = i_k i_d \quad (2)$$

* Zakład Projektowania Zespołów Napędowych, Instytut Mechaniki Stosowanej, Politechnika Radomska
26-600 Radom, ul. Krasickiego 54, e-mail: zkesy@iux.man.radom.pl

gdzie $i_k = \omega_2 / \omega_1$ – stosunek prędkości kątowych ω , $i_d = M_2 / M_1$ – stosunek momentów obrotowych M , wałów wyjściowego i wejściowego EH. Moment obrotowy przenoszony przez SH nie zmienia się, toteż $i_d = 1$ czyli $\eta = i_k$.

Charakterystyki układu roboczego maszyn mają najczęściej postać [1,2]:

$$P = A \omega_2^\alpha \quad (3)$$

gdzie A jest stałą, a α wykładnikiem zależnym od rodzaju maszyny. W rozważaniach teoretycznych przyjmuje się wartości α od 0 (nawijarki) do 5 (wentylatory).

Równanie (3) można zapisać inaczej, w postaci dogodnej do dalszych rozważań

$$P_2 = P_{2nom} \left(\frac{\omega_2}{\omega_{2nom}} \right)^\alpha \quad (4)$$

gdzie P_{2nom} oraz ω_{2nom} są wielkościami nominalnymi, w których maszyna pracuje najczęściej. Moc dostarczana do koła łopatkowego pompy EH przez silnik napędowy wyniesie

$$P_1 = P_2 / \eta = \frac{P_{2nom}}{\eta} \left(\frac{\omega_2}{\omega_{2nom}} \right)^\alpha \quad (5)$$

Moc strat w układzie przeniesienia napędu z EH będzie więc równa

$$P_{str} = P_1 - P_2 = P_{2nom} \left(\frac{\omega_2}{\omega_{2nom}} \right)^\alpha \left(\frac{1}{\eta} - 1 \right) \quad (6)$$

a po pomnożeniu i podzieleniu przez ω_1^α wyniesie

$$P_{str} = P_{2nom} \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \frac{\omega_1}{\omega_{2nom}} \right)^\alpha \left(\frac{1}{\eta} - 1 \right) = \frac{P_{2nom}}{i_{knom}^\alpha} i_k^\alpha \left(\frac{1}{i_k i_d} - 1 \right) \quad (7)$$

W przypadku zastosowania do napędu maszyny silników zapewniających stałą prędkość kątową ω_1 przełożenie i_{knom} jest stałe, co ułatwia dalszą analizę zależności (7). Silnikami spełniającymi ten warunek są silniki elektryczne synchroniczne i asynchroniczne oraz silniki spalinowe z zapłonem samoczynnym pracujące w zakresie charakterystyki regulatorowej.

Jeżeli w układzie przeniesienia napędu znajduje się SH, dla którego $\eta = i_k$ równanie (7) przyjmie prostszą postać

$$P_{str} = \frac{P_{2nom}}{\eta_{nom}^\alpha} \eta^{\alpha-1} (1-\eta) \quad (8)$$

Z wzoru (8) wynika, że najmniejsze straty ($P_{str} = 0$) wystąpią dla $\eta = 0$ lub $\eta = 1$. W pierwszym przypadku $\omega_2 = 0$, a w drugim $\omega_1 = \omega_2$, co oznacza, że moc nie jest przenoszona przez SH.

W celu analitycznego znalezienia wartości η , dla której straty mocy są największe w [1] zróżniczkowano równanie (8) i przyrównano je do zera

$$\frac{dP_{str}}{d\eta} = \frac{P_{2nom}}{\eta_{nom}^\alpha} \eta^{\alpha-1} [(\alpha-1)\eta^{\alpha-2} - \alpha\eta^{\alpha-1}] = 0 \quad (9)$$

$$\text{Z równania (9) otrzymano } \eta = 1 - \frac{1}{\alpha} \quad (10)$$

Maksymalną moc strat znaleziono wstawiając (10) do (8)

$$P_{str \max} = \frac{P_{2nom}}{\eta_{nom}^\alpha} \left(1 - \frac{1}{\alpha}\right)^{\alpha-1} \frac{1}{\alpha} \quad (11)$$

Dla maszyn, w których $\alpha = 1$ wartość $P_{str \max}$ jest nieoznaczona, gdyż dla $\alpha = 1$

$$B^0 = \left(1 - \frac{1}{\alpha}\right)^{\alpha-1} = 0^0 \quad (12)$$

należy więc znaleźć granicę wyrażenia B^0 przy $\alpha \rightarrow 1$. W tym celu zlogarytmowano (12)

$$\ln B^0 = (\alpha-1) \ln \left(1 - \frac{1}{\alpha}\right), \quad (13)$$

a następnie skorzystano z pierwszego wyrazu rozwinięcia logarytmu w szereg na podstawie zależności

$$\ln(x) = (x-1) + \frac{(x-1)^2}{2} + \dots + \frac{(x-1)^n}{n} \quad \text{dla } 0 < x \leq 2 \quad (14)$$

i w ten sposób otrzymano

$$\lim_{\alpha \rightarrow 1} \ln B^0 = \lim_{\alpha \rightarrow 1} (\alpha-1) \ln \left(1 - \frac{1}{\alpha}\right) = \lim_{\alpha \rightarrow 1} \left(\frac{1}{\alpha} - 1\right) \quad (15)$$

Na tej podstawie
$$B^0 = e^{\frac{1}{\alpha} - 1} \quad (16)$$

Tak więc dla $\alpha = 1$ $B = 1$ i stąd $P_{str \max} = \frac{P_{2nom}}{\eta_{nom}^\alpha}$ przy $\eta \approx 0$.

Zależności określające moc dogodnie jest przedstawić w formie bezwymiarowej. W tym celu przyjęto, że $\omega_{2nom} = \omega_1$ oraz prawą część równania (7) podzielono przez P_{2nom} otrzymując współczynnik mocy strat S

$$S = \frac{P_{str}}{P_{2nom}} = \left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)^\alpha \left(\frac{1}{\eta} - 1\right) = i_k^\alpha \left(\frac{1}{i_k i_d} - 1\right) \quad (17)$$

Podobnie przekształcono równanie (4) otrzymując

$$R = \frac{P_2}{P_{2nom}} = \left(\frac{\omega_2 / \omega_1}{\omega_{2nom} / \omega_1}\right)^\alpha = i_k^\alpha \quad (18)$$

Przełożenie dynamiczne i_d dla PH jest funkcją przełożenia kinematycznego i_k , toteż współczynnik S można przedstawić również w funkcji i_k .

Średnią prawnosć maszyny η_{sr} można otrzymać przekształcając równanie (1) i podstawiając w miejsce P_{str} oraz P_2 wartości średnie z cyklu pracy P_{str}^* , P_2^*

$$\eta_{sr} = \frac{1}{1 + P_{str}^* / P_2^*} \quad (19)$$

gdzie

$$P_{str}^* = \frac{1}{i_{k \max} - i_{k \min}} \int_{i_{k \min}}^{i_{k \max}} S di_k, \quad P_2^* = \frac{1}{i_{k \max} - i_{k \min}} \int_{i_{k \min}}^{i_{k \max}} R di_k \quad (20)$$

Wysokie wymagania stawiane układom napędowym maszyn powodują konieczność stosowania w niektórych przypadkach regulowanych EH. Najczęściej regulowana jest prędkość kątowa wału wyjściowego ω_2 . Zakres zmian tej prędkości podczas regulowania określa głębokość regulowania ν

$$\nu = \frac{\omega_{2opt} - \omega_{2z}}{\omega_{2opt}} = 1 - \frac{\omega_{2z} / \omega_1}{\omega_{opt} / \omega_1} = 1 - \frac{i_{kz}}{i_{kopt}} \quad (21)$$

gdzie indeks "opt" dotyczy optymalnego punktu pracy EH (przy η_{\max}), a indeks "z" końca zakresu regulacji. Głębokość regulowania ω_2 za pomocą EH jest ograniczona momentem resztkowym i stabilnymi warunkami pracy. Moment resztkowy może być równy momentowi tarcia dyskowego lub wentylacji (gdy EH jest opróżniony). Przy zmianie ν dla SH przebieg zależności $S = f(i_k)$ nie zmienia się. Natomiast dla PH podczas regulacji zmianie ulega najczęściej przełożenie dynamiczne i_d , co pociąga za sobą zmianę współczynnika S. Jednak zarówno dla SH jak i PH od głębokości regulowania ν zależy istotnie średnia sprawność maszyny η_{sr} określona w czasie jednego cyklu regulacji.

Na rysunku 1 pokazano przebieg zależności $S(i_k)$ dla nieregulowanych SH i PH, przy różnych wartościach wykładnika α , charakteryzującego rodzaj maszyny. Dla PH przyjęto liniową zależność $i_d(i_k)$ w postaci $i_d=3,5(1-i_k)$. Rysunek 2a przedstawia natomiast sprawność maszyny η_{sr} obliczoną według równań (19) dla różnych wartości współczynnika ζ , określającego górną granicę całkowania, w zależności od wykładnika α . Całkowanie przeprowadzono od dolnej granicy całkowania $i_{k \min} \approx 0$ do górnej granicy całkowania $i_{k \max} = \zeta i_{kk}$, gdzie i_{kk} równe jest 1 dla SH oraz 0,7 dla PH ($i_d = 1$).

W obliczeniach dla regulowanych PH przyjęto, że w skrajnych położeniach urządzenia regulującego przebieg $i_d(i_k)$ opisują zależności $i_d=2(1-i_k)$ oraz $i_d=3,5(1-i_k)$ (położenie optymalne). Założono ponadto, że regulacja odbywa się dwoma sposobami:

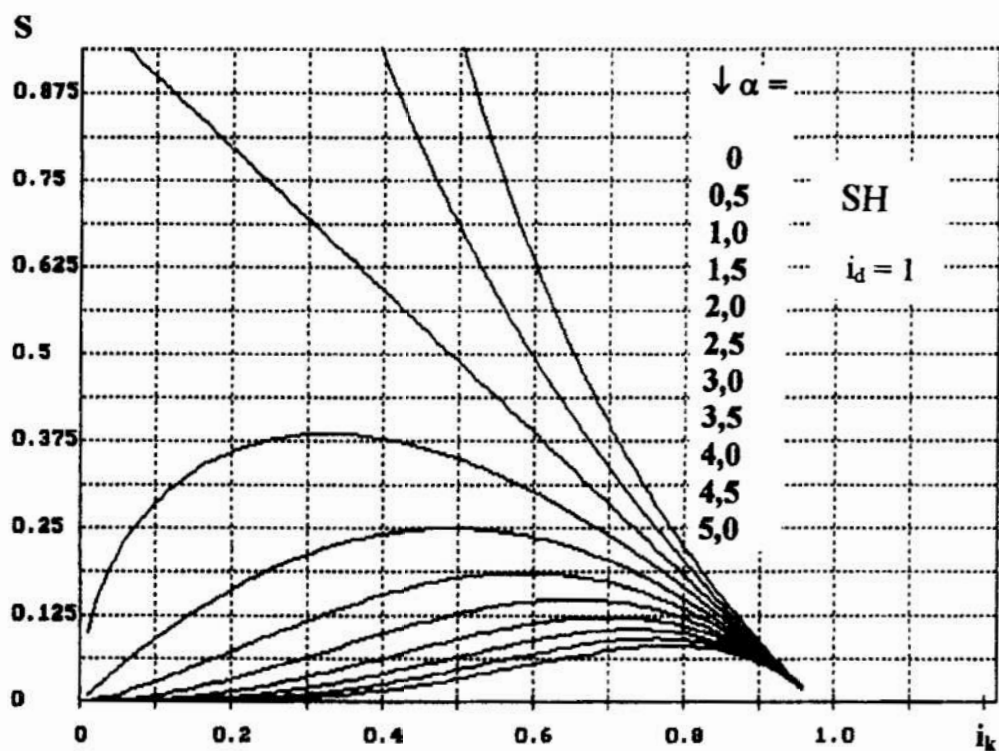
- urządzenie regulujące jest przestawiane z położenia pierwszego – optymalnego do drugiego od wartości $i_{k \text{ opt}} = 0,5$ do maksymalnej wartości $i_{k z} = 0,6$;
- urządzenie regulujące jest przestawiane z położenia pierwszego do drugiego – optymalnego od wartości minimalnej $i_{k z} = 0,4$ do $i_{k \text{ opt}} = 0,5$.

Rysunek 2b przedstawia średnią sprawność maszyny η_{sr} obliczoną według równań (19) dla obu sposobów regulowania i różnych głębokości regulacji ν w zależności od wykładnika α . Granicami całkowania są odpowiednio różne wartości $i_{k z}$ oraz $i_{k \text{ opt}}$.

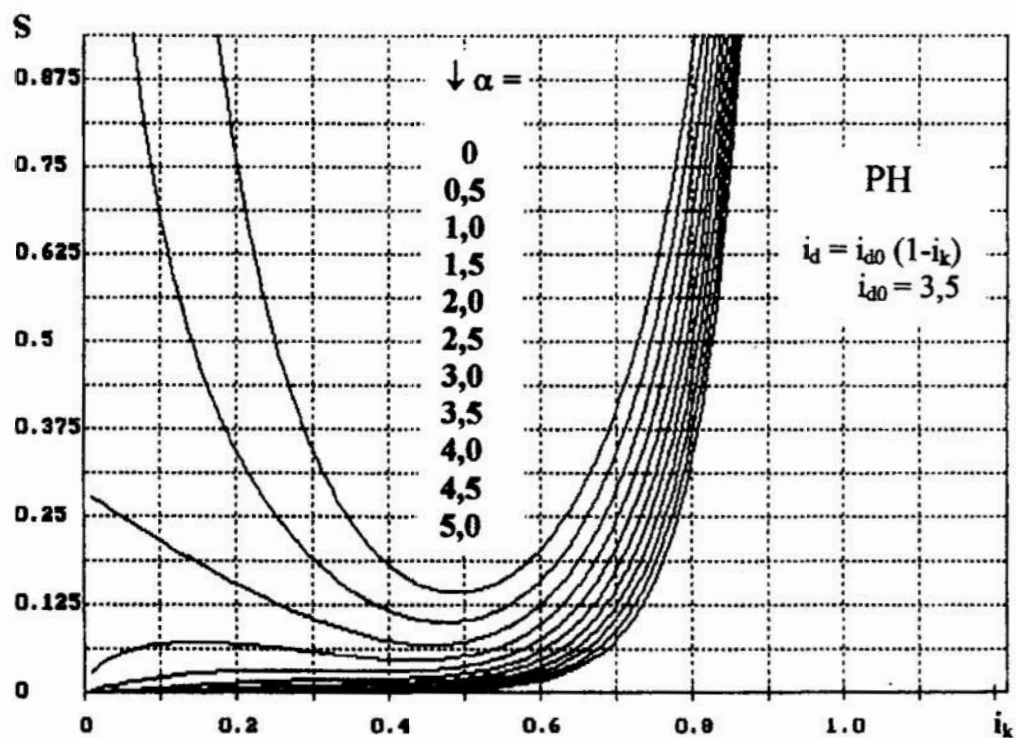
3 Omówienie wyników obliczeń i wnioski

Jak wynika z wykresów przedstawionych na rysunku 1 moc strat istotnie zależy od rodzaju maszyny. W przypadku SH ze wzrostem α maleje moc strat, a jej maksimum przesuwają się w stronę wyższych i_k . Dla PH moc strat ze wzrostem α również maleje, przy czym dla $\alpha > 2$ zmienia swój przebieg z malejąco-rosnącego na rosnący. Wykresy z rysunku 1 oraz rysunku 2a potwierdzają wniosek wynikający z analizy przebiegu sprawności SH i PH, że generalnie korzystnie jest stosować PH pracujące przy niższych i_k oraz SH pracujące przy wyższych i_k . Przebiegi dla regulowanej PH pokazane na rysunku 2b uwidaczniają duży wpływ sposobu regulowania na sprawność średnią maszyny. Zależnie od tego sposobu wzrost α może powodować zarówno spadek jak i wzrost η_{sr} , co powoduje konieczność optymalizacji. W rozpatrywanym przypadku maszyny o małym wykładniku α powinny być regulowane pierwszym sposobem, a maszyny o dużym wykładniku α drugim sposobem, przy czym należy uwzględnić również wpływ głębokości regulowania. Wzrost η_{sr} przy zmniejszaniu się $|\nu|$ wiąże się z coraz to mniejszym odstępstwem warunków pracy PH od warunków optymalnych.

a)



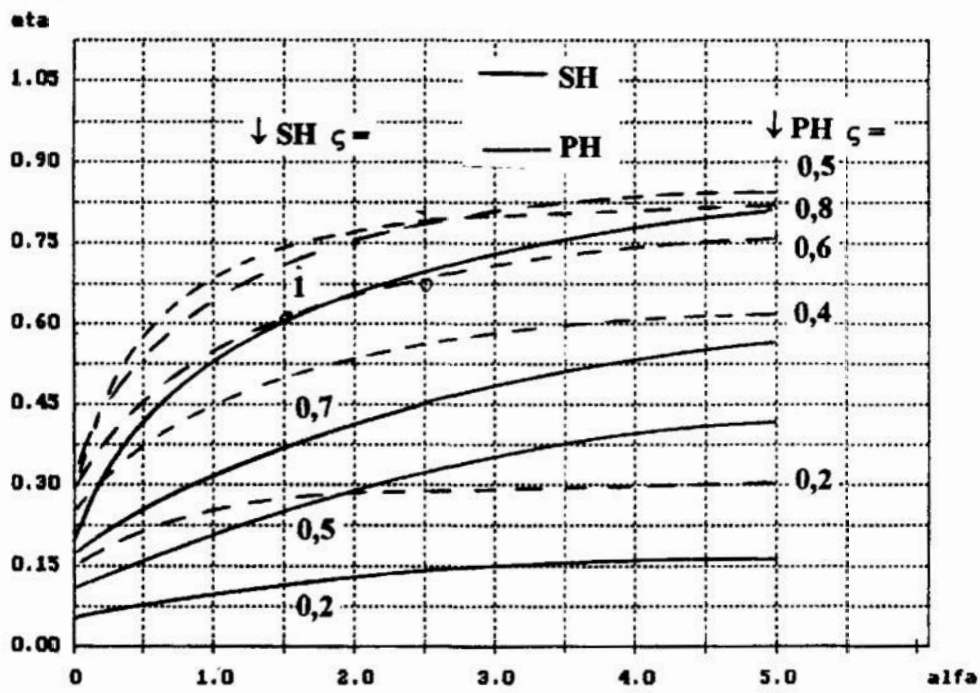
b)



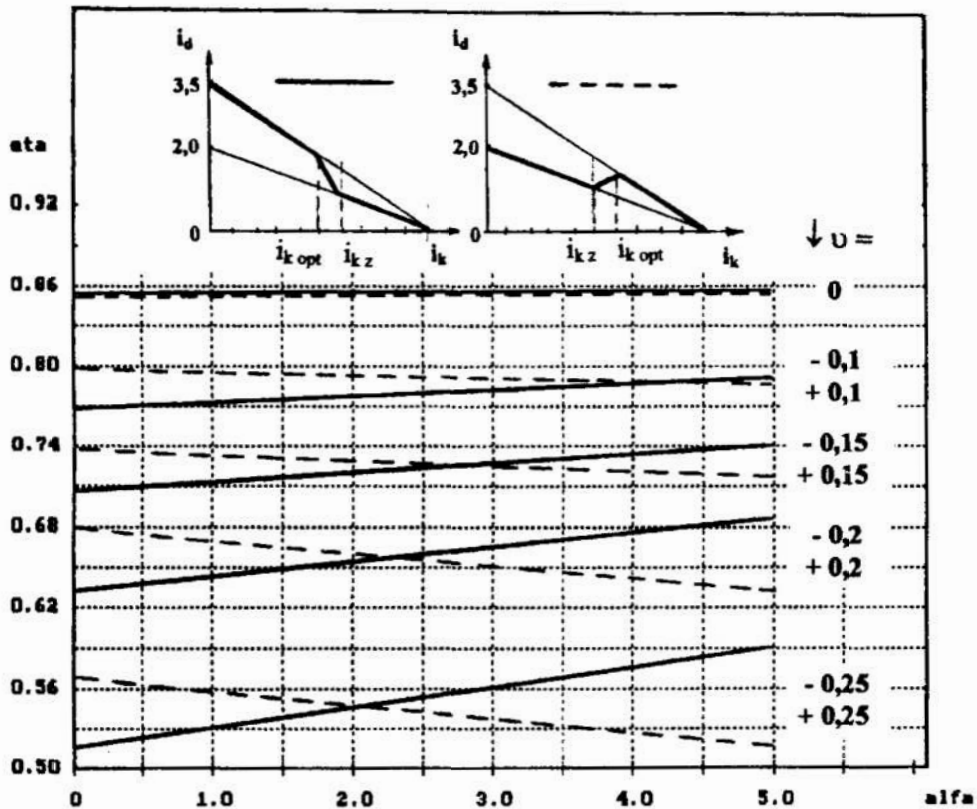
Rys. 1. Zależność $S(i_k)$ dla różnych wartości α : a – SH, b – PH

Fig. 1. Variation $S(i_k)$ for various α : a – hydrodynamic coupling, b – hydrodynamic torque converter

a)



b)



Rys. 2. Zależność $\eta_{sr}(\alpha)$ dla: a – nieregulowanych EH i różnych współczynnikach ζ , b – regulowanych PH i różnych głębokościach regulowania v

Fig. 2. Variation $\eta_{sr}(\alpha)$ for v : a – hydrodynamic elements and various parameter ζ , b – controlled hydrodynamic torque converter and various regulation parameter v

Przeprowadzone obliczenia pozwalają na wyciągnięcie następujących wniosków:

1. Zastosowanie nieregulowanych EH w układach napędowych maszyn jest tym bardziej korzystne, pod względem minimalizacji strat mocy, im większy jest wykładnik charakteryzujący układ roboczy maszyny.
2. W regulowanych PH zależność ta nie jest tak jednoznaczna, co wymaga przeprowadzenia optymalizacji z uwzględnieniem zarówno sposobu jak i zakresu regulowania.
3. Podczas optymalizacji należy wziąć ponadto pod uwagę udziały czasowe pracy maszyny przy określonych zakresach regulowania, których tu nie uwzględniono.

Literatura

1. Стесин С. П., Яковенко Е.А.: *Лопастные машины и Гидродинамические передачи*. Машиностроение Москва 1990.
2. Kęsy Z.: *Hydrokinetyczne układy napędowe*. Wydawnictwo Politechniki Radomskiej, Radom 2001.

Streszczenie

W artykule przedstawiono rozważania teoretyczne mające na celu wskazanie takich maszyn, dla których zastosowanie elementów hydrokinetycznych (sprzęgieł i przekładni) w ich układzie napędowym jest optymalne. Jako kryterium oceny przyjęto minimalizację strat mocy podczas pracy maszyny. Wykazano, że szczególnie dla regulowanych PH istnieje konieczność optymalizacji układu napędowego maszyny, przy uwzględnieniu sposobów i zakresów regulowania.

OPTIMAL SELECTION OF HYDRODYNAMIC TRANSMISSION SYSTEMS

Summary

In this paper numerical investigations for optimal selection of machines driven by hydrodynamic couplings or hydrodynamic torque converters are presented. The main criterion of the selection was power losses minimum. It was found that in order to solve the problem optimisation should be used, especially for transmission systems with controlled hydrodynamic torque converter.

Referat recenzowany

MECHANIZMY ADAPTACJI W INFORMACYJNYCH PORTALACH KORPORACYJNYCH

1 Wprowadzenie

Pojęcie informacyjnego portalu korporacyjnego (ang. *EIP – Enterprise Information Portal*) po raz pierwszy zostało zaproponowane przez Merrill Lynch w listopadzie 1998 roku jako systemu zdolnego do integracji wewnętrznych oraz zewnętrznych źródeł danych przedsiębiorstwa oraz zapewniającego jednolity spersonalizowany dostęp do niezbędnych informacji w celu lepszego podejmowania decyzji. Definicja ta powstała w stanie gdy większość znaczących firm, w tym informatycznych, rozpoczęła budowę lub już posiadała własny zintegrowany system komputerowy, a Internet był szeroko wykorzystywany do komunikacji wewnętrznej (intranet) oraz zewnętrznej (ekstranet). Udostępnienie wewnętrznych zasobów informatycznych firmy przez Internet doprowadziło do powstania nowej klasy systemów informatycznych – portali wewnętrznych, a wzbogacenie tych systemów w mechanizmy zarządzania informacją oraz personalizację – do systemów typu EIP. Celem tych systemów jest [1], [2]:

- szybsze i dokładniejsze dostarczenie danych pracownikom przedsiębiorstwa według ich potrzeb i zgodnie z pełnioną funkcją;
- indywidualne dopasowanie funkcjonalności oprogramowania, a wraz z tym efektywniejsze jego wykorzystanie;
- przyspieszenie cyklu biznesowego;
- ograniczenie kosztów pracy;
- zwiększenie jakości produktów i usług;
- ułatwienie podejmowania decyzji oraz usprawnienie komunikacji z pracownikami (systemy typu B2E);
- skracanie drogi do rynku (systemy typu B2B);
- polepszenie relacji z dostawcami, dystrybutorami oraz innymi partnerami biznesowym (systemy typu B2C);
- umożliwienie wirtualnych stanowisk pracy;

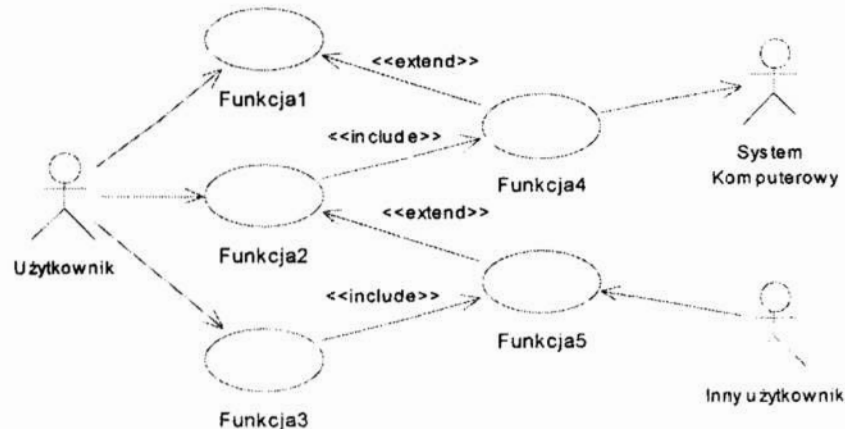
Aby osiągnąć wysoką użyteczność systemu klasy EIP do jego głównych właściwości dodaje się zdolność do dostosowywania wyglądu oraz funkcjonalności przez samych użytkowników lub w sposób automatyczny. W wyniku tego system może być optymalnie dostrajany w trakcie działania. Niestety jest to jedno z trudniejszych zagadnień w modelowaniu portali korporacyjnych, często redukowane w praktyce do prostych mechanizmów typu konfiguracji manualnej. Można stwierdzić też brak zadawalającej analizy na ten temat oraz ścisłego opisu mechanizmów dostosowania portalu w literaturze jak krajowej, tak i światowej. W opracowaniach na temat portali korporacyjnych brakuje też klasyfikacji metod dostosowania portalu do potrzeb użytkownika oraz propozycji miary użyteczności, czy też jakości systemów tego typu.

Dana praca ma na celu przedstawienie mechanizmów adaptacji parametrycznej oraz strukturalnej jako części systemów klasy EIP, klasyfikacje tych mechanizmów oraz wprowadzenie miary jakości portalu korporacyjnego z punktu widzenia jego użytkownika. Rozdział 2 przedstawia koncepcje modelu funkcjonalnego systemu EIP, w rozdziale 3 zaproponowano miarę jakości użytkowej portalu oraz jej ocenę, rozdział 4 definiuje proces adaptacji oraz jej cel, natomiast rozdział 5 zawiera klasyfikację mechanizmów adaptacji wraz z przykładem wpływu wybranego mechanizmu na jakość.

* Politechnika Wroclawska, Wybrzeże Wyspiańskiego, 370-50, klosow@sprocket.ict.pwr.wroc.pl

2 Model funkcjonalny

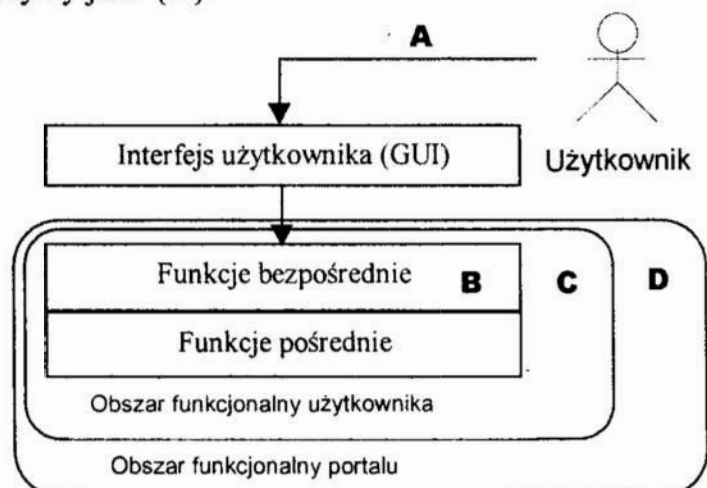
Z punktu widzenia użytkownika system EIP będziemy rozpatrywać jako zbiór zadań, które można wykonać wydając odpowiednie polecenie. Uściślając ten pogląd, zakładamy iż istnieje taki skończony zbiór zadań elementarnych, które może wykonać użytkownik używając system EIP, a każde z tych zadań jest reprezentowane przez jeden lub więcej elementów składowych tego systemu zwanych dalej funkcjami portalu. Zadanie elementarne nie może zawierać innych zadań. Funkcja portalu nie podlega modyfikacji. W związku z powyższym cały portal z punktu widzenia użytkownika można przedstawić jako graf funkcji oraz ich relacji, wyrażony w notacji UML jako diagram przypadków użycia (Rys. 1).



Rys. 1. Uproszczony model funkcjonalny systemu EIP
Fig. 1. A simple functional model of EIP

Wyróżnimy dwie klasy funkcji. **Funkcje bezpośrednie** są wywoływane przez użytkownika. **Funkcje pośrednie** są wywoływane przez funkcje bezpośrednie lub innych aktorów, którymi mogą być inni użytkownicy bądź systemy komputerowe zintegrowane z portalem. Należy zauważyć, że funkcje bezpośrednie kształtują interfejs użytkownika. Zbiór wszystkich funkcji portalu, które mogą być wykorzystywane przez wszystkich użytkowników zaznaczymy jako {D}.

Każdy użytkownik posiada uprawnienia dostępu do pewnego fragmentu funkcji portalu. Taki zbiór funkcji bezpośrednich oraz pośrednich dostępnych dla wybranego użytkownika portalu nazwiemy obszarem funkcjonalnym użytkownika i zaznaczymy jako {C}. Wyodrębnimy zbiór funkcji bezpośrednich danego użytkownika jako {B} i nazwiemy interfejsem funkcjonalnym. Natomiast zbiór funkcji bezpośrednich używanych przez wybranego użytkownika będziemy zaznaczać jako {A}.



Rys. 2. Architektura logiczna funkcjonalna portalu EIP
Fig. 2. Functional logical architecture of EIP

Zauważmy, iż zachodzi następująca zależność pomiędzy zbiorami:

$$A \subseteq B \subseteq C \subseteq D \quad (1.1)$$

W praktyce zależność ta sprowadza się do:

$$A \subset B \subset C \subset D \quad (1.2)$$

Oznacza to, że część funkcji udostępnionych użytkownikowi przez jego interfejs nie są używane ($A \subset B$), istnieje co najmniej jedna funkcja pośrednia w obszarze funkcjonalnym użytkownika ($B \subset C$); istnieją funkcje, do których użytkownik nie posiada dostępu ($C \subset D$). Ogólną architekturę logiczną funkcjonalną systemu EIP można przedstawić jak na rysunku 2

3 Ocena jakości portalu względem użytkownika

Jednym z podstawowych celów EIP jest ułatwienie pracownikom wykonania pracy pośrednictwem komputera. Oznacza to, iż użytkownik portalu korporacyjnego powinien szybko i skutecznie wykonywać zadania z minimalną stratą czasu na opanowanie obsługi programów. Prowadzi to do skupienia się w systemach typu EIP wokół konkretnych zadań i celów pracownika, a nie wokół funkcji i aplikacji komputerowych. System komputerowy powinien dostarczać w najkrótszym czasie niezbędną informację, posiadać łatwy w obsłudze interfejs użytkownika. Ponadto złożoność operacji, które będzie wykonywał użytkownik portalu powinna być sprowadzona do minimum, jak również liczba funkcji i narzędzi, które powinien opanować użytkownik. W tym dużą rolę odgrywa automatyzacja operacji, a także gotowe szablony scenariuszy działań, bądź zestawy danych potrzebne dla danej funkcji pracowniczej.

W związku z powyższym sformułujemy tezę, iż jakość użytkowa portalu korporacyjnego zależy od jego właściwości funkcjonalnych oraz efektywności posługiwania się daną funkcjonalnością.

Wprowadzimy następujące oznaczenia. Niech ϑ^{-1} oznacza miarę efektywności użycia funkcji portalu, natomiast Γ oznacza miarę złożoności funkcjonalnej. Niech istnieje funkcja γ do oszacowania miary efektywności użycia funkcji portalu:

$$\vartheta = \gamma(B) \quad (2)$$

Wielkość ta charakteryzuje łatwość dostępu i wywołania poszczególnych funkcji przez użytkownika, a także efektywność prezentacji informacji, w tym ergonomię interfejsu użytkownika, szybkość dostępu do danych oraz użyteczność wyświetlanych danych.

Wprowadzimy funkcje φ do oszacowania miary złożoności funkcjonalnej portalu, rozumianej jako liczba punktów funkcyjnych w wybranym obszarze funkcjonalnym F:

$$\Gamma = \varphi(F) \quad (3)$$

gdzie φ wyznacza następujący wyraz:

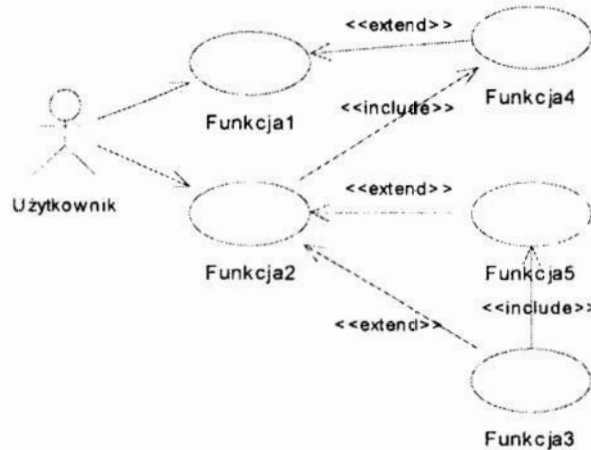
$$\varphi = \sum \kappa(f_i) \quad (4)$$

jest to suma punktów funkcyjnych κ poszczególnych funkcji, obliczonych według teorii analizy punktów funkcyjnych zgodnie z metodą COCOMO[3].

Wprowadzimy pojęcie gęstości obszaru funkcjonalnego portalu jako:

$$\rho = \frac{\varphi(C)}{\varphi(B)} \quad (5)$$

Wielkość ρ można zinterpretować jako natężenie punktów funkcyjnych w wykonywanych przez użytkownika zadaniach. Tak, każde zadanie powoduje wykonanie szeregu operacji w komputerze, lub inaczej, wykorzystanie kilku funkcji portalu. Nim większa liczba punktów funkcyjnych w wykonywanych funkcjach oraz nim mniejsza liczba takich funkcji tym gęstość jest większa. Należy zauważyć, że nim większa



Rys.3. Zwiększenie gęstości funkcjonalnej portalu
Fig.3. Increasing of portal functional density

Automatyzacja funkcji portalu tym większa jest gęstość.

Rozpatrzmy następujący przypadek zmiany struktury funkcjonalnej portalu (Rys.3), pierwotna wersja której pokazana została na rysunku 1. Funkcja3 została zautomatyzowana i połączona relacją rozszerzenia z Funkcją2. Operacja ta zwiększyła gęstość portalu, ponieważ zmniejszyła zbiór B. Przy ocenie jakości portalu należy również brać pod uwagę fakt, iż liczba udostępnionych przez interfejs użytkownika funkcji powinna być zbliżona do funkcji używanych przez użytkownika do wykonania zadań.

Oznacza to, że jakość użytkowa portalu będzie tym większa nim bardziej zbliżony do wartości 1 będzie wyraz:

$$\frac{\varphi(A)}{\varphi(B)} \quad (6)$$

Ostatecznie jakość użytkowa systemu może być obliczona zgodnie z wyrazem:

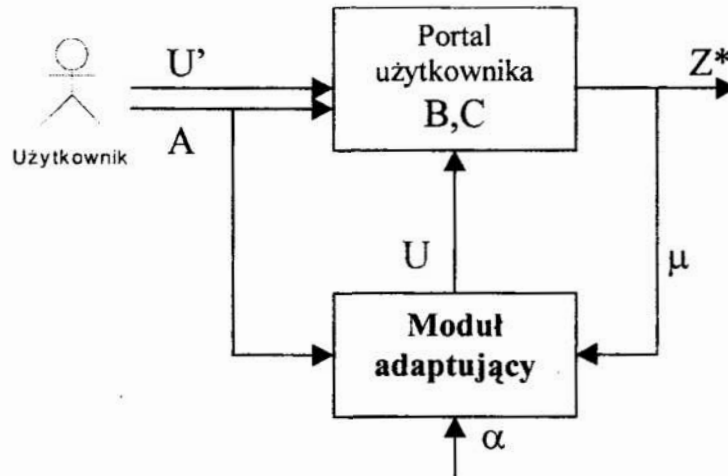
$$\mu = \frac{\rho(B, C) \cdot \Gamma_A}{\Gamma_B \cdot \vartheta} \quad (7.1)$$

lub zgodnie z wyrazami (2), (3) oraz (5) następująco:

$$\mu = \frac{\varphi(A) \cdot \varphi(C)}{\varphi^2(B) \cdot \gamma(B)} \quad (7.2)$$

4 Mechanizmy adaptacji

Adaptacje definiujemy jako proces zmian dokonywanych w systemie przez użytkownika lub automatycznie w celu zwiększenia jakości użytkowej rozumianej w sensie wyrazu (7.2). Wynikiem adaptacji jest taki stan systemu, który pozwala na bardziej efektywne wykonywanie pracy przez użytkownika systemu. Schemat procesu adaptacji pokazuje rysunek 4.



Rys.4. Schemat procesu adaptacji w systemie typu EIP

Fig.4. Adaptation process schema in the EIP system

Wpływ użytkownika na system opisuje zbiór poleceń A. System charakteryzują zbiór B funkcji dostępnych z poziomu interfejsu użytkownika, oraz zbiór C wszystkich wykorzystywanych funkcji portalu w trakcie pracy użytkownika. Na podstawie zbiorów B,C używając wyrazu (7.2) obliczana jest jakość portalu μ . Wykorzystując dane A oraz μ moduł adaptujący w oparciu o algorytm adaptacji α generuje zbiór U rozkazów sterujących zmianami właściwości portalu. Zmiany adaptacyjne wprowadzane przez użytkownika opisuje zbiór U'.

Celem adaptacji jest osiągnięcie największej gęstości funkcjonalnej w obszarze użytkownika przy zachowaniu maksymalnej efektywności użytkowania systemu:

$$Z : \max[\mu] \quad (8)$$

Innymi słowy adaptacja dąży do stanu, w którym łatwość dostępu do GUI jest maksymalna, liczba nieużywanych funkcji interfejsu użytkownika jest minimalna, a liczba zautomatyzowanych funkcji jest maksymalna. Wyraz (8) można więc przedstawić przy pomocy następujących wyrazów:

$$\lim \frac{\varphi(A)}{\varphi(B)} = 1 \quad (9.1)$$

$$\rho(B, C) \rightarrow \max \quad (9.2)$$

$$\gamma(B) \rightarrow \min \quad (9.3)$$

Można zidentyfikować szereg mechanizmów adaptacji w systemach typu EIP, przedstawionych w poniższej klasyfikacji (Tab.1). Przy tym w klasyfikacji wyróżniono na potrzeby realizacji trzy typy adaptacji. Adaptacja parametryczna dotyczy modyfikacji parametrów systemu, znana jako dostrajanie lub konfiguracja. Adaptacja strukturalna powoduje zmiany w zależnościach pomiędzy składowymi systemu, kolejności przepływu zdarzeń w systemie. Odmiana adaptacji strukturalnej adaptacja alternatywna przewiduje zamianę istniejącej struktury na jedną z alternatywnych, wcześniej przygotowanych struktur.

Tabela 1. Klasyfikacja mechanizmów adaptacji w systemach typu EIP

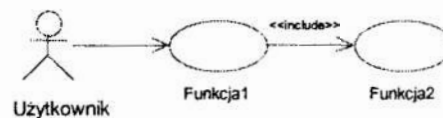
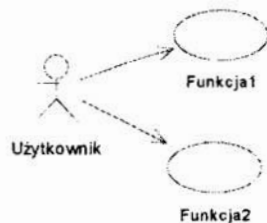
Table 1. Classification of adaptation mechanisms in the EIP systems

Typ mechanizmu adaptacji	Typ adaptacji
Zmiany warstwy prezentacji	
1. Adaptacja palety kolorów Użytkownik może ustalać własne kolory na ekranie lub wybierać przygotowane zestawy – palety	Parametryczna, Alternatywna
2. Adaptacja nazewnictwa Dotyczy zmian tytułów, powiadomień, nagłówek, jak również wersji językowej interfejsu użytkownika	Parametryczna, Alternatywna
3. Adaptacja stylu Dotyczy wyboru typów elementów interfejsu użytkownika, takich jak przyciski, okienka, czcionki, linie, kursory i t.p.	Parametryczna, Alternatywna
4. Adaptacja lokalizacji elementów GUI Użytkownik może zmieniać usytuowanie elementów na ekranie. Dotyczy to również struktury menu, czyli mapy portalu.	Parametryczna, Alternatywna
Zmiana struktury funkcjonalnej systemu	
5. Dodanie funkcji do obszaru użytkownika Użytkownik może dostać uprawnienia do używania dodatkowych funkcji portalu	Strukturalna
6. Dodanie funkcji do obszaru funkcji bezpośrednich Użytkownik może zmieniać interfejs poprzez dodanie nowej funkcji z zestawu udostępnionych funkcji w jego obszarze	Strukturalna,
7. Usunięcie funkcji z obszaru użytkownika Użytkownik może być pozbawiony praw używania danej funkcji	Strukturalna
8. Usunięcie funkcji z obszaru funkcji bezpośrednich Dostęp do funkcji z poziomu GUI może zostać zlikwidowany	Strukturalna
9. Dodanie rozszerzenia funkcji w obszarze użytkownika Wykonanie dwóch funkcji jest uzależnione od siebie. Wywołanie jednej funkcji może spowodować wywołanie drugiej funkcji	Strukturalna
10. Usunięcie rozszerzenia funkcji w obszarze użytkownika Wykonanie funkcji przestaje być zależnym od wykonania drugiej funkcji. Funkcja - rozszerzenie staje się samodzielną funkcją	Strukturalna
Automatyzacja funkcji	
11. Utworzenie agenta personalnego Agent personalny reprezentuje sobą mechanizm automatycznego wywołania dowolnego zdarzenia	Strukturalna
12. Zwarcie funkcji Dwie funkcje uczestniczące w jednym zadaniu można przedstawić z punktu widzenia użytkownika jako jedną operację	Strukturalna
13. Utworzenie agregacji funkcji Kilka funkcji wykonywany stale według tego samego scenariusza Można połączyć w postaci jednego zadania, czyli agregacji funkcji	Strukturalna

Tabela 1.c.d. Klasyfikacja mechanizmów adaptacji w systemach typu EIP
 Table 1.c. Classification of adaptation mechanisms in the EIP systems

14. Utworzenie makrodefinicji funkcji Kilka funkcji potrzebnych do wykonania zadania mogą być połączone w makrodefinicję, wykonaniem której steruje nowa funkcja w obszarze funkcji bezpośrednich.	Strukturalna
Zmiana konfiguracji portalu	
15. Użytkowe role predefiniowane W zależności od wyników identyfikacji użytkownika system dopasowuje funkcjonalność oraz interfejs w oparciu o jedną z wcześniej zdefiniowanych ról użytkowych.	Alternatywna
Zmiana struktury danych	
16. Ewolucja schematu oraz widoków baz danych Mechanizm dopasowania modelu danych do zmieniających się potrzeb użytkownika oraz systemu. Zawiera operacje bezpiecznej modyfikacji, która nie prowadzi do utraty danych lub ich spójności.	Strukturalna, Parametryczna

Pokażemy wpływ wybranych mechanizmów adaptacji na jakość użytkową systemu. Rozpatrzmy agregację dwóch funkcji. Niżej pokazano diagramy UML ilustrujące działanie tego mechanizmu adaptacji (Rys.5).



a) b)
 Rys. 5. Utworzenie agregacji funkcji
 Fig. 5. Creation of the functions aggregation

Przyjmijmy, iż $\varphi(\text{Funkcja1}) = f_1$, $\varphi(\text{Funkcja2}) = f_2$. Wtedy jakość przed adaptacją (Rys.5a) zgodnie z wyrazem (7.2) wynosi:

$$\mu = \frac{f_1 \cdot (f_1 + f_2)}{f_1^2 \cdot \gamma} = \left(1 + \frac{f_2}{f_1}\right) \cdot \frac{1}{\gamma} \quad (10.1)$$

Natomiast jakość po adaptacji (Rys.5b) wynosi:

$$\mu' = \frac{(f_1 + f_2) \cdot (f_1 + f_2)}{(f_1 + f_2)^2 \cdot \gamma'} = \frac{1}{\gamma'} \quad (10.2)$$

Ze wzorów (9.1), (9.2), (9.3), ponieważ $\frac{f_2}{f_1} > 0$ oraz $\gamma > \gamma'$ tak jak użycie funkcji zostało ułatwione, wynika, że:

$$\mu' \gg \mu \quad (11)$$

Przy tym, nierówność (11) jest tym silniejsza, nim bardziej złożona funkcjonalnie w porównaniu z Funkcja2 jest Funkcja1.

5 Wnioski

Przedstawiono model funkcjonalny systemu klasy EIP oraz zaproponowano miarę jakości użytkowej w oparciu o efektywność interfejsu użytkownika oraz gęstość funkcjonalną użytkowej części informacyjnego portalu korporacyjnego. Przedstawiono klasyfikację 16 typów mechanizmów adaptacji, które mogą być zastosowane w omawianych systemach w celu zwiększenia ich jakości względem użytkownika.

W celach ułatwienia analizy systemowej jak również etapu projektowania mechanizmy adaptacji opisano przy pomocy diagramów przypadków użycia w języku UML.

W pracy nie narzucono żadnych ograniczeń dotyczących wyboru algorytmu adaptacji bądź metody oceny punktów funkcyjnych. Z tego powodu wyniki pracy mogą być natychmiast wykorzystane w praktyce bez dodatkowych doświadczeń. Nie mniej jednak w przyszłości planuje się przeprowadzić dodatkowe badania dotyczące identyfikacji innych mechanizmów adaptacji, metody oceny efektywności interfejsu użytkownika oraz alternatywnej metody oceny punktów funkcyjnych.

Literatura

1. *The Hummingbird EIP: Reviewer's Guide*, <http://www.hummingbird.com>
2. *Viador E-Portal Framework: An Enterprise Information Portal Architecture*. A Viador Inc. White Paper, www.viador.com, 2000 r.
3. *USC COCOMOII Reference Manual*, University of Southern California, 1999.
4. Marshall Ch.: *Enterprise Modeling with UML: Designing Successful Software Through Business Analysis*, Addison-Wesley Longman Inc., 2000.

Streszczenie

Informacyjne portale korporacyjne reprezentują obecnie znaczącą gałąź w dziedzinie systemów informatycznych. Dynamiczne dostosowywanie cech portalu do potrzeb użytkownika stanowi ważne zagadnienie naukowo-badawcze, jak również praktyczne. W pracy zaproponowano miarę jakości użytkowej portalu klasy EIP, szereg mechanizmów adaptacji oraz ich reprezentacje w języku modelowania UML. Wprowadzono pojęcie gęstości funkcjonalnej oraz pokazano wpływ na jej wartość mechanizmów adaptacji.

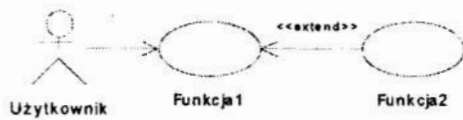
ADAPTATION MECHANISMS IN ENTERPRISE INFORMATION PORTAL

Summary

Enterprise Information Portals scope a great area in an information systems research. Dynamic adaptation of the EIP features to the user needs represents an important objective for the researchers, as well as practical needs. In the paper an EIP usability evaluation is shown, and some adaptation mechanisms are described using UML representation. The functional density is introduced and the relation with adaptation mechanisms is shown.

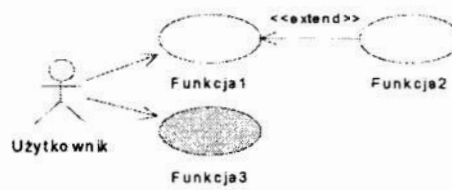
Referat recenzowany

Dodatek A. Opis mechanizmów adaptacji (tab.1) w języku UML

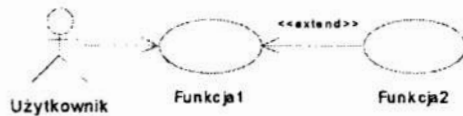


a)

Rys. A.1. Dodanie funkcji do obszaru użytkownika
Fig. A.1. Addition of a function to the user domain



b)

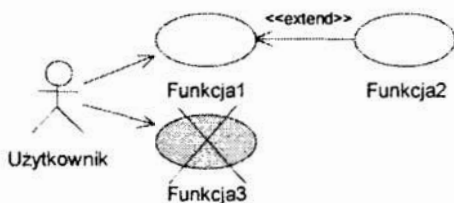


a)

Rys. A.2. Dodanie funkcji do obszaru funkcji bezpośrednich
Fig. A.2. Addition of a function to the direct functions domain

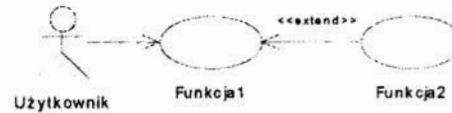


b)

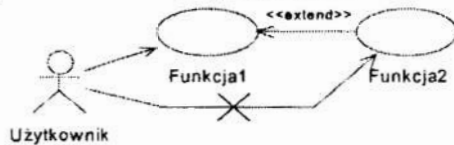


a)

Rys. A.3. Usunięcie funkcji z obszaru użytkownika
Fig. A.3. Deleting of a function from the user domain

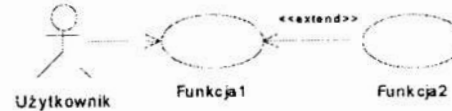


b)

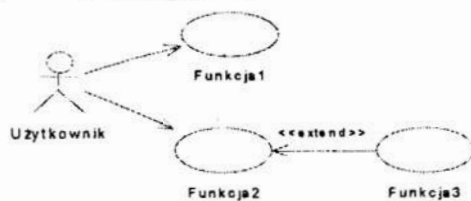


a)

Rys. A.4. Usunięcie funkcji z obszaru funkcji bezpośrednich
Fig. A.4. Deleting of a function from the direct functions domain

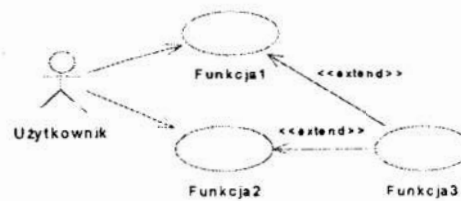


b)

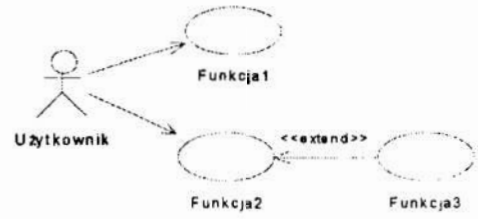
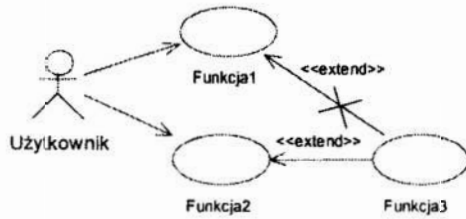


a)

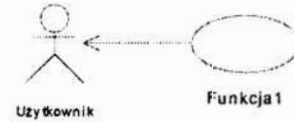
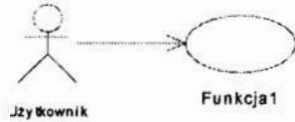
Rys. A.5. Dodanie rozszerzenia funkcji w obszarze użytkownika
Rys. A.5. Addition of a function extension in the user domain



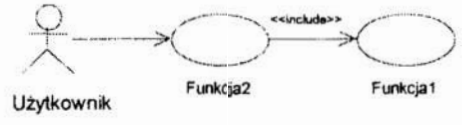
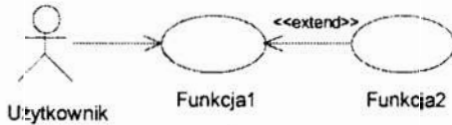
b)



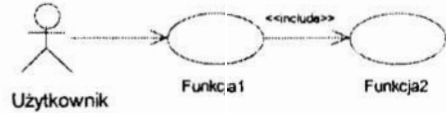
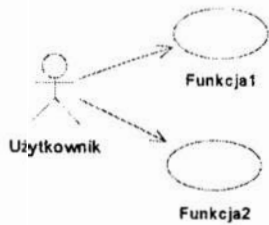
a) b)
 Rys. A.6. Usunięcie rozszerzenia funkcji w obszarze użytkownika
 Fig. A.6. Deleting of a function extension from the user domain



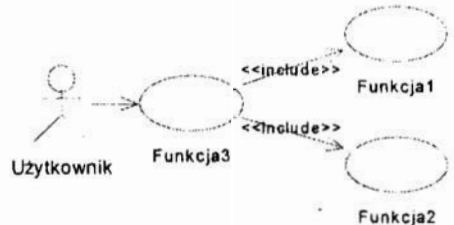
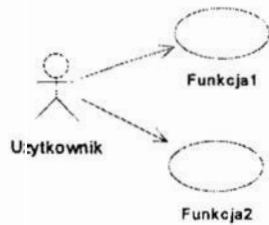
a) b)
 Rys. A.7. Tworzenie agenta
 Fig. A.7. Agent creation



a) b)
 Rys. A.8. Zwarcie funkcji
 Fig. A.8. Combining of functions



a) b)
 Rys. A.9. Tworzenie agregacji funkcji
 Fig. A.9. Creation of a functions aggregation



a) b)
 Rys. A.10. Tworzenie makrodefinicji funkcji
 Fig. A.10. Creation of a functions macrodefinition

OPTYMALIZACJA ZGINANYCH PRZEKROJÓW ŻELBETOWYCH

1 Wstęp

W styczniu 1999 roku ukazał się projekt nowej normy "Konstrukcje betonowe, żelbetowe i sprężone. Obliczenia statyczne i projektowanie" o numerze PN-B-03264 [4], który zastąpi niebawem normę obowiązującą od 1984 roku [3]. Projekt normy wzorowany jest na przepisach obowiązujących w Europie Zachodniej – Eurocodzie Zasady obliczenia i projektowania konstrukcji z betonu zwykłego są niesprzeczne z normami europejskimi.

W pracy wykonano analizę dotyczącą wymiarowania przekrojów zginanych według nowej i starej normy ze względu na koszt użytego betonu i stali. W analizie pominięto wpływ kosztu deskowania. Nie wpływa to na całkowity koszt belki, ponieważ rozważany jest tylko przekrój prostokątny, a do każdej belki potrzebne jest deskowanie, o podobnych parametrach. Analiza pozwoli projektantowi na porównanie, jaki kształt belki i procent zbrojenia jest optymalny dla nowej normy.

2 Oznaczenia

Przyjęte oznaczenia wspólne dla obydwu norm:

- a – odległość środka ciężkości zbrojenia A_s lub F_a od krawędzi rozciąganej lub mniej ściskanej,
- b – szerokość belki,
- h – wysokość przekroju,
- k_b – koszt betonu,
- k_s – koszt stali,
- L – funkcja mnożników Lagrange'a,
- λ – mnożnik Lagrange'a,
- x – wysokość ściskanej strefy przekroju,

Oznaczenia przyjęte zgodnie z PN-B-0326

- A_s – pole przekroju zbrojenia,
- d – wysokość użyteczna przekroju,
- f_{cd} – wytrzymałość obliczeniowa betonu na ściskanie,
- f_{yd} – obliczeniowa granica plastyczności dla stali zbrojeniowej,
- M – moment zginający,
- ξ_{lim} – wartość graniczna stosunku ramienia sił wewnętrznych w przekroju do wysokości użytecznej przekroju (ogranicza zakres strefy ściskanej w betonie),

Oznaczenia przyjęte zgodnie z PN-84/B-03264

- n – stosunek R_a/R_b ,
- R_b – wytrzymałość obliczeniowa betonu na ściskanie,

* Politechnika Warszawska, Wydział Inżynierii Lądowej, Ośrodek Metod Komputerowych, ak@il.pw.edu.pl

** Politechnika Warszawska, Wydział Inżynierii Lądowej, Ośrodek Metod Komputerowych, dok@il.pw.edu.pl

- R_a – obliczeniowa granica plastyczności dla stali zbrojeniowej,
- z – ramię sił wewnętrznych,
- k_b – koszt betonu,
- k_s – koszt stali.

3 Zasady sprawdzania stanu granicznego zginania

Sprawdzenie stanu granicznego nośności przy zginaniu zachodzi, gdy moment M wywołany obciążeniem zewnętrznym jest \leq od momentu sił wewnętrznych. Stan graniczny zachodzi gdy wystąpi jedno z następujących zjawisk:

Według PN-B-03264

- W zbrojeniu A_s (rozciągany) osiąga się odkształcenie $\varepsilon = 10 \text{ ‰}$,
- W skrajnych włóknach ściskanych betonu osiąga się $3,5 \text{ ‰}$ odkształcenia,
- We włóknach oddalonych o $3/7$ od górnej krawędzi $\varepsilon = 2 \text{ ‰}$.

Do wyznaczania sił wewnętrznych przyjmuje się że:

Naprężenia w strefie ściskanej betonu mają paraboliczno–prostokątny przebieg lub prostokątny.

Według PN-84/B-03264

- W zbrojeniu rozciągany występują naprężenia równe obliczeniowej wytrzymałości stali na rozciąganie R_a ,
- W skrajnych włóknach ściskanych betonu osiąga wytrzymałość stali na rozciąganie R_{ac} ,
- We włóknach oddalonych od skrajnych, nie osiąga się obliczeniowej wytrzymałości stali i zmienia się ona liniowo od R_a do R_{ac} .

Do wyznaczania sił wewnętrznych przyjmuje się prostokątny wykres naprężeń w strefie ściskanej.

W obydwu normach obowiązuje prawo płaskich przekrojów i wytrzymałość betonu na rozciąganie jest pomijana.

4 Opis postępowania

Wykorzystano następujące metody optymalizacji:

- Metoda mnożników Lagrange'a; (opisana w [2]),
- Funkcja solver z arkusza Excel
- Metoda systematycznego przeszukiwania wspomagana metodą iteracyjną związaną z rozwiązywaniem równań nieliniowych z arkusza Excel.

Do optymalizacji przekrojów zginanych według PN-84/B-03264 użyto wyłącznie metodę mnożników Lagrange'a, ponieważ algorytm opisujący tą metodę ma ograniczenia liniowe i kwadratowe, co daje rozwiązanie skończone, określone prostą zależnością podaną poniżej (7).

Do optymalizacji według Eurocodów zastosowano funkcje do rozwiązywania równań nieliniowych, solvera oraz metodę systematycznego przeszukiwania. Ograniczenia są nieliniowe i dotyczą wyznaczania momentu niszczącego oraz zakresu strefy ściskanej w betonie. Do tego dochodzą jeszcze ograniczenia zmiennych optymalizacyjnych większych od zera i ograniczenia wynikające z warunków normowych dotyczących zbrojenia minimalnego i maksymalnego w rozpatrywanym przekroju. Zakres działania funkcji i zmiennych decyzyjnych jest mocno zawężony obszarem, na którym mają one sens fizyczny. Dla przypadku I, gdy rozpatruje się przekroje prostokątne, teowe i dwuteowe, nie można przyjąć zbrojenia mniejszego niż minimalne, bo tylko takie spełnia warunki normowe.

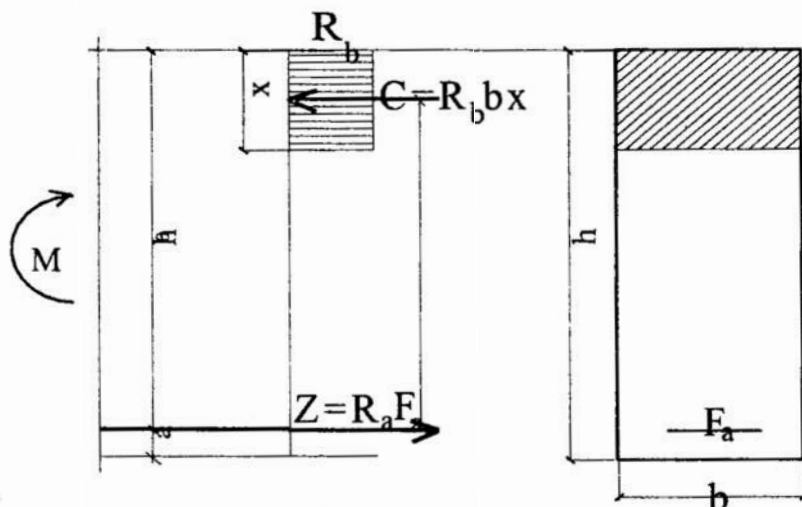
O minimum w przypadku I decyduje minimalny wymiar przekroju betonowego. Dla przedziału II minimum osiąga się na granicy przedziału. Dla przypadku IIIa można zastosować mnożniki Lagrange'a, tak samo jak do obowiązującej normy.

Do analizy przyjęto, że koszt m^3 betonu wynosi 180 zł, a m^3 stali zbrojeniowej – 9432 zł. Analizuje się tylko pole przekroju. poprzecznego belki.

Do analizy przyjęto beton o klasie B20 i stali A-I. Dla tego betonu wytrzymałość obliczeniowa na ściskanie wynosi $R_b=10,6$ MPa, a dla stali zbrojeniowej obliczeniowa granica plastyczności $R_a=210$ MPa.

5 Analiza optymalizacyjna nośności przekrojów na zginanie wg PN-84/B-03264

Wymiarowanie przekrojów prostokątnych pojedynczo zbrojonych poddanych zginaniu oblicza się metodą stanów granicznych stosując schemat sił podany na rysunku. 1. Metoda



opisana jest w pozycji literatury [1].

Rys. 1. Równowaga sił w przekroju wg. PN-84/B-03264

Fig. 1. Forces equilibrium in profile according to PN-84/B-03264

Funkcja celu

$$\min F = k_b \cdot b(h_0 + a) + k_s \cdot F_a \quad (1)$$

Ograniczenia:

Warunek równowagi sił:

$$R_b \cdot b \cdot x = R_a \cdot F_a \quad (2)$$

Warunek równowagi momentów:

$$M \leq R_b \cdot b \cdot x(h_0 - x/2) \quad (3)$$

pozostałe ograniczenia:

$$x > 0, \quad h > 0, \quad F_a > 0, \quad F_a \geq F_{min}, \quad F_a \leq F_{max}, \quad (4)$$

Funkcja Lagrange'a

$$L = k_b \cdot b(h_0 + a) + k_s \cdot F_a + \lambda \left[R_a \cdot F_a \left(h_0 - \frac{F_a \cdot R_a}{2 \cdot b \cdot R_b} \right) - M \right] \quad (5)$$

Obliczenie:

$$\frac{\delta L}{\delta h_0} = 0, \quad \frac{\delta L}{\delta F_a} = 0, \quad \frac{\delta L}{\delta \lambda} = 0 \quad (6)$$

Optymalna wysokość użyteczna przekroju:

$$h_0 = (c + n) \sqrt{\frac{2 \cdot M}{R_a \cdot b (2 \cdot c + n)}} \quad (7)$$

gdzie $c = \frac{k_s}{k_b}$, $n = \frac{R_a}{R_b}$

Z (7) otrzymano optymalną wysokość $h_0 = 44,639$, zbrojenie $F_a = 12,36$, a funkcja celu = 288,11. W tabelicy poniżej wartości funkcji celu podane są po zaokrągleniu do liczb całkowitych. Optymalizacja solverem daje takie same wyniki.

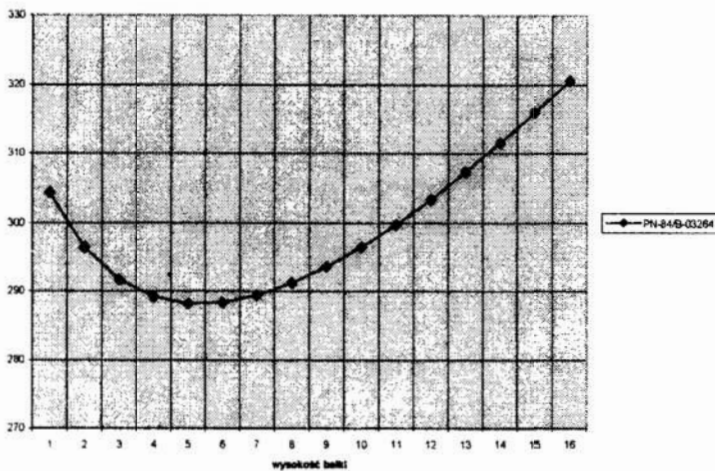
Wykres funkcji celu w zależności od przyjętego h_0 w obszarze rozwiązań dopuszczalnych. Dla momentu zginającego $M=100$ kNm

Tab. 1. Wartość funkcji celu dla PN-84/B-03264

Tab. 1. Value of goal function for PN-84/B-03264

LP	h_0 [cm]	F_a [cm ²]	μ %	ξ	Funkcja celu
1.	36	17,3	2,41	0,478	304
2.	38	15,7	2,07	0,411	296
3.	40	14,5	1,81	0,359	291
4.	42	13,4	1,60	0,317	289
5.	44	12,6	1,43	0,283	288
6.	46	11,8	1,29	0,255	288
7.	48	11,2	1,16	0,231	289
8.	50	10,6	1,06	0,210	291
9.	52	10,1	0,97	0,193	293
10.	54	9,6	0,89	0,177	296
11.	56	9,2	0,82	0,163	299
12.	58	8,8	0,76	0,151	303
13.	60	8,5	0,71	0,140	307
14.	62	8,2	0,66	0,131	311
15.	64	7,9	0,61	0,122	315
16.	66	7,6	0,57	0,114	320

Funkcja celu dla PN-B-03264



Rys. 2. Wykres funkcji celu

Fig. 2. Goal Function

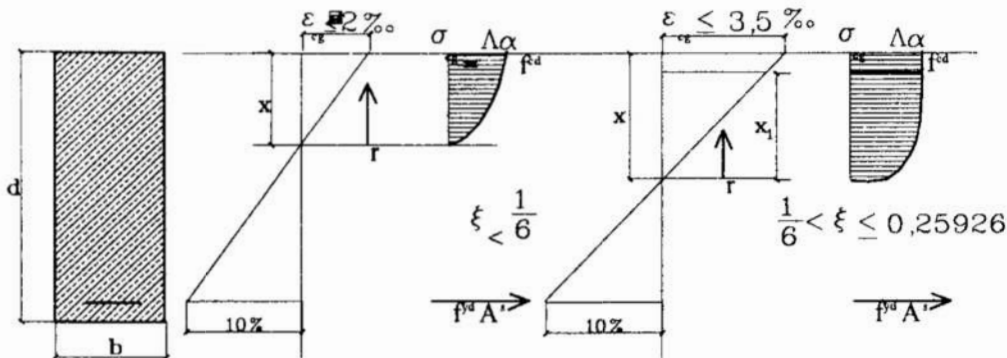
6 Analiza optymalizacyjna przekrojów na zginanie wg PN B – 03264 (Eurocodey)

Funkcja celu

$$\min F = k_b \cdot b \cdot d + k_s \cdot A_s \quad (8)$$

przyjęto następujące oznaczenia

$$\xi = \frac{x}{d}, \quad \omega = \rho \frac{f_{yd}}{f_{cd}}, \quad \rho = \frac{A_s}{b \cdot d}, \quad m_{sd} = \frac{M_{rd}}{b \cdot d^2 f_{cd}} \quad (9)$$



Rys. 3. Równowaga sił w przekroju dla przypadku I i II

Fig. 3. Forces' equilibrium in profile according for cases I and II

Ograniczenia:

Przypadek I

$$0 < m_{sd} < 0,10416 \quad 0 < \xi < 0,16667 \quad 0 < \omega < 0,1111 \quad (10)$$

gdzie:

$$\omega = \frac{5}{3} \left(\frac{\xi}{1-\xi} \right)^2 (3 - 8 \cdot \xi) \frac{f_{cd}}{f_{yd}}$$

$$m_{sd} = \frac{5}{3 \cdot (1-\xi)} \left[3 - 8 \cdot \xi + \frac{\xi}{1-\xi} \left(2 - \frac{23}{4} \right) \xi \right]$$

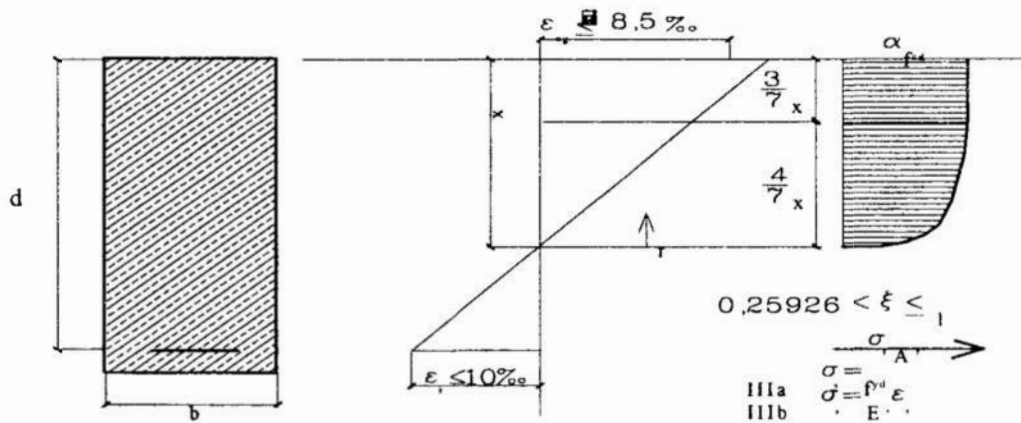
Przypadek II

(11)

$$0,16667 < \xi < 0,25926 \quad 0,1111 < \omega < 0,20988 \quad 0,10417 < m_{sd} < 0,18724$$

$$\omega = \frac{1}{15} (16 \cdot \xi - 1)$$

$$m_{sd} = 0,57 \xi (2 - \xi) - 0,07$$



Rys. 4. Równowaga sił w przekroju dla przypadku IIIa i IIIb

Fig. 4. Forces' equilibrium in profile according for cases IIIa and IIIb

Przypadek IIIa

(12)

$$0,25926 < \xi \leq \xi_{lim} \quad \omega = \frac{17}{21} \xi$$

$$m_{sd} = \xi (0,80952 - 0,33673 \cdot \xi)$$

Przypadek IIIb

(13)

$$\xi > \xi_{lim}, \xi < 1 \quad \xi_{lim} = \frac{700}{700 + f_{yd}}$$

$$\omega = \frac{17}{21} \frac{\xi^2}{(1-\xi)} \frac{f_{yd}}{700}$$

$$m_{sd} = \xi (0,80952 - 0,33673 \cdot \xi)$$

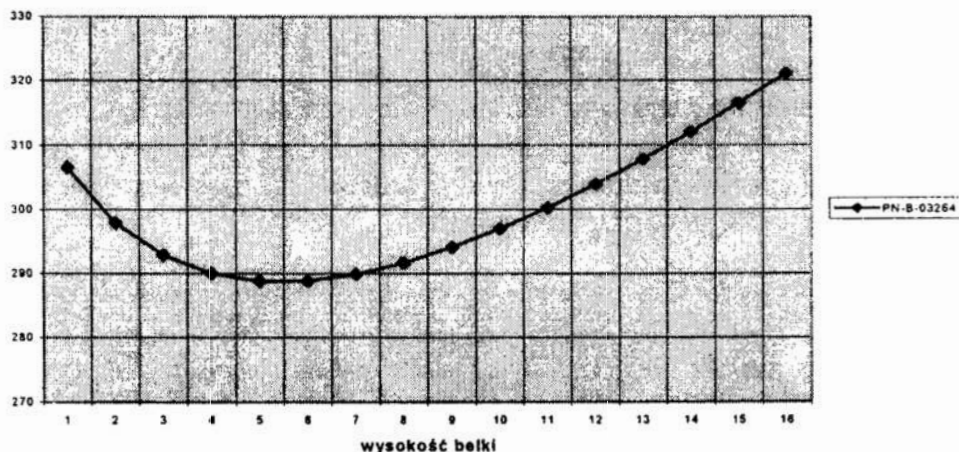
Obliczenia wykonano dla takich samych wartości jak w tabelicy 1. Wykres rysunek 5.

Tab. 2. Wartość funkcji celu dla PN-B-03264

Tab. 2. Value of goal function for PN-B-03264

LP	d[cm]	A _s [cm ²]	μ%	ξ	Funkcja celu
Przypadek II					
1.	36	17,6	2,44	0,598	306
2.	38	15,9	2,09	0,512	297
3.	40	14,6	1,82	0,447	292,
4.	42	13,5	1,61	0,395	289
5.	44	12,6	1,44	0,352	288
6.	46	11,9	1,29	0,317	288
7.	48	11,2	1,17	0,287	289
8.	50	10,6	1,06	0,261	291
Przypadek III					
9.	52	10,1	0,97	0,244	293
10.	54	9,7	0,90	0,229	296
11.	56	9,3	0,83	0,216	300
12.	58	8,9	0,77	0,205	303
13.	60	8,5	0,71	0,195	307
14.	62	8,2	0,66	0,186	312
15.	64	7,9	0,62	0,178	316
16.	66	7,7	0,58	0,171	321

Funkcja celu dla PN-B-03264



Rys. 5. Wykres funkcji celu

Fig. 5. Goal function

7 Podsumowanie

Przeprowadzona analiza wykazała, że różne podejście do wyznaczania warunków równowagi w przekroju belki żelbetowej prowadzi do wyników nie różniących się w istotny sposób. Analiza optymalizacyjna prowadzi do tych samych zaleceń normowych, że najniższy koszt materiału w belce wystąpi wtedy, gdy procent zbrojenia będzie zawarty między 1,2 a 1,5 %. Dla belek o małej strefie ściskanej, tam gdzie beton nie jest w pełni wykorzystany, norma nakazuje przyjąć zbrojenie minimalne. Nowa norma podwyższa

stopień zbrojenia minimalnego, to wpłynie na wyższy koszt przekroju, zapewniając jednak większe bezpieczeństwo dla trwałości konstrukcji. Dla belek optymalnych, a więc ze zbrojeniem w zalecanych granicach, te obostrzenia nie mają wpływu. Zalecić można również przyjmowanie najmniejszej z możliwych szerokości belki, ponieważ, czym b mniejsze, tym przekrój tańszy.

Literatura

1. Dąbrowski K., Stachurski W., Zieliński J.: *Konstrukcje betonowe Arkady* Warszawa 1982
2. Stark R., Nicholls R.: *Matematyczne podstawy projektowania inżynierskiego* PWN Warszawa 1979
3. *Konstrukcje betonowe, żelbetowe i sprężone. Obliczenia statyczne i projektowanie.*; PN-84/B-03264
4. *Konstrukcje betonowe, żelbetowe i sprężone. Obliczenia statyczne i projektowanie.*; PN-B-03264

Streszczenie

W prowadzenie nowej normy do projektowania konstrukcji żelbetowych spowodowało zainteresowanie autorem referatu, jak kształtują się optymalne wymiary wysokości belki i stopnia zbrojenia w przekroju prostokątnym. Mimo różnych wzorów do obliczania i podzielenia obszaru na cztery różne przypadki, zginanie w belkach osiąga minimum kosztów przy podobnych parametrach.

OPTIMISATION OF REINFORCED CONCRETE SECTIONS SUBJECT TO BENDING

Summary

The methods of Lagrange multiplier and data searching are used for optimisation of reinforced concrete sections subject to bending, calculated according to Eurocode and Polish Standard of reinforced concrete structures. It was found that the optimal solutions in all taken into account variants do not differ substantially.

Referat recenzowany

OCENA EFEKTYWNOŚCI HYBRYDOWEGO ALGORYTMU AUTOMATYCZNEGO TRASOWANIA RUROCIĄGÓW W PRZESTRZENI TRÓJWYMIAROWEJ NA PRZYKŁADZIE SIŁOWNI OKRĘTOWEJ

1 Wstęp

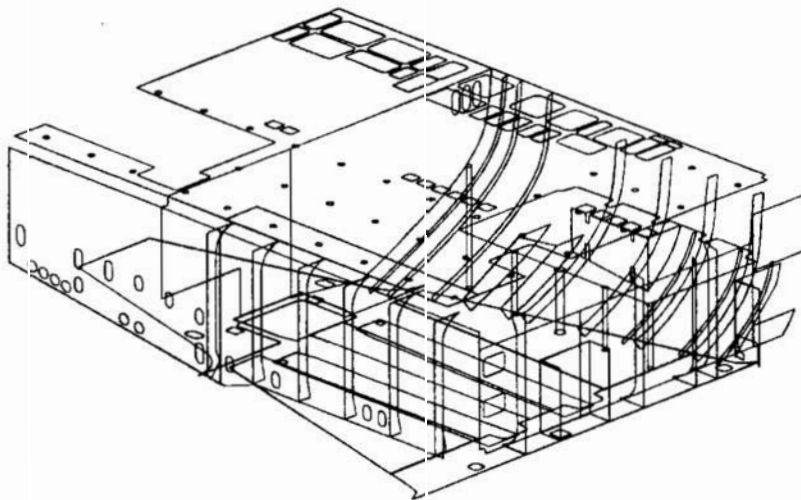
W referacie zaprezentowano wyniki działania algorytmu automatycznie trasującego przebieg rurociągów w przestrzeni trójwymiarowej z ograniczeniami. Do badań użyto specjalnie przetworzonego modelu siłowni okrętowej. Opisano zarówno strukturę modelu, podstawy działania algorytmu trasującego, jak i wyniki działania algorytmu.

Dla porównania przedstawiono także przebiegi fragmentów oryginalnych instalacji z modelu i tych samych fragmentów instalacji wytrasowanych przez algorytm.

2 Model siłowni i instalacje

Model siłowni okrętowej został udostępniony do celów badawczych przez Biuro Projektowe Stoczni Szczecińskiej S.A. Oryginalnie był on wykonany w systemie TRIBON.

Ponieważ program automatycznego trasowania, będący implementacją prezentowanego algorytmu, został przygotowany dla środowiska AutoCAD, istniała konieczność konwersji danych o modelu z formatu TRIBON-a do formatu AutoCAD-a. Jako formatu wymiany użyto trójwymiarowego formatu DXF. Niestety spowodowało to utratę informacji o bryłach. Aby z powrotem uzyskać w AutoCAD-zie model bryłowy niezbędna była ręczna korekta modelu.



Rys. 1. Elementy kadłuba w rejonie siłowni – model bryłowy w AutoCAD-zie

Fig. 1. Hull and inner structure around Machinery Room – solid model in AutoCAD

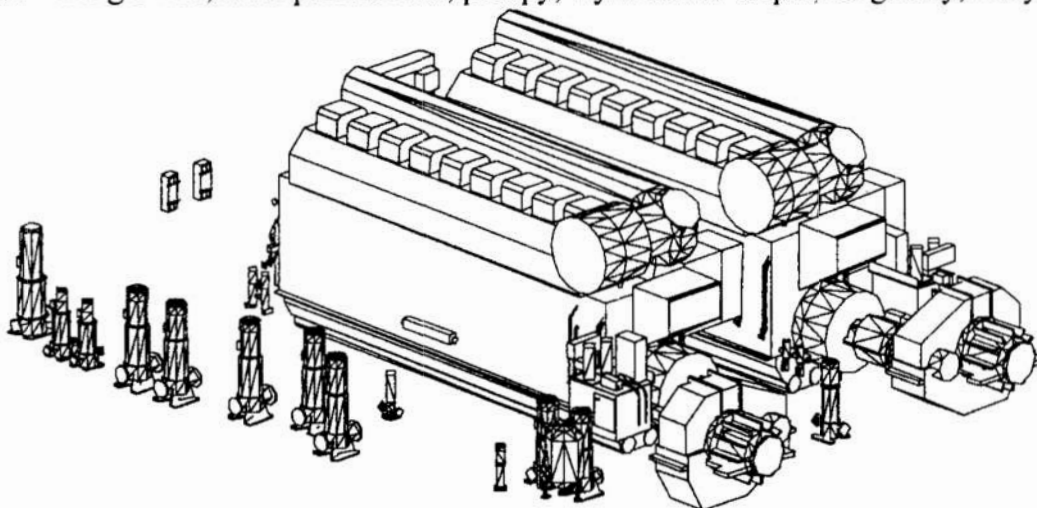
* Politechnika Gdańska, Wydział Oceanotechniki i Okrętownictwa, 80-952 Gdańsk, ul. G.Narutowicza 11/12
Tel. +58 3471237 Fax: +58 3414712 E-Mail: olek@og.gda.pl

W trakcie procesu odtwarzania brył w modelu kadłuba dokonano szeregu uproszczeń. Polegały one na:

- usunięciu węzłówek
- usunięciu usztywnień na grodziach i platformach
- usunięciu kołnierzy z otworów i mocników z pozostałych usztywnień
- usunięciu drobnego wyposażenia nie będącego urządzeniami (schody, pomosty etc.)

Dzięki takiemu podejściu model znacząco się uprościł, a jednocześnie ograniczenia i przeszkody dla algorytmu automatycznego trasowania zachowały swój kształt. Widok bryłowego modelu konstrukcji kadłuba przedstawiono na rysunku 1. Zawiera on 54 obiekty bryłowe.

Drugą część modelu stanowią urządzenia znajdujące się w siłowni. Kołnierze przyłączeniowe urządzeń opisano atrybutami w postaci liczb naturalnych. Kołnierze oznaczone takimi samymi liczbami są ze sobą łączone. Instalacje prowadzone są przez algorytm trasujący w taki sposób, aby połączyć odpowiednie kołnierze omijając przeszkody, którymi są zarówno urządzenia, jak i elementy konstrukcji kadłuba. Rysunek 2 przedstawia rozmieszczenie 41 urządzeń w siłowni. Do największych należą dwa silniki główne, dwie przekładnie, pompy, wymienniki ciepła, kingstony, filtry etc.



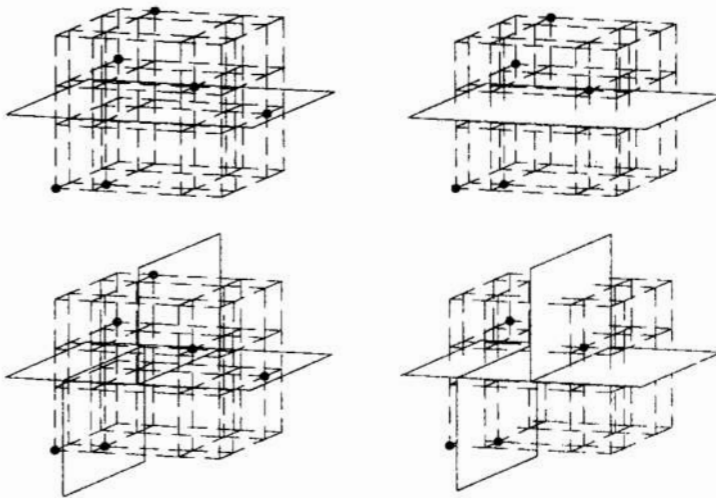
Rys. 2. Urządzenia w siłowni – model bryłowy w AutoCAD-zie
Fig. 2. Machinery room equipment – solid model in AutoCAD

3 Algorytm automatycznego trasowania

Zastosowany algorytm automatycznego trasowania jest algorytmem hybrydowym – kombinacją dwóch algorytmów: hierarchicznego i falowego. Algorytm hierarchiczny jest algorytmem uproszczonym, który nie zawsze znajduje rozwiązanie lecz wymaga niewiele zasobów komputera i działa szybko. Doskonale nadaje się do rozwiązywania prostych przypadków. Algorytm falowy natomiast jest algorytmem dokładnym, wymagającym więcej zasobów komputera, lecz działającym wolniej. Jeśli rozwiązanie istnieje algorytm falowy znajdzie je. Aby zaoszczędzić zasoby komputera i skrócić czas potrzebny do uzyskania wyników zastosowano przełączanie pomiędzy algorytmem hierarchicznym i falowym. Najpierw stosowany jest algorytm hierarchiczny. Jeśli nie znajduje on rozwiązania następuje częściowe wycofanie wyników jego pracy i uruchamia się algorytm falowy w zawężonej przestrzeni. Dzięki takiemu podejściu

udaje się uzyskać rozwiązania w stosunkowo rozległych przestrzeniach w akceptowalnym czasie. Zarówno algorytm hierarchiczny jak i falowy optymalizują jedynie długość trasowanych połączeń.

Zasada działania algorytmu hierarchicznego polega na dokonywaniu podziału przestrzeni płaszczyzną na dwie części. W każdej części muszą znajdować się punkty przyłączeniowe. Przez płaszczyznę podziału przeprowadzane jest połączenie, a każdy z dwóch punktów końcowych połączenia jest dodawany do zbioru punktów przyłączeniowych po odpowiedniej stronie płaszczyzny podziału. Następnie dokonywany jest kolejny podział każdej z części i wyznaczane są połączenia. Proces podziału trwa dopóty, dopóki w danej części nie zostanie doprowadzone połączenie do ostatniego punktu przyłączeniowego. Przykładowe podziały przestrzeni dla algorytmu hierarchicznego przedstawiono na rysunku 3.



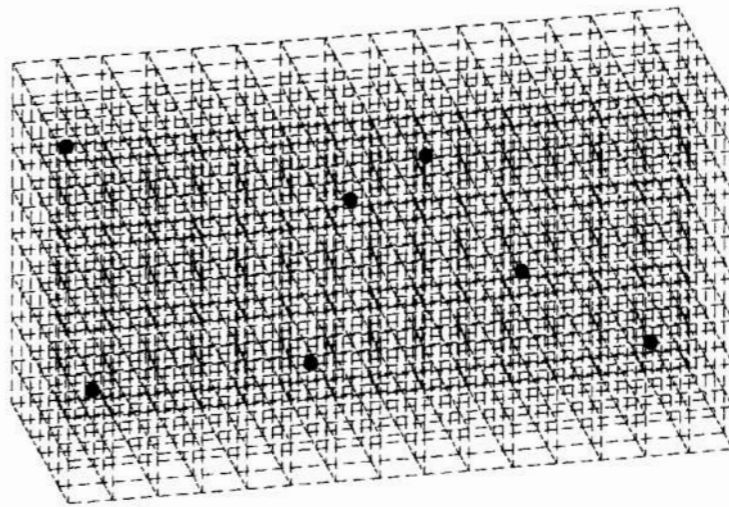
Rys. 3. Trzy kolejne podziały przestrzeni dla algorytmu hierarchicznego (widok przezroczysty – lewa kolumna; widok z ukrytymi liniami niewidocznymi – prawa kolumna)

Fig. 3. Three subsequent space divisions for hierarchical algorithm (wireframe view – left column; hidden lines removed – right column)

Algorytm falowy zakłada podział przestrzeni na elementarne prostopadłościany. Każdy punkt przyłączeniowy znajduje się w oddzielnym elementarnym prostopadłościanie. Na rysunku 4 przedstawiono przykładowy podział przestrzeni dla algorytmu falowego. Zasada działania algorytmu opiera się o symulację zjawiska rozchodzenia się fal. Punkty przyłączeniowe i wytrasowane połączenia są źródłami fal. Fale rozchodzą się od każdego źródła we wszystkich sześciu kierunkach. Znajdujące się w przestrzeni przeszkody stanowią barierę dla rozchodzenia się fal. Jeśli fronty fal, pochodzące z różnych źródeł, zetkną się ze sobą, wyznaczane jest połączenie pomiędzy tymi źródłami. Proces trasowania trwa dopóty, dopóki istnieją niepołączone ze sobą źródła. Jakość znalezionych połączeń zależy od gęstości siatki elementarnych prostopadłościanów. Im gęstsza jest ta siatka, tym dokładniejszy wynik. Problem stanowi wzrost złożoności obliczeniowej algorytmu wraz z zagęszczaniem siatki elementarnych prostopadłościanów.

Kryterium optymalizacji w obu algorytmach jest odległość w sensie prostokątnym – suma długości rzutów połączenia na poszczególne osie układu współrzędnych. Aby uzyskać poprawny efekt niezbędne jest dalsze zoptymalizowanie wytrasowanych

połączeń ze względu na liczbę wykonanych gięć. Służy do tego odrębna procedura uruchamiana po znalezieniu połączeń przez algorytm hybrydowy.

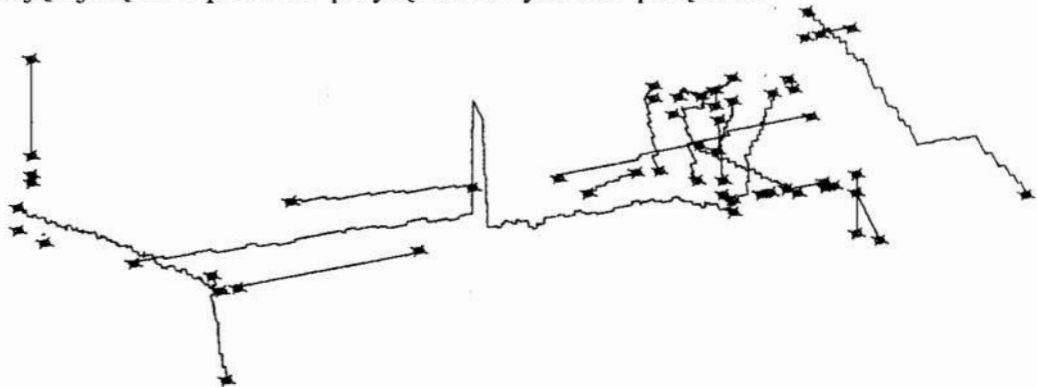


Rys. 4. Podział przestrzeni na elementarne prostopadłościary dla algorytmu falowego
Fig. 4. The division of space into elementary cells for wave algorithm

4 Wyniki automatycznego trasowania

Model siłowni zawiera jedenaście różnych instalacji. Ich oryginalnie zaprojektowane przebiegi są znane. W ramach prowadzonych badań wytrasowano z użyciem wcześniej przedstawionego algorytmu jedynie dwie instalacje: wody morskiej (skrót WMA) i wody słodkiej (skrót WSA). Aby algorytm automatycznego trasowania mógł zadziałać, kołnieriom przyłączeniowym urządzeń przypisano atrybuty informujące o tym, jak połączyć dany kołnierz z innymi kołnierzami.

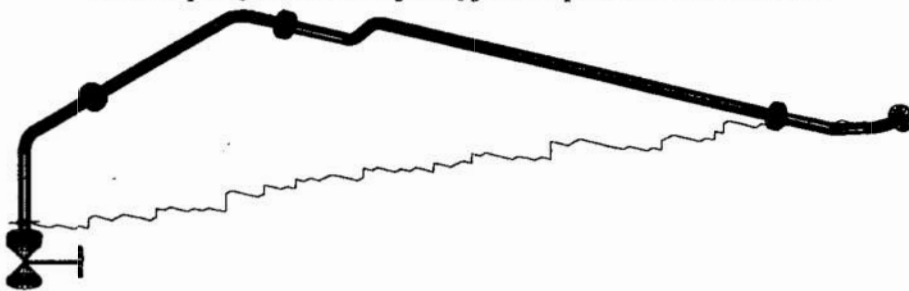
Na rysunku 5 przedstawiono wyniki trasowania połączeń dla instalacji WMA, składającej się z 56 punktów przyłączeniowych i 27 połączeń.



Rys. 5. Wynik trasowania instalacji WMA bez optymalizacji liczby gięć
Fig. 5. The result of automatic routing of WMA installation without optimisation of number of bends

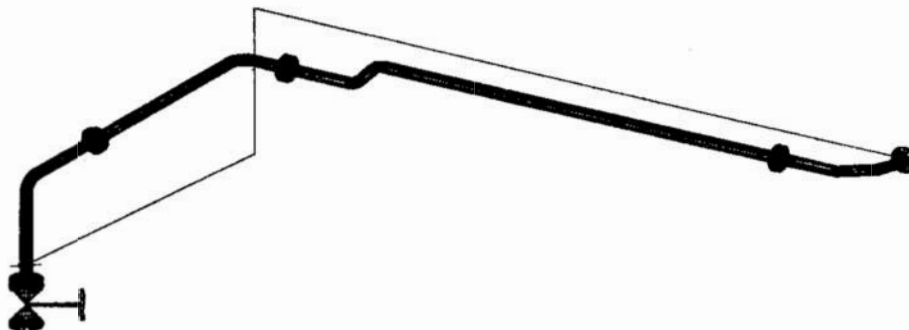
Trasowanie odbywało się z dokładnością 50 mm. Czas znajdowania połączeń wyniósł 2 godz. 16 min. 3 sekundy, a sumaryczna długość połączeń 65,6 m. Algorytm nie zdołał wytrasować dwóch połączeń. Na rysunku 6 przedstawiono wynik trasowania

bez uwzględnienia optymalizacji liczby gięć dla połączenia o numerze 210. W tle widać oryginalnie zaprojektowany przebieg rury z podziałem na prefabrykowane odcinki. Optymalizacja liczby gięć prowadzi do efektu jak na rysunku 7. Przedstawiona na rysunku 7 linia osiowa połączenia nadaje się już do podziału na odcinki.



Rys. 6. Połączenie nr 210 z instalacji WMA (rura) i przebieg automatycznie wytrasowanej linii osiowej bez optymalizacji liczby gięć

Fig. 6. Connection No. 210 of WMA installation (pipe) and autoamtically routed centerline without optimisation of number of bends



Rys. 7. Połączenie nr 210 z instalacji WMA (rura) i przebieg automatycznie wytrasowanej linii osiowej z optymalizacją liczby gięć

Fig. 7. Connection No. 210 of WMA installation (pipe) and autoamtically routed centerline with optimisation of number of bends

Na rysunku 8 przedstawiono wynik trasowania instalacji wody słodkiej (skrót WSA), która składa się z 58 punktów przyłączeniowych i 25 połączeń. Ze względu na konfigurację przeszkód algorytm nie zdołał wytrasować 4 połączeń.

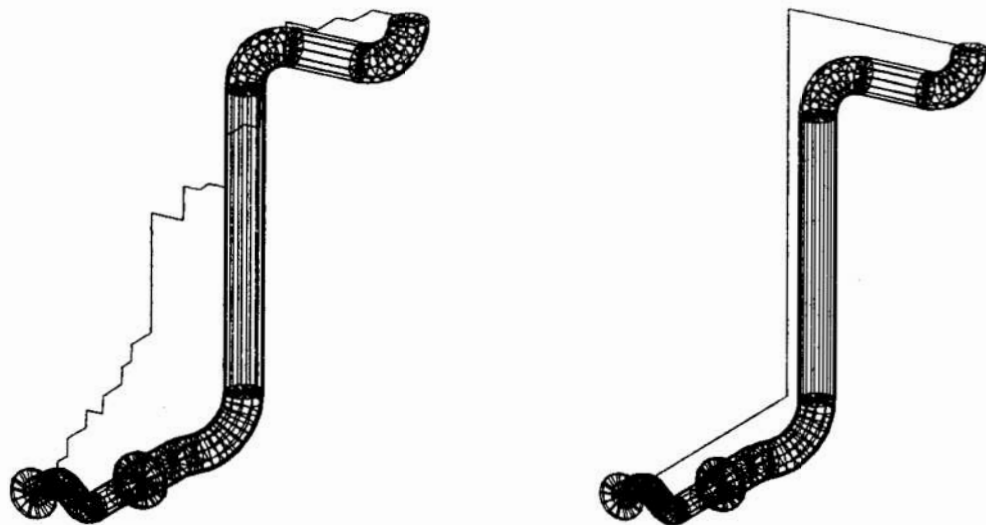


Rys. 8. Wynik trasowania instalacji WSA bez optymalizacji liczby gięć.

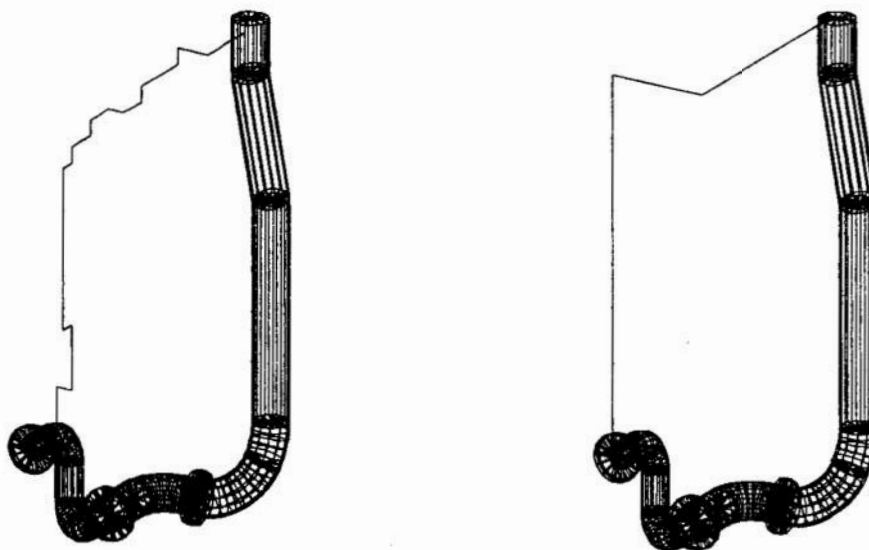
Fig. 8. The result of automatic routing of WSA installation without optimisation of number of bends.

Trasowanie wykonano z dokładnością 50 mm. Wynik uzyskano po 1 godz. 36 min. 18 sekundach, a sumaryczna długość wytrasowanych połączeń to 61,3 m. Poniżej, na tle oryginalnych segmentów rur, pokazano przebieg automatycznie wytrasowanych linii

osiowych wybranych połączeń nr 301 i 305 bez uwzględnienia i z uwzględnieniem optymalizacji liczby wykonanych gięć.



Rys. 9. Wynik trasowania połączenia nr 301 z instalacji WSA (po lewej bez optymalizacji liczby gięć; po prawej z optymalizacją liczby gięć)
Fig. 9. The result of automatic routing of connection No. 301 of WSA installation (on the left without optimisation of number of bends; on the right with optimisation of number of bends)



Rys. 10. Wynik trasowania połączenia nr 305 z instalacji WSA (po lewej bez optymalizacji liczby gięć; po prawej z optymalizacją liczby gięć)
Fig. 10. The result of automatic routing of connection No. 305 of WSA installation (on the left without optimisation of number of bends; on the right with optimisation of number of bends)

Zastosowana procedura optymalizacji liczby wykonanych gięć ma charakter heurystyczny. Zasada jej działania polega na eliminowaniu kolejnych zagięć

wytrasowanej przez algorytm hybrydowy linii osiowej, jeśli nie powoduje to kolizji z przeszkodami.

5 Podsumowanie

Przeprowadzone eksperymenty wykazały, że możliwe jest automatyczne trasowanie przebiegu rurociągów na komputerze klasy PC dla modelu siłowni o wielkości 17,7m x 17,6m x 7,5m z dokładnością 50 mm. Zaprezentowane wyniki uzyskano na komputerze wyposażonym w dwa procesory Intel Pentium III Xenon 550 MHz (256 kB pamięci cache) i 768 MB pamięci RAM. Komputer pracował pod kontrolą systemu Windows 2000 serwer z włączonymi usługami terminalowymi, a bryłowy model siłowni przetwarzano w programie AutoCAD 2000.

Ze względu na NP-zupełną złożoność obliczeniową problemu automatycznego trasowania konieczne było zastosowanie uproszczeń w algorytmie. Spowodowało to spadek skuteczności algorytmu, lecz pozwoliło uzyskać efekty w akceptowalnym czasie około 2 godzin dla pojedynczej instalacji prowadzonej w całej przestrzeni siłowni.

Istnieje jednak kilka czynników, które silnie ograniczają użycie prezentowanego algorytmu:

- dostępność przestrzennego bryłowego modelu kadłuba, konstrukcji wewnętrznych i urządzeń, między którymi mają być prowadzone instalacje
- rozległość oraz stopień szczegółowości modelu, w którym następuje trasowanie
- integracja algorytmu z programem wspomagania projektowania instalacji rurowych, który pozwoli efektywnie przekształcić linie osiowe na gotowe do prefabrykacji segmenty rur wyposażone w armaturę

Algorytm automatycznego trasowania przebiegu rurociągów jest narzędziem umożliwiającym wspomaganie i optymalizację jednego z etapów projektowania instalacji rurowych. Konstrukcja algorytmu została tak przygotowana, aby umożliwić jego integrację z programami wspomagającymi projektowanie instalacji rurowych.

Literatura

1. Aneja Y. P.: *An integer linear programming approach to the Steiner problem in graphs*. Networks 10 (1980) 167–178.
2. Balakrishnan A. and Patel N. R.: *Problem reduction methods and a tree generation algorithm for the Steiner network problem*. Networks 11 (1987) 65–85.
3. Beasley J. E.: *An algorithm for the Steiner problem in graphs*. Networks 14 (1984) 147–159.
4. Burstein M. and Pelavin R.: *Hierarchical Wire Routing*. IEEE Transactions on Computer-Aided Design Vol. CAD-2. No. 4 (1983) 223–234.
5. Hachtel G.D. and Morrison Ch. R.: *Linear Complexity Algorithms for Hierarchical Routing*. IEEE Transactions on Computer-Aided Design Vol. 8 No. 1 (1988) 64–80.
6. Kang S., Myung S., Han S.: *A design expert system for auto-routing of ship pipes*. Journal of Ship Production, Vol. 15, No. 1, Feb. 1999, pp. 1–9.
7. Komlos J. and Shing M. T.: *Probabilistic partitioning algorithms for the rectilinear Steiner problem*. Networks 15 (1985) 413–423.
8. Rayward-Smith V. J. and Clare A.: *On finding Steiner vertices*. Networks 16 (1986) 283–294.
9. Shore M. L., Foulds L. R. and Gibbons P. B.: *An algorithm for the Steiner problem in graphs*. Networks 12 (1982) 323–333.

10. Smith J. M., Lee D. T. and Liebman J. S.: *An $O(N \log N)$ heuristic for Steiner minimal tree problems on the Euclidean metric*. Networks 11 (1981) 23–29.
11. Smith W.D.: *How to Find Steiner Minimal Trees in Euclidean d -Space*. Algorithmica 7 (1992) 137–177.
12. Trietsch D. and Handler G. Y.: *The Gilbert and Pollak conjecture – A generalization*. Networks 15 (1983) 365–380.
13. Winter P.: *An algorithm for the Steiner problem in the Euclidean plane*. Networks 15 (1985) 323–345.

Streszczenie

Referat przedstawia wyniki eksperymentu przeprowadzonego dla komputerowego modelu siłowni okrętowej uzyskanego z Biura Projektowego Stoczni Szczecińskiej S.A. Znajduje się w nim omówienie struktury modelu, zasady działania algorytmu trasującego oraz wyniki automatycznego trasowania dwóch wybranych instalacji rurowych. Dla porównania zestawiono ze sobą oryginalne przebiegi fragmentów instalacji i wyniki działania algorytmu trasującego. Opisano również czynniki ograniczające zastosowanie algorytmu automatycznego trasowania.

ASSESSMENT OF EFFICENCY OF A HYBRID ALGORITHM FOR AUTOMATIC PIPE ROUTING IN THE THREE DIMENSIONAL SPACE IN A MACHINERY ROOM OF A SHIP

Summary

This paper describes results of an experiment which was performed on a computer model of machinery room of a ship. The model was obtained by courtesy of Design Office of Stocznia Szczecińska S.A. The structure of a computer model, principles of the routing algorithm and results of automatic routing of two chosen installations are presented. For comparison drawings of segments of original installation and automatically routed centerlines are shown. There is also a description of limitations for automatic algorithm application.

Referat recenzowany

OPTIMALIZACJA PODSTAWOWYCH DRGAŃ WŁASNYCH SŁUPA STALOWEGO

1 Wprowadzenie

Projektowanie konstrukcji to złożony proces, na który składają się decyzje, doświadczenie i intuicja projektanta. Jest obmyślanie nowych ustrojów i układów lub ustrojów i układów powstających w wyniku przekształcenia dotychczas istniejących.

Każde zadanie projektowe może być zrealizowane na wiele sposobów („Ilu inżynierów, tyle rozwiązań”). Konstruktor staje przed problemem wyeliminowania rozwiązań złych, określenia dobrych i wyborem rozwiązania możliwie najlepszego. Dobre rozwiązania spełniają wszystkie podstawowe założenia wynikające ze szczegółowych zasad projektowania, ale konstrukcja powinna być optymalna w danych warunkach ze względu na przyjęte kryterium (kryteria) optymalizacji [3].

Sformułowane w ten sposób ogólne uwagi na temat wymiarowania ustrojów mogą być zapisane w postaci matematycznej. Podstawowym zadaniem jest zbudowanie modelu matematycznego konstrukcji. Ustala się w nim zbiory zmiennych decyzyjnych (np. współrzędnych węzłów) i parametrów (np. wymiarów), a następnie korzystając z praw fizyki buduje się zależności matematyczne.

W przedstawionej pracy podjęto analizę drgań słupa stalowego. Przyjęto zmienne i parametry do zbudowania modelu matematycznego konstrukcji. Uwzględniono szczegółowe zasady projektowania wprowadzając normowe ograniczenia projektowe. Uzyskane wyniki analizowano traktując je jako dwukryterialne zagadnienie optymalizacji.

Zadanie w przyszłości będzie poszerzane – dodawane nowe elementy, poprawiane istniejące. Poprzez stopniową ewolucję modelu [4] również zmieni się liczba zmiennych decyzyjnych i kryteriów optymalizacji, a co się z tym wiąże – sposób jego analizy.

2 Przedmiot analizy

Jednym z parametrów decydujących o wymiarowaniu konstrukcji jest podstawowa częstość drgań własnych ω . To indywidualna cecha rozważanego obiektu i nie zależy od czynników zewnętrznych. Drgania własne nie są procesem fizycznym, opisują one jedynie pewną dyspozycję ustroju [5].

Dynamiczne równanie ruchu dla układu o jednym stopniu swobody dynamicznej ma postać:

$$m \cdot \ddot{q} + c \cdot \dot{q} + k \cdot q = \bar{P}(t) \quad (1)$$

gdzie:

m – masa ciała [kg],

c – współczynnik tłumienia [kg/s],

k – sztywność ustroju [N/m],

* Pol. Szczecińska, Wydział Budownictwa i Architektury, Inst. Inż. Łądz., Al. Piastów 17, 70-311 Szczecin

$\bar{P}(t)$ – siła wzbudzająca drgania konstrukcji [N],

$\ddot{\bar{q}}$ – przyspieszenie punktu materialnego [m/s^2],

$\dot{\bar{q}}$ – prędkość punktu materialnego [m/s],

\bar{q} – przemieszczenie punktu materialnego [m],

Równanie to, pozbawione składników reprezentujących siłę wzbudzającą i opory ruchu może mieć niezerowe rozwiązanie.

$$m \cdot \ddot{\bar{q}} + k \cdot \bar{q} = 0 . \quad (2)$$

Wielkość ω jest częstością kołową drgań własnych

$$\omega = \sqrt{\frac{k}{m}} . \quad (3)$$

Równania te w postaci macierzowej dla układu o n -stopniach swobody przyjmują formę:

$$\mathbf{B} \cdot \ddot{\bar{q}} + \mathbf{C} \cdot \dot{\bar{q}} + \mathbf{K} \cdot \bar{q} = \bar{\mathbf{P}}(t) , \quad (1a)$$

$$\mathbf{B} \cdot \ddot{\bar{q}} + \mathbf{K} \cdot \bar{q} = 0 \quad (2a)$$

gdzie:

\mathbf{B} – macierz bezwładności,

\mathbf{C} – macierz tłumienia,

\mathbf{K} – macierz sztywności,

$\ddot{\bar{q}}$ – wektor przyspieszeń punktów materialnych,

$\dot{\bar{q}}$ – wektor prędkości p.m.,

\bar{q} – wektor przemieszczeń p.m.,

$\bar{\mathbf{P}}(t)$ – wektor sił zewnętrznych.

Równanie (2a) – układ liniowych jednorodnych równań algebraicznych może mieć niezerowe rozwiązanie, gdy

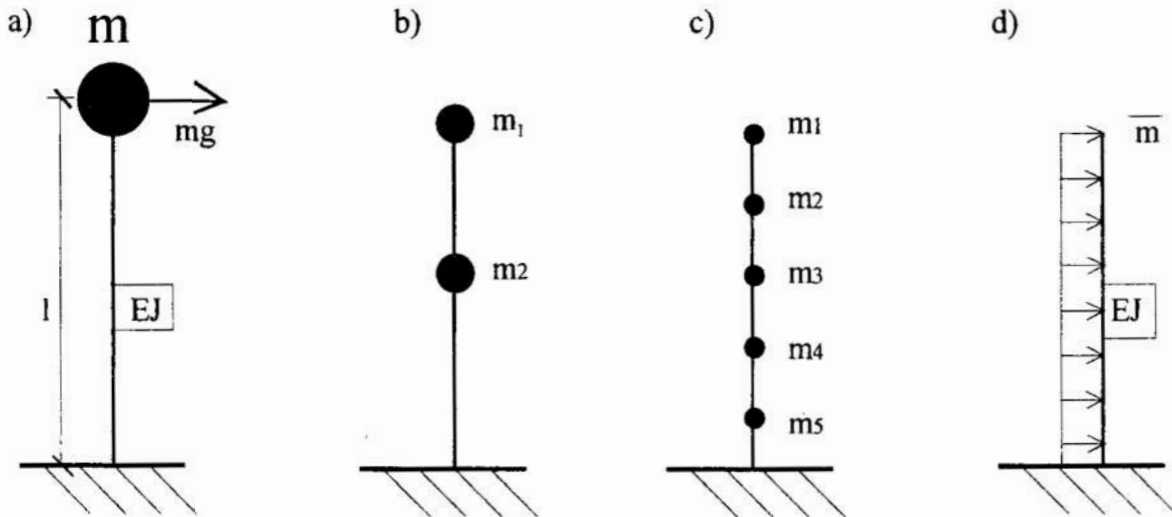
$$|\mathbf{K} - \omega^2 \cdot \mathbf{B}| = 0 . \quad (3)$$

Wartość ω można obliczyć w sposób przybliżony (rozwiązanie uproszczone) dla układu o jednym stopniu swobody (rys. 1a) ze wzoru Geigera [2]:

$$\omega = \sqrt{\frac{g}{y_{st.max}}} , \quad (4)$$

gdzie:

$$y_{st,max} = \frac{m \cdot g \cdot l^3}{3 \cdot E \cdot J} \quad (5)$$



Rys. 1. Rozważane modele konstrukcji
Fig. 1. Models of construction into consideration

Zagadnienie to można rozwinąć poprzez dyskretyzację układu do n-stopni swobody dynamicznej (rys. 1b; 1c). Wartości ω liczone wg metod energetycznych wynoszą:

$$\omega = \sqrt{\frac{1}{\sum m_i \cdot \delta_{ii}}} \quad (\text{wzór Dunkerley'a}), \quad (6)$$

$$\omega = \sqrt{\frac{g \cdot \sum m_i \cdot y_i}{m_i \cdot y_i^2}} \quad (\text{wzór Rayleigh'a}). \quad (7)$$

W ten sposób można obliczyć tylko podstawową częstość drgań.

Przy wykorzystaniu metod macierzowych, rozwiązując wyznacznik (3), otrzymuje się równanie algebraiczne względem ω^2 , którego pierwiastkami są częstości drgań własnych: $\omega_1, \omega_2, \dots, \omega_d$.

Uzyskane rozwiązania – wektory własne – pozwalają wyznaczyć podstawową i kolejne częstości drgań własnych, podstawową i kolejne postacie drgań własnych.

Im większa liczba punktów masowych tym dokładniejsze rozwiązanie. Rozwiązanie idealne (w sensie modelowym) można otrzymać dla schematu, w którym masa słupa jest potraktowana jako obciążenie ciągłe [2] (rys. 1d):

$$\omega = \sqrt{\frac{g}{y}} \quad (10)$$

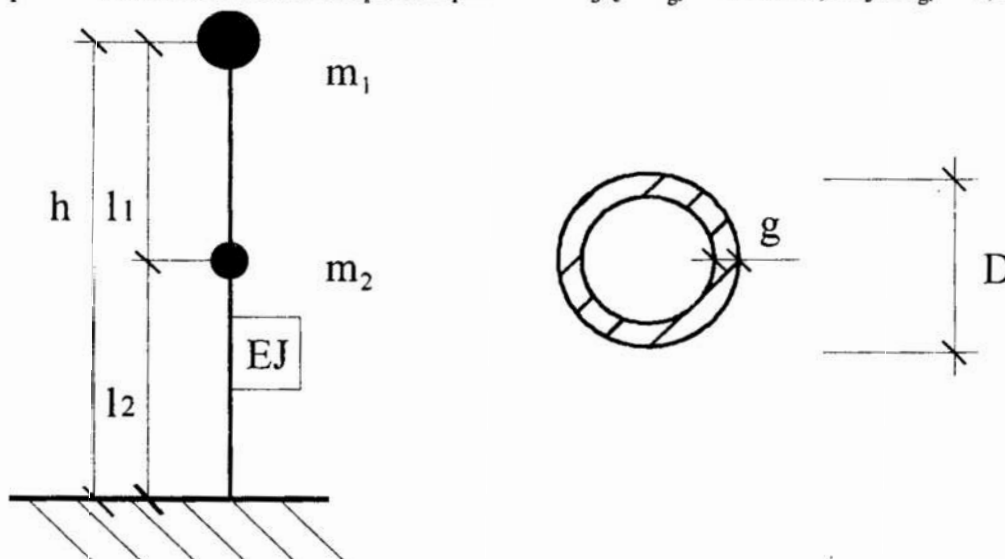
gdzie:

$$y_{st.max} = \frac{1}{3,516^2} \cdot \frac{\bar{m} \cdot g \cdot l^4}{E \cdot J} \quad (11)$$

Częstości podstawowe drgań, w zależności od przyjętej metody i schematu statycznego przyjmują nieco rozbieżne wartości. Przyjęto dwie skrajne oceny: idealną (rys. 1d) i uproszczoną (rys. 1a) jako wartości porównawcze do uzyskiwanych wyników.

3 Sformułowanie zadania optymalizacji

Obiekt zadania to słup stalowy o wysokości $h = 4,8$ m, obciążony stałą masą użytkową $m_u = 300$ kg (rys.2). Jako przekrój poprzeczny zaproponowano rurę, której średnica D może przyjąć wartość od 168,3 mm do 244,5 mm (4 warianty) i grubość ścianek g w zakresie od 5,0 mm do 22,2 mm (12 wariantów). Zmiana przekroju słupa pociąga za sobą zmiany ciężaru własnego m_w i sztywności elementu. Ciężar własny został skupiony w dwóch punktach masowych, zmieniających swe położenie na elemencie. Przyrost sztywności przekroju powoduje zmniejszenie przemieszczeń mas na słupie równocześnie zwiększając wartość ω . Wprowadzono ograniczenia normowe, m.in. – przemieszczenie końca słupa nie przekraczające $f_{gr} = 1/100 h$, czyli $f_{gr} = 4,8$ cm.



Rys. 2. Schemat obliczeniowy zadania:
Fig. 2. Statical scheme of problem

Stałe obiektu:	$h = 4,8$	[m]
	$m_u = 300$	[kg]
Parametry:	m_w – z katalogu [1]	[kg/m]
	$m_1 = m_u + 0,5 l_1 m_w$	[kg]
	$m_2 = 0,5 m_w (l_1 + l_2)$	[kg]
	$0,25 h < l_2 < 0,75 h$	
	$1,2 [m] < l_2 < 3,6 [m]$	
	$l_1 = h - l_2$	
	$3,6 [m] < l_1 < 1,2 [m]$	
	$l_2 = 1,2 + 0,3 n$	[m]
	n – krok iteracyjny ($n = 0, 1, 2, \dots, 8$)	

Przy definiowaniu zadania optymalizacji ustalono następujące dyskretne wartości zmiennych decyzyjnych (rys.2):

$$\mathbf{x} = [x_1, x_2, x_3]^T \quad (12)$$

$x_1 = \mathbf{D}$	$x_1 = (168,3; 193,7; 219,1; 244,5)$	[mm]	(wg [1])
$x_2 = \mathbf{g}$	$x_2 = (5,0; 5,6; 6,3; 7,1; \dots; 22,2)$	[mm]	(wg [1])
$x_3 = \mathbf{l}_2$	$x_3 = (1,2; 1,5; 1,8; 2,1; \dots; 3,6)$	[m]	

Przyjęto następujące kryteria (funkcje celu):

$$\mathbf{f}(\mathbf{x}) = [f_1(\mathbf{x}), f_2(\mathbf{x})]^T \quad (13)$$

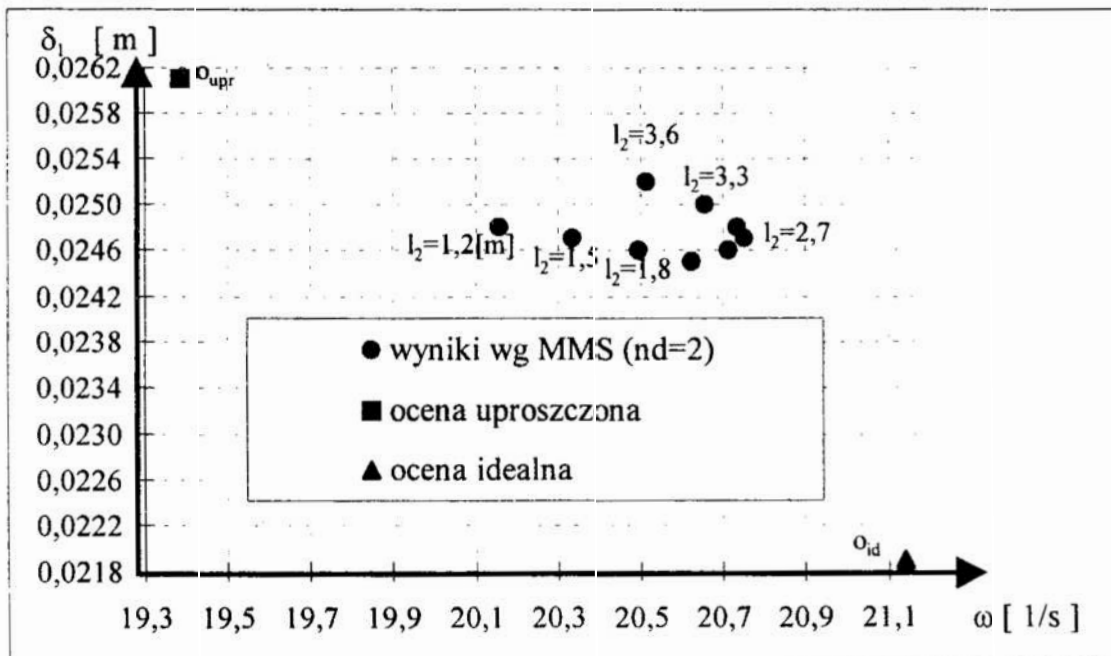
$f_1(\mathbf{x})$ – częstość drgań własnych
 $f_2(\mathbf{x})$ – masa własna słupa

Poszukiwano maksimum $f_1(\mathbf{x})$ i minimum $f_2(\mathbf{x})$.

4 Analiza optymalizacyjna

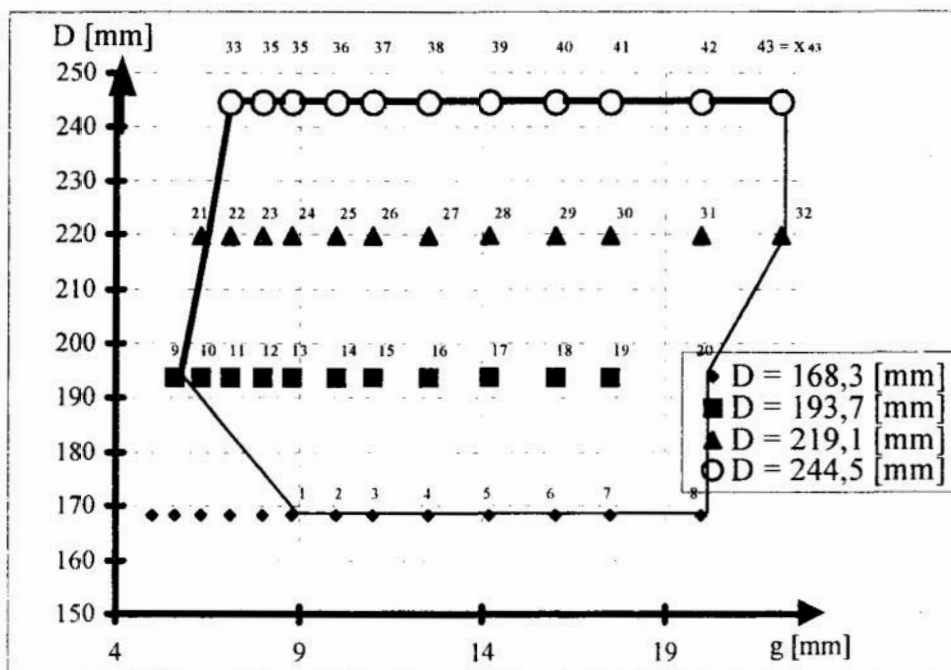
Zadanie optymalizacji przeprowadzono dla ustalonych dyskretnych zmiennych decyzyjnych, przy przyjętych funkcjach celu. Analizowano je jako zagadnienie dwukryterialne.

Metodą pełnego przeglądu wykonano serię 432 obliczeń (dla każdej średnicy 12 różnych grubości ścianek, 9 możliwych pozycji mas skupionych). Zbadano najpierw zależność częstości drgań własnych od położenia punktów masowych na wysokości słupa ($\omega = f(l_2)$ – rys.3). Nie uzyskano rozwiązania zdominowanego z uwagi na dyskretny charakter zmiennej. Dwa wyniki uznano za satysfakcjonujące ze względu na odległości od skrajnych ocen (idealnej i uproszczonej) – w położeniu masy skupionej m_2 na wysokości $l_2 = 2,4$ lub $2,7$ m. Największa różnica względna w otrzymanych obliczeniach wynosiła: $-3,252\%$ (dla oceny idealnej) i najmniejsza $+3,762\%$ (dla uproszczonej).



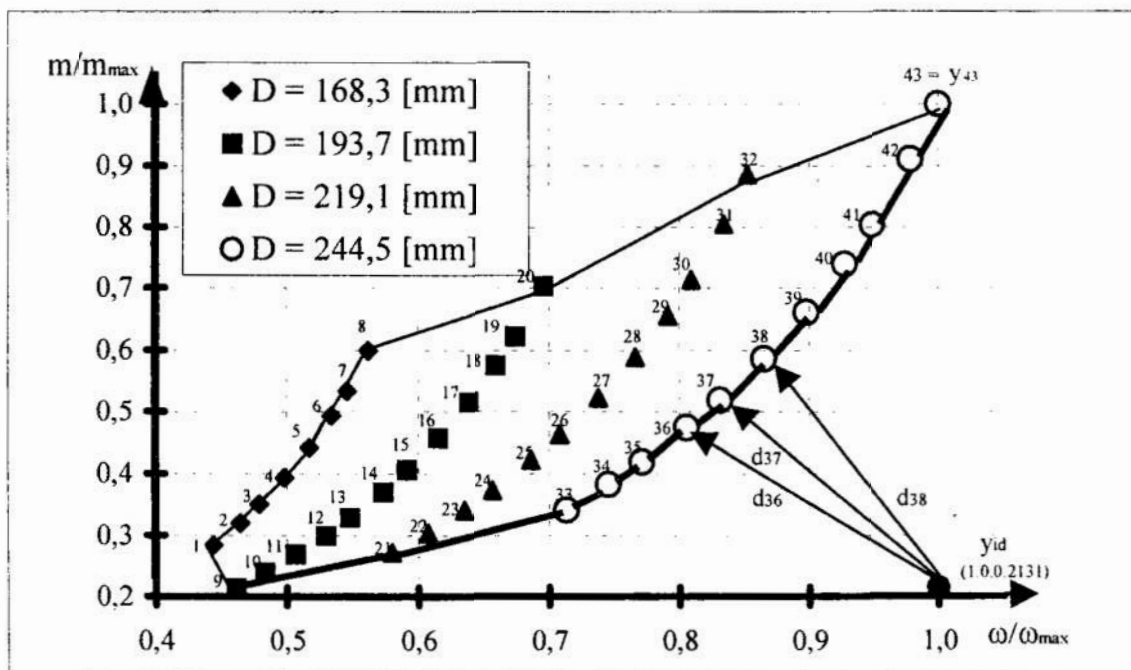
Rys. 3. Przykładowy rozkład częstości drgań własnych dla rury $\phi 193,7/12,5$ (x_{16})
 Fig. 3. Exemplary distribution of eigenfrequency for tube $\phi 193,7/12,5$ (x_{16})

Stwierdzono na podstawie wszystkich /432/ rozwiązań, że można sformułować pewną prawidłowość dotyczącą zmiennej decyzyjnej $x_3 = l_2$. Mianowicie: dla $n = 5$ ($l_2 = 2,7$ m) występuje największa wartość częstości drgań własnych. Z wszystkich obliczeń wybrano te wyniki /48/. Zostały one wzięte pod uwagę przy dalszej analizie optymalizacyjnej. Ze względu na ograniczenia normowe odrzucono kolejne, zawężając obszar poszukiwań do 43 wariantów (rys.4).



Rys. 4.

Zbiór rozwiązań X zadania optymalizacji o dwu zmiennych decyzyjnych
Fig. 4. Solution set X optimum problem with two decisive variables



Rys. 5. Zbiór ocen Y dwukryterialnego zadania optymalizacji
Fig. 5. Valuation set Y bicriterial optimization problem

Dla pozostawionych 43 dyskretnych rozwiązań otrzymano wyniki w zakresach:

14,978 – ω – 33,743 [1/s] częstość drgań własnych, przy maksymalnych przemieszczeniach rzędu 0.0462 – 0,0098 [m]

124,8 – m_w – 585,6 [kg] masa własna słupa

Przykładowe wartości ze zbioru rozwiązań przedstawiono w tabeli 1, dla elementów brzegowych ($x_1, x_9, x_{21}, x_{33}, x_8, x_{20}, x_{32}, x_{43}$) i zawartych wewnątrz ($x_{16}, x_{19}, x_{25}, x_{27}, x_{30}$) zbioru rozwiązań dopuszczalnych X .

Tab. 1. Wybrane wartości ze zbioru rozwiązań X

Tab. 1. Selected values from solution set X

x_i	x_1	x_9	x_{21}	x_{33}	x_8	x_{20}	x_{32}	x_{43}	x_{16}	x_{19}	x_{25}	x_{27}	x_{30}
ω	14,978	15,557	19,564	24,062	18,966	23,472	28,777	33,743	20,752	22,766	23,168	24,895	27,314
δ_{max}	0,0462	0,0423	0,0270	0,0180	0,0300	0,0198	0,0134	0,0098	0,0247	0,0209	0,0197	0,0173	0,0147
m_w	166,08	124,80	158,88	199,68	350,88	411,36	518,40	585,60	268,32	364,80	247,68	305,76	417,60

Przyjęte funkcje celu dają rozbieżne oceny rozwiązań (minimum masy – maksimum częstości drgań własnych). Przyrost średnicy słupa i grubości ścianek (pola przekroju) powoduje zwiększenie sztywności elementu. Zmniejszają się przemieszczenia mas skupionych, wzrasta częstość drgań własnych. To sprawia, że znormalizowany zbiór ocen zadania (rys.5) zawiera się w obszarze ocen rozwiązań, ograniczonych krzywą o wykładniczym przebiegu.

Do analizy zbioru ocen posłużono się wartościami względnymi. Odniesiono uzyskane wyniki (masę i częstość) do maksymalnych. Na podstawie nowych (względnych) danych ustalono wartość oceny idealnej – $y_{id} = (1,0; 0,2131)$. Dokonano wyboru rozwiązania preferowanego metodą funkcji dystansowej [4]. Zmierzone odległości geometryczne d_i (czyli w sensie euklidesowym, z normą $\|p\| = 2$) pomiędzy punktem oceny idealnej a ocenami leżącymi na krzywej ograniczającej zbiór ocen niezdominowanych (rys.5). Uzyskane metryki przedstawiono w tabeli 2.

Tab. 2. Odległości ocen niezdominowanych od oceny idealnej

Tab. 2. Distances between ideal and nondominated values

y_{id}	y_9	y_{21}	y_{33}	y_{34}	y_{35}	y_{36}	y_{37}	y_{38}	y_{39}	y_{40}	y_{41}	y_{42}	y_{43}
1,0000	0,4610	0,5798	0,7131	0,7452	0,7711	0,8059	0,8316	0,8654	0,8983	0,9278	0,9491	0,9785	1,0000
0,2131	0,2131	0,2713	0,3410	0,3828	0,4197	0,4738	0,5189	0,5861	0,6607	0,7393	0,8033	0,9098	1,0000
d_i	0,5390	0,4242	0,3141	0,3061	0,3084	0,3250	0,3491	0,3965	0,4590	0,5312	0,5924	0,6971	0,7869

Po przeglądzie stwierdzono, że dwie oceny można określić jako najlepiej spełniające oczekiwania. Są to oceny y_{34} i y_{35} . Odpowiadają im elementy x_{34} i x_{35} ze zbioru rozwiązań. W sensie materialnym są to rury o średnicy zewnętrznej $D = 244,5$ [mm] i grubości ścianek odpowiednio: $g = 8,0$ lub $8,8$ [mm]. Wartości funkcji celu: $f_1(x)$ – częstość drgań własnych, $f_2(x)$ – masa własna słupa wynoszą dla nich:

x_{34} : $f_1(x) - 25,146$ [1/s]; $f_2(x) - 224,16$ [kg]

x_{35} : $f_1(x) - 26,018$ [1/s]; $f_2(x) - 245,76$ [kg]

Uzyskane rozwiązania nie są rozwiązaniami ostatecznymi. Podlegają dyskusji. Istnieje możliwość modyfikacji zadania po zaostreniu ograniczeń lub wprowadzeniu nowych kryteriów.

5 Wnioski

Zadanie optymalizacji przeprowadzono metodą pełnego przeglądu, wykonano serię 432 obliczeń, rozważając ostatecznie liczbę 43 rozwiązań. Utworzono obszar (zbiór) ocen niezdominowanych, ograniczony krzywą o wykładniczym charakterze. Stwierdzono, że istnieje ocena idealna, nie istnieje rozwiązanie idealne. Uzyskano 13 ocen niezdominowanych. Rozwiązano zadanie optymalizacji metodą funkcji dystansowej. Uznano dwie oceny za satysfakcjonujące. Określono dla uzyskanych rozwiązań wartości założonych kryteriów. Stwierdzono, że o wyborze rozwiązania nie decydują ekstremalne wartości funkcji celu, tylko pośrednie. Na podstawie przebiegu krzywych ocen dla rozpatrywanych przekrojów (stała wartość D , zmienna g), zauważono, że mają one podobny, wykładniczy charakter.

Uogólnienie to można przenieść na podobne zagadnienia, przy inaczej zdefiniowanym wektorze zmiennych decyzyjnych (inna wysokość słupa, zmienna sztywność, inny kształt przekroju), ale przy podobnie przyjętych funkcjach celu.

Literatura

1. Bogucki W., Żybertowicz M.: *Tablice do projektowania konstrukcji metalowych*. Arkady Warszawa 1984.
2. Dyląg Z. i inni: *Mechanika budowli*. PWN Warszawa 1977.
3. Osiński Z., Wróbel J.: *Teoria konstrukcji*. PWN Warszawa 1995.
4. Paczkowski W. M.: *Wybrane problemy dyskretnej optymalizacji ewolucyjnej*. Wydawnictwo Uczelniane Politechniki Szczecińskiej Nr 544, Szczecin 1999
5. red. Rakowski G.: *Mechanika budowli - ujęcie komputerowe, t.2* Arkady Warszawa 1992.

Streszczenie

Podjęto próbę optymalizacji częstości drgań własnych stalowego słupa, którego schematem statycznym jest wspornik o wysięgu $h = 4,8$ m, obciążonego masą użytkową $m_u = 300$ kg. Zaproponowano przekrój rurowy o stałej sztywności wzdłuż osi elementu. Rozpatrzono cztery warianty średnic zewnętrznych o skokowo zmiennej grubości ścianek. Zmieniano na słupie położenie mas skupionych od ciężaru własnego. Dokonano pełnego przeglądu zbioru rozwiązań. Przyjęto dwie funkcje celu: minimum masy własnej słupa i maksimum częstości drgań własnych. Uzyskane zbiory ocen i rozwiązań omówiono jako dwukryterialne zagadnienie optymalizacji.

OPTIMIZATION OF EIGENFREQUENCY OF A STEEL COLUMN

Summary

An attempt has been undertaken for an optimization the eigenfrequency of steel column (statical scheme is bracket 4,8 m long and user mass = 300 kg loading). The tubular section with constant stiffness be proposed. Four alternatives of diameter with different thicknesses have been considered. The situation reduced mass from dead weight load have been changed. Full presentation of solution set have been done. The goals were to minimize dead weight of construction and to maximize free vibration of column. The obtained alternative designs (valuation and solution sets) have been discussed as bicriterial optimum problem.

Referat recenzowany

ZASTOSOWANIE ENTROPII SHANNONA DO OKREŚLENIA WAŻNOŚCI ATRYBUTÓW W AHP

1 Wstęp

Jedną z szeroko stosowanych metod w wieloatributowych (wielokryterialnych) zagadnieniach podejmowania decyzji jest AHP (ang. Analytic Hierarchy Process) [8, 9]. Hierarchiczny proces podejmowania decyzji posiada następujące cechy:

- ma charakter wielopoziomowy, o drzewiastej strukturze,
- poszczególne warianty decyzji charakteryzowane są wieloma atrybutami,
- atrybuty mogą posiadać postać liczbową lub lingwistyczną,
- poszczególnym atrybutom mogą być przypisane wagi,
- na poszczególnych poziomach decyzyjnych mogą występować różni eksperci bądź grupy ekspertów, wówczas mamy do czynienia z grupowym podejmowaniem decyzji,
- podstawę procesu podejmowania decyzji na każdym poziomie stanowi macierz decyzyjna której wiersze odpowiadają alternatywom (wariantom) natomiast kolumny atrybutom (kryteriom).

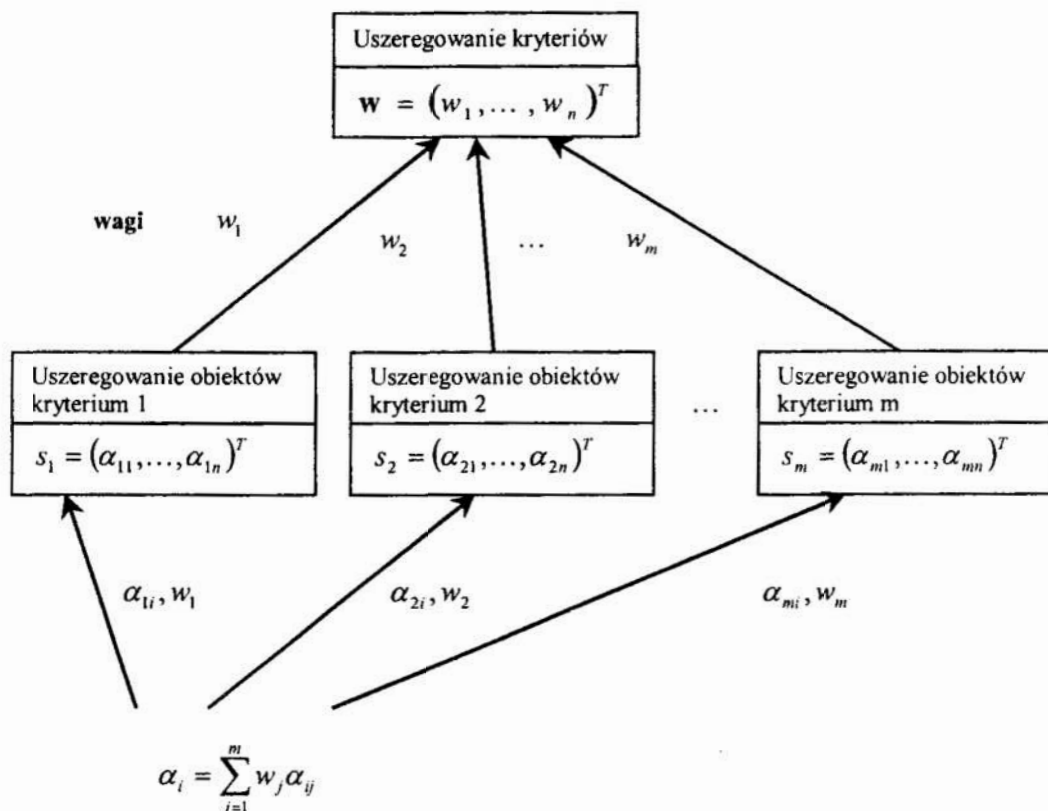
W metodzie AHP [8,9] uszeregowania dla poszczególnych podatributów tworzone są w oparciu o metodę porównywania parami, natomiast agregacja najczęściej dokonywana jest za pomocą prostej addytywnej metody wagowej [7]. Proces szeregowania alternatyw (czynników) z wykorzystaniem metody porównywania parami został zaproponowany przez Davida [3] i rozwinięty przez Saaty'ego [8, 9], który ostatecznie zaproponował następującą procedurę:

- określenie przez eksperta preferencji jednego czynnika w stosunku do drugiego dla każdej pary czynników;
- przyporządkowanie każdej parze liczby ze zdefiniowanej uprzednio skali;
- obliczenie uszeregowania przy wykorzystaniu metody maksymalnej wartości własnej (stosuje się również metody logarytmicznych najmniejszych kwadratów lub najmniejszych kwadratów);
- dokonanie arytmetycznej normalizacji wyniku.

Przykładowy dwupoziomowy proces decyzyjny przedstawiony jest na rysunku 1. Może być jednak w prosty sposób rozwinięty do dowolnej drzewiastej struktury decyzyjnej. Zatem problem wielokryterialnego podejmowania decyzji może być zdekomponowany na poszczególne podproblemy. Podproblemy te rozwiązuje się niezależnie stosując opisaną wyżej procedurę.

* Politechnika Gdańska, Wydział Elektrotechniki i Automatyki, G. Narutowicza 11/12, 80-952 Gdańsk
Email: mkwies@ely.pg.gda.pl

** Email: cotynato@ely.pg.gda.pl



Rys.1. Hierarchiczny proces decyzyjny
 Fig.1. Analytic Hierarchy Process

W literaturze z ostatnich lat pojawiły się pozycje, które wykorzystują entropię Shannona w metodzie AHP w rozmaitych aspektach. Sanchez i Soyer [10] użyli entropii Shannona jako kryterium do zaprzestania dalszych porównań dla macierzy dużych wymiarów z brakującymi danymi opierając się o pomysł Harkera [4] uzupełniania brakujących danych. Mon i inni [2] zastosowali entropię Shannona do otrzymania wektora uszeregowania w rozmytej wersji AHP. Cheng [1] użył entropii Shannona do wyboru najlepszego systemu pociskowego dla marynarki wojennej, uwzględniając kilka kryteriów. Harker w [4] zauważył że przy dużej liczbie alternatyw i kryteriów zagadnienia decyzyjnego, liczba potrzebnych opinii staje się ogromna, np. przy 9 alternatywach i 5 kryteriach grupa ekspertów musi odpowiedzieć na 190 pytań. W takiej sytuacji ekspert nie zawsze jest w stanie ocenić każdą z par czynników, a w szczególności kryteriów. Harker proponuje zastosować w takiej sytuacji metodę opartą o uzupełnianie brakujących danych.

Celem niniejszej pracy jest próba wspomoczenia procesu podejmowania decyzji i zredukowania jego złożoności, przez określenie ważności poszczególnych kryteriów z punktu widzenia ilości informacji im przypisanej, mierzonej entropią Shannona, tak aby nie trzeba było ich porównywać parami. Innymi słowy proponowane podejście ma na celu ułatwienie przyporządkowania współczynników wagowych kryteriom w przypadkach, kiedy nie dokonano oceny ich wybranych par.

W punkcie 2 zdefiniowane zostaną podstawowe pojęcia i przytoczone pewne własności entropii Shannona, w punkcie 3 sformułowane zostanie zagadnienie optymalizacyjne dotyczące wyboru kryterium niosącego największą ilość informacji, natomiast w punkcie 4 podany zostanie przykład obliczeniowy dla przedstawionego podejścia. W posumowaniu znajdują się uwagi i wnioski oraz propozycje dalszych badań w rozważanej dziedzinie.

2 Entropia Shannona i jej podstawowe własności

Przyjmijmy za Sanchezem i Soyerem [10] że $\mathbf{p} = (p_1, \dots, p_n)$ oznacza wektor uszeregowania względem określonego kryterium, po normalizacji arytmetycznej (suma współrzędnych wektora równa 1). Dla tego wektora definiuje się entropię jako:

$$H(\mathbf{p}) = -\sum_{i=1}^n p_i \ln(p_i). \quad (1)$$

W teorii informacji entropia H jest zdefiniowana jako miara niepewności w odniesieniu do dyskretnej zmiennej losowej X , która przyjmuje skończone wartości (x_1, \dots, x_n) takie, że $P(X = x_i) = p_i$. W kontekście AHP współrzędne p_i wektora uszeregowania \mathbf{p} można interpretować jako prawdopodobieństwo zdarzenia, że podejmujący decyzję wybierze właśnie i -tą alternatywę.

Wśród najważniejszych własności entropii wymienić można za Sobczakiem [11]:

$$H(X) \geq 0. \quad (2)$$

Entropia zmiennej losowej dyskretnej jest nieujemna. Entropia jest równa zero, jeżeli zerują się jednocześnie wszystkie składniki sumy (1). Jest to możliwe jedynie wówczas, gdy jedna z wartości zmiennej losowej występuje z prawdopodobieństwem równym jedność, a pozostałe wartości występują z prawdopodobieństwami zerowymi. W takiej sytuacji nie istnieje żadna niepewność odnośnie do tego, jaką wartość przyjmie zmienna losowa.

Entropia posiada jedno maksimum, które jest osiągnięte dla rozkładu jednostajnego i wynosi

$$H(1/n, \dots, 1/n) = \ln n. \quad (3)$$

Ta własność zgodna jest z interpretacją entropii jako miary niepewności – największa wartość jest osiągnięta, gdy wszystkie wartości zmiennej losowej X są jednakowo prawdopodobne. Ponadto entropia jest funkcją wypukłą w górę.

W teorii niepewności stosuje się trzy możliwe zasady: Zasada maksymalnej niepewności, zasada minimalnej niepewności i zasada niezmienności niepewności [5]. Kierując się przesłanką, że im mniejsza entropia, tym większa ilość niesionej informacji, skorzystamy z zasady minimalnej niepewności, żeby przekonać się, które z kryteriów jest w stanie dostarczyć podejmującemu decyzję największą ilość informacji.

Uszeregowanie kryteriów może być podpowiedzią dla podejmującego decyzje, jakie współczynniki wagowe przypisać poszczególnym kryteriom, w sytuacji, gdy nie ma on dokładnie określonych preferencji. Przykładowo wektor uszeregowania alternatyw postaci $\mathbf{v} = [1/n, \dots, 1/n]$ niesie niewiele informacji – wszystkie alternatywy są traktowane równo. Gdy rozróżnialność alternatyw wzrasta, entropia takiego wektora maleje. Uszeregowanie atrybutów pod kątem rozróżnialności alternatyw mogłoby być doskonałą podpowiedzią dla podejmującego decyzje, jakie współczynniki wagowe przypisać poszczególnym atrybutom, aby podjęta decyzja zdecydowanie różniła się od pozostałych. Tym atrybutom, które niosą najmniej informacji (jednostajny rozkład wektora uszeregowania alternatyw) można przypisać współczynniki wagowe o niższych wartościach, gdyż ich wpływ na finalny wektor uszeregowania jest znikomy i nie pokazuje różnic przy wyborze którejkolwiek z alternatyw. Im wektor uszeregowania jest bardziej zbliżony do rozkładu jednostajnego, tym bardziej preferencje poszczególnych alternatyw stają się nierozróżnialne.

3 Sformułowanie problemu określania ważności atrybutów

Założmy, że mamy dany problem decyzyjny składający się z n możliwych alternatyw $\mathbf{A}_i, i = 1, \dots, n$ rozpatrywanych względem m kryteriów $\mathbf{K}_j, j = 1, \dots, m$.

Jako rezultat porównywania parami alternatyw względem poszczególnych kryteriów otrzymuje się wektory uszeregowania odpowiadające danym kryteriom w postaci:

$$\mathbf{v}_j = (v_{j1}, \dots, v_{jn}), \quad j = 1, \dots, m. \quad (4)$$

Następnie przeprowadza się agregację względem kryteriów. Najprostszą metodą jest ważona suma współczynników sumujących się do jedności. Najczęściej podejmujący decyzję sam dobiera współczynniki wagowe wyrażające jego preferencje odnośnie rozpatrywanych kryteriów. Zdarza się również, że kryteria są porównywane parami względem siebie i wektor współczynników wagowych otrzymuje się jako efekt tych porównań, np. [6,9].

Założmy, że współczynniki wagowe a_1, \dots, a_m są niewiadome i spełniają warunek arytmetycznej normalizacji:

$$\sum_{j=1}^m a_j = 1, \quad (5)$$

oraz

$$a_j \geq 0 \quad \forall j \in 1, \dots, m. \quad (6)$$

Rezultatem agregacji jest wynikowy wektor uszeregowania \mathbf{v} postaci:

$$\mathbf{v} = a_1 \mathbf{v}_1 + \dots + a_m \mathbf{v}_m \quad (7)$$

Pytanie postawione przez autorów brzmi: przy jakiej wartości współczynników a_1, \dots, a_m entropia wektora \mathbf{v} osiągnie wartość minimalną? Odpowiada to interpretacji: dla jakich wartości współczynników a_1, \dots, a_m podejmujący decyzję uzyska maksimum informacji.

Powyższe rozważania doprowadziły do sformułowania zagadnienia optymalizacyjnego następującej postaci:

$$\min \left\{ H(\mathbf{v}) = -\sum_{i=1}^n v_i \ln v_i \right\} \quad (8)$$

gdzie:

$$v_i = \sum_{j=1}^m a_j v_{ji} \quad (9)$$

przy ograniczeniach (5) oraz (6).

4 Przykład obliczeniowy

Założmy, że mamy dane 3 alternatywy i 4 kryteria. Wektory uszeregowania odpowiadające kolejnym kryteriom mają formę:

$$\mathbf{v}_1 = [1/2, 1/6, 1/3], \quad \mathbf{v}_2 = [1/4, 1/4, 1/2], \quad \mathbf{v}_3 = [1/5, 3/5, 1/5], \quad \mathbf{v}_4 = [1/3, 1/3, 1/3].$$

Po obliczeniu minimalnej wartości funkcji (1) przy ograniczeniach (5) i (6) okazało się, że wartości współczynników wagowych wyniosły odpowiednio: $a_1 = 0$, $a_2 = 0$, $a_3 = 1$, $a_4 = 0$. Stąd wywnioskować można, że trzecie kryterium niesie największą ilość informacji, przez co zapewnia najlepszą rozróżnialność alternatyw. Widać tu zasadniczą preferencję drugiej alternatywy w stosunku do pierwszej i trzeciej.

Powyższą procedurę zastosowano do pozostałych wektorów $\mathbf{v}_1, \mathbf{v}_2, \mathbf{v}_4$. Wartości współczynników wyniosły odpowiednio $a_1 = 1$, $a_2 = 0$, $a_4 = 0$. Wektor \mathbf{v}_1 z powyższych trzech dostarcza największej ilości informacji. Ostatnie zastosowanie procedury dotyczyło wektorów $\mathbf{v}_2, \mathbf{v}_4$. W tym przypadku wartości współczynników wyniosły $a_2 = 1$, $a_4 = 0$, co daje ostateczne uszeregowanie kryteriów: $\mathbf{K}_3, \mathbf{K}_1, \mathbf{K}_2, \mathbf{K}_4$ od kryterium niosącego największą ilość informacji, do kryterium niosącego najmniejszą ilość informacji. Warto zwrócić uwagę, że kryterium czwarte znalazło się na ostatnim miejscu, co wynika z własności (3).

5 Podsumowanie

W niniejszej pracy w oparciu o pojęcie entropii Shannona przedstawiono algorytm do wyróżnienia kryterium, które może podejmującemu decyzję dostarczyć największej ilości informacji. W konsekwencji wielokrotne zastosowanie zaproponowanego algorytmu pozwala na uszeregowanie kryteriów względem ilości niesionej przez nie informacji, jak również na eliminację z procesu decyzyjnego kryteriów wnoszących małą ilość informacji. Przedstawiona metoda może być bardzo użyteczna, kiedy w rozważanym procesie decyzyjnym występuje bardzo dużo kryteriów i decydent chciałby zredukować ich liczbę. W dalszych pracach planuje się rozwinięcie zaproponowanej metody do postaci rozmytej gdzie uszeregowania mogą przedstawione w postaci jakościowej, przy wykorzystaniu zmiennych lingwistycznych.

Literatura

1. Cheng C.H.: *Evaluating naval tactical missile systems by fuzzy AHP based on the grade value of membership function*. European Journal of Operational Research 96, 343–350, 1996.
2. Cheng C.H., Mon D.L., Lin J.C.: *Evaluating weapon system using fuzzy analytic hierarchy process based on entropy weight*. Fuzzy Sets and Systems 62, 127–134, 1994.
3. David H.A.: *The Method of Paired Comparisons*, Griffin, London, 1963.
4. Harker P.T.: *Incomplete pairwise comparisons in the analytic hierarchy process*. Mathematical Modelling 9 (11), 837–848, 1987.
5. Klir G.J., Yan B.: *Fuzzy sets and fuzzy logic theory and applications*. Prentice–Hall International, Inc. London 1995.
6. Laarhoven P.J.M van, Pedrycz W.: *A fuzzy extension of Saaty's priority theory*. Fuzzy Sets and Systems 11, 229–241 1983.
7. MacCrimmon K.R.: *Decision Making Among Multiple–Attribute Alternatives: A Survey and Consolidated Approach*. RAND Memorandum, RM–4823–ARPA 1968.
8. Saaty T.L.: *A scaling method for priorities in hierarchical structures*, Journal of Mathematical Psychology, 15, 234–281 1977.
9. Saaty T.L.: *The Analytic Hierarchy Process*, Mc-Graw Hill, New York 1980.
10. Sanchez P.P., Soyer R.: *Information concepts and pairwise comparison matrices*. Information Processing Letters 68, 185–188 1998.
11. Sobczak W.: *Metody statystyczne w elektronice*. Wydawnictwa Naukowo–Techniczne, Warszawa 1971.

Streszczenie

W pracy rozważa się zagadnienie wieloatrybutowego szeregowania czynników w sensie AHP. Zakłada się, że w rozważanym procesie decyzyjnym istnieją uszeregowania czynników względem poszczególnych atrybutów. W oparciu o entropię Shannona określa się ilość informacji niesionej przez dane uszeregowanie i na tej podstawie dokonuje się uszeregowania atrybutów. Zamieszcza się przykład obliczeniowy.

EVALUATING ATTRIBUTE SIGNIFICANCE IN AHP USING SHANNON ENTROPY

Summary

Multiattribute factors ranking in sense of AHP is considered in this paper. It is assumed that in the multiattribute decision making process rankings of factors under particular attributes are given. Next, basing on the Shannon entropy an amount of information associated with each ranking is evaluated and attribute ranking is fixed. The approach proposed is illustrated by a numerical example.

Referat recenzowany

ITERACYJNA METODA MOCY – 1

1 Sformułowanie zadania

Lot wznoszący samolotu najczęściej realizowany jest jako lot prostoliniowy lub lot po spirali o stałym promieniu i przy stałym kącie przechylenia samolotu. W każdym wypadku naturalne jest założenie o stałej prędkości lotu. Tradycyjnym narzędziem służącym do wyznaczania osiągow samolotu w takim locie jest tzw. metoda mocy. Metodę tę można znaleźć było już w tak klasycznym tekście jak [1] i praktycznie od lat 30tych XX wieku była ona prezentowana w tej niezmiennionej postaci tak na Zachodzie [2], jak i w ZSRR [3]; podobnie było i w naszym kraju [4]. Fakt ten wydaje się cokolwiek kuriozalny jako, że w tzw. międzyczasie nastąpił niezwykle burzliwy rozwój środków obliczeniowych – a zwłaszcza to co powszechnie określa się mianem rewolucji komputerowej. Tym samym nawet te obliczenia jakie są związane z tą klasyczną wersją metody mocy są dziś wykonywane nie przy użyciu kalkulatora lecz przy użyciu komputera. Pogłębia to odczucie anachroniczności takiego podejścia. Opracowując podręcznik [5] autor niniejszego referatu przedstawił metodę mocy w postaci procedury iteracyjnej, w której realizację jest wykorzystany komputer w sposób istotny, a przy tym – podejście takie zamienia przybliżoną metodę mocy, w której kąt wznoszącej trajektorii samolotu nie może przekraczać 15 stopni z uwagi na założenie o jego małości – na metodę pozbawioną tego istotnego ograniczenia i możliwą do stosowania dla dowolnie stromych trajektorii nachylonych pod dowolnym kątem do poziomu. W niniejszej pracy z uwagi na ograniczenia objętościowe przytaczamy niektóre składniki oraz niektóre konsekwencje takiego podejścia. Z uwagi na oszczędność miejsca jako punkt wyjścia przyjmujemy równania ruchu opisujące lot spiralny. Równania ruchu wznoszącego wzdłuż linii prostej będą szczególnym przypadkiem tych równań ruchu. Natomiast pewne szczegóły dotyczące wyników przykładowych obliczeń zademonstrujemy na przypadku łatwiejszym do analizy – to jest przypadku lotu prostoliniowego. Oto równania ruchu samolotu o ciężarze W , lecącego z prędkością V po torze spiralnym nachylonym do poziomu pod kątem γ w konfiguracji z przechyleniem wynoszącym φ przy zachowaniu promienia zakrętu R oraz przy sile nośnej L oraz oporze D z towarzyszeniem siły na wale śmigła wynoszącej P_s zapisane w tzw. współrzędnych naturalnych – związanych z torem:

$$0 = P_s - D - W \cdot \sin \gamma \quad (1a)$$

$$0 = L \cdot \cos \varphi - W \cdot \cos \gamma \quad (1b)$$

$$\frac{W}{g} \cdot \frac{V^2}{R} \cdot \cos^2 \gamma = L \cdot \sin \varphi \quad (2)$$

* Politechnika Rzeszowska, 35-959 Rzeszów, ul. W. Pola 2, Ludek@prz.rzeszow.pl

2 Lot wznoszący prostoliniowy – równania ruchu

Trzy wypisane wyżej równania ruchu upraszczają się do dwóch równań, gdy promień walca (na którym leży spirala) powiększymy nieskończenie. Przypomnimy niektóre szczegóły tego prostszego problemu. Oto równania uproszczone wraz z dodatkowymi związkami które ujednoznaczają siły aerodynamiczne:

$$0 = P_s - D - W \cdot \sin \gamma \quad (3)$$

$$0 = L - W \cdot \cos \gamma \quad (4)$$

$$L = W \quad (4a)$$

$$D = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V^2 \cdot S \cdot C_D \quad (5)$$

$$L = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V^2 \cdot S \cdot C_L \quad (6)$$

W formułach (5) oraz (6) dodatkowo znajdują się oznaczenia współczynnika gęstości powietrza ρ , wielkość powierzchni nośnej samolotu S oraz bezwymiarowe współczynniki siły nośnej i oporu aerodynamicznego C_L C_D . Można przy tej okazji napomknąć, że *cały ambaras* związany z uzyskaniem rozwiązania równań (3) oraz (4) w których występują dwie niewiadome wielkości: prędkość lotu V oraz kąt toru γ – wynika z faktu, że są to równania typu algebraiczno trygonometrycznego – nie posiadające dokładnego rozwiązania. Klasyczna metoda mocy rozwiązuje te równania przyjmąwszy najpierw założenie (4a) równoznaczne z przyjęciem iż $\gamma = 0$ – a w swej dalszej realizacji jednak ten kąt ... wyznacza jako poszukiwaną niewiadomą. W istocie więc jest procedurą zawierającą w swym rozwiązaniu sprzeczność. Pokażemy, że sprzeczność tę można z łatwością usunąć, a nawet uczynić istotnym krokiem w procedurze iteracyjnej pozwalającej zadanie takie rozwiązać z dużą dokładnością. Najpierw przypomnimy podstawową terminologię metody:

$$\text{moc niezbędna (power required)} \quad P_R = D \cdot V \quad (6)$$

$$\text{moc rozporządzalna (power available)} \quad P_A = P_s \cdot V \quad (7)$$

$$\text{prędkość wznoszenia (rate of climb)} \quad R/C = V \cdot \sin \gamma \quad (8)$$

Dzięki tym symbolom na podstawie równania (3) otrzymujemy związek:

$$0 = P_A - P_R - W \cdot R/C \quad (9)$$

Któremu nadaje się postać ostatecznej formuły metody mocy:

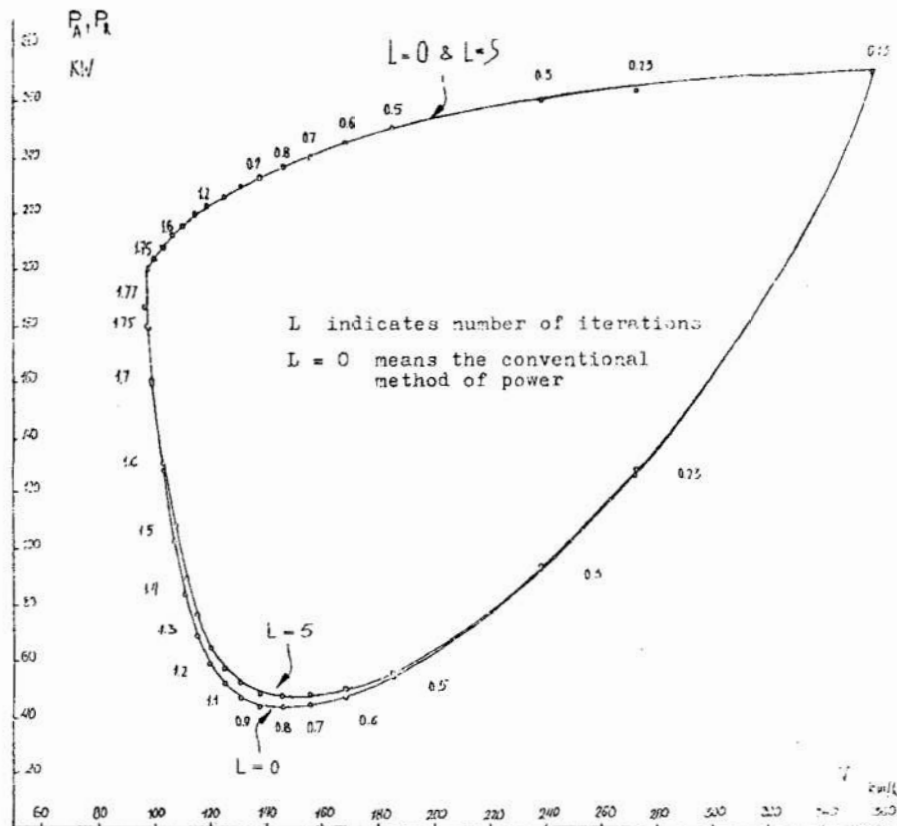
$$R/C = \frac{P_A - P_R}{W} \quad (10)$$

Formułę (10) interpretujemy w ten sposób: nadmiar mocy prowadzi do określenia wielkości prędkości wznoszenia. Proponowane przez nas podejście można przedstawić w postaci następującego algorytmu (prosimy o wybaczenie, iż imperatywy zapisaaliśmy w języku angielskim):

(zerowa iteracja)	(następne iteracje)	
(1) assume $\gamma = 0$		
(2) assume C_L		
(3) calculate C_D		
(4) from (4a) calculate V	(4a) from (4) calculate V	(11)
(5) determine P_A	(5a) determine P_A	
(6) calculate D	(6a) calculate D	
(7) calculate P_R	(7a) calculate P_R	
(8) derive R/C	(8a) derive R/C	
(9) find γ	(9a) find γ	

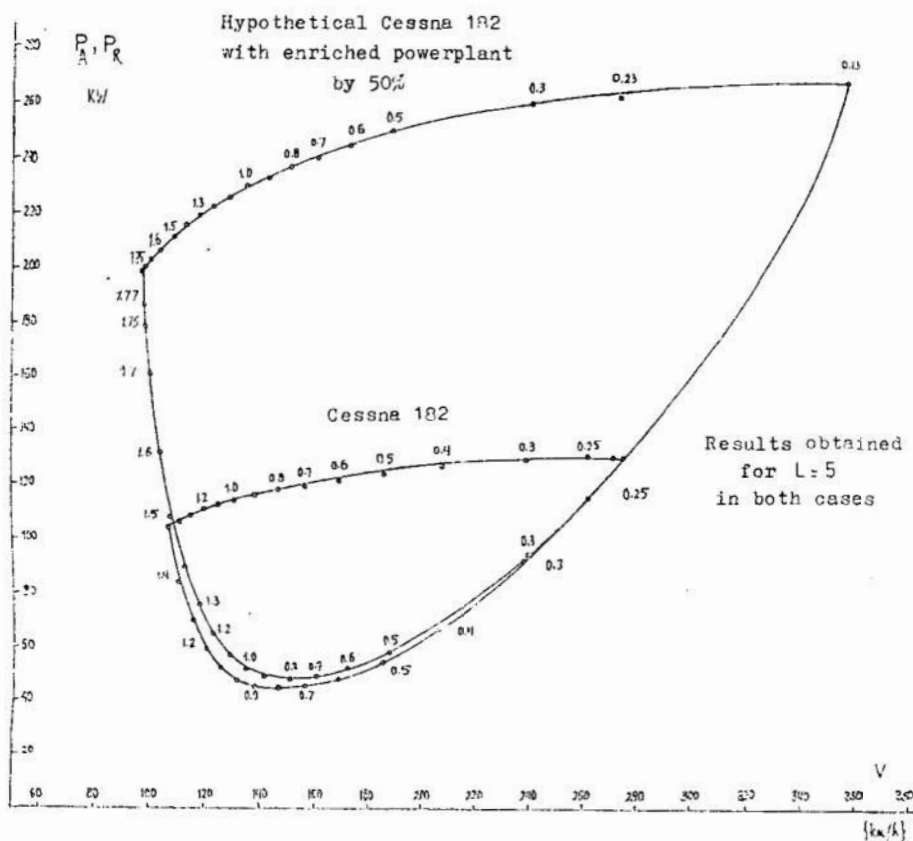
3 Lot wznoszący prostoliniowy – przykładowe rozwiązania

Opisane podejście stanowi naturalne uogólnienie tradycyjnej metody mocy i w odróżnieniu od niego może być określane mianem dokładnej metody mocy. Aby tym sformułowaniem nie sugerować, że praca przynosi dokładne rozwiązanie równań algebraiczno trygonometrycznych – w jej tytule znalazł się przymiotnik *iteracyjny*. Jakie konsekwencje pociąga za sobą użycie przytoczonego rozwiązania? Jest o tym szczegółowo mowa na kartach [5] więc w niniejszym referacie zwrócimy uwagę jedynie na niektóre aspekty. Na pierwsze miejsce wysuwa się sprawa dokładności. W znanych nam przykładach liczbowych owa dokładność zawiera się w kilku zaledwie procentach. Oczywiście gdybyśmy rozważali samoloty tłokowe zaopatrzone w napęd zapewniający duży nadmiar mocy – wówczas przy kątach toru znacznie przewyższających 15 stopni – oczywiście nie moglibyśmy w ogóle stosować tradycyjnej metody mocy. Jak wówczas wyglądałyby błędy procentowe niezbyt jest sensownie mówić. Natomiast przedstawiona procedura pozwala nam uzmysłowić pewne fakty, który przy zastosowaniu tradycyjnej metody mocy zupełnie uchodzą uwadze. Omówimy dwie konsekwencje tego podejścia. Otóż poszukując rozwiązania układu równań (3) i (4) poszukujemy w szczególności dwu funkcji $P_A(V)$ oraz $P_R(V)$. Rozwiązanie zadania rozpoczyna się od przyjęcia wartości kąta natarcia na jakim będzie kontynuowany lot. Jego wartość ustala punkt na tzw. *biegunowej samolotu*. Pierwsze pytanie brzmi: jak będą względem siebie usytuowane obie wymienione funkcje przy kolejnych iteracjach? Na pytanie to odpowiadamy przytaczając wyniki obliczeń przedstawione na rysunku 1. Powstaje też drugie pytanie: co się zmieni w tym usytuowaniu, gdy zmienimy układ silnik–śmigło? Na to pytanie odpowiadamy przytaczając wynik przedstawiony na rysunku 2. Krótko skomentujemy również obrazy przedstawione na tych rysunkach.



Rys. 1. Wzajemne usytuowanie typowych wyników zerowej i piątej iteracji
 Fig. 1. Typical numerical results regarding the zero and the fifth iterations

Co prawda wyniki przedstawione na rysunku 1 zostały wykreślone ręcznie – tym nie mniej dość dobrze oddają specyfikę tego rodzaju wyników. Przekonaliśmy się o tym wykonując podobne rysunki przy pomocy pakietu MathCAD7. Mamy zamiar zademonstrować je podczas Konferencji bowiem nie udało się ich zamieścić w niniejszym materiale. Górna krzywa pokazuje przebieg funkcji $P_A(V)$ w każdej iteracji – poczynając od iteracji zerowej przebiega jednakowo – choć nie jest to widoczne na podstawie samych tylko wyników liczbowych. Natomiast dolne krzywe ilustrujące przebieg funkcji $P_R(V)$ wyjaśniają, iż zerowe przybliżenie stawia nas w ocenie osiągu samolotu po stronie niebezpiecznej: wyniki są zawyżone. Dotyczy to jak widać owych osiągu, które są związane z wartością maksymalnego wznoszenia oraz wartością maksymalnego kąta wznoszenia (jak wiadomo nie odpowiadają one tej samej wartości prędkości lotu). Dla kąta wznoszenia w rozważanym przykładzie różnica ta wynosi około pół stopnia: zamiast piętnastu stopni – otrzymujemy czternaście i pół stopnia; zaś w odniesieniu do maksymalnej wartości prędkości wznoszenia – jest to wartość 0.1 m/s – zamiast 10.3 m/s – w rzeczywistości będzie to 10.2 m/s. Przejdźmy do odpowiedzi na drugie pytanie i do rysunku 2.

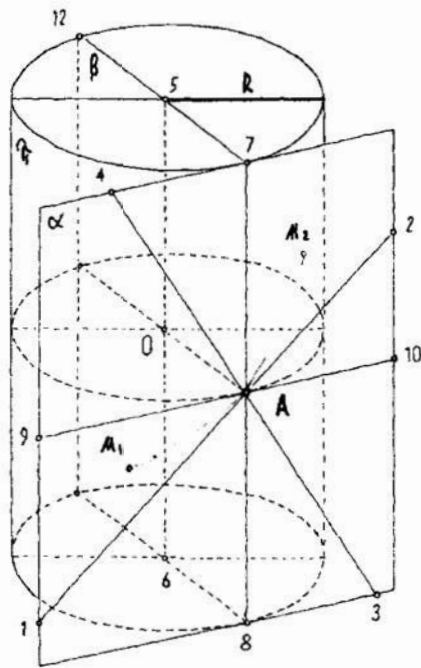


Rys. 2. Wzajemne usytuowanie rozwiązań dla dwóch różnych mocy układu śmigło-silnik
 Fig. 2. Solutions obtained for two different power plants on the same airframe

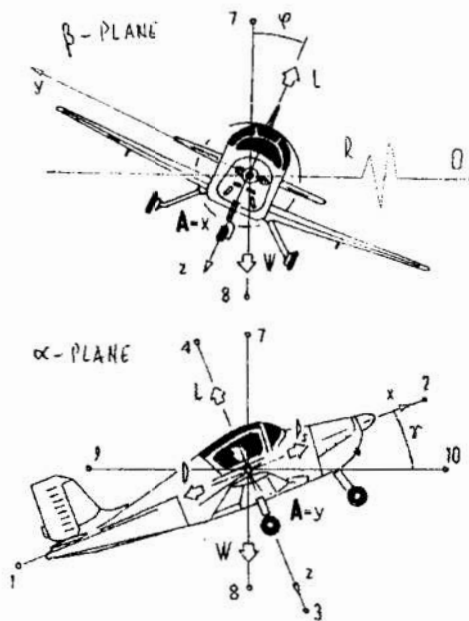
Przy tradycyjnej metodzie mocy tzw. moc niezbędna jest traktowana jako charakterystyka płatowca nie mająca nic wspólnego z rodzajem użytego układu śmigło-silnik. Tymczasem jak pokazuje rysunku 2 – tak w rzeczywistości nie jest. Różnice jakie demonstrujemy rozważając przykład danych samolotu *Cessna 182* również nie są wielkie – lecz warte odnotowania. Powyższy wynik zaczerpnięty z pracy studenckiej został potwierdzony obecnie prowadzoną serią obliczeń na komputerze personalnym i przy zastosowaniu do ilustracji wyników w postaci graficznej za pomocą pakietu MathCAD7. Dodajmy zamykając tę część prezentacji, iż do uzyskania zadowalającej dokładności wystarczały w rozważanych przypadkach cztery-pięć iteracji. Liczbę iteracji poczynając ich numerację od *jedności* odnotowano na powyższych rysunkach symbolem *L*.

4 Lot wznoszący spiralny

Już samo wyprowadzenie równań ruchu symetrycznego lotu samolotu po torze spiralnym może przysporzyć pewnych kłopotów. Mając ten fakt na uwadze przytaczamy poniżej pewną liczbę szczegółów na ten temat – odsyłając ponadto do stron [5] po dalsze. Zaczynamy od rysunków, które mają w tym dopomóc.



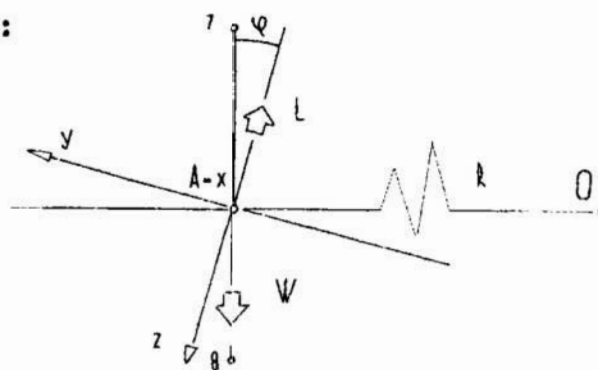
Rys. 3. Geometria spirali walcowej regularnej
 Fig. 3. Geometry of the spiral trajectory of an airplane



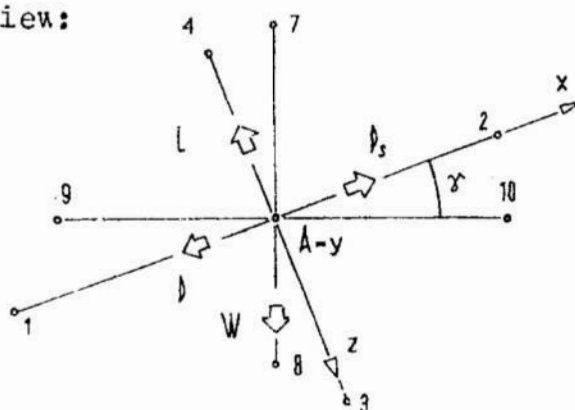
Rys. 4. Konfiguracja samolotu widoczna w płaszczyźnie stycznej α oraz normalnej β
 Fig. 4. Airplane views in the tangential α and normal β planes accordingly

Powyższe rysunki mają pomóc w ustaleniu, że to co zostanie pokazane na schematycznym rysunku 5 poprawnie przedstawia usytuowanie wszystkich sił działających na samolot wykonujący tego rodzaju lot.

β -plane view:
a horizontal
position



α -plane view:
no bank



Rys. 5. Usytuowanie sił w płaszczyźnie normalnej β oraz płaszczyźnie ściśle stycznej α
Fig. 5. Schematic view of forces acting in normal β and tangential α planes

Z pomocą tych rysunków można się upewnić iż równania ruchu które przytoczone zostały w punkcie pierwszym niniejszej pracy są równaniami poprawnymi. Napisano je we współrzędnych krzywoliniowych (związanych z torem) wykorzystując fakt, iż promień krzywizny dla rozważanej krzywej wyraża się jako $R/\cos^2 \gamma$:

$$0 = P_s - D - W \cdot \sin \gamma \quad (1a)$$

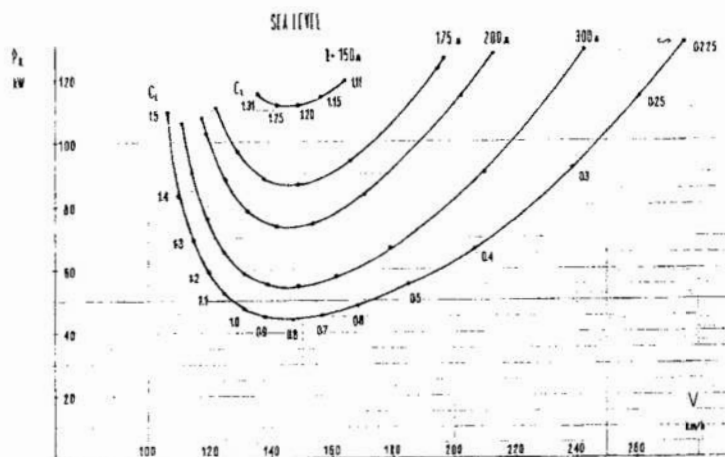
$$0 = L \cdot \cos \varphi - W \cdot \cos \gamma \quad (1b)$$

$$\frac{W}{g} \cdot \frac{V^2}{R} \cdot \cos^2 \gamma = L \cdot \sin \varphi \quad (2)$$

Wartość kąta przechylenia jest wielkością iterowaną (jawnie niezależną od prędkości lotu) odpowiadającą iterowanej wartości kąta toru dla założonej wartości kąta natarcia:

$$\varphi^{(i)} = \arcsin \frac{2 \cdot W \cdot \cos^2 \gamma^{(i)}}{g \cdot R \cdot \rho \cdot S \cdot C_L} \quad (12)$$

Algorytm (11) uzupełnia teraz formuła (12) – stanowiąca 10ty krok obliczeniowy w każdej iteracji. Wstępne wyniki takiego postępowania obrazujemy na rysunku 6.



Rys. 6. Krzywe mocy niezbędnej samolotu Cessna 182 w zależności od promienia spirali
Fig. 6. Power required for circling climb of Cessna 182 at different radii of the circling

Interpretacja i komentarze do powyższych wyników podane będą podczas Konferencji. Autor korzysta z okazji aby podziękować recenzentce dzięki której został usunięty błąd w równaniu (2) figurującym w pierwotnej wersji tej pracy, jak i za wszystkie uwagi które pomogły podnieść jakość niniejszej prezentacji.

Literatura

1. Mises R. von: *Podstawy Lotnictwa*. Przekład z niemieckiego. Warszawa 1929.
2. Perkind C.D., Hage R.E.: *Airplane Performance, Stability, and Control*. John Wiley, New York 1949.
3. Ostoslawski I.W.: *Airplane Aerodynamics* (j.rosyjski). Oborongiz, Moskwa 1957.
4. Fiszdron W.: *Mechanika Lotu*. PWN, Warszawa 1961.
5. Laudanski L.: *BASIC Flight Mechanics*. AMSE, Tassin-la-Demi-Lune 1988.

Streszczenie

Praca przedstawia uogólnienie bardzo popularnej do dzisiejszego dnia metody wyznaczania osiągow samolotu w locie wznoszącym zwanej *metoda mocy*. Uogólnienie to zawiera jako przypadek szczególny klasyczną metodę mocy. Przytoczone przykłady wskazują na ciekawe i nieoczekiwane aspekty tego podejścia.

ITERATIVE METHOD OF POWER – 1

Summary

Climbing flight of airplanes deserves always the greatest attention among the problems of airplane performance. Traditionally it considers the uniform rectilinear climb which is based upon so called method of power. This old approach can be easily replaced by the approach free of the contradictions which are embodied into the old one by resorting to a computer based method – called *iterative method of power* – executing a simple computer code solving an iterative procedure. Fruitfulness of this idea has successfully been examined numerically.

Referat recenzowany

UŻYCIE FUNKCJI OSIĄGNIĘCIA W STEROWANIU WIELOKRYTERIALNYM PROCESEM WIELOETAPOWYM

1 Wprowadzenie

W pracy przedstawiono metodę wyboru sterowania wielokryterialnego procesem wieloetapowym. Są to procesy, które różnią się opisem matematycznym w różnych częściach horyzontu sterowania, zwanych etapami. W każdym etapie jest wiele wskaźników jakości. Na ich podstawie jest tworzony jeden etapowy wskaźnik jakości przy pomocy funkcji skalaryzującej, której minima zależą od dodatkowego parametru – punktu odniesienia. Następnie dla każdego etapu jest przeprowadzana lokalna optymalizacja takiego wskaźnika jakości. Te lokalne optymalizacje są podporządkowane optymalizacji całości, która polega na skoordynowaniu rozwiązań dla poszczególnych etapów. W ten sposób otrzymuje się jedno rozwiązanie wielokryterialne.

Wybór sterowania wielokryterialnego dokonywany jest przez rozwiązanie zadania ze zmieniającym się parametrem – punktem odniesienia, który określa aspiracje użytkownika i ocenie otrzymywanych rozwiązań.

2 Sformułowanie problemu sterowania wielokryterialnego procesem wieloetapowym

Rozpatrujemy dynamiczny proces wieloetapowy. Etap i , $i=1, \dots, N$ dla $t \in [T_{i-1}, T_i]$ – gdzie T_0, T_1, \dots, T_N – dane chwile czasowe określające poszczególne etapy, opisany jest przez:

- model dynamiki procesu w postaci równań stanu

$$\begin{aligned} \dot{x}(t) &= f_i(x(t), u(t), t) \\ x(t) &\in \mathbb{R}^n, u(t) \in \mathbb{R}^m \end{aligned} \quad (1)$$

- model ograniczeń sterowania

$$\begin{aligned} U_i &\subset \mathbb{R}^m \\ u(t) &\in U_i \end{aligned} \quad (2)$$

- –model celu sterowania

$$\begin{aligned} S_i &= \{x(T_i) : g_i(x(T_i)) \leq 0\} \\ \dim g_i &= p_i \end{aligned} \quad (3)$$

- modele wskaźników jakości

* Katedra Ekonometrii i Informatyki Szkoła Główna Gospodarstwa Wiejskiego, ul. Nowoursynowska 166, 02-766 Warszawa, E-mail: alod@bri.kei.sggw.waw.pl

$$q_{ik} = \int_{T_{i-1}}^{T_i} f_{0ik}(x(t), u(t), t) dt \quad (4)$$

dla $k = 1, \dots, K_i$

Dla etapu pierwszego dany jest model stanu początkowego

$$x(T_0) = x_0 \quad (5)$$

Dla całego horyzontu sterowania $[T_0, T_N]$ założona jest ciągłość trajektorii stanu tzn. wartość stanu na początku i -tego etapu jest równa wartości stanu na końcu $i-1$ -go etapu dla $i=2, \dots, N$.

Sterowaniem wielokryterialnym procesem wieloetapowym nazywa się takie sterowanie, które w każdym etapie i , $i=1, \dots, N$ spełnia ograniczenia U_i i takie, że odpowiadający mu przebieg trajektorii stanu procesu $x(t)$ osiąga w chwilach T_i zbiory S_i , zapewnia spełnienie warunku ciągłości trajektorii stanu dla całego horyzontu sterowania $[T_0, T_N]$ oraz w każdym etapie minimalizuje wektorowy wskaźnik jakości $(q_{ik})_{k=1, \dots, K_i}$.

3 Optymalność w sensie Pareto

Niech będzie dane:

X – przestrzeń zmiennych decyzyjnych

$X_0 \subset X$ – zbiór decyzji dopuszczalnych

$f : X_0 \rightarrow R^K$ – model sytuacji decyzyjnej (odwzorowanie decyzje – skutki)

$Y_0 = f(X_0)$ – zbiór rezultatów osiągalnych

Rezultaty sprawne (Pareto–optymalne) są definiowane w następujący sposób:

$$\hat{Q}_0 = \{\hat{q} \in Q_0 : (\hat{q} + \tilde{D}) \cap Q_0 = \emptyset\} \quad (6)$$

gdzie: $\tilde{D} = D \setminus \{0\}$ – stożek dodatni bez wierzchołka. Rezultaty Pareto–optymalne są

osiągane dla stożka $\tilde{D} = R_+^K$

4 Skalaryzacja problemu

Rozwiązaniem w sensie wielokryterialnym jest prawie zawsze zbiór, a nie punkt. Wyboru rozwiązania powinien dokonywać użytkownik w interakcji z komputerem.

Do skalaryzacji używana jest funkcja dwóch zmiennych (wskaźnika jakości i parametru) o wartości rzeczywistej. Parametr jest w dyspozycji użytkownika, co umożliwia mu przeglądanie zbioru rozwiązań wielokryterialnych.

W pracy stosuje się funkcję skalaryzującą o postaci:

$$s(q, \bar{q}) = - \sum_{k=1}^K (q_k - \bar{q}_k)^2 + \rho \sum_{k=1}^K (\max(0, q_k - \bar{q}_k))^2 \quad (7)$$

gdzie $\rho > 1$ jest dowolnym skalarnym współczynnikiem, \bar{q} – parametr.

Taka funkcja nazywa się karową funkcją skalaryzującą [4], [6].

5 Metoda wyboru sterowania wielokryterialnego procesem wieloetapowym.

Wyboru sterowania wielokryterialnego dokonuje użytkownik przeglądając różne rozwiązania i wybierając to, które uzna za zadowalające.

Rozwiązania wielokryterialne otrzymuje się przekształcając problem sterowania wielokryterialnego do problemu sterowania jednokryterialnego, tzn. na podstawie problemu wielokryterialnego tworzy się przy pomocy karowej funkcji (6) zadanie jednokryterialne w każdym etapie:

$$Q_i = s(q_{ik}, \bar{q}_{ik}) \quad (8)$$

Rozpatrzymy najpierw metodę wyznaczania sterowania optymalnego dla każdej wartości parametru \bar{q}_{ik} , $k = 1, \dots, K_i$, $i = 1, \dots, N$, a następnie metodę wyboru sterowania wielokryterialnego.

Metoda wyznaczania sterowania optymalnego procesem wieloetapowym

Sterowanie optymalne wyznaczone jest przez minimalizację globalnego wskaźnika jakości, który jest sumą etapowych wskaźników jakości (7), tzn.:

$$Q = \sum_{i=1}^N Q_i \quad (9)$$

Metoda wyznaczania sterowania optymalnego wynika z podejścia, w którym wprowadza się dodatkowe zmienne w postaci punktów przełączeń x_i , $i = 1, \dots, N$, tj. takich punktów, w których trajektoria stanu procesu przechodzi przez zbiory S_i , $i = 1, \dots, N$. Następnie tworzy się zadanie wyznaczenia sterowania optymalnego $\hat{u}(t)$, $t \in [T_0, T_N]$ i optymalnych punktów przełączeń \hat{x}_i , $i = 1, \dots, N$, które minimalizują globalny wskaźnik jakości (9). Wprowadzenie dodatkowych zmiennych w postaci punktów przełączeń pozwala na rozwiązywanie tego zadania przy pomocy dekompozycji.

Zadanie jest następującej postaci:

$$\min_{\substack{x_i \in S_i \\ u \subset U_i}} \left[\begin{array}{l} Q \\ \text{p.w. : } \dot{x}(t) = f_i(x(t), u(t), t) \\ t \in [T_{i-1}, T_i] \\ i = 1, \dots, N \end{array} \right] \quad (10)$$

Zadanie (10) rozwiązuje się przy pomocy dekompozycji. Dekompozycja taka jest możliwa, gdyż globalny wskaźnik jakości Q jest sumą etapowych wskaźników jakości, a zbiory Q_i , $i=1, \dots, N$ i więzy różniczkowe w postaci równań stanu są rozłączne.

Na poziomie dolnym rozwiązywane są następujące zadania $i=1, \dots, N$:
dla danych x_i i x_{i-1} rozwiąż

$$\begin{aligned} \min_{u \in U_i} Q_i \quad & \dot{x}(t) = f_i(x(t), u(t), t) \\ \text{p.w.:} \quad & x(T_{i-1}) = x_{i-1} \\ & x(T_i) = x_i \end{aligned} \quad (11)$$

Na poziomie górnym rozwiązywane jest następujące zadanie:

$$\begin{aligned} \min_{\substack{x_i \in S_i \\ i=1, \dots, N}} \quad & \sum_{i=1}^N \hat{Q}(x_{i-1}, x_i) \end{aligned} \quad (12)$$

gdzie: \hat{Q}_i – optymalna wartość wskaźnika jakości na i -tym etapie dla zadanych wartości x_{i-1} i x_i .

Rozwiązując zadanie (9) otrzymuje się jedno rozwiązanie wielokryterialne dla danego parametru \bar{q} .

Metoda wyboru sterowania wielokryterialnego

Funkcja skalaryzująca (7) jest narzędziem do przeglądania zbioru rozwiązań wielokryterialnych. Minimum skalaryzującej funkcji zależy od parametru, którego użytkownik używa do wyboru rozwiązania. Zadając określoną wartość parametru użytkownik wyraża swoje życzenia dotyczące rozwiązania.

Funkcja skalaryzująca używana w pracy jest funkcją osiągnięcia zgodną z porządkiem. Funkcja takie charakteryzują się dwiema własnościami:

- własnością ścisłej monotoniczności względem stożka D
- własnością separacji (rozdzielania zbiorów \hat{Q}_0 i $\hat{q} + D$ w punkcie \hat{q})

Taka funkcja w pełni charakteryzuje rozwiązania sprawne. Każde minimum tej funkcji jest rozwiązaniem sprawnym. Każde rozwiązanie sprawne można osiągnąć przyjmując odpowiedni poziom aspiracji [4], [6], [7].

Wyboru sterowania wielokryterialnego dokonuje się w następujący sposób:

- a) użytkownik określa poziomy aspiracji \bar{q}_{ik} dla poszczególnych rezultatów decyzji. Te poziomy aspiracji są określane adaptacyjnie w procesie uczenia się,
- b) wybór sterowania nie jest pojedynczym aktem optymalizacji, ale dynamicznym procesem poszukiwania rozwiązań, w trakcie którego użytkownik uczy się i może zmienić swoje preferencje,
- c) proces ten kończy się, gdy użytkownik znajdzie takie sterowanie, które pozwala na osiągnięcie rezultatów spełniających jego aspiracje lub w pewnym sensie najbliższych do tych aspiracji.

6 Zakończenie

W pracy przedstawiono metodę wyboru sterowania wielokryterialnego procesem wieloetapowym.

Do wyboru sterowania wielokryterialnego procesu wieloetapowego można korzystać z zasady optymalności, prowadzi to do ogromnego nakładu obliczeniowego. W pracy problem wyboru sterowania wielokryterialnego rozwiązywany jest inaczej. W każdym etapie procesu mamy wiele wskaźników jakości. Na ich postawie tworzony jest jeden etapowy wskaźnik przy pomocy funkcji skala ryzykującej, której minima zależą od dodatkowego parametru – punktu aspiracji. Następnie dla każdego etapu przeprowadzamy lokalną optymalizację takiego wskaźnika jakości przy odpowiednim dla tego etapu równaniu stanu. Te lokalne optymalizacje podporządkowane są optymalizacji całości, która polega na skoordynowaniu rozwiązań dla poszczególnych etapów. Otrzymujemy w ten sposób jedno rozwiązanie wielokryterialne. Dokonując modyfikacji zadania przez zmianę punktu aspiracji można otrzymać różne rozwiązania wielokryterialne i wybrać to, które uznane jest za zadawalające. Podstawą proponowanego sposobu rozwiązywania jest dekompozycja. Zastosowanie dekompozycji jest tu celowe, gdyż całe zadanie składa się z części, które są połączone ze sobą w stosunkowo luźny sposób. W proponowanej metodzie użytkownik spełnia rolę nadrzędną. Metoda nie zastępuje użytkownika w podejmowaniu decyzji. Całym procesem podejmowania decyzji steruje użytkownik.

Zastosowanie proponowanej metody do wyboru sterowania w systemie wodnospodarczym opisane jest w [5].

Literatura

1. Findeisen W., Szymanowski J., Wierzbicki A., P.: *Teoria i metody obliczeniowe optymalizacji*. Warszawa, 1977.
2. Findeisen W., Bailey F., Brdyś M., Malinowski K., Tatjewski P., Woźniak A.: *Control and Coordination in Hierarchical Systems*. IASA 1980 Wiley.
3. Findeisen W.: *Struktury sterowania dla złożonych systemów*. Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, 1998.
Lasdon L, S.: *Optimization Theory for Large Systems*. Macmillan, New York, 1970
4. Lewandowski A., Wierzbicki A., P.: *Aspiration Based Decision Support Systems*. vol. 331 1989 Springer-Verlag Berlin/Heilderberg.
5. Łodziński A.: *The use of reference objectives for selecting polyoptimal control in multistage process*. System Analysis Modelling Simulation, 1991 vol.8 Akademie Verlag Berlin.
6. Wierzbicki A., P.: *The use of reference objectives in multi-objective optimization*. In G.Fandel, T.Gal (eds): *Multiple Criteria Decision Making; Theory and Application*, Lecture Notes in Electronic and Mathematical Systems 1980 vol.177 Springer-Verlag, Berlin/Heidelberg.
7. Wierzbicki A., P.: *On the completeness and constructiveness of parametric characterizations to vector optimization problems*. 1986 OR-Spektrum vol 8.

Streszczenie

W pracy przedstawiono metodę wyboru sterowania wielokryterialnego procesem wieloetapowym. Proces wieloetapowy to proces, który ma różny opis matematyczny w różnych częściach horyzontu sterowania zwanych etapami.

Wybór sterowania wielokryterialnego dokonuje się przez rozwiązywanie problemu z różnymi parametrami – punktem odniesienia, który określa aspiracje użytkownika i ocenie otrzymywanych rozwiązań. Użytkownik zadaje parametr dla którego wyznaczone jest sterowanie wielokryterialne. Następnie ocenia otrzymane rozwiązanie – akceptując je lub odrzucając. W drugim przypadku użytkownik podaje nową wartość parametru i problem jest rozwiązywany ponownie dla nowego parametru.

USING THE ASSESSMENT FUNCTION IN THE CONTROL OF A MULTISTAGE PROCESS

Summary

In the paper the method of control of a multistage process is presented. Multistage processes are those which differ in mathematical description in various parts of their control horizon called stages. In each stage there are many performance indices. Based on these indices, there is created one performance index for a given stage, using a scalarizing function, the minima of which depend on an additional parameter – the aspiration level. Next, for each stage a local optimization of the stage performance index is carried out. These local optimizations are subordinate to a global optimization, which consists in the coordination of individual stages. In this way a multiobjective solution is obtained. The choice of multiobjective control is made by solving a problem with a changing parameter – a aspiration level, which defines the user's requirements, and in assessing of received solutions.

Referat recenzowany

NIEISTOTNE FUNKCJE OCEN W ZADANIACH OPTIMALIZACJI WEKTOROWEJ

1 Wstęp

W zadaniach optymalizacji wektorowej spośród składowych wektorowej funkcji ocen mogą znajdować się funkcje, które przy ustalonym zbiorze decyzji dopuszczalnych, nie mają wpływu na zbiór rozwiązań efektywnych zadania. Funkcje te nazywamy funkcjami nieistotnymi. Prekursorem w badaniach dotyczących funkcji nieistotnych był T. Gal. W pracy [1] dotyczącej liniowych zadań optymalizacji wektorowej zdefiniował tę klasę funkcji oraz podał warunek dostateczny na to, aby skalarna funkcja oceny była funkcją nieistotną. My w niniejszej pracy podajemy warunek konieczny na to, aby skalarna funkcja oceny była funkcją nieistotną w wypukłych zadaniach optymalizacji wektorowej (rozdział 2). Ponadto określamy klasę liniowych zadań dla których warunek ten jest również warunkiem dostatecznym (rozdział 3).

2 Główne pojęcia i notacja

Rozważamy zagadnienie optymalizacji wektorowej w następującej postaci

$$Z = (X, F^N, R),$$

gdzie:

- 1) X jest niepustym podzbiorem decyzji dopuszczalnych ($X \subseteq R^K$);
- 2) $F^N: X \rightarrow R^N$; $F^N(x) = [F_1(x), \dots, F_N(x)]^T \in R^N$ ($N > 1$) jest wektorową funkcją ocen, która każdemu rozwiązaniu dopuszczalnemu przyporządkowuje jego wektor ocen, $F_i, i = 1, \dots, N$ to skalarne funkcje ocen;
- 3) R^N jest przestrzenią ocen wektorowych, a zbiór

$$Y = \{y \in R^N \mid F^N(x) = y; x \in X\}$$

jest zbiorem osiągalnych wektorów ocen;

- 4) $R \subset R^N \times R^N$ jest relacją dominacji taką, że jeśli

$$y = [y_1, \dots, y_N]^T \text{ i } y' = [y_1', \dots, y_N']^T, \text{ to}$$

$$(y, y') \in R \Leftrightarrow y \geq y' \Leftrightarrow \forall i \in \{1, \dots, N\} y_i \geq y_i' \wedge \exists i \in \{1, \dots, N\} y_i > y_i'.$$

Definicja 1. Dla $Y \subset R^N$ zbiór

$$Y^N = \{y \in Y \mid \neg \exists y' \in Y: y' \geq y\}$$

nazywamy zbiorem wektorów niezdominowanych, w odróżnieniu od wektorów zdominowanych (pozostałe wektory zbioru Y).

* Politechnika Białostocka, ul. Wiejska 45A, 15-950 Białystok, abmalina@cksr.ac.bialystok.pl

Definicja 2. Rozwiązanie zadania optymalizacji wektorowej $Z = (X, F^N, R)$ polega na wyznaczeniu zbioru

$$X^N = \{x \in X \mid F^N(x) \in Y^N\},$$

który nazywamy zbiorem rozwiązań efektywnych (Pareto-optymalnych, sprawnych).

Wniosek 1. Wektor dopuszczalny x_0 nazywamy rozwiązaniem efektywnym zadania optymalizacji wektorowej $Z = (X, F^N, R)$ wtedy i tylko wtedy, gdy nie istnieje $x \in X$ takie, że $F^N(x) \geq F^N(x_0)$.

Będziemy rozpatrywać zadanie optymalizacji wektorowej $Z = (X, F^N, R)$ przy następujących założeniach:

Z1. Zbiór decyzji dopuszczalnych jest zbiorem wypukłym i zwartym.

Z2. Skalarne funkcje ocen $F_i, i \in \{1, \dots, N\}$ są funkcjami ciągłymi i wklęsłymi.

3 Funkcje nieistotne

Niech F_l będzie dowolną, ale ustaloną składową wektorowej funkcji ocen F^N oraz niech X^{N-1} oznacza zbiór Pareto-optymalny zadania optymalizacji wektorowej $Z = (X, F^{N-1}, R)$, w którym wektorowa funkcja ocen F^{N-1} powstała z funkcji F^N przez usunięcie składowej F_l . Przy tych oznaczeniach wprowadzamy definicję funkcji nieistotnej.

Definicja 3. Skalarną funkcję F_l nazywamy funkcją nieistotną wtedy i tylko wtedy, gdy $X^{N-1} = X^N$.

Bez zmniejszenia ogólności problemu możemy przyjąć $l = N$.

Niech zbiór X_N będzie zbiorem rozwiązań zadania optymalizacji jednokryterialnej postaci

$$\text{Max}\{F_N(x); x \in X\},$$

czyli

$$X_N = \{x_0 \in X \mid \forall x \in X: F_N(x_0) \geq F_N(x)\}$$

Przy założeniach Z1, Z2 zbiór X_N jest zbiorem niepustym.

Wniosek 2. Jeżeli funkcja F_N jest funkcją nieistotną, to zbiór $X_N \cap X^{N-1}$ jest niepusty.

Uzasadnienie. Ponieważ F_N jest funkcją nieistotną, to $X^N = X^{N-1}$. Ponadto przy założeniach Z1, Z2 zbiór $X_N \cap X^N$ jest niepusty (patrz [3], twierdzenie 2.5.2). Stąd zbiór $X_N \cap X^{N-1}$ jest niepusty.

4 Liniowa wektorowa optymalizacja

Rozważam zadanie liniowej wektorowej optymalizacji w następującej postaci

$$Z = (X, F^N, R), \quad (1)$$

gdzie:

1) $X = \{x \in R^K \mid Ax = b, x \geq 0\}$ jest niepustym zbiorem, A, b są odpowiednio macierzami $M \times K, M \times 1$;

2) $F^N: R^K \rightarrow R^N, F^N(x) = Cx$ jest wektorową funkcją ocen o składowych postaci

$$F_i(x) = c_i^T x, \quad i = 1, \dots, N;$$

3) R jest relacją dominacji określoną tak jak wcześniej.

Tak określone zadanie optymalizacji wektorowej spełnia założenia Z1, Z2, czyli zachodzi wniosek 2. Ponadto zachodzi następujące twierdzenie.

Twierdzenie 1. Niech F^{N-1} będzie funkcją różnowartościową na zbiorze X^{N-1} rozwiązań zadania (1). Skalarna funkcja oceny F_N jest funkcją nieistotną, jeżeli są spełnione następujące warunki:

i) zbiór $X_N \cap X^{N-1}$ jest niepusty,

ii) $\neg \exists \alpha_1, \dots, \alpha_{N-1}: -c_N = \sum_{i=1}^{N-1} \alpha_i c_i$, gdzie $\alpha_i, i = 1, \dots, N-1$ to dodatnie liczby rzeczywiste.

Dowód. Ponieważ F^{N-1} jest funkcją różnowartościową na zbiorze X^{N-1} , to mamy następującą inkluzję $X_N \supseteq X^{N-1}$ (patrz [2]). Należy zatem pokazać jedynie inkluzję przeciwną. Uzasadnimy ją pokazując następującą implikację $x \notin X^{N-1} \Rightarrow x \notin X_N$.

Niech $x_0 \in X^{N-1} \cap X_N$. Jeżeli $x \notin X^{N-1}$, to mogą zajść następujące przypadki:

a) $F^{N-1}(x_0) \geq F^{N-1}(x)$,

b) nie zachodzi ani $F^{N-1}(x_0) \geq F^{N-1}(x)$, ani $F^{N-1}(x_0) \leq F^{N-1}(x)$.

W pierwszym przypadku uwzględniając fakt, że $x_0 \in X_N$ (tj. $F_N(x_0) \geq F_N(x)$), otrzymujemy $F^N(x_0) \geq F^N(x)$, czyli $x \notin X^N$.

Drugi przypadek zanalizujemy najpierw dla $N = 3$. Bez zmniejszenia ogólności możemy założyć, że

$$\begin{aligned} F_1(x_0) &< F_1(x), \\ F_2(x_0) &> F_2(x). \end{aligned} \quad (2)$$

Przesuwamy się teraz z punktu x do punktu x_1 , w którym

$$\begin{aligned} F_1(x_1) &= F_1(x), \\ F_2(x_1) &> F_2(x). \end{aligned}$$

Z nierówności (2) i założenia, że zbiór decyzji dopuszczalnych jest wypukły wynika, że $x_1 \in X$. Ponieważ $\neg \exists \alpha_1, \alpha_2 > 0: -c_3 = \alpha_1 c_1 + \alpha_2 c_2$, to $c_3(x_1 - x) \geq 0$.

Stąd $F_3(x_1) \geq F_3(x)$ i ostatecznie $x \notin X^3$.

Niech teraz N będzie dowolną liczbą naturalną. Analogicznie jak wcześniej bez zmniejszenia ogólności możemy założyć, że

$$F_i(x_0) \leq F_i(x), i \in \{1, \dots, L\}, \quad (3)$$

$$F_j(x_0) \geq F_j(x), j \in \{L+1, \dots, N-1\}. \quad (4)$$

Przy czym przynajmniej jedna z nierówności (3) i (4) jest ostra. Przesuwamy się teraz z punktu x do punktu x_1 , w którym

$$F_k(x_1) > F_k(x), k \in \{1, \dots, N-1\} \setminus \{l\},$$

$$F_l(x_1) = F_l(x).$$

Funkcję F_l wybieramy spośród funkcji o indeksach należących do zbioru $\{1, \dots, L\}$, tak aby punkt $x_1 \in X$ (z nierówności (3), (4) i założenia, że zbiór decyzji dopuszczalnych jest wypukły wynika, iż punkt taki istnieje). Uwzględniając założenie ii) otrzymujemy, że $c_N(x_1 - x) \geq 0$. Stąd $F_N(x_1) \geq F_N(x)$ i ostatecznie $x \notin X^N$.

Przykład 1. Dany jest zbiór decyzji dopuszczalnych

$$X = \{[x_1, x_2]^T \in R^2 \mid x_1 + 4x_2 \leq 24, x_1 + x_2 \geq 6, x_2 \geq 1, 3x_1 + 2x_2 \leq 32\}$$

oraz cztery skalarne funkcje oceny

$$F_1(x_1, x_2) = x_2,$$

$$F_2(x_1, x_2) = 4x_1 + x_2,$$

$$F_3(x_1, x_2) = -x_1 + 4x_2,$$

$$F_4(x_1, x_2) = -5x_1 - 3x_2.$$

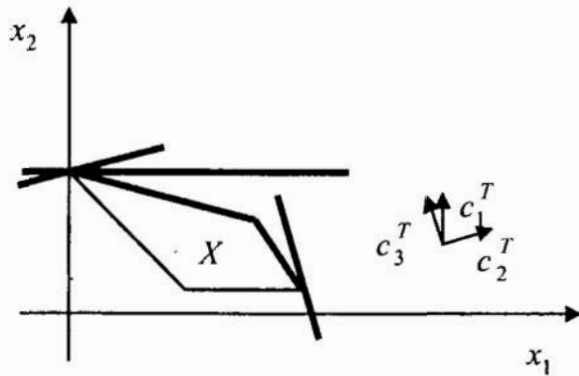
Rozpatrzmy dwie wektorowe funkcje ocen o trzech składowych. Niech w obu przypadkach funkcja F^2 będzie równa $[F_1, F_2]^T$. Wtedy F^2 jest funkcją różnowartościową, a zbiór X^2 to północno - wschodni brzeg zbioru X .

a) Niech $F^3 = [F_1, F_2, F_3]^T$. W tym przypadku mamy:

- punkt (0,6), w którym funkcja F_3 osiąga wartość maksymalną na zbiorze X należy do zbioru X^2 ,

- rozwiązaniem układu $-c_3 = \alpha_1 c_1 + \alpha_2 c_2$ nie jest para liczb dodatnich.

Ponieważ mamy spełnione założenia twierdzenia 1, to funkcja F_3 jest funkcją nieistotną. Analizując rysunek 1 łatwo można zauważyć, że $X^2 = X^3$.



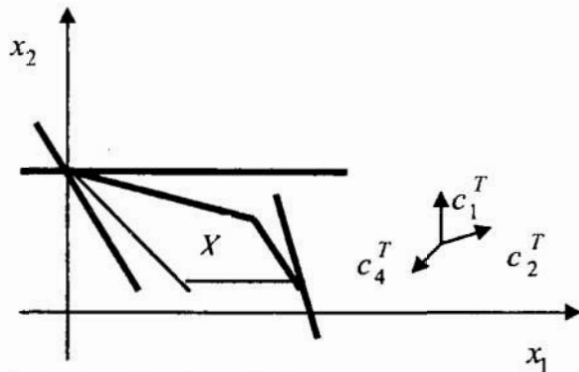
Rys. 1. F_3 jest nieistotną funkcją oceny

Fig. 1. F_3 is nonessential objective function

b) Niech teraz $F^3 = [F_1, F_2, F_4]^T$. W tym przypadku mamy:

- punkt $(0,6)$, w którym funkcja F_4 osiąga wartość maksymalną na zbiorze X należy do zbioru X^2 ,
- rozwiązaniem układu $-c_4 = \alpha_1 c_1 + \alpha_2 c_2$ jest para liczb dodatnich.

Oznacza to, że funkcja F_4 nie jest funkcją nieistotną. Analizując rysunek 2 można zauważyć, że $X^2 \subset X^3 = X$.



Rys. 2. F_4 nie jest nieistotną funkcją oceny

Fig. 2. F_4 is not nonessential objective function

Przykład 2. Dany jest zbiór decyzji dopuszczalnych

$$X = \{[x_1, x_2]^T \in R^2 \mid x_1 + 4x_2 \leq 24, x_1 + x_2 \geq 6, x_2 \geq 1, 3x_1 + 2x_2 \leq 32\}$$

oraz trzy skalarnie funkcje ocen

$$F_1(x_1, x_2) = -4x_1 - x_2,$$

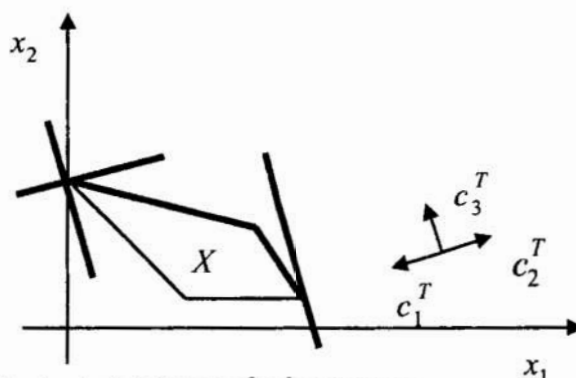
$$F_2(x_1, x_2) = 4x_1 + x_2,$$

$$F_3(x_1, x_2) = -x_1 + 4x_2.$$

Rozpatrzmy wektorową funkcję ocen F^3 o składowych F_1, F_2, F_3 .

Funkcja F^2 nie jest funkcją różnowartościową na zbiorze X^2 , który w tym przypadku jest równy zbiorowi X . Ponieważ nie są spełnione założenia twierdzenia 1, to funkcja F_3 nie jest funkcją nieistotną.

Analizując rysunek 3 łatwo można zauważyć, że $X^3 \subset X^2$.



Rys. 3. F_3 nie jest nieistotną funkcją oceny

Fig. 3. F_3 is not nonessential objective function

Przykład 3. Dany jest zbiór decyzji dopuszczalnych

$$X = \{[x_1, x_2]^T \in R^2 \mid x_1 + 4x_2 \leq 24, x_1 + x_2 \geq 6, x_2 \geq 1, 3x_1 + 2x_2 \leq 32\}$$

oraz trzy skalarnie funkcje ocen

$$F_1(x_1, x_2) = x_1 + 2x_2,$$

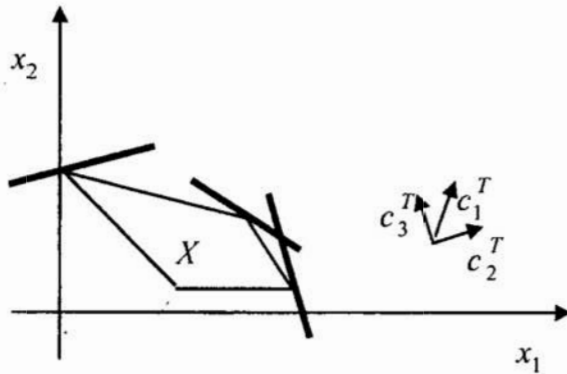
$$F_2(x_1, x_2) = 4x_1 + x_2,$$

$$F_3(x_1, x_2) = -x_1 + 4x_2.$$

Rozpatrzmy wektorową funkcję ocen F^3 o składowych F_1, F_2, F_3 . Funkcja F^2 jest funkcją różnowartościową na zbiorze X^2 , który jest w tym przypadku wschodnim brzegiem zbioru X . Ponadto

- punkt $A(0,6)$, w którym funkcja F_3 osiąga wartość maksymalną na zbiorze X leży poza zbiorem X^2 ,
- rozwiązaniem układu $-c_3 = \alpha_1 c_1 + \alpha_2 c_2$ nie jest para liczb dodatnich.

Oznacza to, że funkcja F_3 nie jest funkcją nieistotną. Analizując rysunek 4 można zauważyć, że X^3 to północno-wschodni brzeg zbioru X . Czyli $X^2 \subset X^3$.



Rys. 4. F_3 nie jest nieistotną funkcją oceny

Fig. 4. F_3 is not nonessential objective function

Uwagi:

1. Jeżeli założenie o różnowartościowości funkcji F^{N-1} na zbiorze X^{N-1} nie jest spełnione, to może zajść następująca inkluzja $X^N \subset X^{N-1}$ (przykład 2). Oznacza to, że dla tej klasy funkcji twierdzenie nie musi zachodzić.
2. W przypadku, gdy nie jest spełnione założenie ii) twierdzenia zbiór rozwiązań zadania $Z = (X, F^N, R)$ jest równy zbiorowi X (przykład 1b). Jest to bardzo rzadki przypadek w zastosowaniach praktycznych, stąd należy się spodziewać, iż założenie ii) będzie zwykle spełnione.

5 Wnioski

W pracy [1] T. Gala jest udowodnione następujące twierdzenie.

Twierdzenie 2. (T. Gal) Skalarna funkcja oceny F_N jest funkcją nieistotną, jeżeli

$$\exists \alpha_1, \dots, \alpha_{N-1} \geq 0: c_N = \sum_{i=1}^{N-1} \alpha_i c_i.$$

Analizując przedstawione powyżej przykłady można zauważyć, iż w przypadku optymalizacji liniowej, używając twierdzenia 1 lub twierdzenia 2 do konkretnego zadania uzyskamy identyczną liczbę funkcji nieistotnych w zadaniu. Jednak niniejsza praca jest rozszerzeniem wyników uzyskanych przez T. Gala, gdyż twierdzenie 1 możemy uogólnić na przypadek nieliniowych zadań optymalizacji wektorowej.

Niech zadanie $Z = (X, F^N, R)$ spełnia założenia Z1, Z2 oraz

Z3. Składowe funkcji F^N są funkcjami różniczkowalnymi w sposób ciągły w zbiorze X .

Wówczas twierdzenie 1 pozostaje prawdziwe, należy jedynie warunek ii) zamienić na następujący:

ii)' $\neg [\exists x \in X \setminus X^{N-1} \exists \alpha_1, \dots, \alpha_{N-1}: \nabla F_N(x) = - \sum_{i=1}^{N-1} \alpha_i \nabla F_i(x)]$, gdzie α_i to nie-

ujemne liczby rzeczywiste (przy czym przynajmniej jedna z nich musi być różna od zera).

Ponadto z wniosku 2 i twierdzenia 1 wynika, iż odległość (określona zgodnie z ustaloną metryką w R^K) pomiędzy zbiorami X^{N-1} i X_N może być, dla pewnej klasy zadań

optymalizacji wektorowej, dobrą miarą „ istotności” poszczególnych skalarnych funkcji ocen. Jest to obecnie przedmiotem badań autorów niniejszej pracy.

Literatura

1. Gal T.: *A note of size reduction of the objective functions matrix in vector maximum problems*. W *Multiple criteria decision making theory and application*. pod red. G. T. Fandela, T. Gala, Springer-Verlag 1980.
2. Galas Z., Nykowski I., Żółkiewski Z.: *Programowanie wielokryterialne*. PWE Warszawa 1987.
3. Gutenbaum J., Inkielman M.: *Multicriterial decision - making by comparison of the Pareto -optimal sets for a reduced number of objectives*. *Macromodels'98*, vol. 2.

Streszczenie

W niniejszej pracy rozważane są nieistotne funkcje ocen w zadaniach optymalizacji wektorowej. Nieistotne funkcje ocen, to funkcje, które przy ustalonym zbiorze decyzji dopuszczalnych nie mają wpływu na zbiór rozwiązań efektywnych danego zadania. W pracy podany jest warunek konieczny na to, aby skalarna funkcja oceny była funkcją nieistotną. Określono także klasę liniowych zadań optymalizacji wektorowej dla której warunek ten jest również warunkiem dostatecznym.

NONESSENTIAL OBJECTIVE FUNCTIONS IN VECTOR OPTIMIZATION PROBLEMS

Summary

In vector optimization problems among the objective function may be some which do not influence the set of all efficient solutions, when the feasible set is fixed. Such objective functions we call nonessential functions. In this paper we show a necessary condition for an objective function to be nonessential in convex optimization problems. Moreover we define a class of linear vector problems for which this condition is also sufficient.

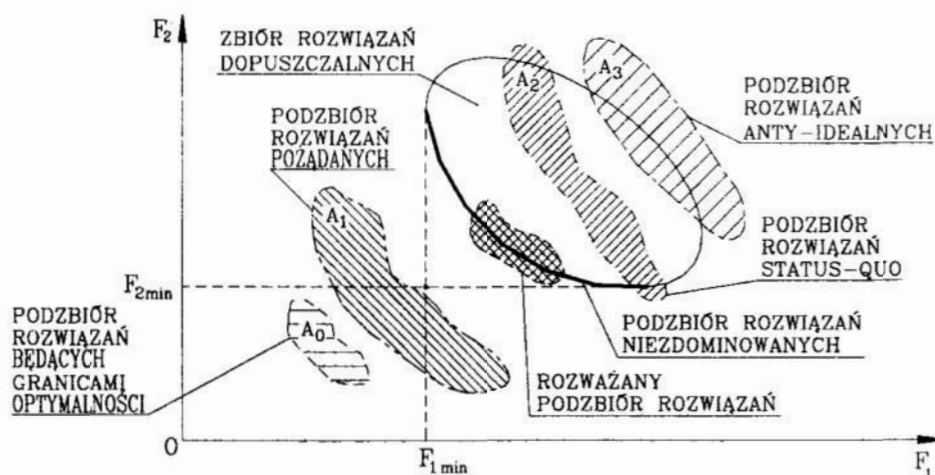
Referat recenzowany

O SZCZEGÓLNYM PRZYPADKU WYZNACZANIA PODZBIORU ROZWIĄZAŃ REPREZENTATYWNYCH

1 Wprowadzenie

Zagadnienie wspomaganie decyzji wielokryterialnych w problemach technicznych stało się ważne ze względu na wolnorynkową konkurencję pomiędzy producentami. Stosując wektorowy wskaźnik jakości, konstruktor staje przed problemem dokonania dwukrotnego wyboru: w fazie wstępnej – podzbioru „rozwiązań najlepszych”, a w fazie końcowej – jednego rozwiązania z utworzonego poprzednio podzbioru. W projektowaniu urządzeń technicznych mamy do czynienia z kreowaniem nowych rozwiązań i w tej sytuacji nie dysponujemy zazwyczaj zweryfikowanymi prototypami. Są jednak przypadki, gdy można podać wzorce pozytywne projektowanego urządzenia technicznego. Ciekawe z punktu rozważań wielokryterialnych wydają się dwa przypadki: gdy nowa konstrukcja spełnia wszystkie stawiane wymagania oraz gdy tylko część stawianych wymagań jest spełniona.

W sytuacji posiadania zweryfikowanych prototypów nowej konstrukcji można korzystać z idei punktu referencyjnego, która pochodzi od Wierzbickiego [8]. Koncepcja ta polega na zastosowaniu dowolnego punktu (lub zbioru punktów) w przestrzeni kryterialnej, reprezentującego poziom aspiracji lub satysfakcji decydenta, jako punktu odniesienia w procedurze porządkowania preferencji względem rozważanego zbioru wariantów decyzyjnych.



Rys. 1. Rozmieszczenie podzbiorów rozwiązań referencyjnych w przestrzeni decyzyjnej
Fig. 1. Distribution of the subsets of referential solutions in decision space

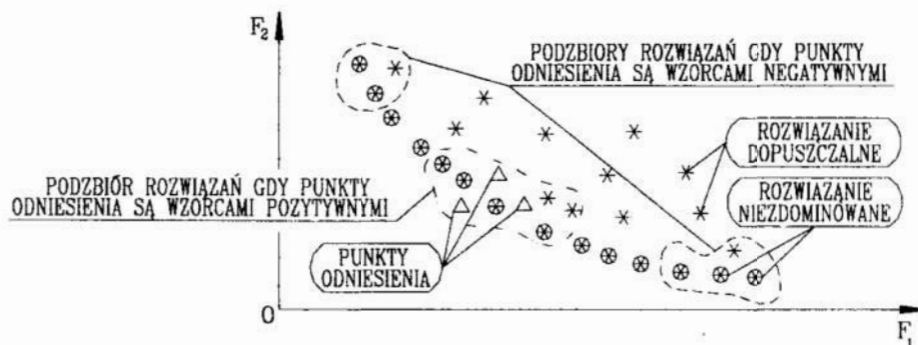
* Politechnika Lubelska, Katedra Podstaw Techniki, 20-618 Lublin, ul. Nadbystrzycka 38a,
Email: montus@antenor.pol.lublin.pl

W pracy [7] zaprezentowano i rozważono różne rozmieszczenie punktów referencyjnych (podzbiory A_0, A_1, A_2, A_3) w odniesieniu do zbioru rozwiązań dopuszczalnych i rozwiązań niezdominowanych, co przedstawia rysunek 1. W problemach technicznych – w przeciwieństwie do zagadnień dotyczących strategii zarządzania oraz zagadnień ekonomicznych – trudno sobie wyobrazić, aby punkty odniesienia leżały poniżej punktu idealnego.

2 Metoda wyznaczania podzbioru rozwiązań reprezentatywnych

W pracy rozważano sytuację, gdy zweryfikowane prototypy (punkty referencyjne) znajdują się w otoczeniu brzegu rozwiązań niezdominowanych, co przedstawia rysunek 1. Dla tego szczególnego przypadku podjęto próbę zastosowania prostej i jednocześnie skutecznej metody wyznaczania podzbioru rozwiązań reprezentatywnych (PRR). Oczywiście proponowane podejście należy do metod heurystycznych. Założono, że jeżeli wygenerowany PRR będzie niewrażliwy na przyjmowane preferencje dla rozwiązyanych kryteriów, to rozwiązania należące do tego podzbioru można traktować jako „rozwiązania najlepsze”.

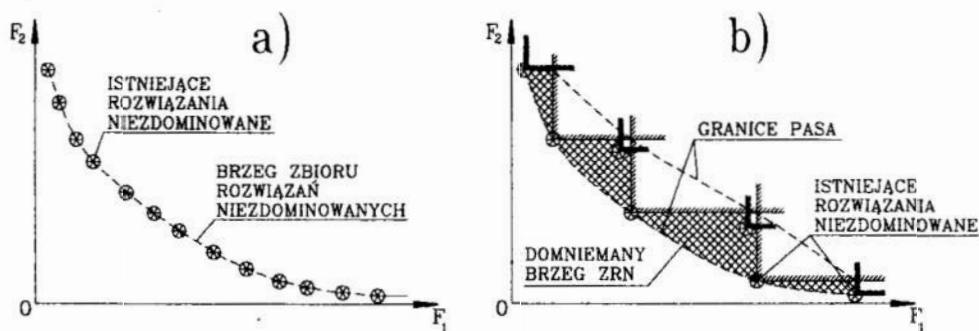
Bliskość punktów referencyjnych domniemanego brzegu rozwiązań niezdominowanych stawia pytanie, czy rozważane punkty odniesienia – Δ powinny być wzorcami pozytywnymi – do których należy się zbliżyć, czy spełniać funkcję wzorców negatywnych – od których trzeba się oddalać. Rysunek 2 pokazuje, że przy rozważaniu położenia punktów, ich zakwalifikowanie do wzorców pozytywnych lub negatywnych, znacząco różnie wpływa na generowanie podzbiorów rozwiązań kompromisowych (preferowanych).



Rys. 2. Położenie punktów odniesienia w otoczeniu rozwiązań niezdominowanych

Fig. 2. Position of reference points in the neighbourhood of nondominated solutions

W zadaniach wyboru można spotkać się z dwoma różnymi sytuacjami: istniejące rozwiązania niezdominowane (RN) leżą na brzegu zbioru rozwiązań niezdominowanych (ZRN), co pokazano na rysunku 3a lub są rozproszone – rysunek 3b. W drugim przypadku można wskazać tzw. domniemany brzeg ZRN, który wyznaczany jest tylko przez część istniejących RN. Pozostałe RN są przesunięte w stosunku do niego. Tak więc RN leżą w pasie, którego szerokość zależy od liczebności analizowanego zbioru i rozmieszczenia jego elementów. Oczywiście dostępne są tylko te części pasa, które nie należą do stożków dominacji umieszczonych w RN. Z rysunku 3b widać, że nie wszystkie RN są równoprawne. Gdyby istniało RN leżące bliżej domniemanego brzegu, to ono eliminowałoby RN leżące w głębi pasa.



Rys. 3. Rozmieszczenie rozwiązań niezdominowanych przy dwukryterialnej minimalizacji
 Fig. 3. Distribution of nondominated solutions with bicriterial minimisation

W sytuacji, gdy punkty odniesienia leżą blisko brzegu ZRN przyjęta metoda analizy odstępuje od kwalifikacji tych punktów i zakłada:

- (i) potraktowanie istniejących punktów referencyjnych jako dodatkowych rozwiązań konstrukcyjnych i włączenie ich do rozważanego zbioru rozwiązań dopuszczalnych,
- (ii) wyznaczanie rozwiązań kompromisowych (tworzących PRR) z wykorzystaniem pomiaru odległości od nadszanych punktów idealnych przy jednakowej ważności rozpatrywanych kryteriów,
- (iii) generowanie PRR przy różnych preferencjach decydenta dla poszczególnych kryteriów w celu sprawdzenia niewrażliwości podzbioru otrzymanego w punkcie (ii) na wprowadzone preferencje.

Punkty referencyjne będą więc uczestniczyły w wyznaczaniu wektora idealnego, a także mogą wchodzić do generowanego PRR.

Nadszane punkty idealne są zbiorem punktów, które ujawniają wewnętrzne własności rozważanych rozwiązań [4]. Punktem wyjścia w proponowanym podejściu jest wyznaczenie punktu idealnego i wygenerowanie rozwiązania kompromisowego $\mathbf{F}^* = [F_1^*, F_2^*, \dots, F_m^*]^T$, przy zastosowaniu w przestrzeni kryterialnej funkcji dystansowej z normą $p = \infty$, co prowadzi do następującego zadania optymalizacji:

$$\xi[\mathbf{F}^*] = \min_{j \in J} \max_{i \in I} \left\{ w_i \frac{|F_i^o - F_i^j|}{|F_i^o|} \right\} \quad (1)$$

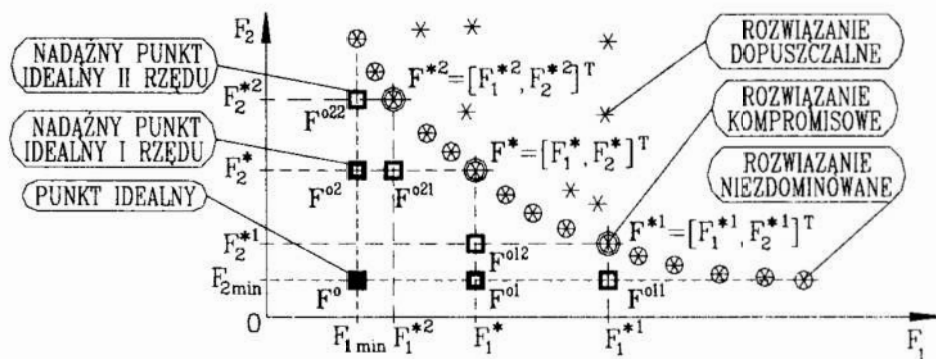
gdzie: F_i^o – i -ta składowa wektora idealnego,
 $I = \{1, \dots, m\}$ – zbiór indeksów rozpatrywanych kryteriów,
 w_i – waga i -tego kryterium oceny, $\sum w_i = 1$,
 $J = \{1, \dots, k\}$ – zbiór indeksów rozpatrywanych rozwiązań,

Wektor idealny $\mathbf{F}^o = [F_1^o, F_2^o, \dots, F_m^o]^T$ tworzony jest poprzez poszukiwanie niezależnego optimum dla każdego kryterium oceny. W zadaniu (1) dążymy do punktu idealnego, który fizycznie nie jest wykonalny. Wagi kryteriów w_i odnoszą się do wielkości bezwymiarowych, dzięki czemu ich wartości dość precyzyjnie odzwierciedlają preferencje, jakie zamierza się nadać poszczególnym kryteriom oceny. Pojęcie rozwiązania kompromisowego wprowadził Salukwadze [6] i oznacza ono takie rozwiązanie, które jest najbliższe punktowi idealnemu w sensie wybranej metryki. Właściwości metryki min-max zostały przedstawione przez Osyczkę w pracy [5].

W oparciu o punkt idealny – F^o i rozwiązanie kompromisowe (RK) – F^* , generowane są nowe punkty idealne $F^{o1}, F^{o2}, \dots, F^{om}$ nazwane nadażnymi punktami idealnymi I rzędu:

$$\begin{aligned} F^{o1} &= [F_1^*, F_2^o, \dots, F_m^o]^T \\ F^{o2} &= [F_1^o, F_2^*, \dots, F_m^o]^T \\ &(\dots) \\ F^{om} &= [F_1^o, F_2^o, \dots, F_m^*]^T \end{aligned} \quad (2)$$

Stosując zadanie (1) dla każdego podzbioru rozwiązań, dla którego wektory $F^{o1}, F^{o2}, \dots, F^{om}$ są odpowiednio nowymi punktami idealnymi, wyznacza się nowe RK $F^{*1}, F^{*2}, \dots, F^{*m}$. Następnie stosując wzór (2) ustala się kolejne punkty idealne: $F^{o11}, F^{o12}, \dots, F^{o1m}; F^{o21}, F^{o22}, \dots, F^{o2m}; \dots; F^{om1}, F^{om2}, \dots, F^{omm}$, zwane nadażnymi punktami idealnymi II rzędu. Ponowne zastosowanie zadania (1) umożliwi wyznaczenie po jednym RK w oparciu o każdy nowy wektor idealny. Powtórzenie przedstawionej procedury umożliwi wygenerowanie nadażnych punktów idealnych kolejnego rzędu i odpowiadających im RK. Ostatecznie wyznaczone w ten sposób RK tworzą PRR [3]. W opisywanym podejściu na uwagę zasługuje fakt, że przy zastosowaniu tej samej metryki i tych samych preferencji dla analizowanych kryteriów wyznaczanych jest wiele rozwiązań kompromisowych. Jest to możliwe dzięki zastosowaniu wielu punktów odniesienia – nadażnych punktów idealnych, które generowane są w trakcie wyznaczania tychże rozwiązań kompromisowych.



Rys. 4. Generowanie rozwiązań kompromisowych i nadażnych punktów idealnych
 Fig. 4. Generating of the compromising solutions and follow-up ideal points

Procedurę generowania nadażnych punktów idealnych i wyznaczania kolejnych rozwiązań kompromisowych dla dwukryterialnej minimalizacji pokazano na rysunku 4. Z analizy rysunku wynika, że wszystkie nadażne punkty idealne należą do obszaru przestrzeni kryterialnej niezdominowanej przez rozważane rozwiązania, a ponadto punkty idealne wyższego rzędu zbliżają się do brzegu tworzonego przez rozwiązania niezdominowane. Tym samym nadażne punkty idealne doskonale nadają się jako punkty odniesienia w procesie wyznaczania rozwiązań kompromisowych i tak też są wykorzystywane.

3 Ocena wielokryterialna rozpylaczy czopikowych

Programy badawcze dotyczące rozwoju silnika zwracają szczególną uwagę na poziom emisji związków toksycznych, takich jak: tlenki azotu i siarki, tlenek węgla, cząstki stałe oraz na zużycie paliwa. Niezbędna staje się konieczność świadomej optymalizacji

parametrów silnika, aby zredukować poziom emisji zanieczyszczeń, przy jednoczesnym zachowaniu jak najkorzystniejszych wskaźników pracy. W przykładzie obliczeniowym przedstawiono analizę wielokryterialną oceny nowych konstrukcji rozpylaczy czopikowych – elementów, których prawidłowe działanie decyduje o uzyskiwaniu przez silnik odpowiednich parametrów pracy i istotnie wpływa na ilość składników toksycznych w spalinach.

Wyniki badań zaczerpnięto z literatury [1], [2]. Opisane badania dotyczyły rozpylaczy o kątowym ścięciu czopika dławiącego (numery: 265, 309, 294) oraz przypadku gdy czopik dławiący był ścięty równoległe do osi igły (189, 256A, 256). Badane rozpylacze nie różniły się budową korpusu, wszystkie miały takie same średnice otworów rozpylających ($d_{or}=1,02$ mm) oraz wymiary stożka gniazda (kął rozwarcia $59^{\circ}20'$). Spośród opracowanych konstrukcji największy skok dławienia miał rozpylacz 189, zaś najmniejszy 256A. Celem badań było określenie wpływu zmian konstrukcji rozpylacza na wskaźniki pracy silnika i stopień zanieczyszczenia spalin. Pomiary przeprowadzono w warunkach testu ECE R 49. Na podstawie otrzymanych wyników, wyliczono średnią emisję szkodliwych substancji. Badania z różnymi kompletami rozpylaczy prowadzono na silniku o zapłonie samoczynnym, turbodoładowanym, czterocyndrowym, o pojemności skokowej 2417 cm^3 i mocy 66 kW. Wartości emisji oznaczanych związków przy zastosowaniu poszczególnych rozpylaczy przedstawiono w tabelicy 1.

Tablica 1. Wyniki badań hamownianych
Table 1. Results of test-house research

Oznaczony związek	Typ rozpylacza							
	265	309	294	189	256A	256	Euro I ²	Euro II ²
	E _i [g/kWh]							
HC(30)	0,3987	0,3395	0,2832	0,5109	0,2931	0,3511	1,23	1,10
HC(70)	0,6277	0,5237	0,4303	0,8276	0,4493	0,5435	1,23	1,10
HC _{tot}	0,9865	0,8013	0,6451	1,3475	0,6817	0,8354	1,23	1,10
NO _x	5,2749	7,6445	6,0561	5,9985	5,6334	5,5308	9,00	7,00
CO	1,7259	1,3253	1,2580	2,0103	1,1473	1,4311	4,90	4,00
PM(30) ¹	0,6906	0,5924	0,5095	1,0152	0,4908	0,5898	0,68	0,25
PM(70) ¹	0,4616	0,4082	0,3624	0,6985	0,3346	0,3974	0,68	0,25
Spełnienie EI	6x	7x	7x	4x	7x	7x	7x	7x
Spełnienie EII	5x	4x	5x	4x	5x	5x	0x	7x

¹/ Żaden z badanych rozpylaczy nie spełnił wymagań normy Euro II (EII) w odniesieniu do emisji

cząstek stałych PM(30) i PM(70).

²/ Euro I oraz Euro II to zalecane normy emisji związków toksycznych i cząstek stałych.

4 Analiza siedmiokryterialna emisji związków toksycznych

Z pobieżnej analizy wyników zamieszczonych w tabelicy 1 wynika, że badane rozpylacze uzyskują wartości leżące blisko wartości punktów odniesienia oznaczonych jako zalecane przez normy Euro I i Euro II. W tej sytuacji postanowiono przeprowadzić analizę wielokryterialną, zgodnie z propozycją zawartą w rozdziale 2, wprowadzając

punkty odniesienia jako istniejące rozwiązania. Wszystkie kryteria oceny były minimalizowane. Przyjętymi kryteriami oceny jakości rozpylaczy były oznaczane związki:

- kryterium 1 (F_1) – węglowodory HC(30),
- kryterium 2 (F_2) – węglowodory HC(70),
- kryterium 3 (F_3) – węglowodory HC_{tot},
- kryterium 4 (F_4) – tlenki azotu NO_x,
- kryterium 5 (F_5) – tlenek węgla CO,
- kryterium 6 (F_6) – cząstki stałe PM(30),
- kryterium 7 (F_7) – cząstki stałe PM(70).

Analiza dotyczyła 8 rozpylaczy zgodnie z przyjętymi wcześniej kryteriami, tj. sześciu rozpylaczy wykonanych i przebadanych oraz dwóch rozpylaczy hipotetycznych: Euro I i Euro II. Wektor idealny przyjął postać:

$$F^0 = [0,2832 \ 0,4303 \ 0,6451 \ 5,2749 \ 1,1473 \ 0,25 \ 0,25]^T$$

i obejmował składowe, które pochodziły z następujących rozwiązań:

- rozpylacz nr 294 – F^0_1, F^0_2, F^0_3 ,
- rozpylacz nr 265 – F^0_4 ,
- rozpylacz nr 256A – F^0_5 ,
- rozpylacz Euro II – F^0_6, F^0_7 .

Zbiór rozwiązań niezdominowanych liczył 5 elementów, tj. obejmował rozpylacze o numerach: 294, 256, 256A, 265, Euro II. Wyeliminowano rozpylacze o numerach 189 i 309 oraz Euro I. Rozwiązaniem kompromisowym został rozpylacz numer 256A, zaś kolejnymi RK wyznaczonymi w oparciu o nadążne punkty idealne I rzędu rozpylacze o numerach: 294 i 256. Ostatecznie PRR liczył 3 elementy i obejmował rozpylacze: 256A, 294 i 256. Następnie przeprowadzono dalszą analizę wielokryterialną przy wprowadzeniu preferencji dla poszczególnych kryteriów. Prezentacja wektora idealnego pokazała, że składowe pochodzą od czterech rozpylaczy. Można więc spodziewać się, że wprowadzanie znaczących preferencji dla poszczególnych kryteriów składowych od F_1 do F_7 wpływa na generowane RK i końcowy obraz PRR. Oczywistym staje się fakt, że w przypadku, gdy wartość wagi w_i dąży do 1 (albo wartość w_i jest wielokrotnie większa od wartości wag dla pozostałych rozważanych kryteriów) – jako rozwiązanie kompromisowe będziemy otrzymywać to rozwiązanie, które dla danego i wprowadziło swoją składową do wektora idealnego – F^0 . Wyniki przeprowadzonych analiz zamieszczono w tablicy 2.

Tablica 2. Zestawienie wyników analizy siedmiokryterialnej dla różnych preferencji
 Table 2. Comparison of the results seven-criteria analysis for different preferences

Lp	Wagi preferencji, suma wag = 1	Pierwsze RK	Podzbiór RR
1.	$w_1 = w_2 = w_3 = w_4 = w_5 = w_6 = w_7 = 0,143$	256A	256A, 294, 256
2.	$w_1 = 0,4$; od w_2 do $w_7 = 0,1$	256A	256A, 294, 256
3.	$w_1 = 0,1$; $w_2 = 0,4$; od w_3 do $w_7 = 0,1$	256A	256A, 294, 256
4.	$w_1 = w_2 = 0,1$; $w_3 = 0,4$; od w_4 do $w_7 = 0,1$	256A	256A, 294, 256
5.	od w_1 do $w_3 = 0,1$; $w_4 = 0,4$; od w_5 do $w_7 = 0,1$	256A	256A, 256, 294
6.	od w_1 do $w_4 = 0,1$; $w_5 = 0,4$; $w_6 = w_7 = 0,1$	256A	256A, 294, 256
7.	od w_1 do $w_5 = 0,1$; $w_6 = 0,25$; $w_7 = 0,25$	256A	256A, 294, Euro II
8.	od w_1 do $w_5 = 0,1$; $w_6 = 0,4$; $w_7 = 0,1$	Euro II	Euro II, 256A
9.	od w_1 do $w_6 = 0,1$; $w_7 = 0,4$	256A	256A, 294, 256

5 Wnioski i podsumowanie

Na podstawie uzyskanych rezultatów badań rozpylaczy paliwa przedstawionych w pracy nasuwają się następujące spostrzeżenia i wnioski:

1. Przy identycznych preferencjach wszystkich kryteriów, a także przy większości innych preferencji, do PRR należą rozpylacze o numerach: 256A, 294, 256. Tak więc, w świetle analizy siedmiokryterialnej przy przyjętej metryce, całkowity efekt zanieczyszczania środowiska przez każdy z rozpylaczy 256A, 294, 256 będzie mniejszy, niż przez hipotetyczny rozpylacz Euro II, i one właśnie powinny być stosowane w silnikach.
2. Analiza wielokryterialna emisji szkodliwych związków przez silnik pokazała wyższość konstrukcji rozpylacza o najmniejszym skoku dławienia (rozpylacz 256A) nad rozpylaczem o największym skoku (numer 189). Rozpylacz 189 nie należał nawet do zbioru rozwiązań niezdominowanych.

Każda z opisywanych w literaturze metod wyboru stosuje swoją heurystykę prowadzącą do wyznaczenia jednego rozwiązania, podzbioru rozwiązań lub uszeregowania rozwiązań. W opisanym procedurze wyboru przyjmuje się, że jeżeli elementy PRR nie są wrażliwe na zmiany preferencji decydenta (tzn., że przy zmianach w dość szerokim zakresie tych preferencji nadal należą do PRR) mogą być uważane za podzbiór „rozwiązań najlepszych”. Otwartym pozostaje nadal problem wyboru jednego rozwiązania do końcowej realizacji.

Literatura

1. Idzior M.: *Badanie wpływu wybranych parametrów rozpylaczy na emisję składników toksycznych spalin silników o zapłonie samoczynnym*. Teza Komisji Naukowo – Problemowej Motoryzacji oraz Polskiej Akademii Nauk Oddział w Krakowie – Zeszyt 20, 2000, ss. 309–317.
2. Idzior M.: *Badania nad doбором parametrów wtryskiwaczy silników o zapłonie samoczynnym metodami optymalizacyjnymi*. Materiały Ogólnopolskiej Konferencji Naukowej KONSSPAL'2000, Wrocław 2000, ss. 57–67.

3. Montusiewicz, J.: *A Method of Searching for Compromising Solutions*. Rozwój techniki a problem kształcenia technicznego, Lubelskie Towarzystwo Naukowe, Lublin 1996, ss. 50–57.
4. Montusiewicz, J.: *Punkty charakterystyczne w wielokryterialnej analizie zagadnień technicznych*. Zeszyty Naukowe Wydziału Mechanicznego, z. 23, Politechnika Koszalińska, Koszalin, 1998, ss. 230–237.
5. Osyczka A.: *Multicriterion Optimization in Engineering with FORTRAN Programs*. John Wiley and Sons, Chichester 1984.
6. Salukwadze M. E.: *Zadaci wiektorowej optymalizacji w teorii optymalnego uprawle-
nija*. Miecniereba, Tbilisi, 1975.
7. Skulimowski A. M.: *Decision Support Systems Based on Reference Sets*. Rozprawy i monografie 40, Wydawnictwo AGH, Kraków 1996.
8. Wierzbiński A. P.: *The use of reference objectives in multiobjective optimization*. Multiple Criteria Decision Making; Theory and Applications (eds. G. Fandel, T. Gal), Lectures Notes in Economics and Mathematical Systems, 177, Springer Verlag, Berlin, 1980, ss. 468–486.

Streszczenie

W pracy zaprezentowano sposób oceny wielokryterialnej stosowany w sytuacji, gdy istniejące punkty odniesienia są usytuowane blisko rozważanych rozwiązań. Opisane podejście polega na potraktowaniu istniejących punktów referencyjnych jako dodatkowych rozwiązań konstrukcyjnych i włączenie ich do rozważanego zbioru rozwiązań dopuszczalnych. Następnie wyznaczano rozwiązania kompromisowe wykorzystując miarę odległości od nadażnych punktów idealnych. Na bazie opisanej koncepcji oceny wielokryterialnej wykonano siedmiokryterialną analizę emisji związków toksycznych dla różnych konstrukcji rozpylaczy paliwa w silniku o zapłonie samoczynnym.

ON A PARTICULAR CASE OF DETERMINING A SUBSET OF REPRESENTATIVE SOLUTIONS

Summary

The article presents a conception of multicriterial evaluation applied when the existing reference points are situated near the solutions under consideration. The approach described consisted in treating the existing reference points as additional constructional solutions and including them in the set of acceptable solutions. Subsequently, compromising solutions were determined by using a measure of the distance from the follow-up ideal points. On the basis of the described conception of multicriterial evaluation a seven-criteria analysis of the emission of toxic substances was carried out for different constructions of fuel nozzles in self-ignition engines.

Referat recenzowany

PROPOZYCJA METODY POLIOPTYMALNEGO WYBORU INWESTYCJI TERMOMODERNIZACYJNYCH

1 Wprowadzenie

Przedmiotem referatu jest przedstawienie sposobu podejmowania decyzji w zakresie termomodernizacji budynków, ze wspomaganie komputerowym. Zazwyczaj jest wiele wariantów dopuszczalnych; wybrane rozwiązanie powinno być najlepsze z inżynierskiego punktu widzenia. W pracy sformułowano model matematyczny zadania decyzyjnego oraz podano komputerowy sposób rozwiązania wykorzystujący metodę programowania dynamicznego oraz metody polioptymalizacyjne. Przedstawiono koncepcję systemu o charakterze informacyjno – decyzyjnym; kolejne decyzje inwestor podejmuje na podstawie wyników komputerowych obliczeń poprzedniego etapu, jego decyzje zaś ukierunkowują dalsze obliczenia. Ostateczną decyzję wyboru zawsze pozostawiamy człowiekowi. Podejmuje on ją na podstawie wyników komputerowych obliczeń uwzględniając czynniki niesformalizowane w modelu matematycznym.

Takie postępowanie zmniejszy prawdopodobieństwo niepowodzenia inwestycji. Ryzyko będzie tym mniejsze, im lepiej przyjęty model będzie odwzorowywał rzeczywistą sytuację; głównie zależy to od rzetelności oceny jednostkowych efektów inwestycji dokonanej przez audytora oraz właściwego ukierunkowania dalszych poszukiwań.

2 Model matematyczny zadania decyzyjnego. Procedura optymalizacji

Inwestor tworzy wykaz wszystkich przedsięwzięć termomodernizacyjnych, które bierze pod uwagę. Celem jest wybór polioptymalnego przedsięwzięcia; głównymi kryteriami optymalizacji niech będą: efekt finansowy i efekt ekologiczny określający redukcję rocznej emisji CO₂ do atmosfery. Dla każdego przedsięwzięcia inwestor określa:

- nakład finansowy [PLN],
- efekt finansowy [PLN],
- efekt ekologiczny [kg CO₂]

oraz podaje zależności pomiędzy poszczególnymi przedsięwzięciami termomodernizacyjnymi.

* Ośrodek Metod Komputerowych Wydziału Inżynierii Lądowej Politechniki Warszawskiej, Warszawa, al. Armii Ludowej 16

** Ośrodek Metod Komputerowych Wydziału Inżynierii Lądowej Politechniki Warszawskiej, Warszawa, al. Armii Ludowej 16, Krajowa Agencja Poszanowania Energii S.A., ul. Nowogrodzka 35/41, 00-691 Warszawa

Wprowadźmy następujące oznaczenia:

- P – liczba niezależnych przedsięwzięć inwestycyjnych.
- n_i – nakład na i -te przedsięwzięcie, $i = 1, \dots, P$.
- F – nakłady finansowe, jakie może ponieść inwestor.
- Efekt_ $E_k(n_i)$ – Efekt ekologiczny
- Efekt_ $F_i(n_i)$ – Efekt finansowy

Wielkości n_1, \dots, n_p są zmiennymi decyzyjnymi, wszystkie pozostałe zaś – parametrami zadania decyzyjnego. Przyjmijmy model deterministyczny, kiedy to wszystkie parametry przyjmują stałe wartości liczbowe.

Postępowanie jest dwuetapowe.

W etapie I rozwiążemy dwa zadania optymalizacyjne:

- optymalny rozdział nakładów w liczbie $1, \dots, F$ na P przedsięwzięć termomodernizacyjnych o maksymalnym sumarycznym efekcie ekologicznym:

$$\text{wyznaczyć} \quad \max \quad \sum_{i=1}^P \text{Efekt_} E_k(n_i) \quad (1)$$

$$\text{przy ograniczeniach:} \quad \sum_{i=1}^P n_i \leq F \quad (2)$$

- optymalny rozdział nakładów w liczbie $1, \dots, F$ na P przedsięwzięć termomodernizacyjnych o maksymalnym sumarycznym efekcie finansowym.

$$\text{wyznaczyć} \quad \max \quad \sum_{i=1}^P \text{Efekt_} F_i(n_i) \quad (3)$$

$$\text{przy ograniczeniach:} \quad \sum_{i=1}^P n_i \leq F \quad (4)$$

Wynikiem obliczeń są zależności nakład \rightarrow optymalny efekt, nazwijmy je krzywymi optymalnego rozdziału. Obliczenia przeprowadzone będą opracowanym programem komputerowym, metodą rekurencyjną programowania dynamicznego ([4]).

W praktyce proponuje się utworzenie wykazu tabelarycznego możliwych wariantów, w którym uwzględnia się kryteria oceny niesformalizowane w modelu matematycznym, przykładowo: wysokość miesięcznej raty spłaty kredytu, kwota ogółem wpłacana do banku. Rozwiązania zdominowane usunięte są komputerowo (dominacja w sensie Pareto [2]). Decydent zleca usunięcie z dalszej analizy tych rozwiązań, które nie spełniają jego oczekiwań.

Rozpatrzmy 2 przypadki:

- zestawienie tabelaryczne zawiera już tak mało rozwiązań, że najlepsze rozwiązanie jest dla decydenta czytelne,
- zestawienie tabelaryczne zawiera wiele rozwiązań, konieczne jest dalsze wspomaganie komputerowe w procesie podejmowania decyzji.

Etap II, w przypadku 2.

Konieczne jest postępowanie polioptymalizacyjne. Niech D oznacza zbiór rozwiązań, które są uwzględniane w dalszym postępowaniu optymalizacyjnym. Proponuje się dwie metody.

Metoda 1 – metoda ograniczeń. Jedno z kryteriów, przykładowo finansowe, uznajemy za ważniejsze. Niech F_i^* oznacza maksymalny efekt finansowy uzyskany w etapie I. Spośród wszystkich rozwiązań, dla których efekt finansowy jest nie mniejszy niż $p\%$ maksymalnego, przykładowo $p=80\%$, wyznaczamy rozwiązanie o maksymalnym efekcie ekologicznym. Postępowanie ilustruje rysunek 1, formalnie podają wzory (5) – (6)

$$\text{wyznaczyć} \quad \max \sum_{i=1}^P \text{Efekt_} Ek(n_i), \quad (5)$$

$$\text{przy ograniczeniach:} \quad \text{Efekt_} Fi(n_i) \geq p\% Fi^* \quad (6)$$

Metoda 2 – bazująca na metodzie „goal programming” ([3]).

Analogicznie do oznaczenia F_i^* wprowadźmy Ek^* – maksymalny efekt ekologiczny uzyskany w etapie I. Rozwiązaniem idealnym byłoby takie, dla którego (rys.2):

$$\text{Efekt_} Fi(n_i) = Fi^* \quad \text{i} \quad \text{Efekt_} Ek(n_i) = Ek^* \quad (7)$$

Spośród rozwiązań należących do zbioru D szukamy takiego, którego odległość od rozwiązania idealnego byłaby najmniejsza. Wymaga to poprawnego zdefiniowania pojęcia odległości. Każde rozwiązanie ze zbioru D , utożsamiane z konkretną wartością nakładów n_i , przedstawiamy jako uporządkowaną parę:

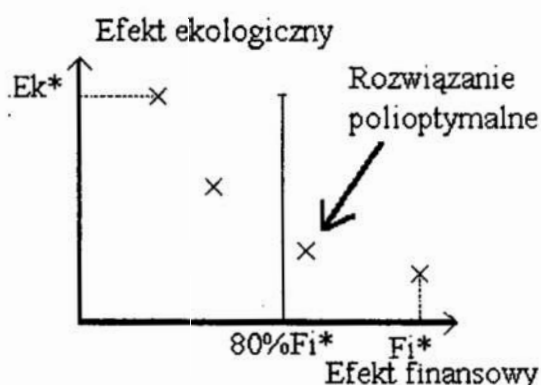
$$(Fi, Ek) = (\text{Efekt_} Fi(n_i); \text{Efekt_} Ek(n_i)), \quad (8)$$

w interpretacji graficznej jako punkt na płaszczyźnie (Fi, Ek) (rys.2). Zdefiniujmy odległość pomiędzy punktami (Fi, Ek) (Fi^*, Ek^*) następująco:

$$\text{odległość} ((Fi, Ek) (Fi^*, Ek^*)) = w_1 |Fi^* - Fi| + w_2 |Ek^* - Ek| \quad (9)$$

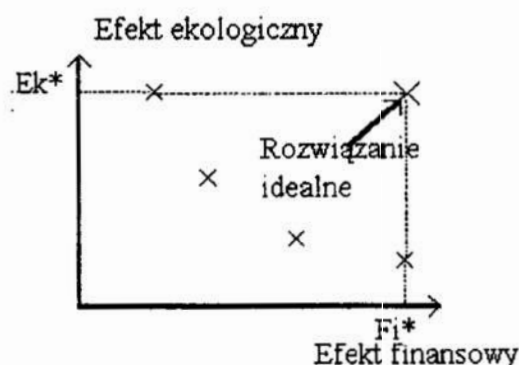
gdzie w_1, w_2 jest układem wag wprowadzonym przez decydenta, przyjmijmy, że

$$w_1 + w_2 = 1 \quad \text{i} \quad w_1 \geq 0, \quad w_2 \geq 0 \quad (10)$$



Rys.1. Ilustracja metody 1

Fig.1. Illustration of method #1



Rys.2. Ilustracja metody 2

Fig.2. Illustration of method #2

W każdym przypadku obliczenia komputerowe powinny dać wydruk danych o kilku rozwiązaniach z podaniem dla każdego z nich: efektu finansowego, efektu ekologicznego i innych charakterystyk, przykładowo: wartości raty miesięcznej spłaty kredytu,

sumę ogółem wpłacaną do banku itd. Proponowany sposób postępowania to podejmowanie decyzji opartej o rachunek optymalizacyjny przeprowadzony komputerowo, z tym że ostateczny wybór zawsze pozostawiamy człowiekowi.

3 Przykład liczbowy

Po wstępnej rozmowie z inwestorem oceniono, że jest on w stanie wydać na termomodernizację swojego domu jednorodzinnego 30.000 PLN. Inwestor rozważa możliwość ocieplenia przegród zewnętrznych oraz zmiany sposobu ogrzewania budynku. Inwestor chce sfinansować termomodernizację swojego domu z preferencyjnego kredytu z Eko-funduszu, którego stopa procentowa zależna jest od wielkości efektu ekologicznego polegającego na redukcji emisji do atmosfery CO₂ w kg w ciągu roku. Ze wstępnych analiz wynikało, że możliwe są następujące przedsięwzięcia termomodernizacyjne:

- Przedsięwzięcie A1 – ogrzewanie budynku przy pomocy instalacji c.o. z pompą ciepła oraz ocieplenie ścian zewnętrznych w następujących wariantach:

Tablica 1. Dane dotyczące przedsięwzięcia A1

Table 1. Data concerning A1 project

Grubość ocieplenia	[cm]	0	8	10	12
Nakład n_1 :	[PLN]	0	2000	3000	4000
Efekt $E_k(n_1)$	[kg CO ₂]	0	9.86	10.71	11.90
Efekt $F_i(n_1)$	[PLN]	0	700	900	1000

- Przedsięwzięcie A2 – ogrzewanie budynku przy pomocy instalacji c.o. z pompą ciepła oraz ocieplenie stropodachu w następujących wariantach:

Tablica 2. Dane dotyczące przedsięwzięcia A2

Table 2. Data concerning A2 project

Grubość ocieplenia	[cm]	0	10	15	20
Nakład n_2 :	[PLN]	0	4000	5000	6000
Efekt $E_k(n_2)$	[kg CO ₂]	0	1.74	1.90	2.10
Efekt $F_i(n_2)$	[PLN]	0	400	600	700

- Przedsięwzięcie A3 – ogrzewanie budynku przy pomocy instalacji c.o. z pompą ciepła oraz ocieplenie podłogi na gruncie w następujących wariantach:

Tablica 3. Dane dotyczące przedsięwzięcia A3

Table 3. Data concerning A3 project

Grubość ocieplenia	[cm]	0	5	7	10
Nakład n_3 :	[PLN]	0	1000	2000	3000
Efekt $E_k(n_3)$	[kg CO ₂]	0	0.87	0.95	1.05
Efekt $F_i(n_3)$	[PLN]	0	200	300	350

W każdym z 3 przedsięwzięć ponosimy koszt wykonania instalacji z pompą ciepła. Koszt ten jest niezależny od sposobu ocieplenia budynku i wynosi 22.000 zł za cały budynek.

- Przedsięwzięcie B1 – ogrzewanie budynku przy pomocy instalacji c.o. z gazowym kotłem kondensacyjnym oraz ocieplenie ścian zewnętrznych w następujących wariantach:

Tablica 4. Dane dotyczące przedsięwzięcia B1

Table 4. Data concerning B1 project

Grubość ocieplenia	[cm]	0	8	10	12
Nakład n_4 :	[PLN]	0	2000	3000	4000
Efekt $Ek(n_4)$	[kg CO ₂]	0	25.64	27.85	30.94
Efekt $Fi(n_4)$	[PLN]	0	500	700	800

- Przedsięwzięcie B2 – ogrzewanie budynku przy pomocy instalacji c.o. z gazowym kotłem kondensacyjnym oraz ocieplenie stropodachu w następujących wariantach:

Tablica 5. Dane dotyczące przedsięwzięcia B2

Table 5. Data concerning B2 project

Grubość ocieplenia	[cm]	0	10	15	20
Nakład n_5 :	[PLN]	0	4000	5000	6000
Efekt $Ek(n_5)$	[kg CO ₂]	0	4.52	4.92	5.46
Efekt $Fi(n_5)$	[PLN]	0	200	300	500

- Przedsięwzięcie B3 – ogrzewanie budynku przy pomocy instalacji c.o. z gazowym kotłem kondensacyjnym oraz ocieplenie podłogi na gruncie w następujących wariantach:

Tablica 6. Dane dotyczące przedsięwzięcia B3

Table 6. Data concerning B3 project

Grubość ocieplenia	[cm]	0	5	7	10
Nakład n_5 :	[PLN]	0	1000	2000	3000
Efekt $Ek(n_5)$	[kg CO ₂]	0	2.26	2.46	2.73
Efekt $Fi(n_5)$	[PLN]	0	100	150	250

W każdym z 3 przedsięwzięć ponosimy koszt wykonania instalacji grzewczej z gazowym kotłem kondensacyjnym, koszt ten jest niezależny od sposobu ocieplenia budynku i wynosi 17.000 zł za cały budynek.

W etapie I rozwiązujemy zadania optymalizacyjne: (1) – (2) i (3) – (4). Jest to znane z programowania dynamicznego zadanie rozdziału środków przy ograniczonych nakładach, metoda obliczeń jest rekurencyjna. Obliczenia wykonujemy opracowanym programem komputerowym, który jest wykorzystywany w dydaktyce¹⁾.

W przypadku wariantu A, z pompą ciepłą, mamy do rozdziału $F = 30000 - 22000 = 8000$. Tablica 7 podaje wyniki przy kryterium maksimum efektu finansowego, tablica 8 – przy kryterium maksimum efektu ekologicznego. W obu tablicach, tak jak i w tablicach 9 i 10 są to optymalne rozdziały określonej wartości nakładów, nazwijmy je krzywymi optymalnego rozdziału zasobów.

Tablica 7. Wariant A. Optymalny rozdział nakładów maksymalizujący efekt finansowy

Table 7. Optimum distribution of financial effect maximising inputs

F	0	1000	2000	3000	4000	5000	6000	7000	8000
Efekt Fi	0	200	700	900	1100	1200	1300	1350	1500

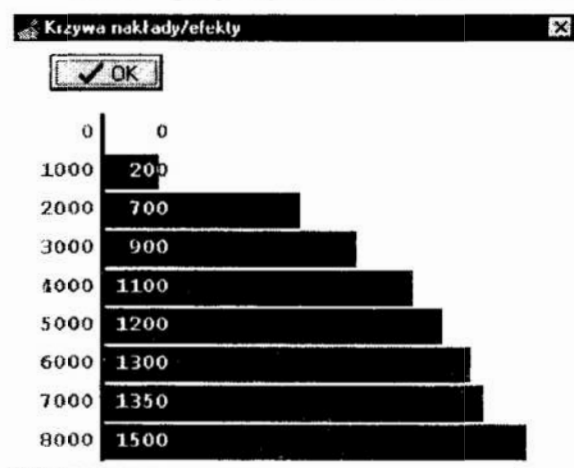
¹⁾ Za zgodą autora programu, Grzegorza Olędzkiego, e-mail grzegon@topnet.pl

Wyniki z tablicy 7 ilustruje rysunek3, a wyniki z tablicy 8 – rysunek4; rysunki są obrazami wyników otrzymanych na monitorze.

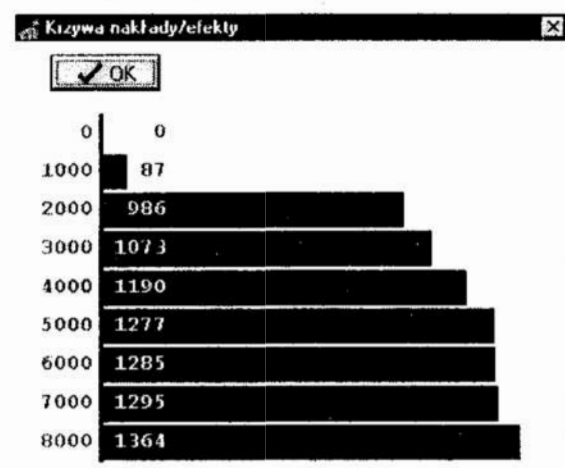
Tablica 8. Wariant A. Optymalny rozdział nakładów maksymalizujący ekologiczny
Table 8. Optimum distribution of ecological effect maximising inputs

F	0	1000	2000	3000	4000	5000	6000	7000	8000
Efekt Ek	0	0.87	9.86	10.73	11.90	12.70	12.85	12.95	13.64

W przypadku wariantu B, z kotłem gazowym, mamy do rozdziału $F = 30000 - 17000 = 13000$. Tablica 9 podaje wyniki przy kryterium maksimum efektu finansowego, tablica 10 – przy kryterium maksimum efektu ekologicznego.



Rys.3. Krzywa nakłady-efekty finansowe
Fig.3. Financial effect –inputs curve



Rys.4. Krzywa nakłady – efekty ekologiczne
Fig.4. Ecological effect – inputs curve

Tablica 9. Wariant B. Optymalny rozdział nakładów maksymalizujący efekt finansowy
Table 9. Optimum distribution of financial effect maximising inputs.

F	0	1000	2000	3000	4000	5000	6000	7000	9000
Efekt Fi	0	100	500	700	800	900	950	1050	1200
F	10000	11000	12000	13000					
Efekt Fi	1300	1400	1450	1550					

Tablica 10. Optymalny rozdział nakładów maksymalizujący efekt ekologiczny
Table 10. Optimum distribution of ecological effect maximising inputs.

F	0	1000	2000	3000	4000	5000	6000	7000	9000
Efekt Ek	0	2.26	25.64	27.90	30.94	33.20	33.40	33.67	35.46
F	10000	11000	12000	13000					
Efekt_E k	37.72	38.12	38.86	39.13					

Etap II, przyjmijmy, że rozwiązujemy zadanie (5) – (6). Mamy: $Fi^* = 1550$, przyjmijmy $p\% = 90\%$, czyli zbiór D – rozwiązań dopuszczalnych powstaje z następujących obliczeń:

Tablica 11. Wyznaczenie zbioru rozwiązań dopuszczalnych w II etapie

Table 11. Determining the set of the possible in the second stage solutions

Nakłady finansowe	Wariant			Efekt finansowy	Efekt ekologiczny
	A1	A2	A3		
8000+22000	3000	5000	0	1500	10.71+1.90 = 12.61
	Wariant			Efekt finansowy	Efekt ekologiczny
	B1	B2	B3		
11000+17000	4000	6000	1000	1400	30.94+5.46+2.26 = 38.66
12000+17000	4000	6000	2000	1450	30.94+5.46+2.46 = 38.86
13000+17000	4000	6000	3000	1550	30.94+5.46+2.73 = 39.13

Ponieważ rozwiązanie pierwsze: $(A1, A2, A3) = (3000, 5000, 0)$ jest zdominowane przez rozwiązanie ostatnie w tabeli: $(B1, B2, B3) = (4000, 6000, 3000)$, to usuwamy je z dalszych rozważań. Rozwiązanie $(B1, B2, B3) = (4000, 6000, 3000)$ wydaje się najlepsze, ale ostateczny wybór należy do decydenta, który czyni to po uwzględnieniu czynników, nie ujętych w modelu matematycznym. Czynniki te mogą być niemierzalne (np. upodobania rodziny) lub mierzalne (np. wysokość rat kredytu). Weźmy tu pod uwagę drugi z przypadków i przypuśćmy, że bank oferuje kredyt oprocentowany na 19% rocznie, jeżeli efekt ekologiczny jest większy od 39, a na 17% w przeciwnym przypadku. Decydent waha się, czy brać kredyt na 8, 9 czy 10 lat.

Tablica 12. Raty kredytu, obliczenia z arkusza kalkulacyjnego Excel

Table 12. Credit part payments, Microsoft Excel calculations

Nakłady – wysokość kredytu	Efekt finansowy	Efekt ekologiczny	Liczba rat	Miesięczna rata
28000	1400	38.66	8 * 12 = 96	569,35
			9 * 12 = 108	542,84
			10 * 12 = 120	597.93
29000	1450	38.86	8 * 12 = 96	589,68
			9 * 12 = 108	562,23
			10 * 12 = 120	619.29
30000	1550	39.13	8 * 12 = 96	573,64
			9 * 12 = 108	544,09
			10 * 12 = 120	579.77

4 Podsumowanie

W pracy przedstawiono metodę wyboru polioptymalnego rozwiązania termomodernizacji budynku. System komputerowy, wzbogacony o możliwość pobierania danych ze wskazanego miejsca, np. strony w Internecie, powinien mieć charakter konwersacyjny: wybór decydenta powinny ukierunkowywać dalsze obliczenia.

Zaprezentowana wyżej metoda jest próbą innego niż w oficjalnym rozporządzeniu MSWiA [1] spojrzenia, na zagadnienia optymalizacji wyboru najbardziej efektywnych przedsięwzięć termomodernizacyjnych w istniejących budynkach mieszkalnych. Pod-

stawą finansowania inwestycji termomodernizacyjnych w proponowanej metodzie może być kredyt lub środki własne inwestora. Natomiast głównym kryterium optymalizacji jest określany w złotych efekt energetyczny inwestycji oraz efekt ekologiczny. Głównym celem jest osiągnięcie maksymalnego efektu energetycznego i ekologicznego przy środkach pieniężnych jakie inwestor może przeznaczyć na termomodernizację swojego obiektu. Takie podejście jak zaprezentowane wyżej wydaje się szczególnie korzystne dla osób, które ze względu na brak zdolności kredytowej nie mogą skorzystać z obowiązującej obecnie ustawy termomodernizacyjnej, a chcieliby poprawić parametry termiczne domu w ramach swoich możliwości finansowych.

Literatura

1. Rozporządzenie Ministra Spraw Wewnętrznych i Administracji z dnia 30 kwietnia 1999 roku w sprawie szczegółowego zakresu i formy audytu energetycznego oraz algorytmu oceny opłacalności przedsięwzięcia termomodernizacyjnego, a także wzorów kart audytu energetycznego (Dz. U. Nr 46, poz. 459).
2. Peschel M., Riedel C.: *Poliptymalizacja. metody podejmowania decyzji kompromisowych w zagadnieniach inżynierjno-technicznych*. WNT Warszawa 1979.
3. Canada J., White J.: *Capital Investment Decision Analysis for Management Engineering*, Prentice Hall. NY 1980.
4. Bellman R., Dreyfus S.: *Programowanie dynamiczne*. PWE 1965.

Streszczenie

Przedmiotem pracy jest wspomaganie komputerowe w procesie podejmowania decyzji wyboru sposobu termomodernizacji budynku z uwzględnieniem lokalnych realiów i istniejących ograniczeń finansowych. Sformułowano model matematyczny zadania decyzyjnego i podano komputerowy sposób rozwiązania z wykorzystaniem metody programowania dynamicznego i polioptymalizacji. Podana jest koncepcja wieloetapowego systemu komputerowego, o charakterze konwersacyjnym. Rozwiązany jest prosty przykład liczbowy.

COMPUTER- AIDED THERMO-MODERNISATION INVESTMENT POLYOPTIMAL DECISION

Summary

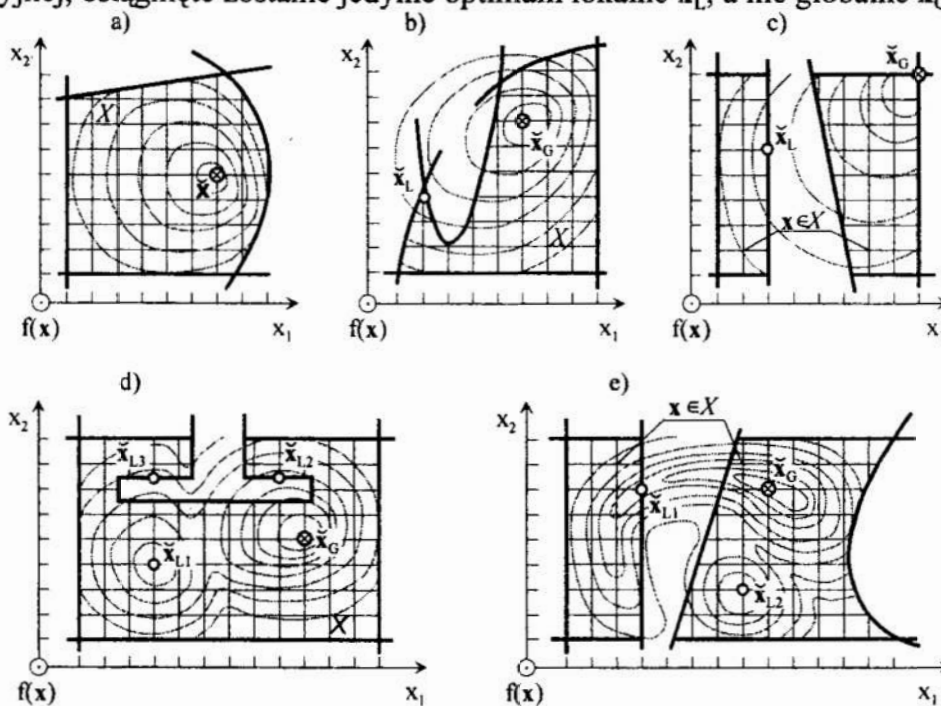
The paper introduces a computer-aided method of making a decision of the way, how to thermo-modernise a building, taking into account the local conditions and existing financial limits. The mathematical model of the decision task, as well as the computer way of solving by means of dynamic programming and poly-optimisation, are being shown. An idea of a many-stage conversational processing computer system is provided. A simple numerical example is also to find.

Referat recenzowany

SŁABE I MOCNE ZAGADNIENIE SATYSFAKCJI

1 Wprowadzenie

W dobie szybkiego rozwoju nauki i technologii trudno jest sobie wyobrazić nowoczesne rozwiązania bez zastosowania optymalizacji [4, 7, 11]. A jednak osiągnięcia optymalizacji wydają się być ciągle zbyt mało rozpowszechnione i wykorzystywane w praktyce [16]. Przyczyn takiego stanu rzeczy jest wiele, między innymi trudności w uzyskiwaniu rozwiązań optymalnych wynikające z pracochłonności i kosztowności analizy optymalizacyjnej. Projektantów odstrasza często skomplikowany aparat matematyczny, wielość metod optymalizacyjnych, niejednoznaczność uzyskiwanych rozwiązań, np. lokalnie optymalnych lub lokalnie niezdominowanych. W stosunku do wielu obiektów należy liczyć się z faktem, że w efekcie zastosowania procedury optymalizacyjnej, osiągnięte zostanie jedynie optimum lokalne \tilde{x}_L , a nie globalne \tilde{x}_G (rys. 1).

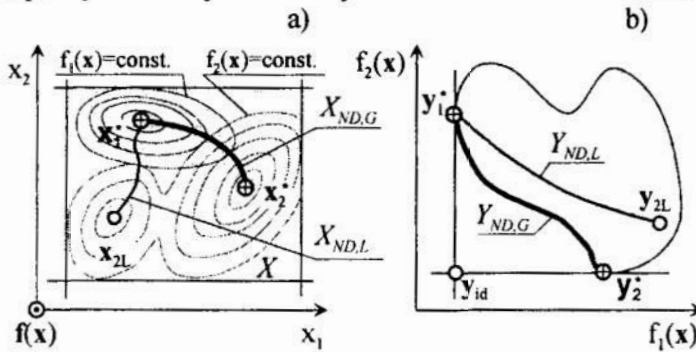


Rys. 1. Minima lokalne i globalne jednomodalnych oraz wielomodalnych funkcji celu
 Fig. 1. Local and global minimum of mono and multimodal objective functions

Brak jest przy tym, poza nielicznymi przypadkami, skutecznych mechanizmów, pozwalających na jednoznaczne stwierdzenie, czy wyznaczone rozwiązanie jest globalnie optymalne. W zadaniach wielokryterialnych rozwiązania lokalnie niezdominowane $x_{ND}^L \in X_{ND}^L$ charakteryzują się tym, że ich oceny Y_{ND}^L wyznaczają lokalny brzeg zbioru ocen, rozpięty pomiędzy lokalnymi y_{jL}^* , $j = 1, 2, \dots, J$ jest numerem funkcji celu, a nie globalnymi y_j^* punktami narożnymi (rys.2). Nawet w przypadku rozpięcia zbioru ocen niezdominowanych pomiędzy globalnymi punktami narożnymi uzyskanie gwarancji, że wyznaczono rzeczywiste rozwiązania niezdominowane, a nie tylko rozwiązania nie-

* Politechnika Szczecińska, Inst. Inż. Lądowej, Zakład Teorii Konstrukcji, al. Piastów 50, 70-311 Szczecin, E-mail: optim@niagara.tuniv.szczecin.pl

zdominowane spośród analizowanych, jest opłacalne tylko dla szczególnych obiektów, np. wytwarzanych w dużych seriach — kształtowników, stolarki, izolacji itp.



Rys. 2. Zbiory niezdominowane globalne i lokalne
Fig. 2. Global and local nondominated sets

Jeżeli przyjrzeć się tradycyjnemu procesowi projektowania [16], to i tu nierzadko udaje się “dobrze” zaprojektować określony obiekt. Porównuje się w tym przypadku parametry obiektu nowego z wcześniej zrealizowanym. Sukcesem jest uzyskanie lepszych wartości pewnych wskaźników przy podobnym poziomie spełnienia stawianych wymagań. Podobny sukces można osiągnąć stosując nie-

skomplikowane procedury optymalizacyjne. Duże znaczenie ma w tym przypadku sposób sformułowania zadania optymalizacji oraz oczekiwania jakie stawiane są przed uzyskiwanymi rozwiązaniami. W sytuacji gdy model matematyczny rozpatrywanego obiektu jest bardzo skomplikowany lub sama analiza optymalizacyjna jest czasochłonna trudno jest jednoznacznie wskazać optimum globalne. Nie oznacza to jednak, że należy wtedy rezygnować z optymalizacji. Zamiast zadania optymalizacji można w takich przypadkach formułować prostsze zadania satysfakcji [16]. Poszukuje się w nich rozwiązań, dla których funkcja celu $f(x_s)$ przyjmuje wartości lepsze (mniejsze przy minimalizacji $f(x)$, a większe przy maksymalizacji $f(x)$) od wcześniej przyjętej wartości zadowalającej f_s . W poszukiwaniu rozwiązania satysfakcjonującego x_s i optymalnego x^* stosuje się takie same metody optymalizacyjne [2, 5, 7, 13, 16, 18, 19, 20, 21]. W zadaniu satysfakcji nie wymaga się natomiast pracochłonnych potwierdzeń spełnienia przez dane rozwiązanie warunków koniecznych (Khuna–Tuckera [4]) i dostatecznych optimum (dodatnia określoność hesjanu $H(x^*)$ [4]). Wystarczy aby rozwiązanie spełniało warunek satysfakcji $f(x_s) \leq f_s$. W praktycznych rozwiązaniach inżynierskich wyznaczenie jedynie rozwiązania lokalnie optymalnego lub lokalnie niezdominowanego i lokalnie preferowanego jest traktowane jako sukces, przynoszący znaczące korzyści ekonomiczne, technologiczne, funkcjonalne, badawcze itp. W związku z takim ujęciem problemu optymalizacji coraz częściej formułowane będzie zadanie satysfakcji, ponieważ poszukiwanie rozwiązań globalnie optymalnych jest drogie i czasochłonne, a konkurencja i rynek w niedługim czasie wymuszą stosowanie procedur optymalizacyjnych w stosunku do nowo budowanych obiektów.

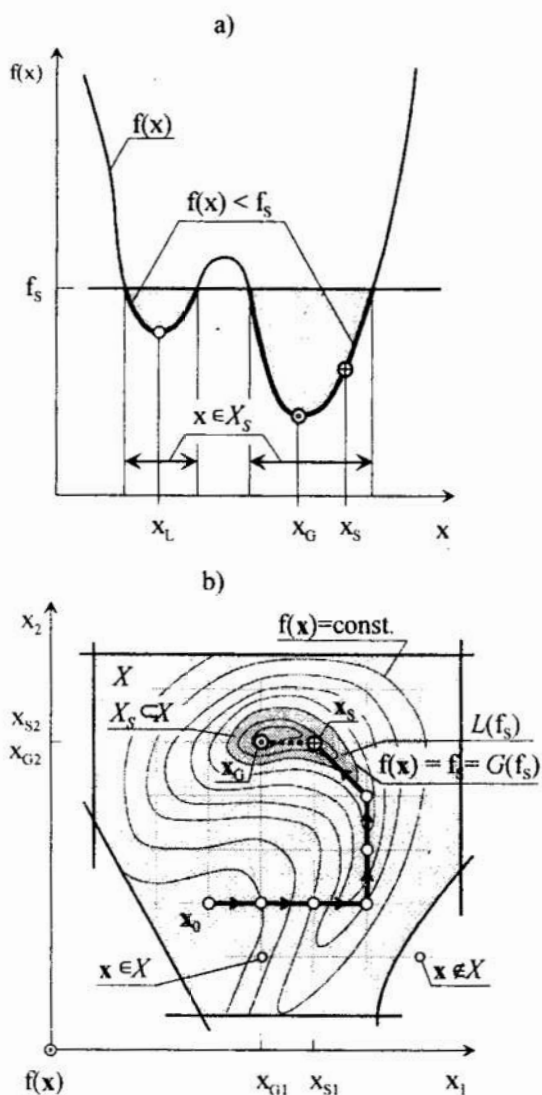
2 Sformułowanie zadania satysfakcji

W zadaniu satysfakcji (rys. 3) identycznie jak w zadaniu optymalizacji [16, 19] definiuje się zmienne decyzyjne $x = [x_1, x_2, \dots, x_N]^T$, ograniczenia nierównościowe $g(x) \leq 0$ i równościowe $h(x) = 0$, zbiór rozwiązań dopuszczalnych X oraz funkcję celu $f(x)$. Matematyczny zapis zadania satysfakcji może być następujący:

$$f(x_s) = \underset{x \in X}{\text{Sat}} f(x), \quad (1a)$$

$$X = \{x \in R^N : g(x) \leq 0, h(x) = 0\}, \quad (1b)$$

$$\underset{x \in X}{\text{Sat}} f(x) \begin{cases} \leq f_s \text{ w zadaniu } \textit{Min} f(x) \\ \geq f_s \text{ w zadaniu } \textit{Max} f(x) \end{cases} \quad (1c)$$



Rys. 3. Jednokryterialne zadania satysfakcji
Fig. 3. Monocriterial satisfaction problems

wolny punkt ze zbioru X_S , a w szczególnym przypadku rozwiązanie lokalnie optymalne $x_S = x_L$ lub nawet globalnie optymalne $x_S = x_G$. Nie wymaga się natomiast czasochłonnych potwierdzeń, że osiągnięte rozwiązanie jest globalnie optymalne ani żmudnych poszukiwań w skomplikowanych przypadkach funkcji celu lub obszaru dopuszczalnego (np. wklęsłego lub wielospójnego) [15].

W zadaniach wielokryterialnych satysfakcjonujące zbiory rozwiązań X_S i ocen rozwiązań Y_S są określone przez J wartości zadowalających f_{Sj} (rys. 4):

$$f_j(\mathbf{x}) \leq f_{Sj} \equiv \hat{y}_{Sj} \text{ przy minimalizacji } f_j(\mathbf{x}), j \in J = \overline{1, J}, \quad (4a)$$

$$f_j(\mathbf{x}) \geq f_{Sj} \equiv \check{y}_{Sj} \text{ przy maksymalizacji } f_j(\mathbf{x}), j \in J = \overline{1, J}. \quad (4b)$$

W wielokryterialnym słabym zadaniu satysfakcji wystarczy wyznaczyć dowolne rozwiązanie x_S

Zadowalającą wartość f_s funkcji celu $f(\mathbf{x})$ określa się w czasie formułowania problemu. W zagadnieniach polioptymalizacji z wektorową funkcją celu $\mathbf{f}(\mathbf{x}) = [f_1(\mathbf{x}), f_2(\mathbf{x}), \dots, f_j(\mathbf{x})]^T$ również możliwe jest formułowanie i rozwiązywanie prostszych zadań satysfakcji [16]. Należy tu określić J wartości zadowalających f_{Sj} , gdzie $j \in J = \{1, 2, \dots, J\} \equiv \overline{1, J}$ jest numerem funkcji celu (rys.4).

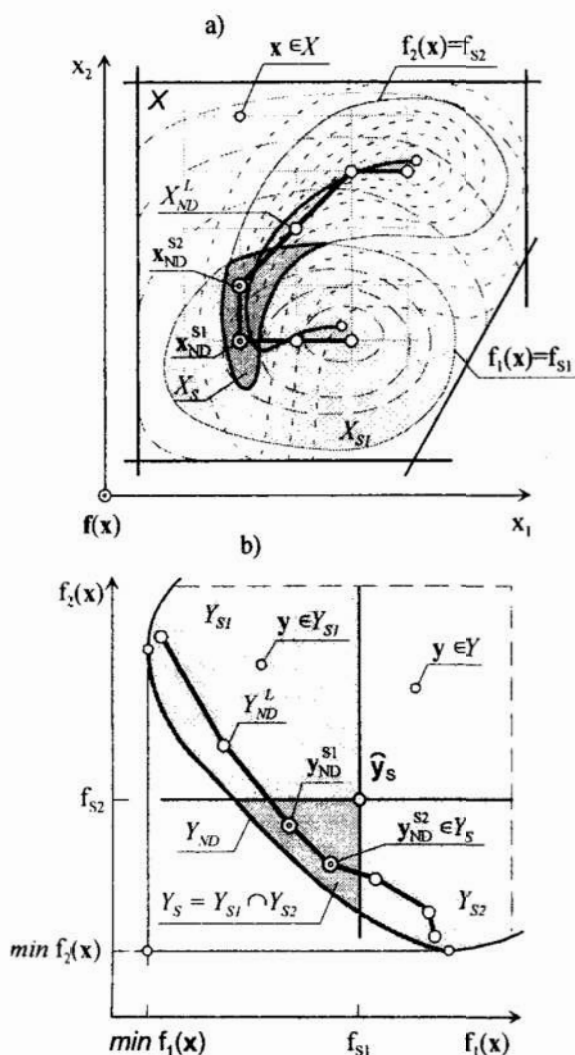
Wyróżnić można słabe i mocne zadanie satysfakcji. W jednokryterialnym słabym zadaniu satysfakcji wystarczające jest określenie dowolnego rozwiązania x_S , należącego do zbioru satysfakcji $X_S \subset X$

$$X_S = \{ \mathbf{x} \in R^N: \mathbf{g}(\mathbf{x}) \leq \mathbf{0}, \mathbf{h}(\mathbf{x}) = \mathbf{0}, \\ [f(\mathbf{x}) \leq f_s \text{ przy } \min f(\mathbf{x}) \\ \text{albo } f(\mathbf{x}) \geq f_s \text{ przy } \max f(\mathbf{x})] \}. \quad (2)$$

W pewnych przypadkach, po znalezieniu pierwszego rozwiązania $x_S \in X_S$, łatwo można określić kolejne punkty $x_{Si} \in X_{Si}$, $i \in I = \{1, 2, \dots, I\}$. Powstaje w ten sposób zbiór rozwiązań satysfakcjonujących mocnego zadania satysfakcji $X_{Si} \subset X_S$. Optymalnym wariantem mocnego zadania satysfakcji jest rozwiązanie x_{Si}^* , które ekstremalizuje funkcję celu na zbiorze X_{Si}

$$f(x_{Si}^*) = \text{Opt}_{x_{Si} \in X_{Si}} f(x_{Si}), i \in I = \overline{1, I}. \quad (3)$$

Rozwiązaniem zadania satysfakcji – słabego, jak i mocnego – może być do-



Rys. 4. Wielokryterialne zadanie satysfakcji
Fig. 4 Multicriteria satisfaction problem

3 Właściwości zbiorów satysfakcji oraz ocen i rozwiązań satysfakcjonujących

W przypadku zadań ciągłych zbiór satysfakcji X_S , a w przypadku zadań dyskretnych powłoka wypukła zbioru satysfakcji $Co(X_S)$ jest zbiorem N -wymiarowym (rys. 3). W zależności od poziomu wartości zadowalającej f_S zbiór X_S może pokrywać cały obszar dopuszczalny (rys. 5a) lub jego część (rys. 5b) albo zredukować się do jednego punktu (rys. 5c) lub być zbiorem pustym (rys. 5d). Zbiór satysfakcji X_S ma wszystkie właściwości zbioru rozwiązań dopuszczalnych X [16], tzn. może być ciągły lub dyskretny, jedno- lub wielospójny (quasi-spójny lub quasi-wielospójny), wypukły lub wklęsły (quasi-wypukły lub quasi-wklęsły). Wybrane przypadki kształtu zbiorów satysfakcji pokazano na rysunku 6. Kształt zbioru satysfakcji zależy od charakteru funkcji celu $f(x)$, gdyż najczęściej stanowi sumę zbioru podwarstwiczowego $L(f_S)$ i warstwiczowego $G(f_S)$ określonego przez wartość f_S (rys. 3b)

$$X_S = L(f_S) \cup G(f_S). \quad (6)$$

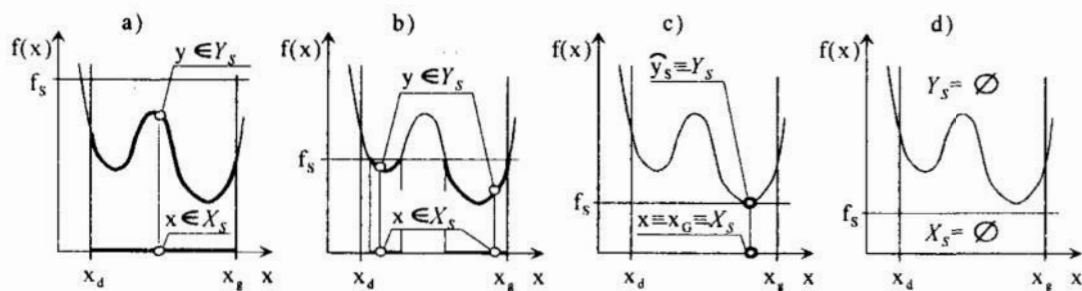
W zadaniach wielokryterialnych zbiór X_S stanowi przecięcie J zbiorów satysfakcji rozważanych kryteriów (rys. 4a)

$$X_S = \bigcap_{j=1}^J X_{S_j} \quad j \in \overline{1, J} \quad (7)$$

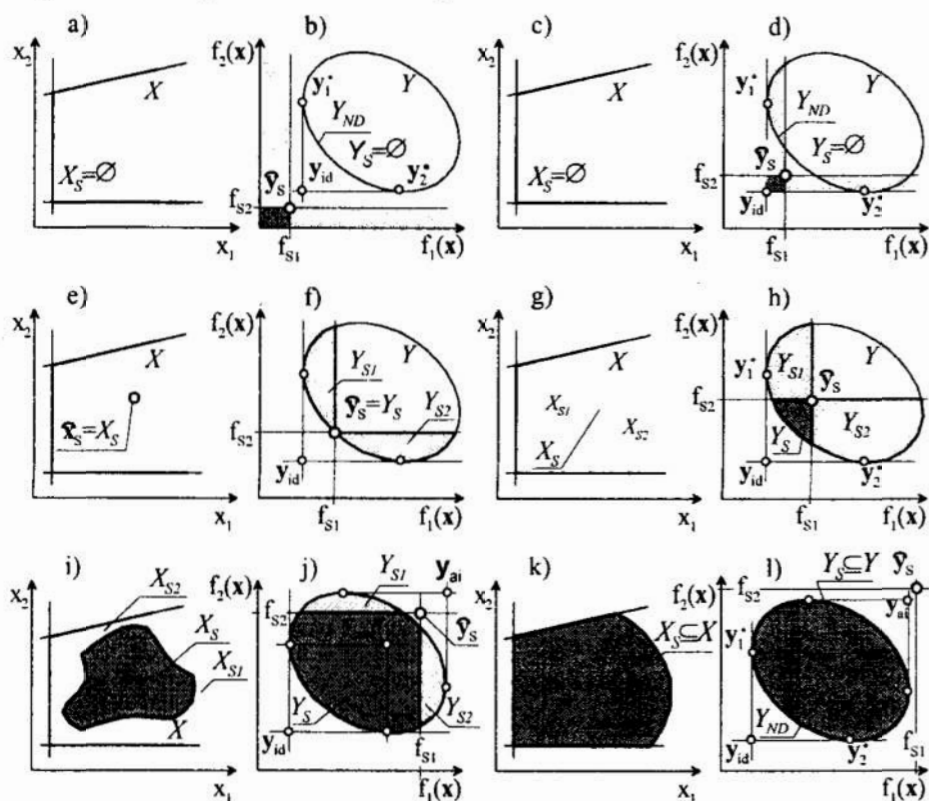
$$\begin{aligned} \mathbf{x}_S \in X_S = \{ \mathbf{x} \in R^N : \\ \mathbf{g}(\mathbf{x}) \leq \mathbf{0}, \mathbf{h}(\mathbf{x}) = \mathbf{0}, \\ [f_j(\mathbf{x}) \leq f_{S_j} \text{ przy } \min f_j(\mathbf{x}) \\ \text{ albo } f_j(\mathbf{x}) \geq f_{S_j} \text{ przy } \max f_j(\mathbf{x})] \}. \quad (5) \end{aligned}$$

W wielokryterialnym mocnym zadaniu satysfakcji generuje się $i \in I$ rozwiązań $\mathbf{x}_{S_i} \in X_{S_i} \subset X_S$, dla których określa się satysfakcjonujące oceny niezdominowane $\mathbf{y}_{ND}^{Sk} \in Y_{ND}^S$, $k \in \overline{1, K}$, $K \leq I$ i odpowiadające im rozwiązania niezdominowane $\mathbf{x}_{ND}^{Sk} \in X_{ND}^S$. Następnie ze zbioru Y_{ND}^S wybiera się jedną ocenę preferowaną y_p i rozwiązanie preferowane \mathbf{x}_p .

W przypadku zbyt ostrych wymagań co do wartości funkcji celu może okazać się, że rozwiązanie satysfakcjonujące nie istnieje, gdyż musiałoby być lepsze od rozwiązania globalnie optymalnego (rys. 5d). Wtedy można złagodzić postawione wcześniej wymagania albo przyjąć, że dalej rozwiązywane jest standardowe [16] zadanie optymalizacji jedno- lub wielokryterialnej.



Rys. 5. Zbiory satysfakcji zadania jednokryterialnego
 Fig. 5. Satisfaction sets for monocriterial problem



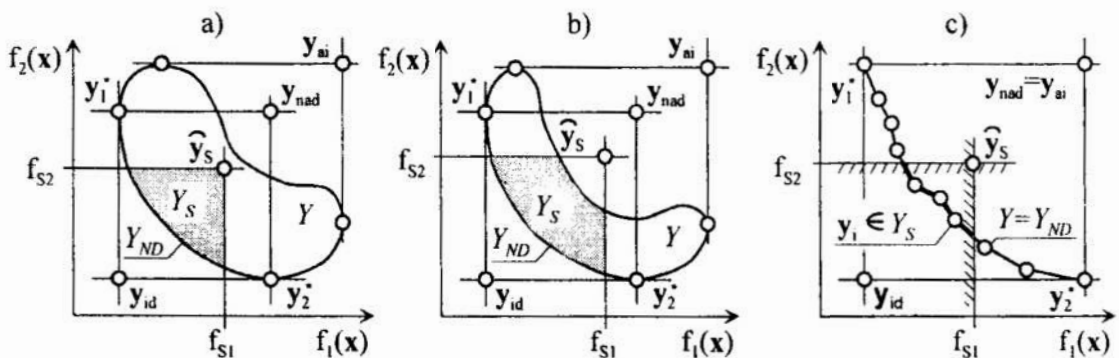
Rys. 6. Zbiory satysfakcji zadania dwukryterialnego
 Fig. 6. Satisfaction sets for bicriterial problem

Przyjęte poziomy wartości zadowalających f_{sj} mają bezpośredni wpływ na właściwości zbiorów X_s i Y_s oraz na cechy ocen i rozwiązań satysfakcjonujących. Na rysunku 6 zestawiono różne możliwości poziomów f_{sj} w zadaniach, w których następuje minimalizacja funkcji celu przyjmujących wartości $f_j(\mathbf{x}) \geq 0$. Jeżeli ocena zadowalająca \hat{y}_s znajduje się w strefie pomiędzy początkiem układu $\mathbf{0}$ a oceną idealną y_{id} [2], to zbiory X_s i Y_s są puste (rys. 6a, b). Sytuacja ta oznacza, że w stosunku do pewnej grupy kryteriów postawiono wymagania, przekraczające możliwości realnych rozwiązań. Należy wtedy złagodzić warunki zadowalające lub rozwiązywać zadania polioptymalizacji, określając zbiory niezdominowane Y_{ND} i X_{ND} oraz wybierając rozwiązanie preferowane x_p [2, 16, 18]. W przypadku gdy ocena zadowalająca \hat{y}_s znajdzie się pomiędzy punktem idealnym y_{id} a zbiorem niezdominowanym Y_{ND} , powstają rozłączne zbiory ocen satysfakcjonujących poszczególne kryteria (rys. 6d). Ostatecznie zbiory ocen satysfakcji X_s i Y_s są puste. Tak jak poprzednio należy złagodzić warunki f_{sj} lub określać zbiory

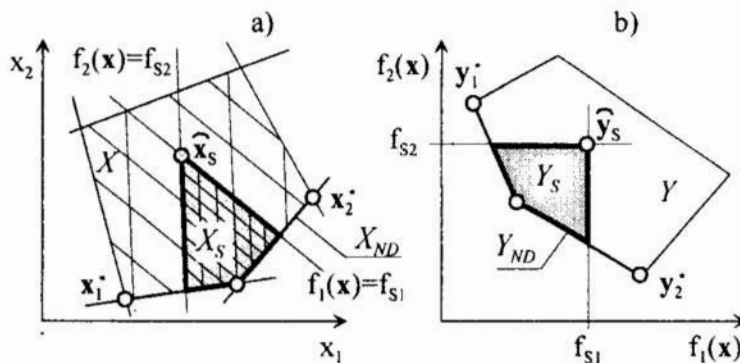
niezdominowane. Zadanie wielokryterialne może być w tym przypadku odpowiednio zmodyfikowane. Zamiast całego zbioru ocen niezdominowanych Y_{ND} wystarczy określić jego część ograniczoną przez warunki zadowalające f_{Sj} (rys. 6d). Ocena zadowalająca \hat{y}_S może posłużyć jako punkt referencyjny [14] do określenia oceny preferowanej y_p metodą dystansową [1, 10, 16].

W przypadku położenia oceny zadowalającej \hat{y}_S na brzegu niezdominowanym Y_{ND} zbiory satysfakcji X_S i Y_S redukują się do jednego punktu, będącego równocześnie rozwiązaniem zadania satysfakcji $\hat{x}_S \equiv x^*$. W takiej sytuacji poszukiwanie rozwiązania zadowalającego może być trudniejsze niż wyznaczanie lokalnych zbiorów niezdominowanych Y_{ND}^L i X_{ND}^L oraz rozwiązania preferowanego x_p . Najczęściej formułowane są zadania, w których ocena zadowalająca \hat{y}_S znajduje się wewnątrz zbioru ocen rozwiązań Y lub w zadaniach dyskretnych wewnątrz powłoki $Co(Y)$ – rysunek 6h. Taki poziom warunków f_{Sj} zapewniany jest przez wskazanie jako satysfakcjonującego dowolnego rozwiązania z obszaru dopuszczalnego. Zazwyczaj jednak zaostrza się warunki zadowalające, określając wartości f_{Sj} dla najlepszego istniejącego rozwiązania lub obiektu o zbliżonych parametrach. Wtedy zadanie satysfakcji spełnia swoją podstawową rolę – poszukiwane jest rozwiązanie lepsze od stosowanych dotychczas. Ocena zadowalająca jest w takich przypadkach położona pomiędzy punktem Nadira y_{nad} a zbiorem niezdominowanym Y_{ND} (rys. 6h). Dyskretne zbiory satysfakcji X_S i Y_S zawierają od kilku do kilkudziesięciu punktów.

Jeżeli ocena zadowalająca leży pomiędzy brzegiem zbioru ocen $Fr(Y)$ a punktem antyidealnym y_{ai} , to zbiór satysfakcji X_S pokrywa zazwyczaj znaczną część obszaru dopuszczalnego X , a zbiór ocen satysfakcji Y_S znaczną część zbioru ocen Y (rys. 6i, j). Wyznaczenie rozwiązań satysfakcjonujących jest w takim przypadku stosunkowo proste, ale rzadko spełniają one oczekiwane wymagania posiadania właściwości lepszych od właściwości rozwiązań już stosowanych. Wyjątkiem są tu zbiory ocen rozwiązań Y , przyjmujące kształt hiperbanana [16] lub redukujące się do hiperpowierzchni (rys. 7). W tych szczególnych przypadkach punkty y_{nad} i y_{ai} leżą blisko siebie lub pokrywają się, a poprawnie dobrana ocena zadowalająca \hat{y}_S położona jest również pomiędzy punktem Nadira y_{nad} a zbiorem niezdominowanym Y_{ND} .



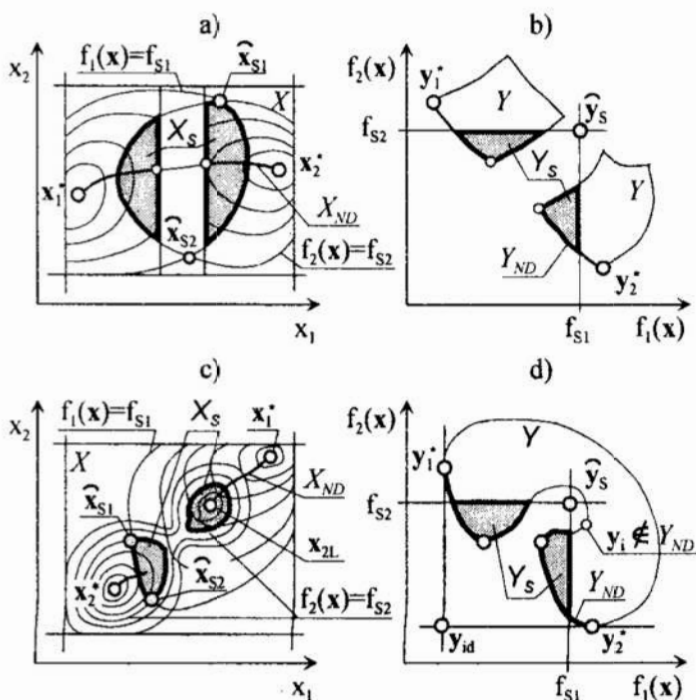
Rys. 7. Zbiory ocen satysfakcji Y_S przy bananowym kształcie zbioru ocen
 Fig. 7. Sets of satisfaction evaluations Y_S for banana shape evaluation set



Rys. 8. Zbiory satysfakcji zadania liniowego
Fig. 8. Satisfaction sets of linear problem

W ostatnim wariantcie pokazanym na rysunku 6k, l ocena zadowalajaca \hat{y}_S lezy poza punktem antyidealnym y_{ai} . Zbiory satysfakcji Y_S i X_S pokrywaja cale zbiory ocen i rozwiazań dopuszczalnych. W praktycznych realizacjach sytuacja taka nie wystepuje, gdyz oznacza, ze satysfakcjonujace jest kazde rozwiązanie dopuszczalne. Warunki zadowalajace okrešlone zostaly tu zbyt łagodnie i powinny zostac zaostzone.

Na rysunku 8 przedstawiono zbiory satysfakcji X_S i Y_S zadania liniowego. Jezeli zadanie takie ma domknięty [16] obszar dopuszczalny X oraz nie wystepuja ograniczenia alternatywne, mogace powodowac jego wielospójność, to zbiory satysfakcji X_S i Y_S sa wypukle lub quasi-wypukle i ograniczone hiperplaszczynami.

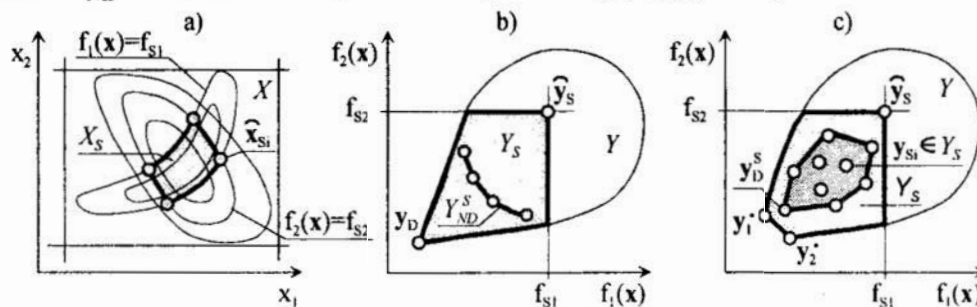


Rys. 9. Wielospójne zbiory satysfakcji
Fig. 9. Multicompact satisfaction sets

dominujaca y_D (rys. 10b) lub sa polozone blisko siebie (rys. 10c). Ujawnienie takiej sytuacji nie zawsze jest mozliwe przy ograniczonych srodkach i czasie analizy, stad mozna sformulowac i rozwiázac słabe lub mocne zadanie satysfakcji. W mocnym zadaniu

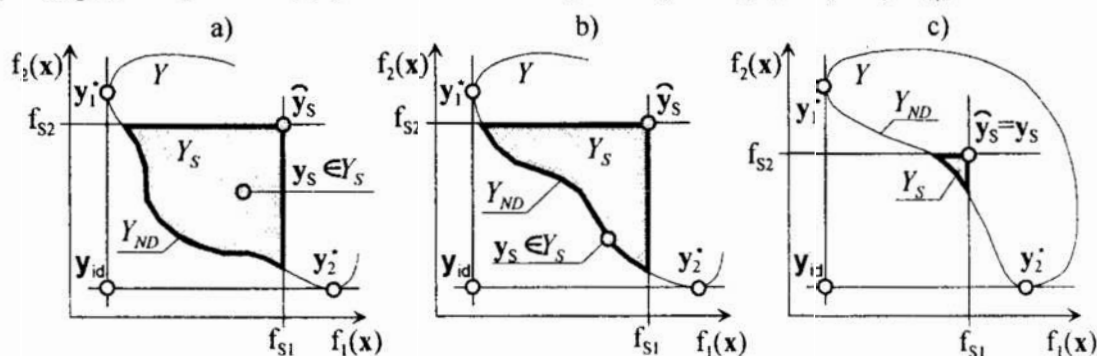
Wielospójność zbiorów satysfakcji moze wynikać z wielospójności obszaru dopuszczalnego (rys. 9a, b) lub z wieloekstremalności funkcji celu (rys. 9c, d). W obu przypadkach jedynie algorytmy globalne mogą skutecznie wyznaczyć rozwiązanie satysfakcjonujace ze wszystkich podzbiorów zbioru satysfakcji X_S [7, 8, 20, 21]. Inne wymagaja specjalnych mechanizmów pozwalajacych na przeskoki pomiedzy częściami zbioru dopuszczalnego X lub przechodzenie przez ekstrema lokalne [15]. Zadanie satysfakcji moze być formułowane również w przypadku kooperacyjnych kryteriów (rys. 10). Ekstrema poszczególnych funkcji celu pokrywaja się, dajac ocene

satisfakcji przy kooperacyjnych kryteriach można otrzymać albo zbiór ocen niezdominowanych Y_{ND}^S — rysunek 10b, albo ocenę dominującą y_D^S — rysunek 10c.



Rys. 10. Zbiory satysfakcji przy kooperacyjnych funkcjach celu
Fig. 10. The satisfaction sets for cooperative objective functions

Ocena satysfakcjonująca y_s słabego zadania satysfakcji może być położona wewnątrz zbioru ocen Y (rys. 11a) lub na brzegu niezdominowanym Y_{ND} (rys. 11b). Jeżeli warunki zadowalające zostaną określone zbyt ostro, to zbiór ocen satysfakcji Y_S może nie zawierać żadnej oceny dyskretnej (rys. 11c). Wówczas gdy warunki zadowalające f_{Sj} określone zostały dla realnego obiektu, stanowi on rozwiązanie zadania $x_s = f^{-1}(y_s)$. Przyjęcie warunków zadowalających bez odniesienia do rzeczywistego obiektu spowoduje w takiej sytuacji, że dyskretny zbiór ocen satysfakcji jest jednoelementowy $Y_{S,d} = \{\hat{y}_s\}$, a odpowiadający mu zbiór rozwiązań satysfakcji jest pusty $X_{S,d} = \emptyset$.



Rys. 11. Położenie oceny zadowalającej słabego zadania satysfakcji
Fig. 11. The situation of a weak satisfaction problem being acceptable

Elementy niezdominowane y_{ND}^{Sk} zbioru $Y_{S1} \subset Y_S$ mocnego zadania satysfakcji mogą być położone wewnątrz zbioru ocen rozwiązań $y_{ND}^{Sk} \in Int(Y)$ lub na jego brzegu $y_{ND}^{Sk} \in Y_{ND} \subset Fr(Y)$. Formalnie można stwierdzić, że oceny leżące na brzegu $Fr(Y)$ są jednocześnie globalnymi ocenami niezdominowanymi, natomiast oceny leżące wewnątrz zbioru $Int(Y)$ mogą, ale nie muszą być ocenami lokalnie niezdominowanymi. W rzeczywistych zadaniach satysfakcji wyróżnienie to nie ma istotnego znaczenia, gdyż najczęściej nie jest znane położenie zbioru ocen globalnie niezdominowanych $Y_{ND}^G \equiv Y_{ND}$ lub lokalnie niezdominowanych Y_{ND}^L .

Metody wyznaczania rozwiązania satysfakcjonującego są identyczne jak w przypadku poszukiwania ekstremum funkcji celu [3, 7, 12, 19, 20, 21] lub rozwiązań niezdominowanych [2, 6, 11, 13, 16, 19]. Łagodniejsze mogą być jedynie kryteria spełnienia warunku stopu danej metody. Podstawowym celem w słabym zadaniu satys-

fakcji jest osiągnięcie rozwiązania, należącego do zbioru satysfakcji $x_s \in X_s$. W zależności od ustawienia sterowania określonym algorytmem optymalizacyjnym można przestać na pierwszym rozwiązaniu spełniającym warunki satysfakcji. Można też dalej przeszukiwać zbiór X_s , jeżeli jest to opłacalne, tzn. procedura nie jest zbyt czasochłonna i szybko przynosi poprawę wartości funkcji celu, np. gdy eksploatowany jest kierunek poprawy $f(x)$, określony przed wejściem do wnętrza zbioru satysfakcji $Int(X_s)$. Jeżeli wygenerowane zostanie I punktów ze zbioru X_s , to spełnione będą warunki mocnego zadania satysfakcji. W problemie optymalizacji wybierane jest wtedy metodą przeglądu zbioru X_s rozwiązanie x_s^* , ekstremalizujące funkcję $f(x)$, a w problemie polioptymalizacji wyznaczane są zbiory niezdominowane Y_{ND}^S i X_{ND}^S . Ocena preferowana wielokryterialnego zadania satysfakcji y_p określana jest ze zbioru ocen Y_{ND}^S metodami ogólnie stosowanymi w zadaniach polioptymalizacji [1, 2, 5, 6, 10, 14, 18, 19]. Różnica polega na przyjęciu innych punktów odniesienia (referencyjnych). Zamiast oceny idealnej y_{id} można posłużyć się zadowalającą oceną idealną y_{id}^S , a zamiast oceny Nadira y_{nad} oceną y_{nad}^S lub oceną zadowalającą \hat{y}_s .

5 Uwagi końcowe

W przypadkach skomplikowanych lub bardzo czasochłonnych zadań optymalizacji można zamiast standardowych procedur zastosować słabe lub mocne zadania satysfakcji. Uzyskanie rozwiązań jest tu znacznie prostsze, a ich jakość w praktycznych przypadkach nie odbiega znacznie od rozwiązań globalnie optymalnych lub globalnie niezdominowanych. Wynika to z faktu, że w obiektach inżynierskich gradient funkcji celu w pobliżu optimum ma najczęściej nieduże wartości. Formułując i rozwiązując zadania satysfakcji stosunkowo niewielkim kosztem uzyskuje się poprawę istotnych parametrów analizowanych obiektów.

Literatura

1. Amelińczyk A.: *Metoda punktu idealnego w rozwiązywaniu zadań polioptymalizacji*. XXII Symp. PTMTiS *Modelowanie w Mechanice*, Politechnika Śląska, Zeszyty Naukowe, 1983, Automatyka, z. 67, s. 7–16.
2. Amelińczyk A.: *Optymalizacja wielokryterialna w problemach sterowania i zarządzania*. Polskie Towarzystwo Cybernetyczne, Zakład Narodowy im. Ossolińskich – Wydawnictwo, Wrocław 1984.
3. Bauer J., Gutkowski W., Iwanow Z.: *Metody numeryczne w optymalizacji dyskretnej*. *Mechanika i Komputer*, PWN, Warszawa–Poznań 1981, t. 4, s. 121–139.
4. Brandt A. M. (red.): *Podstawy optymalizacji elementów konstrukcji budowlanych*. PWN, Warszawa 1978, *Foundations of optimum design in civil engineering*, Martinus Nijhoff Publishers, Dordrecht–Boston–London 1989.
5. Brandt A. M. (red.): *Metody optymalizacji materiałów kompozytowych o matrycach cementowych*. PAN KILiW IPPT, *Studia z Zakresu Inżynierii*, nr 38, Wydawnictwo Bigraf, Warszawa 1994.
6. Eschenauer H., Koski J., Osyczka A. (eds.): *Multicriteria design optimization: Procedures and applications*. Springer-Verlag, Berlin–Heidelberg–New York 1990.
7. Goliński J.: *Metody optymalizacyjne w projektowaniu technicznym*, PWN, Warszawa 1974.
8. Himmelblau D. M.: *Applied nonlinear programming*. McGraw–Hill Book Company, New York 1972.
9. Himmelblau D.M. (ed.): *Decomposition of large-scale problems*. North-Holland Publishing Company, Amsterdam 1973.

10. Jendo S., Marks W.: *Zastosowanie optymalizacji wielokryterialnej w teorii konstrukcji* Arch. Inż. Łąd., 1984, t. XXX, 2–3, s. 353–370.
11. Jendo S., Marks W.: *Zagadnienia optymalizacji wielokryterialnej konstrukcji inżynierskich. Rozprawy Inżynierskie*, 1986, t. 34, nr 4.
12. Karczewski J. A., Paczkowski W. M.: *Analiza efektywności wybranych metod optymalizacji w kształtowaniu kratownic przestrzennych*. XXVI Konf. Nauk. KILiW PAN i KN PZITB, *Aktualne Problemy Nauk.–Bad. Budownictwa*, Krynica 1980, t. III, s. 63–70.
13. Konarzewska-Gubała E.: *Programowanie przy wielorakości celów*. PWE, Warszawa 1980.
14. Montusiewicz J.: *Pewna metoda poszukiwania rozwiązań reprezentatywnych*. (w:) Tarnowski W., Kiczkowski T. (red.): *Materiały IX i X Ogólnopolskiej Konferencji Polioptymalizacja i Komputerowe Wspomaganie Projektowania Mielno '91 i '92*, WSInż. w Koszalinie, Zeszyty Naukowe Wydziału Mechanicznego, 1994, nr 16, s. 46–69.
15. Paczkowski W. M.: *Funkcjonowanie metody ortogonalno–diagonalnej w ograniczonym obszarze dopuszczalnym*. (w:) Tarnowski W., Kiczkowski T. (red.): *Materiały IX i X Ogólnopolskiej Konferencji Polioptymalizacja i Komputerowe Wspomaganie Projektowania Mielno '91 i '92*, WSInż. w Koszalinie, Zesz. Nauk. Wydz. Mechanicznego, 1994, nr 16, s. 202–212.
16. Paczkowski W. M.: *Wybrane problemy dyskretnej optymalizacji ewolucyjnej*. Prace Naukowe Pol. Szczecińskiej nr 544, Instytut Inż. Łądowej nr 33, Szczecin 1999.
17. Paczkowski W. M. Jendo S.: *Algorytm metody orto–diagonalnej wyznaczającej zbiory niezdominowane*. (w:) Tarnowski W. (red.) *Polioptymalizacja i Komputerowe Wspomaganie Projektowania Mielno '98*, Materiały XVI Ogólnopolskiej Konf., Politechnika Koszalińska, Zeszyty Naukowe Wydziału Mechanicznego Nr 23, Koszalin – Mielno 1998, s. 256–265.
18. Peschel M., Riedel C.: *Polioptymalizacja. Metody podejmowania decyzji kompromisowych w zagadnieniach inżynierjno–technicznych*. WNT, Warszawa 1979.
19. Tarnowski W., Kiczkowski W.: *Komputerowe wspomaganie projektowania*. Skrypty WSInż. w Koszalinie, Koszalin 1992, wyd. 2 zmienione Koszalin 1994.
20. Zieliński R., Neuman P.: *Stochastyczne metody poszukiwania minimum funkcji*. WNT, Warszawa 1986.
21. Wit R.: *Metody programowania nieliniowego*. WNT, Warszawa 1986.

Streszczenie

Przedstawiono zadanie optymalizacji od strony możliwości jego rozwiązania. Dla skomplikowanych przypadków zaproponowano formułowanie słabego lub mocnego zadania satysfakcji. Przedyskutowano właściwości zadań satysfakcji jedno– i wielokryterialnych.

THE WEEK AND STRONG SATISFACTION PROBLEM

Summary

The optimization problem has been viewed from the point of possibility of solution obtaining. Some week and strong satisfaction problems have been suggested for more complex cases. Characteristics of mono– and multicriteria satisfaction problems have been discussed.

Referat recenzowany

WYBÓR PROJEKTU TERMORENOWACJI BUDYNKU MIESZKALNEGO METODĄ SATYSFAKCJI ¹⁾

1 Wprowadzenie

Modernizacja i konserwacja budynków mieszkalnych jest złożonym procesem techniczno-ekonomicznym. Właściciele nieruchomości nie zdają sobie z tego sprawy, a kadra inżyniersko-techniczna ze względu na złożoność problemu często popełnia podstawowe błędy i proponuje nie zawsze efektywne rozwiązania. Jak znaleźć „złoty środek”, który zadowoli właściciela, przedstawiając rozwiązania na miarę jego możliwości finansowych i równocześnie spełniające wymogi stawiane przez ochronę środowiska, czyli np. minimalizujące zużycie energii czy emisję zanieczyszczeń, przy równoczesnym uwzględnieniu wymogów konstrukcyjnych i innych (np. konserwatora zabytków)? Do rozwiązywania tego typu zagadnień jednym z najlepszych narzędzi jest wielokryterialna optymalizacja [4]. Należy jednak zauważyć, że realny model poliptymalnego zadania termorenowacji budynku powinien zawierać kilka (od 2 do 4 [5]) funkcji celu oraz wiele (od 5 do 15) dyskretnych zmiennych decyzyjnych. W analizie tego typu zadań wykorzystuje się dekompozycję [4], a praktycznie jedynie poprawnymi w działaniu są tu bardzo pracochłonne metody globalne [4], jak np. Monte Carlo czy metoda pełnego przeglądu wariantów [4]. Obliczenie wartości funkcji celu dla każdego rozwiązania wiąże się z wykonaniem audytu energetycznego [2] i niemal kompletnego kosztorysu planowanych robót. W takiej sytuacji znacznie taniej i szybciej można wskazać rozwiązanie satysfakcjonujące zamiast preferowanego [4]. Nie oznacza to wcale, że poszukiwane jest rozwiązanie znacznie gorsze, gdyż wynikiem analizy może być budynek spełniający ostrzejsze kryteria niż normy lub energooszczędny [3]. Właściwe w tym przypadku wydaje się użycie narzędzi jakie daje mocne zadanie satysfakcji [4].

2 Istota zagadnienia satysfakcji

Zagadnienie satysfakcji w swojej istocie bardzo zbliżone jest do zagadnienia optymalizacji. Zarówno w jednym jak i w drugim sformułowanie zadania polega na [4]: przyjęciu wektora zmiennych decyzyjnych $\mathbf{x} = [x_1, x_2, \dots, x_N]^T$, ograniczeń nierównościowych $\mathbf{g}(\mathbf{x}) \leq \mathbf{0}$ i równościowych $\mathbf{h}(\mathbf{x}) = \mathbf{0}$, zbioru rozwiązań dopuszczalnych X oraz funkcji celu $f(\mathbf{x})$. W zadaniu satysfakcji dodatkowo określa się w czasie formułowania problemu zadowalającą (np. użytkownika, konstruktora lub decydenta) wartość f_S funkcji celu $f(\mathbf{x})$. W zadaniu optymalizacji poszukuje się rozwiązania globalnego \mathbf{x}_G optymalizującego funkcję celu na zbiorze rozwiązań dopuszczalnych X (rys. 1). W zadaniu satysfakcji wystarczy wskazać rozwiązanie satysfakcjonujące \mathbf{x}_S , dla którego wartość funkcji celu $f(\mathbf{x}_S)$ jest lepsza (mniejsza przy minimalizacji $f(\mathbf{x})$, a większa przy maksymalizacji $f(\mathbf{x})$) od wartości zadowalającej f_S (rys.1). W poszukiwaniu rozwiązania satysfakcjonującego \mathbf{x}_S i optymalnego $\mathbf{x}_G \equiv \mathbf{x}^*$ stosuje się takie same metody optymalizacyjne [8].

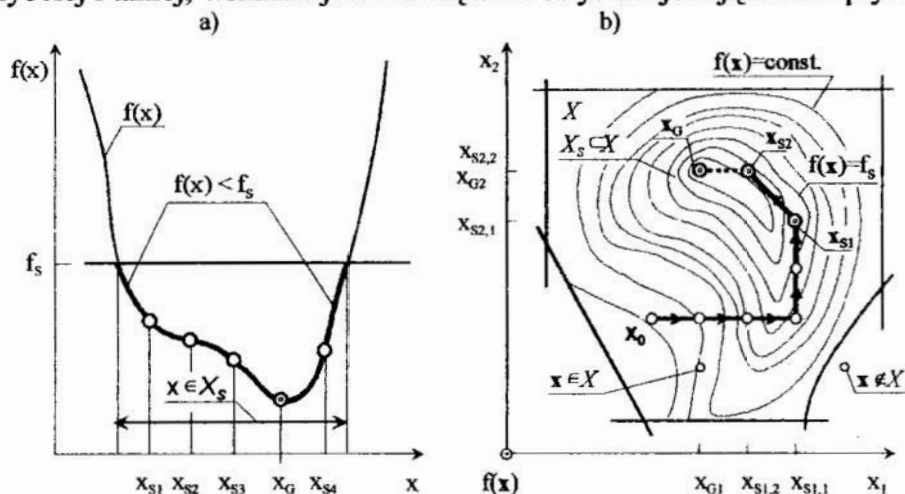
* Politechnika Szczecińska, Inst. Inż. Łądowej, al. Piastów 50, 70-311 Szczecin, optim@niagara.tuniv.szczecin.pl,

** Urząd Marszałkowski Woj. Zach.-pom., ul. Korsarzy 34, 70-540 Szczecin, akamak@go2.pl

*** IPPT PAN, ul. Świątokrzyska 21, 00-049 Warszawa, wmarks@ippt.gov.pl,

¹⁾ Praca częściowo dofinansowana przez KBN, grant nr 8 T11F 032 18

Wyrażna przewaga zadania satysfakcji polega na tym, że na ogół znacznie łatwiej, to znaczy szybciej i taniej, wskazać jest rozwiązanie satysfakcjonujące niż optymalne.



Rys. 1. Zadania satysfakcji: a) z funkcją jednej zmiennej, b) z funkcją dwóch zmiennych
Fig. 1. The satisfaction problems for: a) function of one and b) two variables

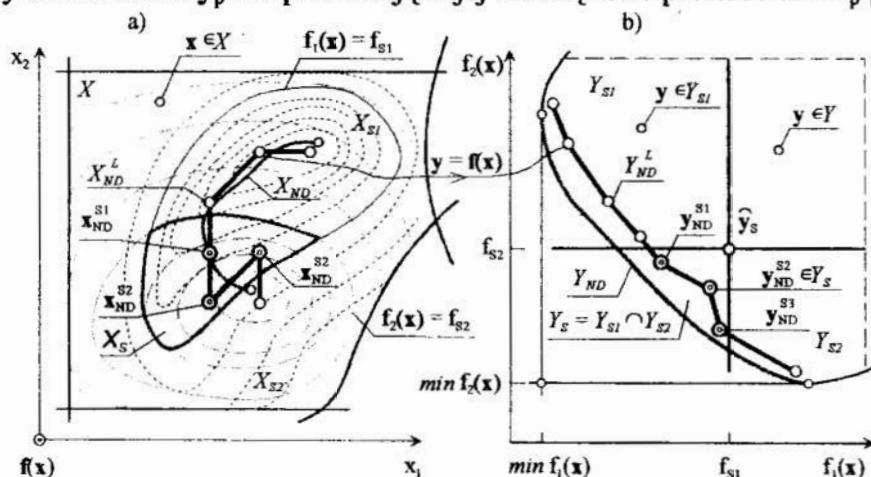
Po wyznaczeniu pierwszego rozwiązania satysfakcjonującego x_{S1} opłaca się czasami wyznaczyć kolejne x_{S2} , x_{S3} , ..., x_{Si} , (rys. 1). Zadanie satysfakcji nosi wtedy nazwę zadania mocnego (w odróżnieniu od zadania słabego, dla którego wyznaczenie pierwszego rozwiązania x_{S1} kończy proces poszukiwań). W mocnym zadaniu satysfakcji wybór ostatecznego rozwiązania następuje z uzyskanego zbioru rozwiązań satysfakcjonujących X_{Si}

$$X_{Si} = \{ x_{S1}, x_{S2}, \dots, x_{Sk}, \dots, x_{Si} \} \subset X_S \subset X. \quad (1)$$

W zagadnieniu polioptymalizacji w miejsce skalarnej stosuje się wektorową funkcję celu zapisywaną w postaci:

$$f(\mathbf{x}) = [f_1(\mathbf{x}), f_2(\mathbf{x}), \dots, f_j(\mathbf{x}), \dots, f_l(\mathbf{x})]^T. \quad (2)$$

Pozostałe elementy formułujące zadanie są identyczne jak w zagadnieniu optymalizacji jednokryterialnej. Rozwiązaniem zadania polioptymalizacji są zbiory ocen Y_{ND} (rys. 2b) i rozwiązań niezdominowanych X_{ND} (rys. 2a) oraz wybrane z nich przy użyciu dodatkowego kryterium ocena y_p i odpowiadające jej rozwiązanie preferowane x_p [4].



Rys. 2. Wielokryterialne zadanie satysfakcji
Fig. 2. Multicriterial satisfaction problems

Wielokryterialne zadanie satysfakcji wymaga przyjęcia J wartości satysfakcjonujących $f_{S1}, f_{S2}, \dots, f_{Si}, \dots, f_{SJ}$ ($J=2$ na rys. 2). Podobnie jak w przypadku optymalizacji skalarnej wyróżnia się słabe i mocne zadanie polioptymalizacji. W wielokryterialnym mocnym zadaniu satysfakcji generuje się $i \in I$ rozwiązań $\mathbf{x}_{Si} \in X_{Si} \subset X_S$, dla których określa się satysfakcjonujące oceny niezdominowane $\mathbf{y}_{ND}^{Sk} \in Y_{ND}^S$, $k \in \overline{1, K}$, $K \leq I$ i rozwiązania niezdominowane $\mathbf{x}_{ND}^{Sk} \in X_{ND}^S$. Następnie ze zbioru Y_{ND}^S wybiera się jedną ocenę preferowaną \mathbf{y}_p^S i odpowiadające jej rozwiązanie preferowane \mathbf{x}_p^S . To, jakie zadanie jest de facto rozwiązywane zależy od potrzeb i możliwości przeprowadzenia odpowiedniej analizy. Mocne zadanie daje przeważnie lepszy rezultat, ale jest on zawsze trudniejszy i bardziej pracochłonny do uzyskania.

W przypadku zbyt ostrych wymagań co do wartości funkcji celu może okazać się, że rozwiązanie zadowalające (i tym samym satysfakcjonujące) nie istnieje, gdyż musiałoby być lepsze od rozwiązania globalnie optymalnego. Wtedy można złagodzić postawione wcześniej wymagania albo przyjąć, że dalej rozwiązywane jest standardowe zadanie optymalizacji jedno- lub wielokryterialnej. Formalnie sformułowanie mocnego zadania satysfakcji wielokryterialnej jest następujące:

$$\mathbf{f}(\mathbf{x}_{ND}^{Sk}) = \underset{\mathbf{x} \in X_{ND}^S \subset X_S}{Sat} \mathbf{f}(\mathbf{x}), \quad (3a)$$

$$X = \{\mathbf{x} \in R^N : \mathbf{g}(\mathbf{x}) \leq \mathbf{0}, \mathbf{h}(\mathbf{x}) \leq \mathbf{0}\}, \quad (3b)$$

$$\underset{\mathbf{x} \in X}{Sat} f_j(\mathbf{x}) \begin{cases} \leq f_{Sj} \text{ w zadaniu } Min f_j(\mathbf{x}) \\ \geq f_{Sj} \text{ w zadaniu } Max f_j(\mathbf{x}) \end{cases} \quad (3c)$$

$$X_S = \{\mathbf{x} \in R^N : \mathbf{g}(\mathbf{x}) \leq \mathbf{0}, \mathbf{h}(\mathbf{x}) = \mathbf{0}, [f_j(\mathbf{x}) \leq f_{Sj} \text{ dla } Min f_j(\mathbf{x}) \vee f_j(\mathbf{x}) \geq f_{Sj} \text{ dla } Max f_j(\mathbf{x})]\} \quad (3d)$$

$$\mathbf{f}_G(\mathbf{x}_p^S) = \underset{\mathbf{x}_{ND}^{Sk} \in X_{ND}^S}{Opt} \mathbf{f}(\mathbf{x}_{ND}^{Sk}), \quad i \in I = \overline{1, I} = \{1, 2, \dots, i, \dots, I\}, \quad (3e)$$

$$X_{ND}^S \subset X_{Si} \subset X_S \subset X, \quad (3f)$$

gdzie $\mathbf{f}_G(\mathbf{x}_{ND}^{Sk})$ jest dodatkową funkcją (np. globalną [4]) wskazującą satysfakcjonującą ocenę preferowaną ze zbioru Y_{ND}^S i odpowiadające jej rozwiązanie preferowane ze zbioru X_{ND}^S .

3 Obiekt optymalizacji

Analizowany jest dom jednorodzinny, parterowy z poddaszem nieużytkowym, częściowo podpiwniczony, eksploatowany około 70 lat. Instalacja c.o. z 1975 roku z rozdziałem górnym i cyrkulacją grawitacyjną, grzejnikami żeliwnymi i piecem stalowym na węgiel. Powierzchnia zabudowy domu 151 m^2 , powierzchnia użytkowa 123 m^2 , kubatura 718 m^3 . Roczne zapotrzebowanie budynku na energię cieplną wynosi $E = 528 \text{ kWh/m}^2$, czyli według [3] pięciokrotnie przekracza zapotrzebowanie dla budynku energooszczędnego ($E = 100 \text{ kWh/m}^2$).

W celu lepszej orientacji, co w budynku wymaga poprawy z punktu widzenia oszczędności energii wykonano audyt energetyczny [2]. Jego wyniki dla najgorszych elementów przedstawiono w tabelicy 1. Porównaniu podlega tu budynek istniejący

z normatywnym i energooszczędnym [3]. Największe przekroczenia punktowej oceny energetycznej [2] występują w ścianach zewnętrznych, stropach, stolarkę okiennej i drzwiowej, centralnym ogrzewaniu i przygotowaniu ciepłej wody użytkowej.

Tablica 1. Ocena energetyczna budynku
Table 1. Thermal evaluation of a living house

Lp.	Elementy budynku	Punkty oceny energetycznej budynku mieszkalnego			Procentowy stosunek punktów oceny energetycznej budynku badanego do budynku:	
		badanego	Normatywnego	energooszczędnego	normatywnego	energooszczędnego
1.	Ściany zewnętrzne	160,90	37,00	27,00	434,86	595,93
2.	Strop nad piwnicą, podłoga na gruncie	18,05	9,0	8,0	200,55	225,63
3.	Strop nad parterem	67,00	17,00	14,00	394,11	479,57
4.	Stolarka otworowa	36,72	18,00	14,00	204,00	262,29
5.	Centralne ogrzewanie i ciepła woda użytkowa	192	112	67	171,42	286,57
6.	Ogółem budynek	683,98	210,00	136,00	325,70	502,93

4 Sformułowanie zadania polioptymalizacji

Ograniczenie energochłonności budynku można uzyskać na wiele różnych sposobów. Wektor zmiennych decyzyjnych przyjęto następująco:

$$\mathbf{x} = [x_1, x_2, x_3, x_4, x_5, x_6, x_7, x_8]^T, \quad (4)$$

gdzie:

- x_1 — rodzaj termorenowacji ścian,
- x_2 — rodzaj termorenowacji stropu nad parterem,
- x_3 — rodzaj paliwa zasilającego źródło ciepła,
- x_4 — rodzaj stolarki okiennej,
- x_5 — rodzaj stolarki drzwiowej,
- x_6 — rodzaj materiału instalacyjnego c.o. i c.w.u.,
- x_7 — rodzaj grzejników c.o.,
- x_8 — rodzaj kotła c.o.

Przy założeniu, że każda z powyższych zmiennych przyjmuje tylko trzy wartości otrzymuje się $3^8 = 6561$ różnych projektów termorenowacji budynku. Natomiast realna liczba wariantów wynosi około 66000. Przyjęte zmienne są typowo dyskretne, dlatego najskuteczniejsza w znalezieniu rozwiązania byłaby metoda pełnego przeglądu lub metoda Monte Carlo [4]. Obie są bardzo pracochłonne i ich zastosowanie mogłoby znacząco podnieść koszty inwestycji. W związku z powyższym zadanie ograniczono w ten sposób, że przyjęto jedynie cztery najistotniejsze, z uwagi na wrażliwość funkcji celu zmienne decyzyjne $x_1, x_2, x_3, x_4 = x_5$, a pozostałym nadano wartości wynikające z prostej analizy techniczno-ekonomicznej rozwiązań i możliwości inwestora.

W analizie przyjęto następujące parametry techniczne obiektu:

- stolarkę bez zmian lub drewnianą o współczynniku przenikania ciepła $k = 1,1 \text{ W/m}^2\text{K}$ dla okien i $k = 0,55 \text{ W/m}^2\text{K}$ dla drzwi z wytwórni wołomińskiej;
- rury z tworzywa sztucznego cpvc Genova System;
- grzejniki konwektorowe firmy Convector;
- dwufunkcyjny kocioł c.o. i c.w.u. na gaz płynny lub olej opałowy oraz jednofunkcyjny kocioł na prąd (lokalizacja budynku wyklucza użycie gazu ziemnego).

Dyskretny obszar rozwiązań dopuszczalnych X wyznaczono przyjmując następujące rozwiązania dla zmiennych decyzyjnych:

$$\mathbf{x} \in X = \{x_1 = \{\text{styropian 10 cm, styropian 12 cm, wełna 10 cm, wełna 12 cm, wełna 14 cm}\}, x_2 = \{\text{wełna 15 cm, wełna 30 cm}\}, x_3 = \{\text{prąd elektryczny, gaz płynny, olej opałowy}\}, x_4 = x_5 = \{\text{bez zmian, stolarka drewniana}\}\}. \quad (5)$$

Przyjęto trzy funkcje celu oceniające rozwiązanie zastosowane w termorenowacji

$$\mathbf{f}(\mathbf{x}) = [f_1(\mathbf{x}), f_2(\mathbf{x}), f_3(\mathbf{x})]^T, \quad (6)$$

gdzie:

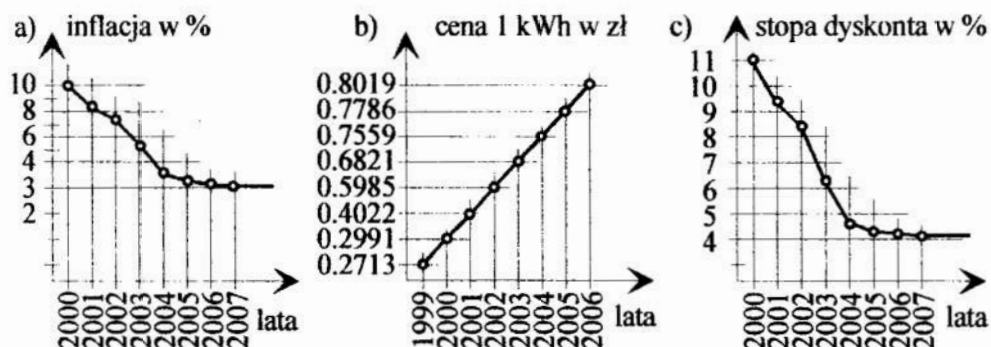
$f_1(\mathbf{x})$ – całkowity koszt termorenowacji budynku w zł;

$f_2(\mathbf{x})$ – koszt eksploatacji budynku w zł narastająco w okresie do 40 lat po termorenowacji z uwzględnieniem niezbędnych kosztów remontu i konserwacji nowo wybudowanych elementów (np. konserwacja kotła, malowanie stolarki i ścian);

$f_3(\mathbf{x})$ – czas zwrotu inwestycji w latach.

Poszukuje się rozwiązania minimalizującego przyjęte funkcje celu.

W kosztach inwestycji $f_1(\mathbf{x})$ uwzględniono następujące koszty: instalacji c.o., instalacji źródła ciepła, wymiany stolarki, docieplenia ścian zewnętrznych oraz docieplenia stropu nad parterem. We wszystkich kosztorysach przyjęto następujące stawki kalkulacyjne [7]: stawka roboczogodziny $R = 5,50 \text{ zł}$, koszty ogólne $K_0 = 78\%$ ($R+S$), koszty zakupu $K_z = 19\%$, zysk $Z = 20\%$ ($R+S+K_0$).



Rys. 3. Przyjęta prognoza inflacji (a), cen energii (b) i stopy dyskontowej (c)

Fig. 3. The accepted inflation prognose (a), energy costs (b) and rate of discount

W analizie przyjęto poziom cen z 1999 roku. W kosztach eksploatacji uwzględniona jest prognoza inflacji [1] (rys. 3a) oraz wzrost cen nośników energii w Polsce (rys. 3b). Wszystkie koszty zdyskontowano do wartości bieżącej (rys. 3c) [7].

5 Analiza problemu termorenowacji budynku metodą satysfakcji

Zadanie polioptymalizacji termorenowacji budynku rozwiązano metodą satysfakcji. Zadowalające wartości funkcji celu przyjęto na poziomie:

- koszt inwestycji $f_{s1} = 45\,000 \text{ zł}$,
- koszt eksploatacji w okresie 40 lat $f_{s2} = 1\,500\,000 \text{ zł}$,
- czas zwrotu inwestycji $f_{s3} = 5 \text{ lat}$.

Przeanalizowano 54 kombinacje zmiennych decyzyjnych zestawione w tab. 2. Punktem odniesienia jest istniejące rozwiązanie oznaczone w tablicy 2 jako BZ (bez zmian).

Tablica 2. Analizowane kombinacje zmiennych decyzyjnych
 Table 2. The combinations of decision variables under consideration

Roz- wiąza- nie	x_1 – ściany						x_2 – strop			x_3 – paliwo			x_4 – stolarka	
	BZ	S 10	S 12	W 10	W 12	W 14	BZ	W 15	W 30	en. el.	gaz pły nny	o- lej op.	nowa	BZ
BZ	+						+			+	+	+		+
1		+					+			+	+	+	+	
2			+				+			+	+	+	+	
3		+						+		+	+	+	+	
4		+							+	+	+	+	+	
5			+					+		+	+	+	+	
6			+						+	+	+	+	+	
7				+			+			+	+	+	+	
8					+		+			+	+	+	+	
9						+	+			+	+	+	+	
10				+				+		+	+	+	+	
11					+			+		+	+	+	+	
12						+		+		+	+	+	+	
13				+		+			+	+	+	+	+	
14					+				+	+	+	+	+	
15						+			+	+	+	+	+	
16	+						+			+	+	+	+	
17= x_p^S	+							+		+	+	+	+	
18	+								+	+	+	+	+	

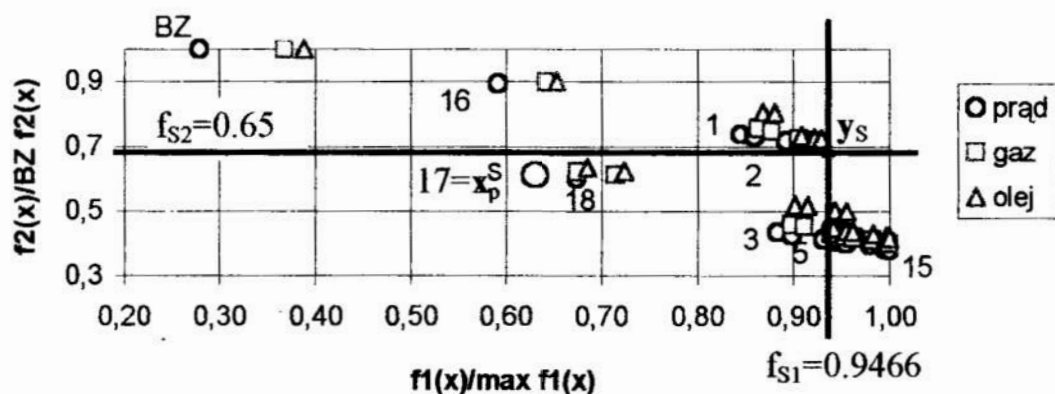
Oznaczenia: BZ – bez zmian; S10 – styropian 10 cm, W 15 – wełna 15 cm, W30 – wełna 30 cm

Otrzymany zbiór ocen rozwiązań (rys. 4) ograniczył zbiór satysfakcjonujących ocen niezdominowanych do sześciu. Rozwiązania nr 3, 4, 5, 10 przy zasilaniu źródła ciepła energią elektryczną wymagają docieplenia ścian zewnętrznych styropianem (grubości 10 lub 12 cm) lub wełną mineralną (grubości 10 cm) oraz docieplenia stropu wełną mineralną (grubości 15 lub 30 cm), natomiast rozwiązania nr 17 i 18 przy zasilaniu źródła ciepła gazem pozwala na pozostawienie ścian zewnętrznych bez zmian i docieplenie tylko stropu. Biorąc pod uwagę mniejsze nakłady inwestycyjne (36 650 zł) od zakładanych ($f_{S1} = 45\ 000$ zł) o około 20% (tab.3), mniejsze koszty eksploatacji w ciągu 40 lat (1 424 468 zł), czas zwrotu inwestycji w pięć lat i zakres modernizacji, jako rozwiązanie preferowane x_p^S przyjmuje się rozwiązanie nr 17 (rysunek 4 i tablica 2) o następujących właściwościach:

- ściany bez docieplenia ($x_1 = BZ$),
- docieplenie stropu wełną mineralną grubości 15 cm ($x_2 =$ wełna 15 cm),
- zmiana paliwa w źródle ciepła ($x_3 =$ gaz płynny),
- wymiana stolarki otworowej na nową ($x_4 = x_5 =$ nowa stolarka drewniana)

$$x_p^S = 17 = \{x_1 = BZ, x_2 = \text{wełna 15 cm}, x_3 = \text{gaz płynny}, x_4 = x_5 = \text{stolarka drewniana}\} \quad (7)$$

Istotny dla preferowanego rozwiązania jest pięcioletni okres zwrotu nakładów, który inwestorowi pozwala na ubieganie się o kredyt bankowy.



Rys. 4. Zbiór ocen rozwiązań
Fig. 4. Set of solutions evaluation

6 Wnioski

Przy złożonych procesach modernizacji obiektów budowlanych niezbędne jest stosowanie wielokryterialnej optymalizacji. Zastosowanie polioptymalizacji do określenia zakresu i technologii termorenowacji po raz kolejny wykazało [6], że docieplanie ścian zewnętrznych nie zawsze jest konieczne, a często z punktu widzenia nakładów mało ekonomiczne.

Tablica 3. Oceny analizowanych rozwiązań
Table 3. The evaluation of solutions under analyse

Nr	Koszt inwestycji ceny z 1999 r. [zł]			Zdykontowane koszty eks- ploatacji [zł]			Zwrot nakładów [lata]		
	prąd	gaz	olej	prąd	gaz	olej	prąd	gaz	olej
BZ	13286	20011	21809	3400474	2296784	839176	-	-	-
1	40187	46913	48710	2505965	1731420	676422	5	8	22
2	40896	47621	49419	2484562	1716111	672984	5	8	22
3	42033	48758	50555	1468998	1052688	435882	3	5	10
4	44336	51061	52859	1399867	1007439	419846	4	5	10
5	42741	49466	51264	1447595	1037378	432444	3	5	10
6	45046	51771	53568	1378464	992129	416408	4	5	10
7	42436	49161	50959	2433158	1663641	614792	6	8	21
8	43179	49904	51702	2411327	1649352	609728	6	7	21
9	43562	50287	52085	2394694	1638465	605870	6	8	21
10	44281	51006	52804	1396191	984908	374252	4	5	11
11	45024	51749	53547	1373840	970279	368984	4	5	11
12	45407	52171	53930	1357727	959732	365330	4	5	11
13	46586	53311	55108	1327059	939659	358216	4	5	11
14	47329	54054	55851	1305228	925370	353152	4	5	11
15	47538	54263	56061	1288595	914483	349216	4	5	11
16	28161	34886	36683	3032987	2056251	753932	8	14	43
17 = y_p^S	29925	36650	38448	2067750	1424468	530031	4	5	12
18	32078	38803	40600	2032405	1401334	521832	4	5	12

Otrzymany zbiór ocen satysfakcjonujących pozwala na osiągnięcie celu przy mniejszych nakładach niż zakładano. Ponadto rozwiązanie preferowane pozwoli na mniej kłopotliwe wykonanie modernizacji.

Na uwagę zasługuje również porównanie kombinacji zmiennych decyzyjnych nr 16 i 17 (tab. 2). Wymiana stolarki otworowej, zmiana paliwa i modernizacja źródła ciepła bez docieplenia stropu nad piwnicą, przy przegrodach zewnętrznych jak w rozwiązaniu preferowanym powoduje wielokrotny wzrost okresu zwrotu nakładów (tab. 3), i wskazuje tym samym, jak istotnym elementem jest właściwa izolacja przegród poziomych.

Literatura

1. Bogusławska W., Paczkowski W. M.: *Wielokryterialny model inflacji w Polsce w okresie transformacji gospodarki*. (w:) Tarnowski W., Kiczowski T. (red.): Materiały XIV Ogólnopolskiej Konf. *Poliptymalizacja i Komputerowe Wspomaganie Projektowania Kołobrzeg '96*, WSiNz. w Koszalinie, Zeszyty Naukowe Wydziału Mechanicznego, 1996, Nr 20, s.33–44.
2. Jankowska J. (red.): *Audytor energetyczny Muratora część II*. Murator Nr 5/96, s. 100–128.
3. Markiewicz–Linden K.: *Budownictwo niemieckie u progu XXI wieku*. Murator Nr 11/95, s. 55–78.
4. Paczkowski W.M.: *Wybrane problemy dyskretnej polioptymalizacji ewolucyjnej*. Prace Naukowe Politechniki Szczecińskiej Nr 544, Instytut Inżynierii Lądowej Nr 33, Szczecin 1999.
5. Paczkowski W. M., Gawkowska L.: *Kompromisowy dobór liczby kryteriów optymalizacji w budownictwie*. XLIII Konf. Nauk. KILiW PAN i KN PZITB *Aktualne Problemy Naukowo–Badawcze Budownictwa*, Poznań–Krynica 1997, t. 7, s. 63–70.
6. Paczkowski W.M., Kęcka–Piotrowska K.: *Zastosowanie polioptymalizacji do analizy docieplenia ścian budynku*. Przegląd Budowlany Nr 2/98, s. 4–7.
7. Waśniewki T., Mikiewicz Z.: *Analiza finansowa w gospodarce rynkowej*. Uniwersytet Szczeciński, Szczecin 1992.
8. Wit R.: *Metody programowania nieliniowego*. WNT, Warszawa 1986.

Streszczenie

Sformułowano słabe i mocne zadanie satysfakcji. Przedstawiono problem z zakresu termorenowacji budynku wzniesionego w latach 30-tych. Dokonano wyboru technologii docieplenia i stosując mocną metodę satysfakcji do zadania polioptymalizacji wielokryterialnej określono grubość materiału na docieplenie ścian i stropu nad piwnicą oraz rodzaj paliwa dla źródła ciepła.

THE CHOICE OF A DESIGN FOR THERMAL RENOVATION OF A LIVING HOUSE BY SATISFACTION METHOD

Summary

The hard and the soft problems of satisfaction have been formulated, The problem of multicriteria satisfaction have been analysed on a base of thermal renovation of a living house erected in 30-ies. By using a hard satisfaction method in a polyoptimization problem, the insulation technology, thickness of insulation layers for walls and ceilings and type of fuel for heating have been taken under consideration.

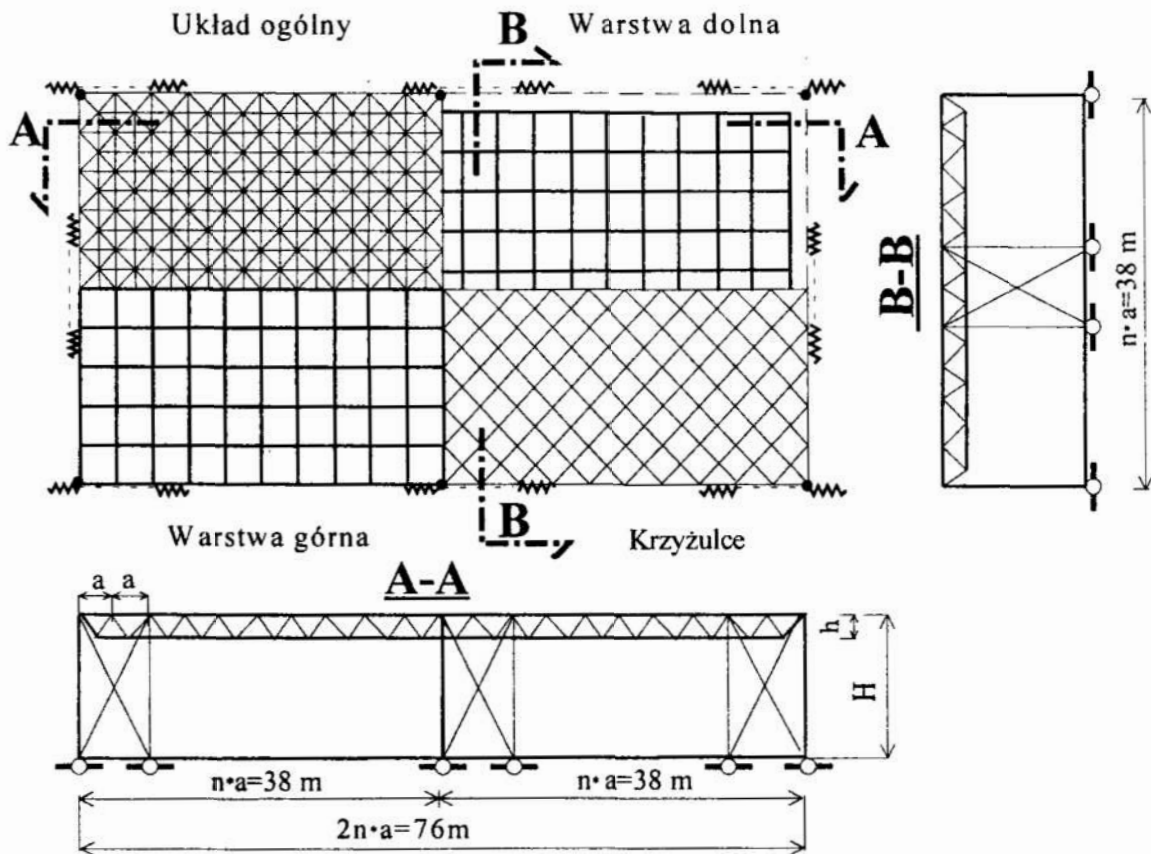
Referat recenzowany

ANALIZA POLIOPTYMALIZACYJNA KRATOWNICY PRZESTRZENNEJ

1 Wprowadzenie

Struktury przestrzenne mają zastosowanie jako przekrycia obiektów o dużych rozpiętościach, np. hal sportowych, widowiskowych, targowych, wystawowych, hangarowych, dworcowych i innych. Zaletą tych przekryć jest nie tylko możliwość stosowania znacznych rozpiętości ale także możliwość prefabrykacji, łatwy montaż i ewentualnie demontaż.

W pracy przedstawiona jest próba optymalizacji kratownicy przestrzennej, stanowiącej przekrycie hali widowiskowo-sportowej, o wymiarach 38×76 m. Schemat omawianej konstrukcji przedstawiono na rysunku 1.

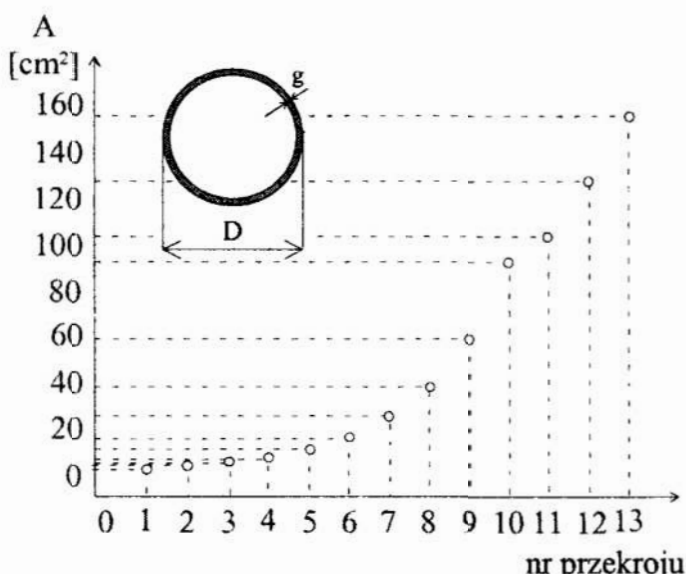


Rys. 1. Układ prętów kratownicy przestrzennej i jej podparcia
Fig. 1. Scheme of spatial truss and its support

* Politechnika Szczecińska, Inst. Inż. Lądowej, Zakład Teorii Konstrukcji, al. Piastów 50, 70-311 Szczecin.
E-mail: optim@niagara.tuniv.szczecin.pl

2 Obiekt optymalizacji

Obiekt optymalizacji stanowi kratownica przestrzenna o ortogonalnym układzie prętów w warstwach. Konstrukcja oparta jest przegubowo w węzłach warstwy górnej, na sześciu słupach (rozmieszczonych symetrycznie na dłuższych krawędziach przekrycia). Odległość między słupami wynosi 38 m. Przyjęto, że pręty kratownic wykonane będą z rur ze stali R35 o wytrzymałości obliczeniowej $f_d=210$ MPa. Typoszereg, składający się z trzynastu przekrojów, został uporządkowany wg rosnącego pola powierzchni, przy jednoczesnym zachowaniu wzrastającej wartości siły krytycznej, na podstawie analiz zawartych w pracach [1, 2]. Katalog przekrojów prętów przedstawiono na rysunku 2.



Nr	D	g	A
	mm	mm	cm ²
1	31.8	2.9	2.63
2	44.5	2.9	3.79
3	57.0	2.9	4.93
4	70.0	3.2	6.72
5	101.6	3.6	11.1
6	133.0	4.0	16.2
7	159.0	5.0	24.2
8	193.7	6.3	37.1
9	244.5	8.0	59.4
10	244.5	11.0	80.7
11	273.0	12.5	102
12	273.0	16.0	129
13	323.9	16.0	155

Rys.2. Typoszereg przekrojów kratownicy

Fig.2. The catalogue of cross-sections of truss elements

Na kratownicę działają następujące obciążenia:

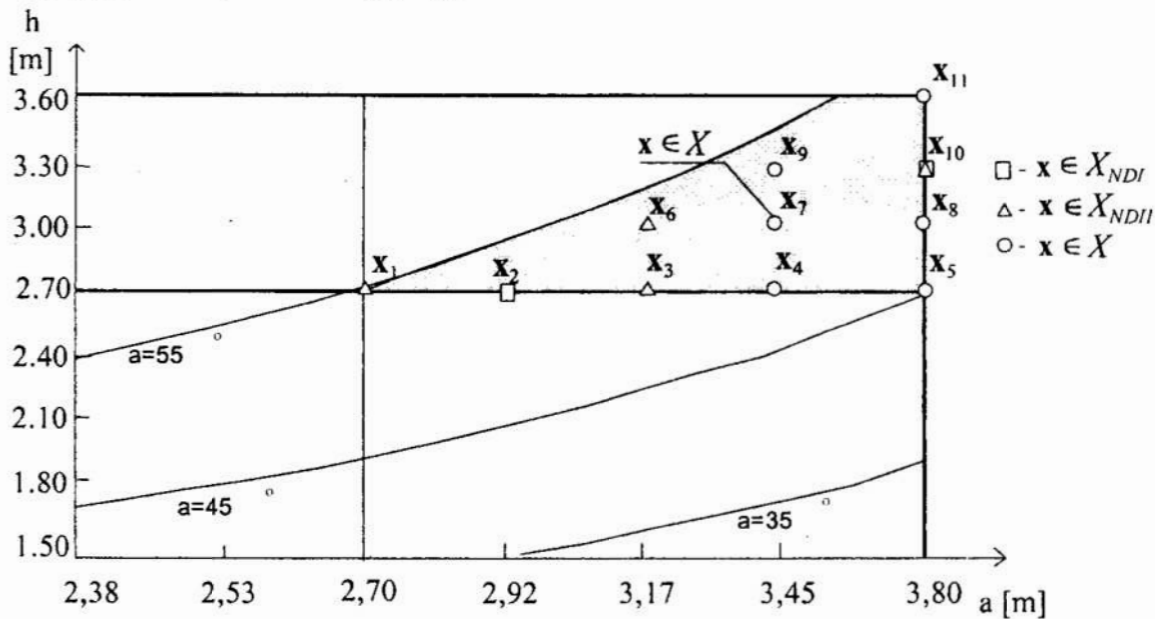
- ciężar własny przekrycia (0.19 do 0.22 kN/m²),
- ciężar pokrycia dachowego, zależny od odległości między węzłami kraty (od 0.35 do 0.41 kN/m²),
- obciążenie technologiczne (0.5 kN/m²),
- obciążenie śniegiem—druga strefa obciążenia śniegiem (0.56 kN/m²),
- obciążenie wiatrem (druga strefa wiatrowa— $p_k=0.35$ kN/m²).

W obliczeniach uwzględniono oddziaływanie wiatru na ściany i dach hali. Pokrycie dachowe stanowi blacha trapezowa ocieplona wełną mineralną i zabezpieczona potrójną warstwą papy. Blachę trapezową przyjęto zgodnie z katalogiem Huty Florian [4]. katalogiem Huty Florian [4].

3 Sformułowanie zadania polioptymalizacji

Przedstawione zadanie rozwiązano ze względu na minimalizację dwóch funkcji celu: masy słupów podporowych $f_1(\mathbf{x})$ oraz masy kratownicy $f_2(\mathbf{x})$. Wektor funkcji celu ma postać $\mathbf{f}(\mathbf{x}) = [f_1(\mathbf{x}), f_2(\mathbf{x})]^T$.

Jako zmienne decyzyjne przyjęto odległość między węzłami $x_1=a$, odległość między warstwami kraty $x_2=h$ oraz grubość ścianek słupów hali $x_3=g$. Wektor zmiennych decyzyjnych ma postać $x = [a, h, g]^T$.



Rys. 3. Obszar rozwiązań dopuszczalnych
Fig. 3. Feasible domain of solutions

Parametrami zadania są: wysokość słupów, kombinacje obciążeń obliczeniowych, rozstaw słupów, gatunek stali, typ przekroju prętów oraz katalog przekrojów prętów kratownicy.

Obszar rozwiązań dopuszczalnych zadania stanowi dyskretny zbiór punktów, opisany zmiennymi a , h i g (rys.3.).

Obszar rozwiązań dopuszczalnych X określono, stosując następujące ograniczenia:

- minimalny kąt nachylenia krzyżulców do płaszczyzny warstw 35° ,
- maksymalny kąt nachylenia krzyżulców do płaszczyzny warstw 55° ,
- minimalna wysokość $h = 2.7$ m (ze względu na sztywność przekrycia),
- maksymalna wysokość $h = 3.6$ (względny estetyczne),
- minimalna odległość międzywęzłowa $a = 2.7$ m,
- maksymalna odległość międzywęzłowa $a = 3.8$ m,
- dyskretna zmienność wysokości z krokiem 0.3 m,
- dwa warianty grubości ścianek słupów hali,
- normowe ograniczenia zachowawcze konstrukcji stalowych:

$$N_i^t \leq A_i \cdot f_d, \quad (1a)$$

$$N_i^c \leq \varphi_i \cdot A_i \cdot f_d, \quad (1b)$$

$$\lambda_i^c = \frac{\mu \cdot I_i}{i_i} \leq 250, \quad i = 1, \dots, l, \quad (1c)$$

$$K_V \cdot \delta_{VS} = P_{VS}, \quad (1d)$$

$$\delta_z \leq \frac{1.02L}{250} = 15.5 \text{ cm} \quad (1e)$$

gdzie: N_i^t, N_i^c – siła rozciągająca (t) i ściskająca (c) w i-tym pręcie,
 φ_i – parametr niestateczności,
 λ_i^c, i_i – smukłość oraz promień bezwładności i-tego pręta,
 K_v – macierz sztywności ustroju w v-tej iteracji projektowania,
 P_{vS} – wektor obciążenia w v-tej iteracji od s-tej kombinacji obciążeń,
 δ_z – maksymalne pionowe przemieszczenie węzła kratownicy,
 ➤ ograniczenia obliczeniowe:

$$z_{\%} \in < 98, 100 \% > \quad (2a)$$

$$z_m \in < 0.0, 0.01 \% > \quad (2b)$$

gdzie:

$z_{\%}$ – procent prętów nie zmieniających przekroju w dwóch kolejnych iteracjach,

z_m – dopuszczalny procent zmiany masy kratownicy w dwóch kolejnych iteracjach.

4 Analiza polioptymalizacyjna

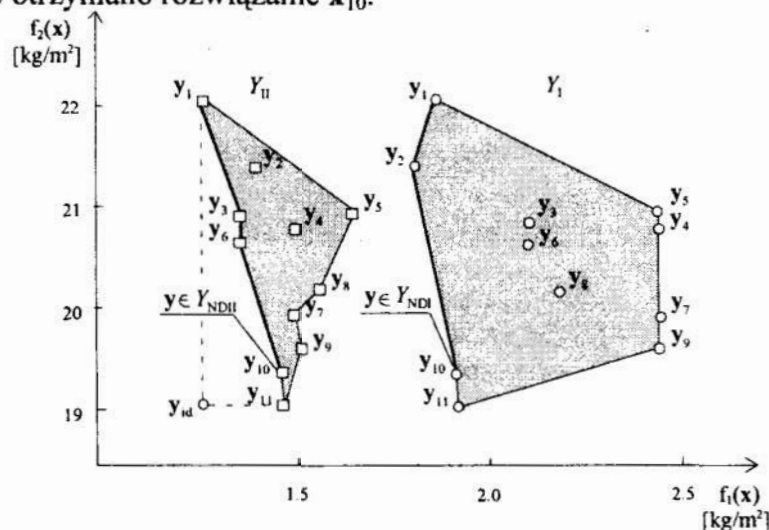
Obliczenia przeprowadzono posługując się systemem Optytrus. Całą strukturę analizowano przy 10 schematach i 9 kombinacjach obciążeń obliczeniowych. Program TRUSS iteracyjnie dobierał przekrój każdego pręta kratownicy na najniekorzystniejszą dla niego kombinację obciążeń obliczeniowych. Liczbę iteracji projektowania ograniczono w tym przypadku do $V \leq 8$.

Dobór słupów przeprowadzono w dwóch wariantach; w I wariantcie przyjęto ten sam przekrój dla wszystkich słupów, natomiast w II średnica jest jednakowa a różna grubość płaszczka dla słupów środkowych i skrajnych (tab. 1).

Zbiory ocen niezdominowanych Y_{NDI} i Y_{NDII} wariantów I i II przedstawiono na rysunku 4.

Zbiór Y_{NDII} (4 elementy) jest nieco liczniejszy od zbioru Y_{NDI} (2 elementy). Minimum masy słupów uzyskano dla rozwiązania x_2 w wariantcie I, natomiast dla rozwiązania x_1 w wariantcie II. Minimum masy kraty otrzymano dla rozwiązania x_{11} w obu przypadkach.

Masa słupów w wariantcie I jest wyższa o 26 % od masy słupów w wariantcie II, dlatego przy wyborze rozwiązania preferowanego wzięto pod uwagę wariant II. Obliczono odległości od oceny idealnej y_{id} do każdej z ocen niezdominowanych. Jako preferowane otrzymano rozwiązanie x_{10} .



Rys. 4. Obszar ocen rozwiązań dopuszczalnych

Fig. 4. The domain of evaluation of feasible solutions

Tab. 1. Przekroje słupów podporowych
 Tab. 1. Cross sections of supporting columns

Rozwiązanie	I		II			
	D [mm]	g [mm]	słupy skrajne		słupy środkowe	
			D [mm]	g [mm]	D [mm]	g [mm]
x ₁	273	16.0	273.0	8.0	273	16.0
x ₂	323.9	12.5	323.9	8.0	323.9	12.5
x ₃	273.0	17.5	273.0	8.0	273.0	17.5
x ₄	273.0	20.0	273.0	8.0	273.0	20.0
x ₅	323.9	16.0	323.9	8.0	323.9	16.0
x ₆	273.0	17.5	273.0	8.0	273.0	17.5
x ₇	273.0	20.0	273.0	8.0	273.0	20.0
x ₈	323.9	14.2	323.9	8.0	323.9	14.2
x ₉	273.0	20.0	273.0	8.0	273.0	20.0
x ₁₀	323.9	12.5	323.9	8.0	323.9	12.5
x ₁₁	323.9	12.5	323.9	8.0	323.9	12.5

5 Uwagi końcowe

Analizie poddano łącznie 11 konstrukcji. Uzyskane wyniki pozwoliły na sformułowanie następujących wniosków:

- dla rozważanej rozpiętości i podparcia kratownicy (38*76 m), ze względu na graniczne ugięcie[5], należy przyjmować min. wysokość kraty równą 2.7 m;
- przyjęty typoszereg przekrojów wg formuły [2] $A_{k+1} = A_k \cdot \left(\frac{A_{\max}}{A_{\min}} \right)^{\frac{1}{t-1}}$, gdzie
 - t jest liczebnością katalogu przekrojów, zapewnia równomierne wykorzystanie naprężeń;
- masa kratownicy osiąga minimalną wartość dla rozwiązania x₁₁, tj. dla najmniejszej liczby podziałów n=10 (a=3.8 m) i największej wysokości (h=3.6 m);
- masa słupów podporowych osiąga minimum w wariantcie pierwszym dla rozwiązania x₂ (n=26, a=2.92, h=2.7), natomiast w wariantcie drugim dla rozwiązania x₁ (n=28, a=2.7, h=2.7).

Literatura

1. Paczkowski W. M. *Wybrane Problemy Dyskretnej Optymalizacji Ewolucyjnej*, PNPS Szczecin 1999.
2. Badower A., Paczkowski W.M., Jendo S. *Polyoptimal catalogue of rolled profiles for a given class of spatial trusses*. CAMES, vol 7, no. 1 2000, p101–116.
3. Büttner O., Stenker H. *Lekkie budowle metalowe*, Arkady, Warszawa 1975.
4. Bogucki W., Żybertowicz M. *Tablice do projektowania konstrukcji metalowych*, wyd. 5, Arkady, Warszawa 1984, wyd. 6, Akady, Warszawa 1996.

Streszczenie

Przedstawiono optymalizację kratownicy przestrzennej o wymiarach 38×76 m. Minimalizowano dwie funkcje celu: masę słupów podporowych $f_1(\mathbf{x})$ oraz masę kratownicy $f_2(\mathbf{x})$. Zmiennymi decyzyjnymi są odległość międzywęzłowa a , odległość międzywarstwowa h oraz grubość ścianek słupów g . Analizie poddano łącznie 11 konstrukcji. Uzyskano dwa dyskretne zbiory ocen rozwiązań (dla 2 wariantów). Ze względu na mało liczne zbiory niezdominowane, rozwiązanie preferowane wyłoniono w drodze dyskusji wyników.

POLYOPTIMIZATION ANALYSIS OF SPATIAL TRUSS

Summary

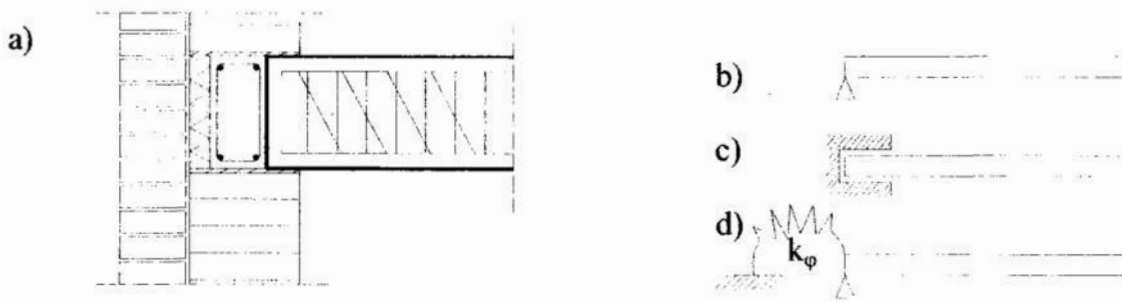
The optimization of spatial truss with dimension 38×76 m has been presented. There have been two objective functions to minimize: mass of supporting columns $f_1(\mathbf{x})$ and mass of truss $f_2(\mathbf{x})$. Decision variables are :distance between truss nodes a , distance between upper and lower layer h and thickness of column elements g . Eleven constructions have been analysed. Two discreet evaluation sets of solutions (for two variants) have been obtained. Because of small dimensions of nondominated sets, the preferred solutions have been picked up by verbal evaluations of results.

Referat recenzowany

IDENTYFIKACJA MODELU OBLICZENIOWEGO RAMY STALOWEJ

1 Wprowadzenie

Podczas analizy pracy konstrukcji istotnym elementem jest określenie jej schematu statycznego. Zwykle przyjmowane są modele uproszczone, które łatwo odnieść do ogólnie stosowanych wzorów i równań. Na ogół przyjęcie przybliżonego schematu statycznego daje wyniki zbliżone do rzeczywistości. Istnieją jednak przypadki, kiedy obliczeniowy model konstrukcji nie jest łatwy do ustalenia, a przyjęcie założeń upraszczających prowadzić może do dużych błędów. Jako prosty przykład obiektu o niejednoznacznym schemacie statycznym podać można żelbetową belkę opartą na ścianie – rysunek 1.



Rys. 1. Oparcie belki żelbetowej na murze i przyjmowane schematy statyczne
Fig. 1. Ferroconcrete beam bearing and assumed statical schemes

Głębokość oparcia określa się tak, aby nie nastąpiło ścięcie muru oraz naprężenia pod belką nie przekraczały naprężeń granicznych. Taki sposób podparcia nie zapewnia całkowitej swobody kąta obrotu, co generuje powstanie naprężeń rozciągających w górnych włóknach. Przyjęcie do obliczeń schematu statycznego belki wolnopodpartej (rys. 1b) mogłoby spowodować powstanie rys przy podporze, a nawet zniszczenie elementu. Z drugiej strony założenie, że podpora taka zapewnia całkowite zamocowanie (rys. 1c) prowadzi do trzykrotnie mniejszej ilości zbrojenia w przęśle w porównaniu z belką wolnopodpartą, co w konsekwencji spowodować może zarysowanie dolnych włókien w części przęsłowej. Prawidłowe określenie schematu statycznego konstrukcji (rys. 1d) jest więc bardzo istotnym elementem analizy konstrukcji.

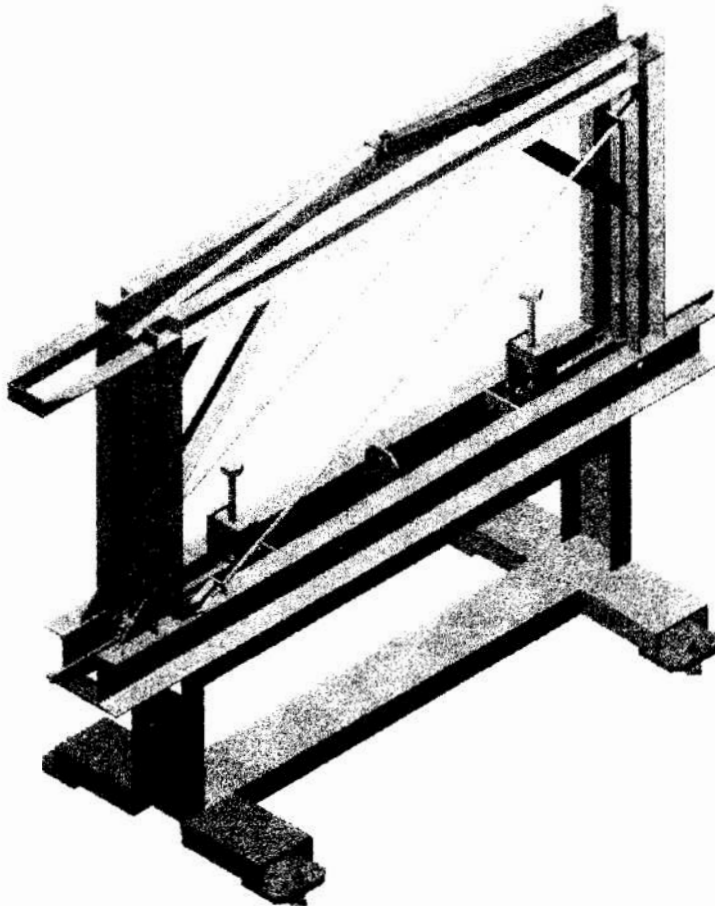
W przypadku skomplikowanych obiektów o trudnym do określenia modelu obliczeniowym warto zastosować techniki identyfikacyjne. Identyfikacja polega w tym przypadku na stworzeniu optymalnego pod względem przyjętych kryteriów modelu matematycznego badanego obiektu. Takie sformułowanie problemu pozwala na wykorzystanie dynamicznie rozwijających się w ostatnich czasach metod optymalizacji. Traktowanie identyfikacji konstrukcji jako zadania optymalizacji jest całkowicie uzasadnione. Warto jednak zwrócić uwagę na pewną specyfikę zagadnienia. Zadania optymalizacji identyfikacyjnej są zwykle jednokryterialne [1, 2]. W przypadku sformułowania zadania wielokryterialnego dopuszcza się kooperacyjność kryteriów.

*Politechnika Szczecińska, Instytut Inżynierii Lądowej, Zakład Teorii Konstrukcji
Al. Piastów 50, 70-311 Szczecin, optim@niagara.tuniv.szczecin.pl

Kryteria w zadaniach identyfikacji to na ogół minimum odchylenia kwadratowego wyników otrzymanych doświadczalnie oraz w drodze analizy teoretycznej. Za zmienne decyzyjne przyjmowane są parametry konstrukcji będące przedmiotem identyfikacji, np. podatności podpór, zasięg lokalnych usztywnień, sztywność połączeń itp. Wynikiem tak rozumianego zadania jest stworzenie modelu obliczeniowego, który jest najbardziej zbliżony do rzeczywistego. Jest on na ogół bardziej złożony i trudniejszy do analizy niż schematy przybliżone, jednak przy obecnym zaawansowaniu numerycznych metod obliczeń nie stanowi to istotnej przeszkody. Natomiast analiza konstrukcji przeprowadzona na schemacie zbliżonym do rzeczywistego może prowadzić do bardziej precyzyjnego i ekonomicznego zaprojektowania obiektu. Zidentyfikowany obiekt może stać się także przedmiotem szerszej analizy optymalizacyjnej.

2 Obiekt identyfikacji

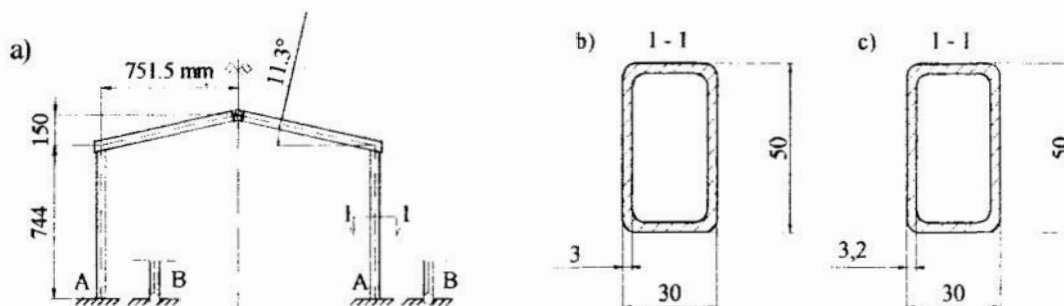
Obiektem identyfikacji jest model ramy stalowej (rys. 2). Konstrukcja składa się z symetrycznego rygla o dwustronnym spadku, połączonego w kalenicy w sposób przegubowy. Połączenia rygla ze słupami wykonane są jako węzły sztywne. Dolne węzły słupów wykonano w sposób zapewniający swobodę kąta obrotu (rys. 3, szczegół B) lub całkowite zamocowanie (rys. 3, szczegół A). Jest to możliwe dzięki sztywnemu wspornikowi przyspawanemu do poziomego walca, który stanowi obudowę łożyska przegubu. Usztywnienie wspornika za pomocą śruby M24 uniemożliwia obrót słupa i powoduje powstanie momentu zginającego. Wymiary ramy pokazano na rysunku 3a.



Rys. 2. Model ramy stalowej
Fig. 2. Model of the steel frame

Dodatkowo naroża oraz węzły podporowe wzmocnione są płytką stalową umieszczoną wewnątrz przekroju. W połowie długości rygli znajdują się gniazda, za pośrednictwem których możliwe jest precyzyjne przyłożenie siły. Ramę wykonano z prętów o przekroju prostokątnym zamkniętym o wymiarach pokazanych na rysunku 3b. Konstrukcja umieszczona jest pomiędzy dwiema symetrycznie ustawionymi ramami o znacznie większej sztywności (rys. 2). Składają się one z poziomych rygli oraz słupów wykonanych ceowników 80, które przyspawane są do poziomej belki z ceownika 140.

Aby zapewnić dodatkowe usztywnienie wykonano zastrzały ograniczające poziome przemieszczenia rygła. W tym samym celu zastosowano ściągi stężące. Na sztywnych ramach stanowiących obudowę właściwej konstrukcji umieszczone zostały statywy utrzymujące czujniki przemieszczeń. Po badaniach ram stwierdzono, że ich sztywność jest na tyle duża w porównaniu do sztywności badanego modelu, że powstające odkształcenia można uznać za nieznacznie małe i pominąć w dalszej analizie. Podczas analizy konstrukcji pominięto także tarcie występujące w przegubach.

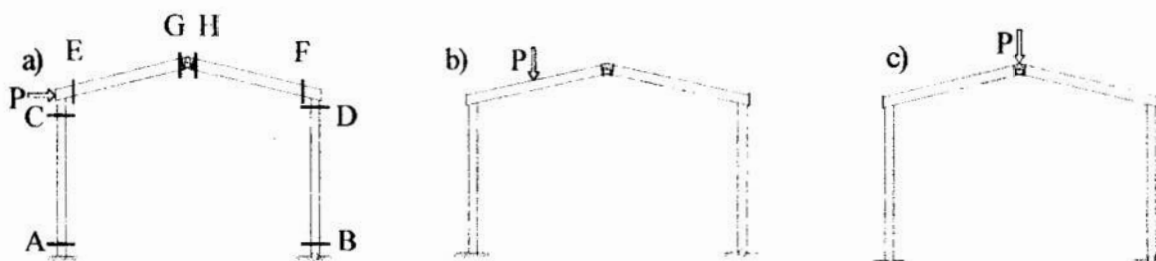


Rys. 3. Wymiary badanej ramy
Fig. 3. Dimensions of the analyzed frame

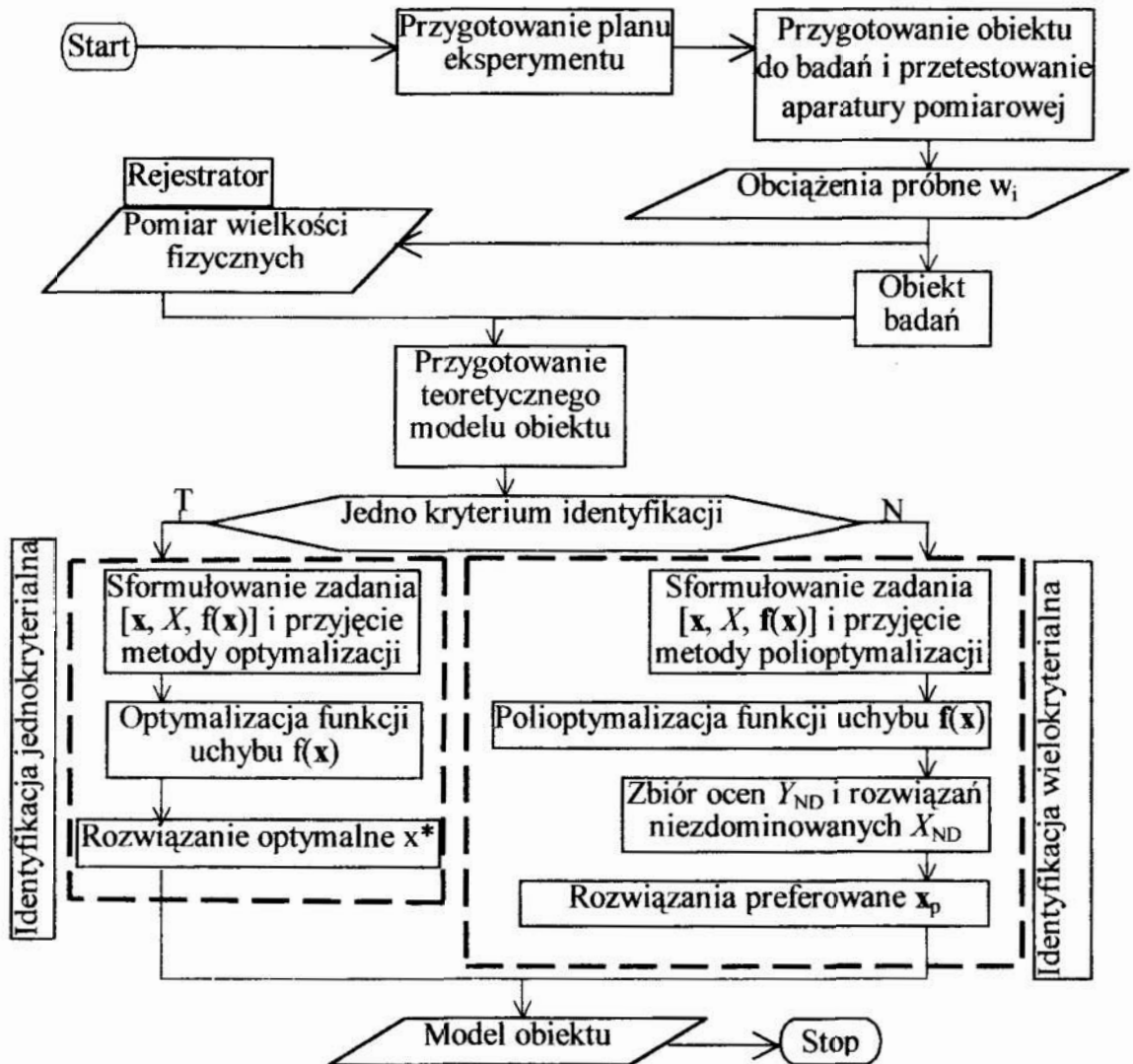
3 Badania modelowe

Proces identyfikacji składa się z kilku etapów. Pierwszym jest przeprowadzenie badań doświadczalnych, które pozwalają ocenić wrażliwość konstrukcji na oddziaływania zewnętrzne, istniejący w niej stan naprężeń, odkształceń lub przemieszczeń pod wpływem wprowadzonych, kontrolowanych sił zwanych obciążeniami próbnymi. Kolejny etap stanowi stworzenie modelu obliczeniowego, przy czym elementy konstrukcji podlegające analizie identyfikacyjnej zdefiniowane są jako zmienne decyzyjne. Następnie stosując metody optymalizacyjne określa się wartości zmiennych, które minimalizują sumę odchyżeń kwadratowych między wartościami otrzymanymi w sposób empiryczny a wynikami teoretycznej analizy obiektu. W sposób schematyczny proces identyfikacji przedstawiono na rysunku 5.

Badania modelowe przeprowadzono przy założeniu całkowitego zamocowania lewego słupa ramy (rys. 3, wariant A) i przegubowego podparcia prawego słupa (rys. 3, wariant B). Wykonano szereg prób polegających na obciążaniu konstrukcji zgodnie z przewidzianym planem badań. Siły pionowe przykładano w sposób statyczny w przegubie kalenicowym i w połowie długości rygła, natomiast siłę poziomą w węzle łączącym rygiel i słup (rys. 4). Po przyłożeniu każdego obciążenia dokonywano pomiarów przemieszczeń oraz odkształceń konstrukcji w wybranych przekrojach (rys. 4a) [3].



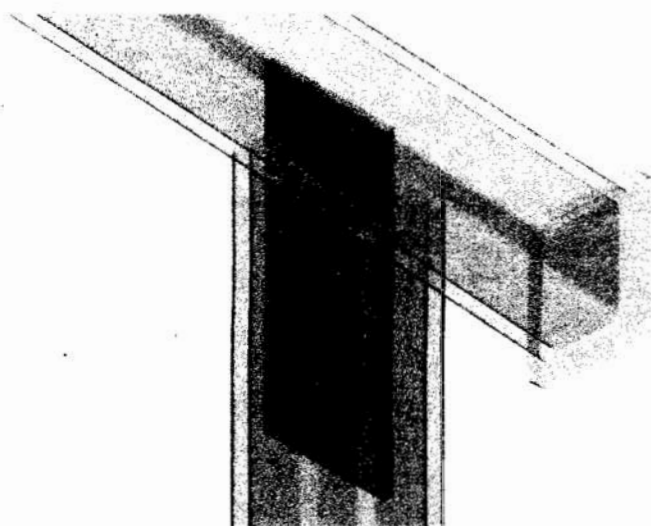
Rys. 4. Schematy obciążeń oraz przekroje poddane analizie
Fig. 4. Schemes of load and analyzed cross sections



Rys. 5. Schemat blokowy obrazujący proces identyfikacji optymalizacyjnej
 Fig. 5. Block diagram illustrating process of optimization identification

Wielkość przemieszczeń określono za pomocą czujników indukcyjnych podłączonych do aparatury Hottinger Baldwin Messtechnik MGCplus. Odkształcenia mierzono wykorzystując techniki tensometrii oporowej [3]. Zastosowano tensometry typu RL 120/15, które jako statyczne połączono z wyżej wymienionym mostkiem. Na badanych przekrojach czujniki tensometryczne połączono odpowiednio w półmostki lub mostki pełne. Położenie przekrojów poddanych analizie pokazano na rysunku 4a. Do akwizycji i obróbki pomiarów wykorzystano program Catman 3.0. Otrzymane wyniki zestawiono w tabelicy 2.

W kolejnym etapie procesu identyfikacji ustalono przybliżony schemat pracy konstrukcji. Stwierdzono znaczne różnice w wynikach otrzymanych w sposób doświadczalny i teoretyczny. Jako przyczynę istniejących rozbieżności potraktowano lokalne usztywnienie węzłów ramy. Zmiana sztywności pręta spowodowana została dodatkowym wzmocnieniem płytką stalową przyspawaną wewnątrz przekroju w dolnej oraz górnej części słupa (rys. 6). Zarówno zasięg, jak i wpływ usztywnienia były trudne do ustalenia bez przeprowadzenia szczegółowej analizy identyfikacyjnej.



Rys. 6. Naroże ramy z płytką usztywniającą
 Fig. 6. Corner of the frame with stiffening plate

4 Sformułowanie zadania identyfikacji

W celu określenia matematycznego modelu pracy konstrukcji sformułowano zadanie identyfikacji optymalizacyjnej. Przyjęto dwuwymiarowy wektor zmiennych decyzyjnych opisujący zmianę sztywności w górnej i dolnej części słupa.

$$\mathbf{x} = [x_1, x_2]^T \quad (1)$$

Jako pierwszą zmienną przyjęto stopień usztywnienia wyrażony poprzez grubość płytki usztywniającej przekrój. Drugą zmienną jest zasięg zmiany sztywności x_2 . Na zmienne nałożono ograniczenia górne i dolne oraz dyskretyzacyjne zestawione w tabelicy 1.

Tab. 1. Ograniczenia obszaru dopuszczalnego
 Tab. 1. Bounds of feasible domain

Ograniczenia kostkowe	Ograniczenia dyskretyzacyjne
$0 \leq x_1 \leq 3,0 \text{ mm}$ (2)	$x_1 = n \cdot 0,3 \text{ mm}$ (4)
$0 \leq x_2 \leq 15 \text{ cm}$ (3)	$x_2 = n \cdot 0,5 \text{ cm}, n \in C$ (5)

Ograniczeniem górnym zmiennej x_1 jest rzeczywista grubość płytki usztywniającej, co oznacza, że połączenie jej ze ściankami rury jest monolityczne, zaś ograniczeniem dolnym grubość równa 0, przez co rozumieć należy brak dodatkowego usztywnienia. Dla zmiennej x_2 ograniczeniem górnym jest wartość 15 cm, a ograniczeniem dolnym wartość równa 0. Ponadto na zmienne decyzyjne nałożono ograniczenia dyskretyzacyjne ułatwiające analizę teoretyczną konstrukcji.

Zadanie rozwiązano biorąc pod uwagę dwa kryteria optymalizacji – minimum odchylenia kwadratowego odkształceń oraz przemieszczeń. Kryteria wyrażono za pomocą dwuwymiarowego wektora funkcji celu

$$\mathbf{f}(\mathbf{x}) = [f_1(\mathbf{x}), f_2(\mathbf{x})]^T, \quad (6)$$

przy czym funkcje $f_1(\mathbf{x})$ oraz $f_2(\mathbf{x})$ zdefiniowano odpowiednio:

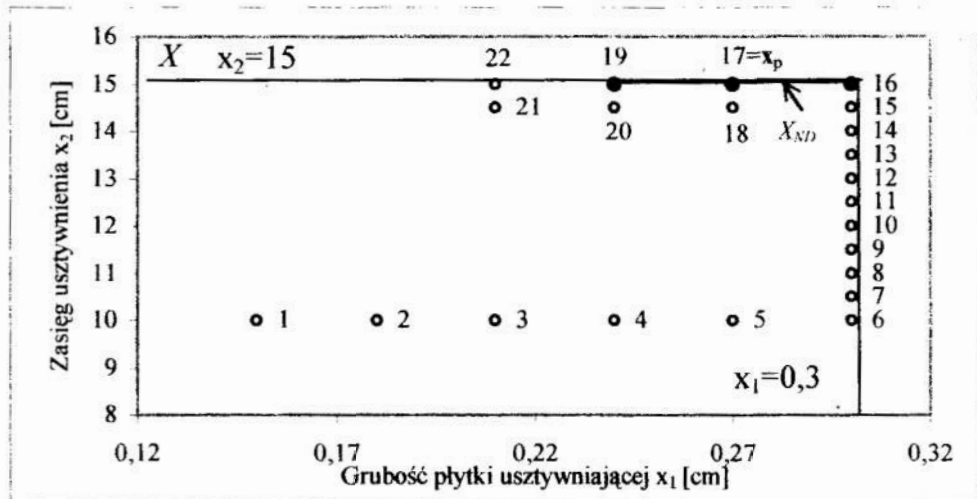
$$f_1(\mathbf{x}) = \sum_{k=1}^3 \sum_{i=1}^n \frac{[\delta_{ik}^0 - \delta_{ik}(\mathbf{x})]^2}{[0,5 \cdot (\delta_{ik}^0 + \delta_{ik}(\mathbf{x}))]^2} \quad (7)$$

$$f_2(\mathbf{x}) = \sum_{k=1}^3 \sum_{i=1}^n \frac{[\varepsilon_{ik}^0 - \varepsilon_{ik}(\mathbf{x})]^2}{[0,5 \cdot (\varepsilon_{ik}^0 + \varepsilon_{ik}(\mathbf{x}))]^2}, \quad (8)$$

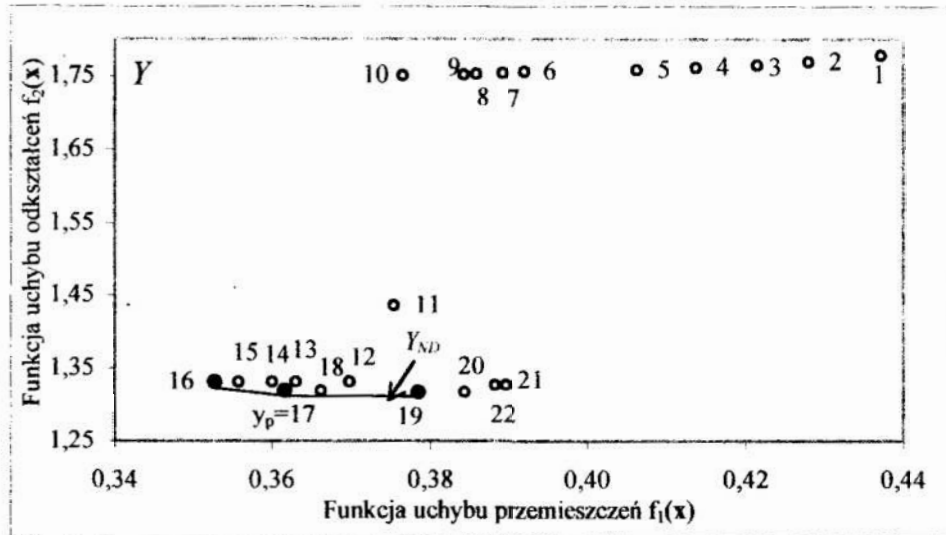
gdzie:

- δ_i^0 – przemieszczenie i -tego punktu otrzymane doświadczalnie,
- $\delta_i(\mathbf{x})$ – przemieszczenie i -tego punktu otrzymane w sposób teoretyczny,
- ε_i^0 – odkształcenie i -tego punktu otrzymane doświadczalnie,
- $\varepsilon_i(\mathbf{x})$ – odkształcenie i -tego punktu otrzymane w sposób teoretyczny,
- k – nr schematu obciążeniowego,

Analizy zadania dokonano metodą przeglądu sterowanego. Obliczenia teoretyczne wykonano w systemie MikroStrains, przy założeniu prętowego charakteru pracy konstrukcji. Jako punkt startowy przyjęto $\mathbf{x} = [0,15; 10]$ cm. Zastosowano dekompozycję parametryczną wektora zmiennych decyzyjnych \mathbf{x} . Wartość zmiennej x_2 ustalono na stałym poziomie, natomiast wartość zmiennej x_1 zmieniano szukając kierunku poprawy funkcji $f_1(\mathbf{x})$ (punkty 1 ÷ 6, rys. 7 i 8). Po uzyskaniu minimalnej wartości funkcji na badanym kierunku wartość x_2 ustalono na poziomie 0,3 cm, po czym zmieniano wartość x_1 (punkty 6 ÷ 16, rys. 7). Uzyskany tą metodą punkt nr 16 (rys. 8) stanowi minimum funkcji $f_1(\mathbf{x})$ i jednocześnie narożny punkt zbioru ocen niezdominowanych, a jego przeciwobraz – narożną wartość zbioru rozwiązań niezdominowanych. Następnie posługując się metodą orto-diagonalną [2] zbadano pierwsze sąsiedztwa kolejnych punktów leżących na kierunku poprawy funkcji $f_2(\mathbf{x})$. Podczas analizy sąsiedztwa punktu nr 16 znaleziono dwa rozwiązania niezdominowane – punkty 17 i 18 (rys. 17, 18), przy czym punkt 17 określał kierunek poprawy. Po zbadaniu ocen punktów 19 i 20 stwierdzono, że rozwiązanie 20 dominuje 18, a rozwiązanie 19 wyznacza kierunek poprawy. W podobny sposób przeanalizowano sąsiedztwo punktu 19, przy czym nie znaleziono w nim punktów poprawiających wartość funkcji $f_2(\mathbf{x})$. Oznacza to, że punkt 19 stanowi minimum tej funkcji. Otrzymano w ten sposób trójelementowy zbiór ocen i rozwiązań niezdominowanych składający się z punktów 16, 17, 19. Z otrzymanego zbioru stanowiącego rozwiązanie zadania jako ocenę preferowaną wybrano punkt nr 17 (rys. 8) stosując metodę funkcji dystansowej z normą $p=2$ [2]. Wartości przemieszczeń i odkształceń uzyskane dla modelu odpowiadającego rozwiązaniu preferowanemu zestawiono wraz z wynikami doświadczalnymi w tabelicy 2.



Rys. 7. Analizowane rozwiązania należące do obszaru dopuszczalnego
Fig. 7. Analyzed solutions pertained to feasible domain



Rys. 8. Oceny analizowanych rozwiązań
 Fig. 8. Evaluations of the analyzed solutions

Tab. 2. Zestawienie wyników otrzymanych dla rozwiązania preferowanego
 Tab. 2. Set of empirical and theoretical results for preferred solution

		Wariant obciążenia					
		siła w kalenicy		siła na ryglu		siła pozioma	
		Wart. dośw.	Wart. teor.	Wart. dośw.	Wart. teor.	Wart. dośw.	Wart. teor.
Przemieszczenia [mm]	G i H	-6,46	-7,70	-2,65	-3,14	-1,44	-1,79
	C	0,49	0,54	0,75	0,94	2,05	2,48
	D	3,11	3,59	1,83	2,18	2,64	3,21
	B	1,80	2,06	0,96	1,12	1,19	1,41
Odkształcenia [$\times 10^6$]	A(N) ¹⁾	-14	-21	-30	-36	-----	-----
	B(N)	-21	-28	-10	-13	-5	-7
	A(M) ²⁾	42	44	-70	-90	-417	-487
	B(M)	-294	-360	-134	-169	-120	-156
	C(N)	-21	-16	-32	-27	6	5
	D(N)	-21	-21	-10	-10	-5	-5
	C(M)	-697	-716	-416	-431	81	95
	D(M)	-1028	-1065	-474	-499	-420	-462
	E(M)	-743	-882	-233	-273	174	217
	F(M)	-1020	-1221	-470	-573	-418	-529
	G(N)	-22	-25	-6	-7	13	16
	H(N)	-28	-27	-13	-12	9	13

¹⁾ odkształcenia od siły normalnej ²⁾ odkształcenia od momentu zginającego

5 Wnioski końcowe

Na podstawie przeprowadzonej analizy stworzono model matematyczny badanej ramy stalowej. Rozwiązanie zadania jest zbiór ocen i rozwiązań niezdominowanych, spośród których wybrano rozwiązanie preferowane [2]. Określono grubość płytki usztywniającej jako 2,7 mm, co oznacza, że połączenie jej z wewnętrznymi ściankami przekroju ramy nie jest w pełni monolityczne. Wynika to prawdopodobnie z niekorzystnych warunków

spawania płaskownika. Wyznaczony zasięg usztywnienia jest równy 15 cm. Przy założonych zmiennych decyzyjnych oraz ograniczeniach obszaru dopuszczalnego jest to rozwiązanie najlepiej odzwierciedlające charakter pracy badanego obiektu. Uzyskane w sposób teoretyczny wartości przemieszczeń i odkształceń są najbliższe wartościom wynikającym z doświadczenia. Zbiory ocen i rozwiązań niezdominowanych są trójelementowe o niewielkim kącie kooperacji. Oznacza to zbieżność przyjętych kryteriów. Można zatem stwierdzić, że uzyskany model jest zbliżony do rzeczywistego.

Porównując wyniki zestawione w tabelicy 2 zauważyć można pewną prawidłowość. Charakterystyczną cechą badanej konstrukcji jest jej większa sztywność niż wynika to z obliczeń teoretycznych. Dotyczy to zarówno przemieszczeń, jak i odkształceń. Wynika z tego, że istnieją inne czynniki mające wpływ na pracę analizowanej konstrukcji. Stwierdzono, że istotnym elementem modelu teoretycznego jest sztywność wyrażona iloczynem EI. Do obliczeń przyjęto normową wartość E równą dla stali 205 GPa i podany w katalogu moment bezwładności I. Na podstawie badań wyznaczono rzeczywistą wartość modułu Younga oraz momentu bezwładności przekroju (rys. 3c) i stwierdzono, że dla elementów, z których została wykonana konstrukcja wartości te są wyższe, co powoduje rozbieżności wyników. Planowane jest poszerzenie analizy konstrukcji poprzez rozszerzenie wektora zmiennych decyzyjnych o rzeczywistą wartość sztywności prętów.

Literatura

1. Eykhoff P.: *Identyfikacja układów dynamicznych*. PWN, Warszawa 1980.
2. Paczkowski W.M.: *Wybrane problemy dyskretnej polioptymalizacji ewolucyjnej*. Prace Naukowe Politechniki Szczecińskiej Nr 544, Instytut Inżynierii Lądowej Nr 33, Szczecin 1999.
3. Hosdorf H.: *Statyka modelowa*. Arkady, Warszawa 1975.

Streszczenie

W opracowaniu przedstawiono proces identyfikacji polioptymalizacyjnej modelu ramy stalowej. Celem pracy jest stworzenie modelu matematycznego konstrukcji. Przeprowadzono badania dotyczące przemieszczeń i odkształceń obiektu. Następnie sformułowano zadanie polioptymalizacji, którego rozwiązanie minimalizuje przyjęte funkcje celu będące sumą odchyleń kwadratowych wartości uzyskanych w sposób teoretyczny i doświadczalny. Po rozwiązaniu zadania uzyskano model konstrukcji najbardziej zbliżony w sensie przyjętych kryteriów rzeczywistego do obiektu.

IDENTIFICATION OF STEEL FRAME ANALYTICAL MODEL

Summary

The work presents process of optimization identification of steel frame model. The aim of this work is to formulate a mathematical model of construction. There have been empirical tests made and applied to displacements and strains, after which polyoptimization problem has been formulated. The solution of this problem minimizes assumed objective functions, which are sum of square deviations of values taken from empirical tests and theoretical analysis. After solving the whole problem the construction model closest to the real object according to assumed criteria has been obtained.

Referat recenzowany

KOLOROWANIE WIERZCHOŁKÓW GRAFÓW Z WYKORZYSTANIEM RANDOMIZACJI

1 Wprowadzenie

Modele kolorowania grafów są wykorzystywane w wielu problemach optymalizacji pojawiających się przy rozwiązywaniu różnorodnych zagadnień techniki i zarządzania, np. planowaniu rozkładu zajęć, szeregowaniu zadań, projektowaniu kodów wykrywających błędy transmisji danych, przydziale częstotliwości dla telefonii komórkowej, obliczeniach równoległych, itd. (patrz [7,8]). We wszystkich tych zagadnieniach chodzi o pokolorowanie wierzchołków grafu przy użyciu jak najmniejszej liczby barw z zachowaniem warunku, że wierzchołki połączone krawędzią muszą mieć różne kolory. Optymalne kolorowanie wierzchołków grafu jest złożonym problemem kombinatorycznym (*NP-trudnym*) i w praktycznych przypadkach stosowane są różnego rodzaju algorytmy heurystyczne. W pracy przedstawiono algorytmy heurystyczne stosowane do kolorowania wierzchołków grafu. Dokonano eksperymentalnego porównania ich efektywności oraz zaproponowano sposób ich randomizacji, który prowadzi do znacznej poprawy wyników kolorowania przy stosunkowo niewielkim zwiększeniu nakładu obliczeń.

2 Sekwencyjne algorytmy kolorowania

Najprostsze schematy kolorowania polegają na zachłannym kolorowaniu wierzchołków. W sekwencyjnych algorytmach kolorowania wierzchołki są przeglądane według zadanej kolejności, specyficznej dla konkretnego wariantu algorytmu. Każdemu z przeglądanych wierzchołków przydziela się jeden z dopuszczalnych kolorów. Kolor jest dopuszczalny dla danego wierzchołka, jeżeli żaden z jego sąsiadów nie był wcześniej tym kolorem pomalowany. Poszczególne warianty algorytmów sekwencyjnych różnią się głównie kolejnością w jakiej wierzchołki są kolorowane. Najbardziej popularne warianty to:

- LF (*Largest First* [12]) – wierzchołki są przeglądane i kolorowane według nierosnących stopni wierzchołkowych.
- SL (*Smallest Last* [9]) – jako ostatni jest kolorowany wierzchołek v_n o najmniejszym stopniu w grafie pierwotnym G , jako przedostatni wybierany jest wierzchołek v_{n-1} , który ma minimalny stopień w grafie zredukowanym, powstałym po usunięciu wierzchołka v_n , itd.
- DSATUR [1] – w każdym kroku wybierany jest do kolorowania wierzchołek o największym tzw. stopniu nasycenia. Stopień nasycenia wierzchołka to liczba różnie pokolorowanych dotychczas sąsiadów.

Wybranemu do kolorowania wierzchołkowi przydziela się najczęściej „najniższy” z dopuszczalnych kolorów. Złożoność obliczeniowa algorytmów LF i SL wynosi $O(|V|+|E|)$ (patrz [7]), gdzie V oznacza zbiór wierzchołków, a E – zbiór krawędzi grafu $G(V,E)$. Algorytm DSATUR charakteryzuje się, w zależności od sposobu implementacji, złożonością $O(|V|^2)$ lub $O(|E|\log|V|)$, ale daje zwykle znacznie lepsze pokolorowania niż LF i SL.

* Instytut Automatyki i Informatyki Stosowanej Politechniki Warszawskiej, ul. Nowowiejska 15/19, 00-665 Warszawa, e-mail: K.Pienkosz@ia.pw.edu.pl.

Istnieje szereg modyfikacji algorytmów sekwencyjnych pozwalających na uzyskiwanie nieco lepszych pokolorowań kosztem dodatkowego nakładu obliczeń. Polegają one głównie na zastosowaniu bardziej wyrafinowanej reguły przydziału koloru – opartej na analizie pokolorowania sąsiadów [10] oraz zamianie kolorów [9].

3 Algorytmy zbiorów niezależnych

Istota algorytmów zbiorów niezależnych polega na sukcesywnym wyznaczaniu maksymalnych zbiorów wierzchołków niezależnych w grafie i przydzielaniu poszczególnym zbiorom niezależnym osobnych kolorów. Podzbiór wierzchołków grafu jest niezależny, jeżeli żadne dwa wierzchołki z tego podzbioru nie są połączone krawędzią. Jest on maksymalny jeżeli nie jest podzbiorem innego zbioru niezależnego.

Algorytmy kolorowania wyznaczają zbiory niezależne na podstawie pewnych heurystycznych reguł. Ogólny schemat algorytmu jest następujący:

```

begin
  W := V;    { V - zbiór wierzchołków grafu G }
  k := 0;    { k - indeks koloru }
  while (W ≠ ∅)
    U := W;
    k := k + 1;
    while (U ≠ ∅)
      wybierz wierzchołek vi ∈ U;
      przydziel wierzchołkowi vi kolor k;
      W := W - {vi};
      U := U - {vi} - { w ∈ U: w jest sąsiadem vi };
    end while
  end while
end

```

W wewnętrznej pętli while powyższego algorytmu jest konstruowany zbiór wierzchołków niezależnych. Wierzchołki te są kolorowane tą samą barwą i eliminowane z grafu aż do momentu, kiedy nie można znaleźć następnego kandydata do pokolorowania. Wówczas zmienia się barwę i tworzy się następny zbiór wierzchołków niezależnych. W zależności od stosowanej reguły wybierania wierzchołków podczas konstrukcji zbiorów niezależnych, uzyskuje się następujące warianty algorytmu:

- GIS (*Greedy Independent Set* [4]) – w każdej iteracji wybierany jest wierzchołek o minimalnym stopniu wierzchołkowym w aktualnym (zredukowanym) grafie $G|U$.
- RLF (*Recursive Largest First* [8]) – jako pierwszy wierzchołek każdego nowo tworzonego zbioru niezależnego (czyli gdy $U=W$) jest wybierany wierzchołek o maksymalnym stopniu wierzchołkowym (*reguła1*). Następnymi wierzchołkami dołączanymi do zbioru niezależnego (gdy $U \neq W$) są te, które mają najwięcej sąsiadów w zbiorze $W-U$ (*reguła2*).
- COSINE [3] – analogiczna zasada jak w algorytmie RLF z tą różnicą, że jako *reguła1* jest stosowany losowy wybór wierzchołka.
- IS – proponowany przez autora wariant algorytmu zbiorów niezależnych (patrz [11]). *Reguła1* jest taka sama jak w wariacie RLF. *Reguła2* wybiera ten wierzchołek v_i , dla którego suma $a(v_i)+b(v_i)$ jest najmniejsza, gdzie $a(v_i)$ oznacza liczbę sąsiadów wierzchołka v_i w zbiorze U , zaś $b(v_i)$ – liczbę wierzchołków w zbiorze $W-U$, które nie są sąsiadami v_i .

Złożoność obliczeniowa algorytmów zbiorów niezależnych wynosi $O(|V|^2+|V||E|)$. Sposób ich implementacji jest przedstawiony w pracy [8].

4 Porównanie zachłannych algorytmów kolorowania

Do porównania efektywności algorytmów użyto grafów losowych. Są to najczęściej stosowane w literaturze przykłady testowe (patrz [3,5,6]). Graf losowy $G_{n,d}$ jest określony poprzez dwa parametry: n – oznaczający liczbę wierzchołków oraz d – gęstość krawędzi. Proces konstrukcji grafu losowego $G_{n,d}$ polega na rozpatrywaniu wszystkich możliwych par wierzchołków x,y tego grafu (o n wierzchołkach) i dołączaniu do grafu bądź odrzucaniu krawędzi (x,y) z prawdopodobieństwem d . Chociaż dokładne liczby chromatyczne (optimalne liczby kolorów) $\chi(G_{n,d})$ takich grafów nie są znane, to istnieją ich probabilistyczne oszacowania $\chi^*(G_{n,d})$, podane w pracy [6].

W Tabelach 1 i 2 przedstawiono wyniki dwóch serii eksperymentów. W pierwszej serii rozpatrywano grafy losowe o 1000 wierzchołkach i różnej gęstości krawędzi od 0,1 do 0,9. W każdym przypadku losowano 10 grafów i porównywano na nich algorytmy sekwencyjne – LF, SL i DSATUR oraz algorytmy zbiorów niezależnych – GIS, COSINE, RLF i IS. W Tabeli 1 zamieszczono wyniki zawierające średnie liczby użytych kolorów oraz średni czas kolorowania dla każdego z przypadków. Analogiczne eksperymenty przeprowadzono w drugiej serii dla grafów losowych o ustalonej gęstości krawędzi $d=0,5$ i zmieniającej się liczbie wierzchołków od 100 do 900. Wyniki są przedstawione w Tabeli 2. Wariancja liczby kolorów w rozpatrywanych przykładach rosła wraz gęstością krawędzi, przy czym dla algorytmów zbiorów niezależnych była znacznie mniejsza niż dla algorytmów sekwencyjnych. Przykładowo, dla grafów o gęstości krawędzi $d=0,5$ wariancja dla algorytmów sekwencyjnych dochodziła do wartości 3, zaś dla algorytmów zbiorów niezależnych nie przekraczała 1.

Tabela 1. Średnia liczba kolorów uzyskiwana dla serii 10 grafów losowych z $n=1000$ wierzchołkami i gęstością krawędzi d . W nawiasach podano średnie czasy kolorowania w sekundach dla SUN SPARCstation 5

Table 1. Average number of colors for samples of 10 random graphs with $n=1000$ vertices and density d . CPU times in seconds are given in parentheses for SUN SPARCstation 5

d	0,1	0,3	0,5	0,7	0,9
$\chi^*(G)$	22	52	85	133	222
LF	29,6 (0,28)	73,2 (0,83)	122,8 (1,38)	188,6 (1,93)	312,1 (2,49)
SL	30,3 (0,5)	75,0 (1,49)	123,3 (2,46)	190,6 (3,43)	317,7 (4,39)
DSATUR	26,5 (2,49)	67,6 (4,02)	115,5 (5,57)	178,9 (13,13)	300,1 (23,34)
GIS	27,5 (1,11)	64,5 (5,55)	108,1 (14,49)	166,0 (30,68)	279,8 (65,25)
COSINE	24,6 (1,18)	63,3 (6,06)	108,5 (15,96)	169,7 (34,15)	285,0 (72,97)
RLF	24,3 (1,19)	62,4 (5,90)	107,2 (15,92)	167,2 (33,33)	277,8 (72,18)
IS	25,7 (1,18)	60,1 (5,50)	100,3 (14,77)	157,5 (31,45)	269,0 (69,26)

Tabela 2. Średnia liczba kolorów uzyskiwana dla serii 10 grafów losowych z gęstością krawędzi 0,5 i różną liczbą wierzchołków. W nawiasach podano średnie czasy kolorowania w sekundach dla SUN SPARCstation 5

Table 2. Average number of colors for samples of 10 random graphs with density of edges 0,5 and varying number of vertices. CPU times in seconds are given in parentheses for SUN SPARCstation 5

n	100	300	500	700	900
$\chi^*(G)$	16	35	50	65	79
LF	19,7 (0,02)	46,0 (0,12)	70,2 (0,33)	91,9 (0,68)	112,7 (1,11)
SL	20,0 (0,02)	47,1 (0,21)	70,3 (0,59)	93,3 (1,19)	114,0 (1,97)
DSATUR	18,5 (0,05)	42,7 (0,47)	64,8 (1,35)	85,9 (2,70)	105,5 (4,55)
GIS	19,7 (0,04)	42,8 (0,55)	62,8 (2,13)	81,3 (5,38)	98,9 (10,75)
COSINE	17,3 (0,04)	40,2 (0,58)	60,6 (2,30)	80,3 (5,84)	99,8 (11,78)
RLF	17,4 (0,04)	39,4 (0,58)	59,9 (2,29)	79,7 (5,92)	97,9 (11,93)
IS	17,0 (0,04)	38,5 (0,55)	56,9 (2,13)	74,8 (5,44)	92,1 (10,77)

Porównując otrzymane wyniki można zauważyć, że w klasie algorytmów sekwencyjnych algorytm SL jest zwykle gorszy i wolniejszy niż algorytm LF. Algorytmy zbiorów niezależnych dają znacznie lepsze pokolorowania niż algorytmy sekwencyjne (za wyjątkiem niektórych przypadków algorytmu GIS) charakteryzując się przy tym umiarkowanym czasem obliczeń. Szczególnie dobre pokolorowania daje reguła IS. Zauważmy, że np. dla grafów $G_{1000,0.5}$ zawierających 1000 wierzchołków przy gęstości krawędzi 0,5, algorytm IS używa o około 7 mniej kolorów niż RLF i 15 kolorów mniej niż DSATUR. Tylko w przypadku bardzo rzadkich grafów algorytm RLF pozostaje nieco lepszym od IS. Biorąc pod uwagę jakość uzyskiwanych pokolorowań i czas obliczeń wydaje się algorytmy zbiorów niezależnych RLF i IS stanowić najbardziej atrakcyjną opcję.

5 Randomizacja zachłannych algorytmów kolorowania

W tym rozdziale przedstawiono wyniki badań pokazujące w jakim stopniu można poprawić pokolorowania uzyskiwane przez algorytmy zachłanne poprzez wprowadzenie randomizacji. Główna idea zastosowanej randomizacji algorytmów polegała na zastąpieniu deterministycznej reguły wyboru najlepszego kandydata do kolorowania, wyborem losowym spośród listy najlepszych kandydatów i wielokrotne powtarzanie prób kolorowania (por. [2]). Parametrami randomizacji był rodzaj rozkładu losowego, długość listy kandydatów i liczba prób kolorowania. Na podstawie doświadczeń uzyskanych przy porównywaniu efektywności algorytmów zachłannych, jako najbardziej obiecujące do randomizacji wybrano algorytmy zbiorów niezależnych, w szczególności RLF i IS. Dawały one najlepsze pokolorowania przy stosunkowo umiarkowanym czasie obliczeń.

Rozpatrywano dwa modele randomizacji. Pierwszy model polegał na bezpośrednim zastosowaniu randomizacji poprzez jedynie powtarzanie prób kolorowania przy losowym wyborze kandydatów. W każdym kroku, spośród wszystkich potencjalnych wierzchołków, tworzono listę najlepszych kandydatów do kolorowania według *reguły1* lub *reguły2*, i z takiej listy losowano wierzchołek. Istotnym parametrem była długość listy kandydatów. Gdyby lista była jednoelementowa procedura sprowadzałaby się do deterministycznego algorytmu zachłannego, w którym jest zawsze wybierany najlepszy kandydat. Lista ta nie może być jednak zbyt duża (gdy stosuje się jednostajny rozkład prawdopodobieństwa losowania), bo prowadziłoby to do całkowicie losowego algorytmu, w którym wpływ *reguły1* i *reguły2* uległby wyeliminowaniu. W przyjętym rozwiązaniu długość listy jest określana poprzez uwzględnienie tylko tych kandydatów, którzy różnią się od najlepszego kandydata nie więcej niż ustalona wielkość progowa (określa to parametr LOS1 dla *reguły1* i LOS2 dla *reguły2*). Inne rozwiązanie, które można tu zastosować, to premiowanie lepszych kandydatów np. poprzez stosowanie prawdopodobieństwa losowania zależnego od wartości wyznaczonej przez *regułę1* lub *regułę2* (np. proporcjonalnego do tych wartości). Sprowadza to się do zasady, że im lepszy kandydat tym większe jego prawdopodobieństwo wylosowania.

W przeprowadzonych eksperymentach zrandomizowany proces kolorowania powtarzano 20-krotnie (parametr NITER=20), zapamiętując najlepsze z uzyskanych rozwiązań. Stosowano jednostajny rozkład prawdopodobieństwa losowania. Długość listy dla *reguły1* ograniczono do kandydatów nie różniących się od najlepszego kandydata o więcej niż 10% (LOS1=0,1). Z kolei, przy *regule2* rozpatrywano tylko kandydatów z najlepszymi wartościami (LOS2=0). Takie ustawienia parametrów wybrano jako najkorzystniejsze na podstawie serii wcześniej przeprowadzonych doświadczeń. Porównywano dwa warianty algorytmu – RAND1 RLF i RAND1 IS odpowiadające wariantom algorytmów RLF i IS. Wyniki przedstawiono w Tabeli 3 i 4. Jak widać, bezpośrednie zastosowanie randomizacji poprzez jedynie powtarzanie prób kolorowania, tylko w niewielkim stopniu poprawia pokolorowania uzyskiwane deterministycznymi wariantami zachłannych algorytmów zbiorów niezależnych.

Tabela 3. Porównanie zrandomizowanych algorytmów kolorowania. W tabeli podano średnie liczby kolorów dla serii 10 grafów losowych z $n=1000$ wierzchołkami i gęstością krawędzi d

Table 3. The comparison of randomized coloring algorithms. In the Table is given the average number of colors for samples of 10 random graphs with $n=1000$ vertices and density of edges d

d	0,1	0,3	0,5	0,7	0,9
$\chi^*(G)$	22	52	85	133	222
RLF	24,3	62,4	107,2	167,2	277,8
IS	25,7	60,1	100,3	157,5	269,0
RAND1 RLF	24,0	62,3	107,0	168,0	283,4
RAND1 IS	25,0	59,1	99,5	157,7	270,1
RAND2 RLF	23,0	57,4	96,0	146,7	245,5
RAND2 IS	24,2	55,9	91,8	141,7	240,4

Tabela 4. Porównanie algorytmów zrandomizowanych. W tabeli podano średnie liczby kolorów dla serii 10 grafów losowych z gęstością krawędzi $d=0,5$ i różną liczbą wierzchołków

Table 4. The comparison of randomized coloring algorithms. In the Table is given the average number of colors for samples of 10 random graphs with density $d=0,5$ and varying number of nodes

n	100	300	500	700	900
$\chi^*(G)$	16	35	50	65	79
RLF	17,4	39,4	59,9	79,7	97,9
IS	17,0	38,5	56,9	74,8	92,1
RAND1 RLF	16,4	38,9	59,8	78,8	97,7
RAND1 IS2	16,2	37,3	56,2	74,0	91,3
RAND2 RLF	16,2	36,2	54,0	71,1	87,9
RAND2 IS	16,3	35,7	52,8	68,8	84,1

Znaczącą poprawę udało się uzyskać stosując bardziej złożony model randomizacji, ukierunkowany na proces konstrukcji zbiorów niezależnych (por. [5]). Schemat algorytmu jest następujący:

Model randomizacji RAND2

```

begin
   $W := V$ ;      {  $V$  - zbiór wierzchołków grafu  $G$  }
   $k := 0$ ;      {  $k$  - indeks koloru }
  while (  $W \neq \emptyset$  )
     $k := k + 1$ ;
     $best := -1$ ;
    for  $t=1$  to NITER
      begin
        utwórz zbiór niezależny  $C$  w zbiorze  $W$  stosując randomizację;
        if  $| (x, y) : x \in C, y \in W - C | > best$  then
          begin
             $best := | (x, y) : x \in C, y \in W - C |$ ;
             $C^* := C$ ;
          end
        end
      przydziel wierzchołkom  $u \in C^*$  kolor  $k$ ;
       $W := W - C^*$ ;
    end while
end

```

Maksymalny zbiór niezależny jest tworzony poprzez kolejne dołączanie wierzchołków wylosowanych z list najlepszych kandydatów według reguły RLF (algorytm RAND2_RLF) bądź IS (algorytm RAND2_IS). W odróżnieniu od modelu randomizacji RAND1, powtórzeniu ulega tu nie cały proces kolorowania, ale jedynie proces konstrukcji zbiorów niezależnych. Jako najlepszy zbiór niezależny C^* wybierany jest ten, z którego wychodzi najwięcej krawędzi do niepokolorowanych wierzchołków. Dzięki temu liczba krawędzi w pozostałej do kolorowania części grafu jest minimalizowana. Badano również inne kryteria, np. kryterium promujące największe co do licznosci zbiory niezależne, ale okazało się ono mniej skuteczne.

Parametry randomizacji przyjęto analogicznie jak w przypadku algorytmu RAND1, tzn. liczba iteracji NITER=20, zakres listy dla *reguły1* – 10% (LOS1=0,1), a dla *reguły2* – 0% (LOS2=0). Jak wynika z Tabel 3 i 4 algorytm RAND2, daje znacznie lepsze pokolorowania. Zauważmy, że np. grafy losowe $G_{1000,0.5}$ o 1000 wierzchołkach i gęstości 0,5 algorytm RAND2_IS koloruje używając jedynie około 92 kolorów tj. o 8 kolorów mniej niż algorytm IS, ponad 15 kolorów mniej niż algorytm RLF oraz 23 kolorów mniej niż algorytm DSATUR. Odbywa się to jednak kosztem zwiększonego czasu obliczeń ze względu na zwielokrotnienie prób kolorowania. Zauważmy ponadto, że podobnie jak w przypadku deterministycznym, reguła IS jest w większości przypadków lepsza od RLF, aczkolwiek po randomizacji różnica ta jest nieco mniej wyraźna.

6 Uwagi końcowe

W oparciu o doświadczenia uzyskane przy implementacji i porównywaniu efektywności zachłanych metod kolorowania rozpatrywane były bardziej złożone schematy kolorowania, wzbogacone o elementy losowości. Główna idea zastosowanej randomizacji algorytmów polegała na zastąpieniu deterministycznego wyboru najlepszego kandydata do kolorowania, wyborem losowym spośród listy najlepszych kandydatów i wielokrotne powtarzanie prób kolorowania. Parametrami randomizacji był rodzaj rozkładu losowego, długość listy kandydatów i liczba prób kolorowania. Rozpatrywano dwie kategorie algorytmów zachłanych: sekwencyjne i algorytmy zbiorów niezależnych. Jako najbardziej efektywne i obiecujące okazały się algorytmy zbiorów niezależnych. Polegają one na wyznaczaniu kolejnych maksymalnych zbiorów wierzchołków niezależnych w grafie i przydzielaniu im osobnych kolorów.

W wyniku badań okazało się, że bezpośrednie zastosowanie randomizacji poprzez jedynie powtarzanie prób kolorowania przy losowym wyborze kandydatów, tylko w niewielkim stopniu poprawiało pokolorowania uzyskiwane deterministycznym wariantem zachłanego algorytmu zbiorów niezależnych. Znaczącą poprawę udało się uzyskać stosując bardziej złożony model randomizacji, ukierunkowany na proces konstrukcji zbiorów niezależnych. W rezultacie opracowano zrandomizowany algorytm RAND2_IS, który w większości przypadków daje dużo lepsze pokolorowania niż proste algorytmy zachłanne. Odbywa się to jednak kosztem zwiększonego czasu obliczeń ze względu na zwielokrotnienie prób kolorowania.

Literatura

1. Breaz D.: *New methods to color the vertices of a graph*. Communications of the ACM 22 (1979), s. 251–256.
2. Hart J.P., Shogan A.W.: *Semi-greedy heuristics: an empirical study*. Operations Research Letters 6 (1987), s. 107–114.
3. Hertz A.: *Cosine: A new graph coloring algorithm*. Operations Research Letters 10 (1991), s. 411–415.
4. Johnson D.S.: *Worst case behavior of graph coloring algorithms*. Proc. 5th Conf. on Combinatorics, Graph Theory and Computing, Utilitas Mathematica Publishing, Winnipeg, (1974), s. 513–527.
5. Johnson D.S., Aragon C.R., McGeoch L.A., Schevon C.: *Optimization by simulated annealing: an experimental evaluation; Part II, graph coloring and number partitioning*. Operations Research 39 (1991), 378–406.
6. Johri A., Matula D.W.: *Probabilistic bounds and heuristic algorithms for coloring large random graphs*. Technical Report 82–CSE-06, Department of Computer Science and Engineering, Southern Methodist University, Dallas, 1982.

7. Kubale M.: *Problem kolorowania wierzchołków grafów, przegląd algorytmów i zastosowań*. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, seria Automatyka z. 114 (1994), s. 187–198.
8. Leighton F.T.: *A graph coloring algorithm for large scheduling problems*. J. Res. Nat. Bur. Standards 84 (1979), s. 489–503.
9. Matula D.W., Marble G., Isaacson J.D.: *Graph coloring algorithms* w *Graph Theory and Computing*, ed. Read R.C., Academic Press, New York, (1972).
10. Peemoller J.: *Numerical experiences with graph coloring algorithms*. European Journal of Operational Research 24 (1986), s. 146–151.
11. Pieńkosz K.: *On node aggregation algorithms for graph coloring*, ECCO VIII Conference of the European Chapter on Combinatorial Optimization, Poznań, (1995).
12. Welsh D.J.A., Powell M.B.: *An upper bound for the chromatic number of a graph and its applications to timetabling problems*. The Computer Journal 10 (1967), s. 85–86.

Streszczenie

W pracy jest rozpatrywany problem kolorowania wierzchołków grafu. Polega on na takim pokolorowaniu wierzchołków grafu, aby liczba użytych kolorów była jak najmniejsza i żadne dwa sąsiednie wierzchołki nie miały przydzielonego tego samego koloru. Zaproponowano nowy heurystyczny algorytm kolorowania, który w większości przypadków daje lepsze pokolorowania niż znane z literatury algorytmy DSATUR i RLF. Przedstawiono też schemat randomizacji tego algorytmu prowadzący do znacznej poprawy wyników kolorowania przy stosunkowo niewielkim zwiększeniu nakładu obliczeń. Dokonano eksperymentalnego porównania efektywności algorytmów na przykładzie grafów losowych o różnej liczbie wierzchołków (od 100 do 1000) i różnej gęstości krawędzi (0,1–0,9).

COLORING THE VERTICES OF A GRAPH WITH THE USE OF RANDOMISATION

Summary

In the paper the graph coloring problem is considered. In this problem we have to assign a color to each vertex of a graph using as few colors as possible in such a way that no two adjacent nodes receive the same color. A new greedy graph coloring algorithm is presented which outperforms other simple heuristics known from the literature like DSATUR and RLF. It is shown how the effectiveness of the algorithm may be much more improved by randomisation. The numerical experiments and comparison has been presented. They have been carried out on random graphs with various number of nodes (100–1000) and varying density of edges (0.1–0.9).

Referat recenzowany

POLIOPTYMALNE STEROWANIE OPERATYWNE INSTALACJĄ KWASU AZOTOWEGO

1 Wprowadzenie

Technologia kwasu azotowego opiera się głównie na kilku podstawowych operacjach: utlenianiu amoniaku na katalizatorach z metali szlachetnych do tlenku azotu, dotlenianiu tlenku azotu do dwutlenku azotu i absorpcji tlenków azotu do kwasu azotowego [1,3]. Wydajność procesu utleniania jest najwyższa przy niskich ciśnieniach. Wydajność procesu dotleniania i absorpcji jest wyższa przy wysokich ciśnieniach. Współczesne instalacje przemysłowe budowane są jako jednociśnieniowe lub dwuciśnieniowe. Wyróżnia się instalacje niskociśnieniowe pracujące pod ciśnieniem do 1.7 bar, średnociśnieniowe pracujące pod ciśnieniem pomiędzy 1.7 do 6.5 bar oraz instalacje wysokociśnieniowe pracujące pod ciśnieniem od 6.5 do 13 bar. Instalacje jednociśnieniowe, w których proces utleniania i absorpcji zachodzi pod w przybliżeniu jednakowym ciśnieniu, budowane są z zachowaniem określonego kompromisu pomiędzy wydajnością procesu utleniania oraz procesu dotleniania i absorpcji. Instalacje dwuciśnieniowe stwarzają możliwość prowadzenia procesu utleniania amoniaku pod niższym ciśnieniem, w warunkach bardziej korzystnych dla przebiegu tego procesu oraz prowadzenia procesu absorpcji w warunkach podwyższonego ciśnienia, bardziej odpowiedniego dla procesu absorpcji.

W praktyce na świecie istnieją instalacje jednociśnieniowe pracujące pod ciśnieniem średnim lub wysokim oraz instalacje dwuciśnieniowe, w których proces utleniania zachodzi pod średnim ciśnieniem a proces absorpcji zachodzi pod wysokim ciśnieniem. Proces sterowania instalacji do produkcji kwasu azotowego odbywa się na ogół w sposób tradycyjny i polega głównie na stabilizacji parametrów pracy instalacji. Niemniej instalacje do produkcji kwasu azotowego, nie tylko nowo budowane, wyposażane są w nowoczesne systemy kontrolno-pomiarowe. Istnieją zatem warunki techniczne umożliwiające wprowadzenie zaawansowanych nowoczesnych technik sterowania. Nowoczesne techniki sterowania jednakże z trudem wchodzą do praktyki przemysłowej w technologii kwasu azotowego. Jest to spowodowane, jak się wydaje kilkoma czynnikami. Jednym z ważniejszych jest to, że nakłady na sterowanie mogą być znaczne przy niezbyt dużych efektach ekonomicznych. To z kolei wynika z technologii wytwarzania kwasu azotowego, która jest już dość dobrze opanowana i osiąga dobre wskaźniki. Niemniej jednak przyszłość będzie należeć do nowoczesnych technik sterowania i technologia kwasu azotowego będzie musiała również adaptować te techniki.

Rozważano już wcześniej możliwość operatywnego sterowania instalacją kwasu azotowego z wykorzystaniem syntetycznych kryteriów jakości opisanych jednym wskaźnikiem kryterialnym [1,3,6,7]. W pracach tych pokazano, że możliwe jest skonstruowanie jednego wskaźnika kryterialnego obejmującego możliwe do określenia kryteria cząstkowe. Celem niniejszej pracy jest zbadanie możliwości wykorzystania podejścia wielokryterialnego [2,5] do optymalnego sterowania operatywnego instalacją kwasu azotowego.

2 Uproszczony model matematyczny instalacji kwasu azotowego

Instalacja kwasu azotowego składa się z kilku węzłów, z których najważniejszymi są:

- węzeł utleniania amoniaku,
- węzeł absorpcji,
- turbozespół.

Węzeł utleniania amoniaku decyduje o efektywności procesu wytwarzania kwasu azotowego. Miarą jakości pracy węzła utleniania jest jego sprawność rozumiana jako stopień wykorzystania amoniaku do wytworzenia tlenku azotu. Pozostały amoniak albo utlenia się do azotu lub do podtlenku azotu co stanowi źródło strat amoniaku w procesie produkcji. Sprawność utleniania amoniaku dla instalacji średniociśnieniowych osiąga wartości na poziomie około 95 procent. Sprawność utleniania zależy od obciążenia katalizatora, stężenia mieszaniny amoniakalno – powietrznej oraz od temperatury siatek katalitycznych. Proces utleniania amoniaku zachodzi na katalizatorach wykonanych z metali szlachetnych. Na ogół są to stopy platyny z rodem występujące w różnych proporcjach. Ze względu na to, że proces utleniania amoniaku zachodzi przy wysokich temperaturach, rzędu 870 – 900 °C, wobec tego w węźle tym występują straty katalizatora. Straty te wpływają na ekonomię procesu produkcji kwasu azotowego.

Węzeł absorpcji prowadzi absorpcję tlenków azotu w wodzie z wytworzeniem kwasu azotowego. W węźle tym w nowoczesnych instalacjach na ogół pracują kolumny absorpcyjne półkowe. W starszych instalacjach stosowano kolumny absorpcyjne z wypełnieniem i ciągle jeszcze można je spotkać w pracujących instalacjach przemysłowych. Sprawności kolumn absorpcyjnych są na ogół wysokie i kształtują się na poziomie 99 procent. Sprawność absorpcji zależy od obciążenia kolumny absorpcyjnej, ilości tlenu w gazach nitrozowych oraz od temperatury panującej w kolumnie.

Turbozespół stanowi zespół urządzeń złożonych na ogół z turbiny parowej, sprężarki powietrza oraz turbiny ekspansyjnej [4]. W instalacjach dwuciśnieniowych występuje dodatkowo sprężarka gazów nitrozowych. Zadaniem tych urządzeń jest podniesienie ciśnienia powietrza (oraz ciśnienia gazów nitrozowych w instalacjach dwuciśnieniowych) do poziomu wymaganego przez technologię kwasu azotowego oraz zapewnienie odzysku energii z gazów poreakcyjnych. Węzeł ten jest niezwykle ważny dla ekonomiki procesu produkcji kwasu azotowego, gdyż od efektywności pracy tego węzła zależy m.in. samowystarczalność energetyczna instalacji do produkcji kwasu azotowego.

Model matematyczny procesu utleniania amoniaku można przedstawić w postaci:

$$\ln \frac{C_0}{C_1} = \frac{4\beta_{NH_3} L}{\nu d_e} \quad (1)$$

Do celów obliczeniowych stosuje się model w postaci umożliwiającej wykorzystanie zmiennych dostępnych pomiarowo, zgodnie z zależnością:

$$\alpha = 1 - \exp \left(-k \sqrt{\frac{n^2 T^{1.56} D^4 C_0^2}{m_{NH_3}^2}} \right) \quad (2)$$

Model matematyczny strat G_{Pt} katalizatora można przedstawić w postaci zależności:

$$G_{Pt} = 19.0476 \frac{T}{p} \frac{y_{O_2}}{y_{NH_3}} m_{NH_3} KM Re^{0.67} \quad (3)$$

Węzeł absorpcji głównie związany jest z kolumną absorpcyjną i kolumną bielącą. Dla celów niniejszej pracy model procesu absorpcji zostanie ograniczony do kolumny absorpcyjnej. Model matematyczny węzła absorpcji można przedstawić w postaci zależności określającej sprawność kolumny absorpcyjnej według zależności:

$$\alpha_a = \frac{100 - 4.762 x_{CO_2} - x_{H_2O} - x_{NO_x} \left(2.381 + 3.321 \frac{1}{\alpha} \right)}{100 - 4.762 x_{CO_2} - x_{H_2O} + 1.82 x_{NO_x}} \quad (4)$$

Model ten można z łatwością zweryfikować, gdyż wszystkie parametry tego modelu można określić na drodze bezpośrednich pomiarów ruchowych wykonanych przy pomocy analizatorów do analizy składu gazów lub w wyniku analiz laboratoryjnych. Model matematyczny turbozespołu przedstawiono w pracy [4].

Wykorzystując powyższe zależności oraz uwzględniając zależności stechiometryczne można określić wydajność instalacji produkcyjnej według zależności:

$$m_{HNO_3} = 3.7 m_{NH_3} \alpha \alpha_a \quad (5)$$

3 Instalacja kwasu azotowego jako obiekt polioptymalizacji

W instalacji kwasu azotowego można wyróżnić następujące zmienne:

wejściowe sterujące:

- m_{NH_3} – strumień amoniaku,
- C_0 – stężenie amoniaku w mieszaninie amoniakalno-powietrznej,
- t_m – temperatura mieszaniny po mieszalniku,
- P – ciśnienie w węźle utleniania,
- P_a – ciśnienie w węźle absorpcji,

zmienne niesterowalne:

- T – temperatura wody chłodzącej dopływającej do kolumny absorpcyjnej

zakłócenia:

- zmiany temperatury otoczenia,
- zmiany ciśnienia gazowego amoniaku,
- zmiana przepływu powietrza, zmiana wilgotności powietrza,
- zmiana aktywności katalizatora związana z procesem starzenia lub obecnością trucizn, katalizatora w powietrzu (olej, siarka) oraz

zmienne wyjściowe:

- m_{HNO_3} – strumień kwasu azotowego,
- $m_{P_{wc}}$ – strumień pary przegrzanej przeznaczony na zbył.

Na zmienne wejściowe oraz wyjściowe nałożono następujące ograniczenia: strumień amoniaku ogranicza zakres obciążalności instalacji z przedziału 70 – 110 %, stężenie amoniaku jest ograniczone od dołu wymogami technologicznymi a od góry warunkami bezpieczeństwa i zawiera się w przedziale 9 – 11 % objętościowych, temperatura powietrza na wlocie utrzymywana jest w przedziale 130 – 160 °C, ciśnienie w węźle utleniania utrzymywane jest w przedziale 3.5 – 5 bar, natomiast w węźle absorpcji 10 – 12 bar.

4 Kryteria polioptymalizacji

W zadaniu polioptymalizacji wybrano dwa kryteria działające w sposób przeciwstawny: kryterium wydajności instalacji i kryterium strat katalizatora. Kryterium wydajności rozumiane jest jako strumień produkowanego kwasu azotowego i określone jest przy pomocy zależności (5). Kryterium wydajności związane jest z maksymalizacją produkcji i powinno być realizowane przy zachowaniu minimalnych kosztów wytwarzania [3]. Dla zachowania jednolitej skali kryteriów wprowadzono mnożnik związany z ceną kwasu i kryterium przyjmuje charakter ekonomiczny rozumiany jako element przychodu.

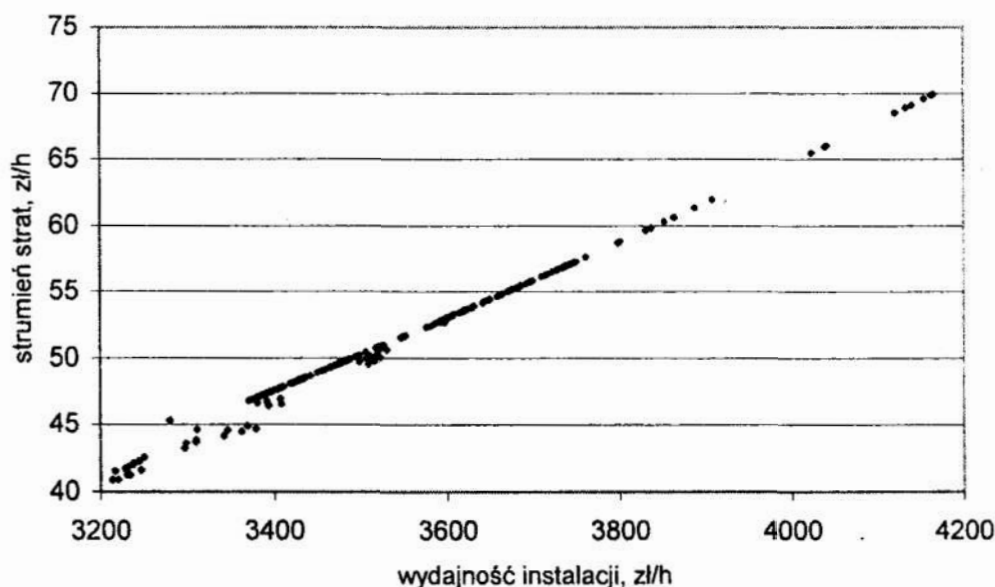
Kryterium strat katalizatora obejmuje głównie koszty związane ze stratą bezpowrotną części metali szlachetnych katalizatora w procesie utleniania amoniaku. Straty katalizatora dość silnie zależą od warunków prowadzenia procesu utleniania amoniaku,

czyli od temperatury prowadzenia procesu utleniania amoniaku, stężenia amoniaku w mieszaninie amoniakalno – powietrznej oraz od obciążenia katalizatora. Tak więc zachowanie korzystnych warunków z punktu widzenia kryterium zysku jest zupełnie nieodpowiednie z punktu widzenia kryterium strat metali szlachetnych. Ze względu na pożądaną jednolitość skali dla kryterium strat, podobnie jak dla wydajności instalacji, wprowadzono cenowy mnożnik skali i kryterium to stanowi element kosztów ponoszonych w procesie produkcji. Zadanie polioptymalizacji zostało sformułowane następująco: znaleźć minimum funkcji F :

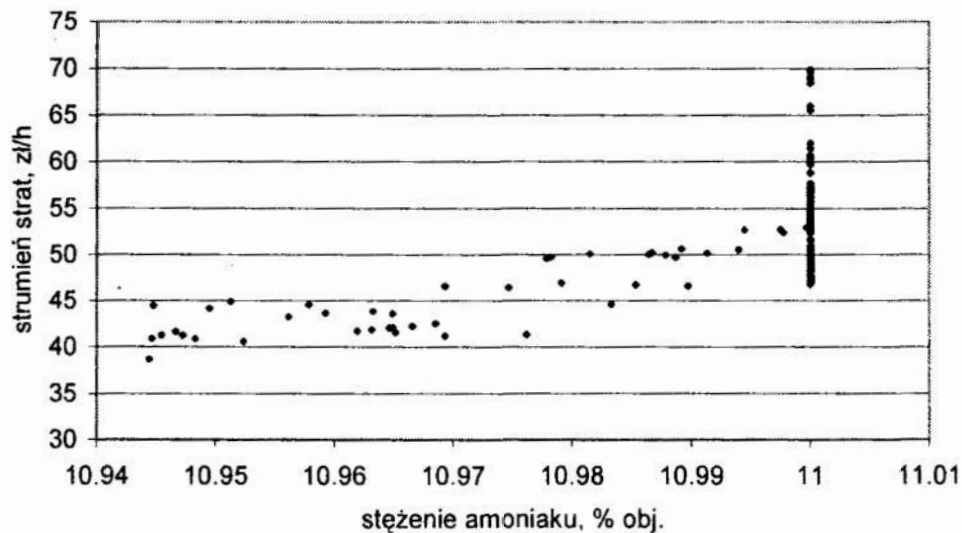
$$F = -wK_{HNO_3} + (1 - w)K_{p_i} \quad (6)$$

przy zachowaniu ograniczeń podanych w rozdziale 3. Współczynnik w stanowi jednocześnie element korygujący cenę. Ze względu na kosztowy charakter obydwu funkcji kryterialnych nie było potrzeby wprowadzania dodatkowego współczynnika skali, chociaż może być konieczne wprowadzenie takiego współczynnika, gdyby zaistniały duże zmiany cen surowca lub katalizatora występujących przy jednym lub obydwóch kryteriach. Obliczenia optymalizacyjne przeprowadzono z wykorzystaniem procedury optymalizacyjnej pakietu Matlab dla zakresu wagi w [0.2 – 0.8] ze skokiem 0.002. Uzyskano 300 punktów polioptymalnych zamieszczonych na wykresie (Rys.1).

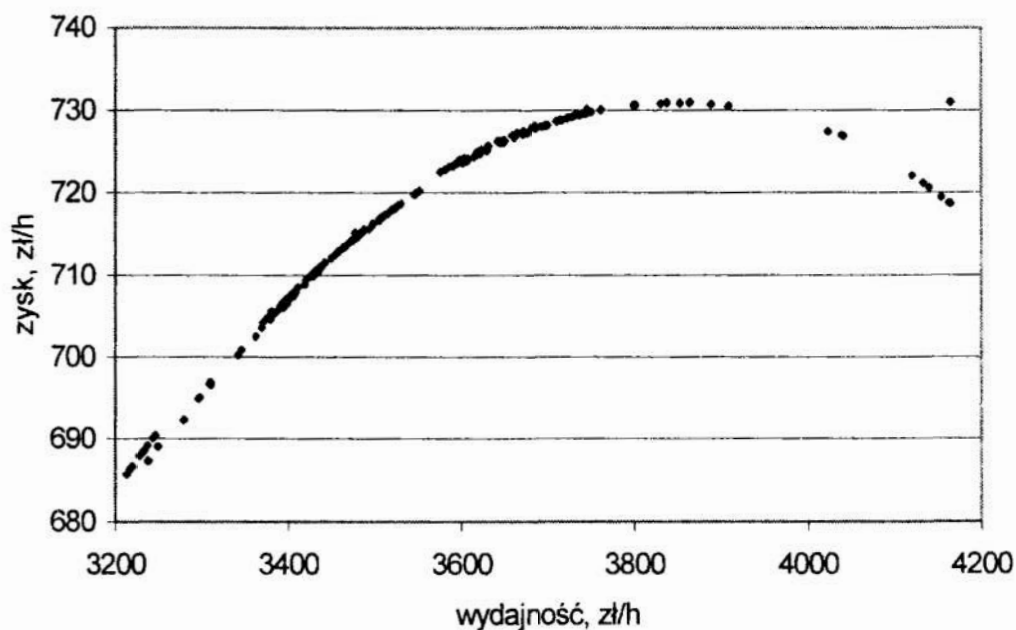
Podobny wynik, nie pokazany w tej pracy, uzyskuje się przy większym skoku współczynnika wagowego. Można użyć nawet wartości skoku wagi do 0.1, przez co wykonuje się mniej obliczeń. Na podstawie tego wykresu widać, że ze wzrostem wydajności instalacji wzrastają straty katalizatora. Jest to zgodne z obserwacjami ruchoowymi oraz danymi teoretycznymi. Podobny wpływ na straty katalizatora ma również stężenie amoniaku w powietrzu, pokazany na rysunku (Rys.2). Większe stężenia amoniaku w mieszaninie powoduje wzrost temperatury pracy katalizatora, a wyższa temperatura siatek katalizatora generuje wyższe straty komponentów katalizatora. Linia pionowa przy stężeniu 11 % oznacza pracę na ograniczeniach ze względu na stężenie amoniaku. Natomiast obserwowane zmiany strat dla tego samego stężenia amoniaku spowodowane są zmianami obciążenia reaktora. Im wyższe obciążenie, tym większe straty katalizatora.



Rys. 1. Zbiór rozwiązań polioptymalnych w przestrzeni funkcji kryterialnych
 Fig. 1. Set of the polyoptimal solutions in the criteria function space



Rys. 2. Wpływ stężenia amoniaku na strumień strat katalizatora
 Fig. 2. Influence of the ammonia concentration on catalyst losses



Rys. 3. Zysk w funkcji wydajności instalacji
 Fig. 3. Profit vs. plant capacity

5 Omówienie wyników

Wykorzystując opracowane modele matematyczne procesów oraz wybranych funkcji kryterialnych, obliczono wskaźniki ekonomiczne z wykorzystaniem wymienionych zmiennych decyzyjnych. Przeprowadzono obliczenia optymalizacyjne z wykorzystaniem opracowanych wskaźników kryterialnych.

W rozważanym przypadku stwierdzono, że:

1. Możliwe jest wykorzystanie podejścia polioptymalnego do optymalnego sterowania instalacją kwasu azotowego. Problem może stwarzać tylko wybór rozwiązań optymalnych spośród wielu proponowanych w drodze polioptymalizacji.
2. Polioptymalizacja z wykorzystaniem kryteriów cząstkowych pozwala obserwować wpływ poszczególnych zmiennych lub wskaźników na syntetyczne funkcje kryterialne i dokonywać bardziej prawidłowego wyboru punktów pracy lub rekomendować określone przedziały dla zmiennych procesowych.
3. Ze względu na nieliniowe zależności występujące w modelach tworzących funkcje kryterialne występują czasem określone problemy ze znajdowaniem rozwiązań kompromisowych, związane głównie z filtracją rozwiązań.
4. Wykorzystanie podejścia polioptymalnego jest skutecznym sposobem rozwiązywania problemów optymalizacyjnych wszędzie tam, gdzie można opracować kryteria cząstkowe.

Literatura

1. Głowiński J., Rój E.: *Optymalne sterowanie operatywne produkcją kwasu azotowego*. Materiały XVI Ogólnopolskiej Konferencji „Polioptymalizacja i Komputerowe Wspomaganie Projektowania”, Mielno'98, Zeszyty Naukowe Wydziału Mechanicznego Nr 23, Wydawnictwo Uczelniane Politechniki Koszalińskiej, 1998.
2. Peschel M., Riedel C.: *Polioptymalizacja. Metody podejmowania decyzji kompromisowych w zagadnieniach inżynierjno-technicznych* Warszawa, WNT, 1979.
3. Rój E.: *Kryteria ekonomiczne optymalizacji pracy dwucisnieniowej instalacji kwasu azotowego*. Chemik, 1, 1999.
4. Rój E., Wilk M.: *Weryfikacja charakterystyk pracy turbozespołu w instalacji kwasu azotowego*. Materiały XV Ogólnopolskiej Konferencji „Polioptymalizacja i Komputerowe Wspomaganie Projektowania”, Mielno'97, Wydawnictwo Uczelniane Politechniki Koszalińskiej, 1997.
5. Rudzki K., Tarnowski W.: *Przykład wykorzystania Matlab'a do polioptymalizacji statycznej*. Materiały XV Ogólnopolskiej Konferencji „Polioptymalizacja i Komputerowe Wspomaganie Projektowania”, Mielno'97, Wydawnictwo Uczelniane Politechniki Koszalińskiej, 1997.
6. Warnecke H.J., Bullinger H.J., Hichert R., Voegelé A.: *Rachunek kosztów dla inżynierów*. Warszawa, WNT, 1993.
7. Wydawnictwo: C.H. Chilton and the Staff of Chemical Engineering: *Cost Engineering In the Process Industries*. McGraw-Hill Book Company, Inc., 1960.

Oznaczenia (nie objaśnione w tekście)

C_0, C_1	– stężenie amoniaku początkowe i końcowe, % obj,
d	– średnica drutu siatki, m,
D	– średnica aparatu, m,
K	– stała równowagi reakcji utleniania platyny,
K_{HNO_3}	– wydajność instalacji przeliczona na przychód, zł/h,
K_{Pt}	– straty katalizatora, zł/h,
L	– grubość pakietu siatek, m,
M	– masa molowa Pt, kg/kmol,
x_i	– udział molowy składnika i, gdzie $i[H_2O, CO_2, NO_x, O_2, NH_3]$, <1 ,
α, α_a	– sprawność utleniania i absorpcji, <1 ,
β_{NH_3}	– współczynnik wymiany masy,
u	– liniowa prędkość gazu, m/s.

Streszczenie

Podjęto próbę wykorzystania metod polioptymalizacji do sterowania operatywnego instalacją kwasu azotowego. Spośród kilku możliwych kryteriów ekonomicznych lub technologicznych wykorzystano dwa ważniejsze kryteria: wydajności instalacji i strat katalizatora. Przedstawiono oraz omówiono wyniki obliczeń symulacyjnych z wykorzystaniem danych ruchowych.

POLYOPTIMAL CONTROL OF NITRIC ACID PLANT PERFORMANCE

Summary

A polyoptimal approach to control of the nitric acid plant performance has been presented. Two more important criteria: rate of production yield and catalyst losses have been used. Results obtained by simulation calculations using experimental data have been discussed.

Pracę zrealizowano w ramach grantu nr 3T09B 009 18 finansowanego przez KBN

Referat recenzowany

ANALIZA ZBIEŻNOŚCI PROCESU IDENTYFIKACJI MODELU MATEMATYCZNEGO SILNIKA INDUKCYJNEGO Z ZASTOSOWANIEM ALGORYTMU GENETYCZNEGO

1 Wprowadzenie

Algorytmy genetyczne (A.G.) są to algorytmy stochastyczne, które dokonują symulowanej ewolucji populacji ciągów kodowych, opartej na darwinowskiej zasadzie przeżycia organizmów najlepiej przystosowanych do określonego środowiska. Należą do klasy metod poszukiwania, które podczas badania przestrzeni możliwych rozwiązań, korzystają z najlepszych dotychczasowych wyników (wartości funkcji przystosowania). Algorytmy te znalazły zastosowanie w wielu różnych dziedzinach nauki i techniki, m.in. w inżynierii konstrukcyjnej, medycynie, socjologii, ale przede wszystkim w rozwiązywaniu problemów optymalizacji i sterowania [1, 3]. Są one najczęściej stosowane do optymalizacji układów regulacji, przy wstępnym dostrajaniu algorytmu regulacji oraz jako narzędzia adaptacji działające w procesach niestacjonarnych z wolnozmienną dynamiką. Ograniczenie do wolnozmiennych procesów wynika z dużego nakładu obliczeń wymaganych podczas tej optymalizacji. Przykładowe zastosowania algorytmu genetycznego obejmują optymalizację: parametrycznego projektowania obiektów, rurociągu gazowego, czy też telefonicznych sieci transmisyjnych itp. A.G. stosuje się także podczas modelowania i sterowania rozmytego, zarówno w procesie projektowania struktury układu, jak i do wyznaczania wartości jego parametrów [1, 4].

Pomimo ogromnej różnorodności zastosowań algorytmów genetycznych wciąż brakuje publikacji dotyczących dogłębnej analizy i możliwości wykorzystania tej metody w problemach identyfikacji. Większość prezentowanych prac z zakresu identyfikacji parametrycznej modelu matematycznego silnika indukcyjnego przedstawia klasyczne podejście, polegające na wyznaczeniu parametrów modelu matematycznego silnika w oparciu o zastosowanie numerycznych metod optymalizacji statycznej. Stosowanie klasycznych metod optymalizacji statycznej jest często ograniczone w wyniku zdarzającej się niestabilności rozwiązań modelu matematycznego w trakcie trwania procesu identyfikacji oraz poprzez wyznaczenie minimum lokalnego zamiast globalnego, szczególnie w przypadku dużej liczby identyfikowanych parametrów [2, 6]. Natomiast algorytmy genetyczne, w odróżnieniu od metod tradycyjnych prowadzą poszukiwania rozwiązania w obrębie określonej bazy punktów, tzw. populacji, przez co szansa wyznaczenia lokalnego ekstremum zamiast globalnego jest znacznie mniejsza.

W pracy przedstawiono problem analizy algorytmu genetycznego w zastosowaniu do identyfikacji parametrycznej modelu matematycznego silnika indukcyjnego w układzie współrzędnych wirującym zgodnie z wektorem napięcia stojana. Identyfikowane parametry wyznaczono na podstawie minimalizacji przyjętego wskaźnika jakości z zastosowaniem algorytmu genetycznego opartego na reprezentacji zmiennopozycyjnej, krzyżowaniu arytmetycznym i mutacji. Przyjęto stałe wartości prawdopodobieństwa operacji krzyżowania i mutacji. Dla zapewnienia wysokiej efektywności algorytmu genetycznego zastosowano w procesie selekcji, zamiast standardowego koła ruletki, selekcję turniejową, która zdaniem wielu autorów prac jest metodą najszybszą (w sensie czasu oczekiwania na uzyskanie wyników), w połączeniu z tak zwaną częściową

* Politechnika Świętokrzyska, Samodzielny Zakład Systemów Sterowania i Zarządzania,
Aleja Tysiąclecia Państwa Polskiego 7, 25-314 Kielce, karut@eden.tu.kielce.pl

wymianą populacji [3, 5]. Analizowano wspomnianą metodę optymalizacji z uwagi na zbieżność i dokładność procesu identyfikacji oraz niezbędny nakład obliczeń.

Badania eksperymentalne wykonano dla silnika indukcyjnego (2.2 kW/380V) zasilanego z falownika napięcia. Do rejestracji sygnałów analogowych zastosowano komputer wyposażony w kartę wejść analogowych typu PCL – 818.

2 Identyfikacja parametrów modelu matematycznego silnika z zastosowaniem algorytmu genetycznego

Model matematyczny silnika indukcyjnego w wirującym układzie współrzędnych d - q , zorientowanym zgodnie z wektorem napięcia stojana v_s , ma następującą postać:

$$\frac{d}{dt} \phi_d(t) = \phi_q(t) \omega_s(t) - R_s I_d(t) + v(t)$$

$$\frac{d}{dt} \phi_q(t) = -\phi_d(t) \omega_s(t) - R_s I_q(t)$$

$$\frac{d}{dt} I_d(t) = a_1 \phi_d(t) + a_3 \phi_q(t) \omega_e(t) - a_2 I_d(t) + I_q(t) \omega_s(t) - I_q(t) \omega_e(t) + a_3 v(t) \quad (1)$$

$$\frac{d}{dt} I_q(t) = -a_3 \phi_d(t) \omega_e(t) + a_1 \phi_q(t) - I_d(t) \omega_s(t) + I_d(t) \omega_e(t) - a_2 I_q(t)$$

$$\frac{d}{dt} \omega_e(t) = \frac{3p^2}{2J} (\phi_d(t) I_q(t) - \phi_q(t) I_d(t)) - \frac{p}{J} M_o(t)$$

gdzie:

$$a_1 = \frac{R_r}{\sigma L_s L_r}, \quad a_2 = \frac{R_s}{\sigma L_s} + \frac{R_r}{\sigma L_r}, \quad a_3 = \frac{1}{\sigma L_s}, \quad \sigma = \frac{L_s L_r - L_m^2}{L_s L_r} \quad (2)$$

oraz: I_d , I_q i ϕ_d , ϕ_q – odpowiednio składowe wektora prądu i strumienia stojana w układzie współrzędnych związanym z wektorem napięcia stojana; ω_s – pulsacja synchroniczna; ω_e – elektryczna prędkość kątowna; R_s i L_s – rezystancja i indukcyjność stojana; R_r i L_r – rezystancja i indukcyjność wirnika; L_m – indukcyjność główna; p – liczba par biegunów; J – moment bezwładności; M_o – moment obciążenia.

Do dalszych rozważań przyjęto wskaźnik jakości identyfikacji Q w postaci

$$Q = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (\omega(i) - \hat{\omega}(i))^2 + \frac{K}{N} \sum_{i=1}^N (I(i) - \hat{I}(i))^2 \quad (3)$$

przy czym K jest współczynnikiem wagi, wyznaczonym eksperymentalnie w celu zachowania kompromisu między wartością sumy kwadratów błędu prędkości i błędu prądu stojana [6], N – liczbą pomiarów, a symbolem „ $\hat{}$ ” oznaczono rozwiązanie modelu matematycznego silnika.

Omawiane zagadnienie identyfikacji silnika indukcyjnego polega na wyznaczeniu parametrów modelu matematycznego (1) na podstawie minimalizacji wskaźnika jakości Q (3) z wykorzystaniem algorytmu genetycznego.

W procesie identyfikacji wyznaczono parametry modelu matematycznego silnika, takie jak: a_1 , a_2 , a_3 . Moment bezwładności J oraz rezystancję stojana R_s wyznaczono za pomocą bezpośrednich pomiarów.

3 Genetyczna reprezentacja problemu identyfikacji

W rozważanym zagadnieniu identyfikacji parametrycznej silnika indukcyjnego przyjęto następującą reprezentację genetyczną.

Kodowanie parametrów

Algorytmy genetyczne wymagają zakodowania zbioru parametrów zadania do postaci skończonego ciągu znaków z wybranego alfabetu. Najbardziej popularnym sposobem kodowania jest kodowanie binarne, w którym poszczególne chromosomy określone są jako ciągi zerojedynkowe o zadanej długości. Reprezentacja binarna wprowadzie najlepiej obrazuje specyfikę działania A.G., ma jednak zasadnicze wady. A mianowicie wzrost wymiaru dziedziny i duża dokładność uzyskania wyników powoduje powstawanie długich chromosomów, co spowalnia działanie algorytmu genetycznego (długie chromosomy wymagają większych populacji i liczby iteracji algorytmu). Klasyczny A.G. oparty na ciągach binarnych operuje w innej przestrzeni niż pierwotna przestrzeń zadania, co jest spowodowane koniecznością odwzorowania między potencjalnymi rozwiązaniami a reprezentacją binarną. Wymaga to niezbędnych przeliczeń, takich jak: kodowanie, dekodowanie itp., które są proste obliczeniowo, ale czasochłonne i znacznie wydłużają proces identyfikacji. Dla zapewnienia wysokiej efektywności działania algorytmu genetycznego, a więc i procesu identyfikacji, zamiast reprezentacji binarnej chromosomów wykorzystano reprezentację zmiennopozycyjną, która jest znacznie szybsza (w sensie czasu trwania obliczeń) i ma zastosowanie nawet w przypadku dużej liczby identyfikowanych parametrów. Celem kodowania za pomocą liczb rzeczywistych jest przybliżenie przestrzeni działania algorytmu genetycznego do przestrzeni rozwiązywanego zadania. W reprezentacji zmiennopozycyjnej każdy chromosom jest kodowany jako wektor zmiennopozycyjny o tej samej długości co wektor rozwiązania. Wszystkie elementy tego wektora są wybierane z zadanego przedziału losowo, a operatory genetyczne zdefiniowane są w taki sposób, aby zachować te ograniczenia. Przestrzeń poszukiwań rozwiązania określona jest dla każdego identyfikowanego parametru oddzielnie i zawiera skończoną liczbę punktów.

Funkcja przystosowania

W pierwszym kroku realizacji algorytmu genetycznego należy odpowiednio zdefiniować funkcję przystosowania, która stanowi nieujemne kryterium jakości poszczególnych osobników populacji. Postać tej funkcji zależy przede wszystkim od warunków narzuconych na rozwiązywane zadanie, ale ogólnie zakłada się, że przyjmuje ona wartości nieujemne i algorytm poszukuje maksimum tej funkcji.

Rozważane zagadnienie identyfikacji, polega na wyznaczeniu parametrów modelu matematycznego silnika (1) na podstawie minimalizacji przyjętego wskaźnika jakości Q (3) z wykorzystaniem A.G. W tym celu należy przekształcić zadanie minimalizacji w równoważny problem znalezienia maksimum funkcji przystosowania, zgodnie z zależnością

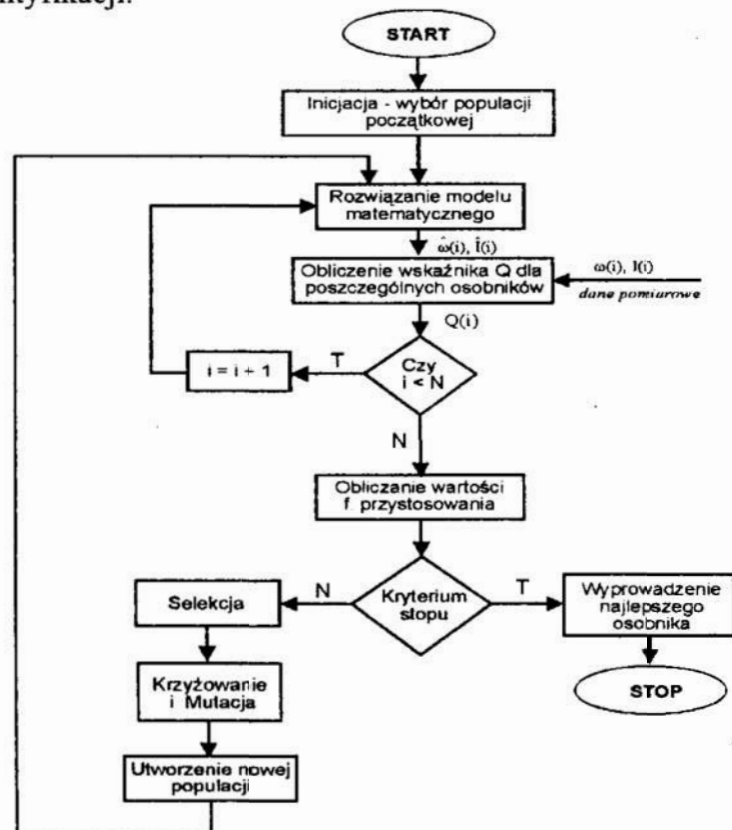
$$\max f(a_1, a_2, a_3) = \begin{cases} P - Q & \text{gdy } Q < P \\ 0 & \text{gdy } Q = P \end{cases} \quad (4)$$

gdzie: P oznacza maksymalną wartość wskaźnika jakości identyfikacji Q w bieżącym pokoleniu.

Wartości funkcji przystosowania są obliczane, dla wszystkich osobników w każdej iteracji algorytmu genetycznego i na tej podstawie tworzona jest kolejna populacja, która stanowi zbiór potencjalnych rozwiązań problemu, czyli identyfikowanych parametrów silnika. Populacja potomków charakteryzuje się o wiele większą średnią wartością przystosowania, niż populacja ich rodziców.

Operatory genetyczne

Najistotniejszym elementem algorytmu genetycznego jest operacja selekcji, ponieważ umożliwia wykorzystanie do tworzenia nowego pokolenia najlepszych elementów z populacji bieżącej, czyli o największej wartości funkcji przystosowania. W prezentowanej implementacji A.G. zastosowano tzw. selekcję turniejową w połączeniu z częściową wymianą populacji, ponieważ zdaniem wielu badaczy jest to metoda najszybsza. Zrealizowany w ten sposób algorytm działa według następującej procedury. Z bieżącego pokolenia wylosowanych zostaje dwóch osobników (bez względu na wartość funkcji przystosowania) i z tej pary, zgodnie z naturalną selekcją, wybrany zostaje osobnik lepszy – jest to *rodzic 1*. Następnie losuje jeszcze dwóch osobników, z których zostaje wytypowany *rodzic 2*. W kolejnym kroku dokonuje krzyżowania z prawdopodobieństwem $p_k = 1$ i mutacji z $p_m = 0,06$ tworząc *potomka*, który zastępuje osobnika najgorszego w bieżącej populacji (o najmniejszej wartości funkcji przystosowania). W celu realizacji operacji krzyżowania zastosowano tzw. *krzyżowanie arytmetyczne*, zdefiniowane jako liniowa kombinacja dwóch losowo wybranych wektorów. *Operacja mutacji* polega natomiast na zastąpieniu wytypowanego elementu wektora liczbą wylosowaną z zakresu określoności danego parametru. Przy zastosowaniu powyższego mechanizmu różnica między populacją w czasie t , a populacją w czasie $t+1$ jest tylko w jednym osobniku, co oznacza, że ustalona część pokolenia przechodzi do następnej iteracji bez żadnych zmian (przy takim podejściu algorytm wymaga odpowiednio dużej liczby iteracji). Przeprowadzone badania empiryczne wykazały, że zdefiniowane powyżej operacje genetyczne dokonywane na osobnikach reprezentowanych przez wektory zmiennopozycyjne są skuteczne w odniesieniu do rozważanego zagadnienia identyfikacji.



Rys. 1. Schemat sieci działań identyfikacji parametrycznej silnika indukcyjnego z wykorzystaniem algorytmu genetycznego

Fig. 1. The activities net schema of induction motor parametric identification with the use of genetic algorithm

4 Wyniki badań symulacyjnych i laboratoryjnych

Celem przeprowadzonych badań było sprawdzenie, czy algorytm genetyczny zastosowany do minimalizacji wskaźnika jakości procesu identyfikacji osiągnie zadowalające rezultaty. Analizowano wpływ zaprojektowanego algorytmu z uwagi na zbieżność i dokładność identyfikacji oraz wymagany nakład obliczeń.

Badania eksperymentalne wykonano dla silnika indukcyjnego (2.2 kW/380V) zasilanego z falownika napięcia. Do rejestracji sygnałów analogowych zastosowano komputer wyposażony w kartę wejść analogowych typu PCL – 818.

W procesie identyfikacji wyznaczono parametry modelu matematycznego, takie jak: a_1 , a_2 i a_3 , a w symulacji dodatkowo moment bezwładności J i rezystancję stojana R_s .

Symulacji procesu identyfikacji dokonano na podstawie danych dotyczących sygnału wejściowego i wyjściowego uzyskanych z rozwiązania modelu matematycznego obiektu dla następujących wartości parametrów: $a_1=510,00$, $a_2=280,1$, $a_3=54,2$. Wyniki symulacji komputerowej procesu identyfikacji z zastosowaniem algorytmu genetycznego dla współczynnika wagowego $K=2$, kroku próbkowania $2 \cdot 10^{-5}$ i liczby pomiarów $N = 1131$ przedstawiono w tabeli 1. Obliczenia wykonano na komputerze z procesorem Pentium III/700MHz.

Tabela 1. Wyniki symulacji procesu identyfikacji

Tabel 1. The simulation results of identification process

Przestrzeń poszukiwań			Liczba identyfikowanych parametrów	Liczba iteracji A.G.	Czas trwania procesu identyf. [min]	Wskaźnik jakości
a_1	a_2	a_3				
[173; 781]	[93; 420]	[18; 81]	3	2000	90	0,25
[260; 521]	[140; 280]	[27; 54]	3	2498	120	0,13
[260; 781]	[140; 420]	[27; 81]	3	2500	120	0,24

W wyniku minimalizacji wskaźnika jakości (3), dla drugiego analizowanego przypadku uzyskano następujące współrzędne punktu ekstremalnego, tj.: $a_1=500,36$, $a_2=277,82$ i $a_3=53,66$ oraz wartości współczynników korelacji wielowymiarowej odpowiednio dla przebiegów prądu: $R_I=0,997$ i prędkości kątowej: $R_\omega=0,999$. Niezerowa wartość wskaźnika identyfikacji jest wynikiem błędów numerycznych oraz niedokładnością wyznaczenia współrzędnych punktu ekstremalnego.

Ze względu na stochastyczny charakter algorytmów genetycznych, każde uruchomienie procedury identyfikacji daje nieco inne wyniki i dlatego w przeprowadzanych badaniach zwykle podaje się najlepszy wynik z kilku niezależnych od siebie eksperymentów.

Ogólnie rzecz biorąc, na czas trwania procesu identyfikacji wpływa przede wszystkim wielkość przestrzeni poszukiwań. Można się spodziewać, że gdy przestrzeń poszukiwania rozwiązania jest niewielka, czas uzyskania wyników jest krótszy, niż w przypadku dużej przestrzeni. W powyższym stwierdzeniu nie jest jednak brany pod uwagę probabilistyczny charakter algorytmów genetycznych. Algorytm genetyczny kończy działanie (zastosowane kryterium stopu), gdy po pewnej liczbie iteracji nie obserwuje się już poprawy wyników, wówczas chromosomy odpowiadające zakodowanym parametrom modelu matematycznego silnika o najmniejszej wartości wskaźnika jakości Q z całej populacji reprezentują rozwiązanie.

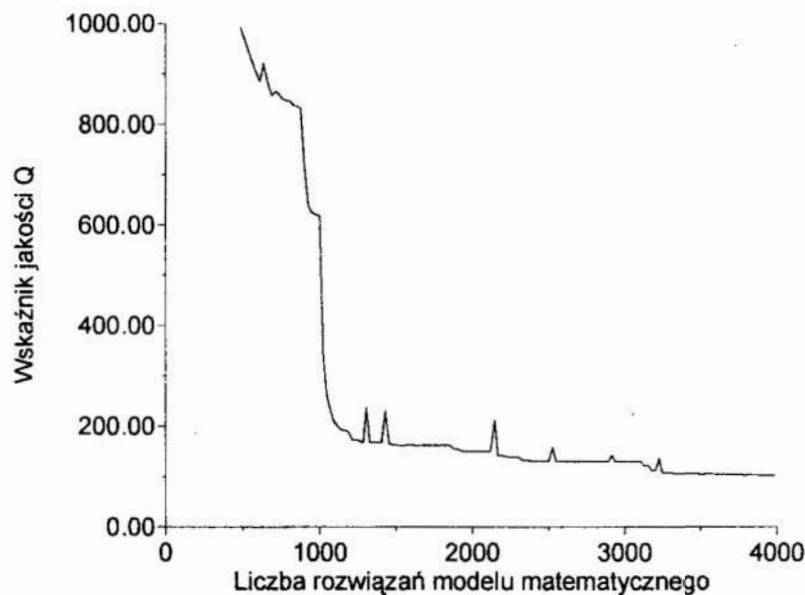
Wyniki analizy wpływu liczby identyfikowanych parametrów na czas trwania obliczeń zestawiono w tabeli 2. Oprócz ww. parametrów w procesie identyfikacji wyznaczono również moment bezwładności J oraz rezystancję stojana R_s .

Tabela 2. Wyniki symulacji procesu identyfikacji – wpływ liczby identyfikowanych parametrów na zbieżność i dokładność procesu identyfikacji

Tabel 2. The simulation results of identification process – the influence of identified-parameter numbers on convergence and accuracy of identification process

Przestrzeń poszukiwań					Liczba parametrów	Liczba iteracji A.G.	Czas procesu identyfikacji [min]	Wskaźnik jakości
a_1	a_2	a_3	J	R_s				
[260; 521]	[140; 280]	[27; 54]	-	-	3	1496	60	0,13
[260; 521]	[140; 280]	[27; 54]	[0,0001; 1]	-	4	3000	150	0,09
[260; 521]	[140; 280]	[27; 54]	[0,0001; 1]	[0,001; 5]	5	3500	180	0,43

Zadane wartości parametrów modelu matematycznego były następujące: $a_1=510,00$, $a_2=280,1$, $a_3=54,2$, $J=0,08 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ i $R_s=2,95 \Omega$. W każdym przypadku algorytm genetyczny prawidłowo wyznaczył ekstremum globalne. Współrzędne punktu ekstremalnego oraz wartości współczynników korelacji wielowymiarowej R dla 4 identyfikowanych parametrów wynoszą odpowiednio: $a_1=501,35$, $a_2=277,28$, $a_3=53,65$, $J=0,079$, $R_I=0,998$ i $R_\omega=0,999$. Można zauważyć, że proces identyfikacji parametrycznej z zastosowaniem algorytmu genetycznego wymaga znacznego nakładu obliczeń, w skutek czego jest procesem dość czasochłonnym.



Rys. 2. Zbieżność procesu identyfikacji z zastosowaniem algorytmu genetycznego

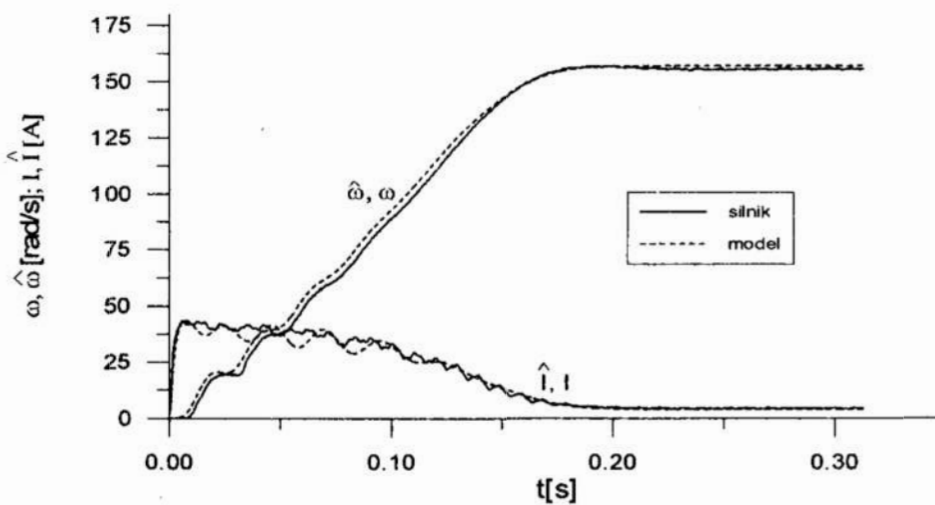
Fig. 2. The convergence of identification process with the use of genetic algorithm

Wyniki identyfikacji eksperymentalnej modelu matematycznego silnika, na podstawie przetwarzania danych pomiarowych z obiektu rzeczywistego zamieszczono w tabeli 3. W identyfikacji przyjęto: współczynnik wagi $K=10$, liczbę pomiarów $N=1131$ oraz krok próbkowania $2\cdot 10^{-5}$ s. Również i w tym przypadku algorytm genetyczny wyznaczył ekstremum globalne i osiągnął zadowalające rezultaty zarówno dla 3, jak i dla 4 identyfikowanych parametrów.

Tabela 3. Wyniki identyfikacji eksperymentalnej
 Tabel 3. The results of experimental identification

Przestrzeń poszukiwań				Liczba parametrów	Liczba iteracji A.G.	Czas trwania proc.ident. [min]	Wskaźnik jakości
a_1	a_2	a_3	J				
[260; 521]	[140; 280]	[27; 54]	-	3	2000	90	48,68
[260; 781]	[140; 420]	[27; 81]	-	3	2500	120	45,02
[260; 521]	[140; 280]	[27; 54]	[0,0001; 1]	4	3000	150	55,64
[260; 781]	[140; 420]	[27; 81]	[0,0001; 1]	4	3497	180	47,53

Na rysunku 3 przedstawiono przykład zarejestrowanych odpowiedzi czasowych prędkości kątowej ω i prądu stojana I silnika oraz jego modelu matematycznego $\hat{\omega}$ i \hat{I} , dla wyznaczonych w procesie identyfikacji wartości parametrów a_1 , a_2 i a_3 .



Rys. 3. Porównanie odpowiedzi czasowych silnika i jego modelu matematycznego
 Fig. 3. Comparison of time responses of induction motor and its mathematical model

5 Wnioski

Praca przedstawia problem analizy algorytmu genetycznego zastosowanego do identyfikacji parametrycznej modelu matematycznego silnika indukcyjnego. Analizowano wpływ parametrów zaprojektowanego algorytmu z uwagi na zbieżność i dokładność procesu identyfikacji oraz wymagany nakład obliczeń. Na podstawie przeprowadzonych badań stwierdzono, że metoda algorytmów genetycznych zastosowana do rozwiązania zadania identyfikacji okazała się metodą skuteczną, ponieważ nieznanne parametry: a_1 , a_2 , a_3 zostały wyznaczone poprawnie. Uzyskano dużą zgodność przebiegów prędkości kątowej ω i prądu stojana I silnika oraz jego modelu matematycznego. Zgodność tę oceniono za pomocą współczynnika korelacji wielowymiarowej R . Zastosowany algorytm genetyczny, choć wymaga znacznego nakładu obliczeń, zapewnia duże prawdopodobieństwo wyznaczenia minimum globalnego, nawet w przypadku dużej liczby identyfikowanych parametrów.

Literatura

1. Goldberg D. E.: *Algorytmy genetyczne i ich zastosowanie*. WNT Warszawa 1995.
2. Mańczak K., Nahorski Z.: *Komputerowa identyfikacja obiektów dynamicznych*. WNT Warszawa 1983.
3. Michalewicz Zb.: *Algorytmy genetyczne + struktury danych = programy ewolucyjne*. WNT Warszawa 1996.
4. Rutkowska D., Piliński M., Rutkowski L.: *Sieci neuronowe, algorytmy genetyczne i systemy rozmyte*. PWN Warszawa 1997.
5. Rutczyńska-Wdowiak K.: *Identyfikacja parametrów modelu matematycznego silnika indukcyjnego z wykorzystaniem algorytmu genetycznego*. Zeszyt Naukowy Politechniki Świętokrzyskiej nr 37 Kielce 2000, str. 91–100.
6. Stefański T.: *Synteza adaptacyjnych algorytmów sterowania momentem falownikowego napędu samochodu elektrycznego z silnikiem indukcyjnym*. Zeszyt Naukowy Politechniki Świętokrzyskiej nr 4 Kielce 1995, seria Elektryka.

Streszczenie

W pracy przedstawiono problem identyfikacji parametrycznej modelu matematycznego silnika indukcyjnego. Identyfikowane parametry modelu matematycznego silnika wyznaczono na podstawie minimalizacji przyjętego wskaźnika jakości w oparciu o zastosowanie algorytmu genetycznego. Analizowano problem zbieżności i dokładności procesu identyfikacji parametrycznej oraz niezbędny nakład obliczeń. Badania eksperymentalne wykonano dla silnika indukcyjnego (2.2kW/380V) zasilanego z falownika napięcia. Do rejestracji sygnałów analogowych zastosowano komputer wyposażony w kartę wejść analogowych typu PCL – 818.

ANALYSIS OF PARAMETRIC IDENTIFICATION CONVERGENCE OF INDUCTION MOTOR PROCESS WITH THE USE OF GENETIC ALGORITHM

Summary

In this paper an analysis of genetic algorithm used to parametric identification of induction motor mathematical model is presented. The identified parameters of induction motor mathematical model were determined as a result of minimisation of performance index with the use of the G.A. In the present work the genetic optimisation method with regard to convergence and accuracy for a parametric identification problem and the time of numerical calculations was analysed. The experimental investigations were performed for induction motor (2.2 kW/380V) powered from voltage inverter. The analog signals registration was performed by means of a computer with analog input card PCL – 818 type.

Referat recenzowany

OBLICZENIA DRGAŃ SKRĘTNYCH NIETYPOWEGO UKŁADU NAPĘDOWEGO STATKU

1 Wstęp

Wszystkie Towarzystwa Klasyfikacyjne dopuszczające statki do eksploatacji wymagają zawsze obliczeń drgań skrętnych układu napędowego statku. Obliczenia drgań skrętnych w biurach konstrukcyjnych stoczni Wybrzeża prowadzone są za pomocą programów *KMSW* [1] i *TORVIB* [2, 3]. Programy te służą do obliczania drgań własnych i drgań wymuszonych okrętowych układów napędowych dla zadanych prędkości obrotowych układu napędowego. Model obliczeniowy układu napędowego oparty jest na metodzie sztywnych elementów skończonych [4]. Podczas obliczeń drgań wymuszonych obliczane są kąty skręceń tarcz, prędkości i przyspieszenia tych tarcz. Oblicza się także naprężenia w odcinkach wałów oraz momenty przenoszone przez sprzęgła i koła zębate, wynikające z drgań układu napędowego wymuszanego siłami generowanymi w cylindrach silników oraz na śrubie napędowej. Dla sprzęgieł i tłumików obliczana jest moc tracona na tych elementach na skutek strat cieplnych. Dla prądnic wałowych obliczana jest nierównomierność biegu prądnicy. Obliczenia drgań wymuszonych przeprowadzane są dla zadanych prędkości obrotowych układu napędowego, które można zadawać lub ustawiać automatycznie. Mogą być one wykonywane dla pracy przy wszystkich cylindrach silnika działających prawidłowo, przy obniżonym ciśnieniu w niektórych cylindrach silnika i przy niektórych cylindrach nie funkcjonujących. Wprowadzono możliwość obliczania maksymalnych naprężeń w poszczególnych odcinkach układu napędowego w zależności od numeru wyłączanego cylindra. W przypadku obliczeń drgań wymuszonych z cylindrem działającym nieprawidłowo przeprowadzana może być analiza stanu obciążenia układu napędowego w odcinkach wału korbowego w zależności od tego, który cylinder działa niewłaściwie. Programy te opracowane są przy założeniu, że drgania skrętne są wywołane zmiennymi w czasie momentami napędowymi silników, pochodzącymi od wymuszeń gazowych i masowych, oraz zmiennymi oporami hydrodynamicznymi śruby napędowej. Wymuszenia te są okresowe, a więc można je przedstawić w postaci sumy składowych harmonicznymi. W przypadku wymuszeń gazowych zwykle podawane są one w różnej formie przez producentów silników [6, 7] w postaci składowych harmonicznymi, z których pewna wybrana liczba jest uwzględniana w obliczeniach. Niekiedy jednak producenci nie dostarczają, z różnych względów, danych dotyczących wymuszeń gazowych. Z takim przypadkiem spotkano się ostatnio. Programy, którymi dysponowano okazały się bezużyteczne, ze względu na brak wszystkich danych decydujących o drganiach skrętnych układu napędowego. Celem niniejszej pracy jest opis czynności, które należało wykonać, aby można było przeprowadzić obliczenia drgań skrętnych w takim przypadku.

* Politechnika Gdańska, ul. G. Narutowicza 11/12 80-952 Gdańsk, E-Mail ssawiak@sunrise.pg.gda.pl.

2 Sposoby obliczania wymuszeń silnikowych

Moment wymuszający od sił generowanych w cylindrze silnika jest równy [3]

$$M(t) = \frac{\pi D^2 R}{4} \sum_{i=1}^{i=w_s} c_v \cdot \sin[v\omega t + \alpha_v + v(\beta + \gamma + \delta)] \quad (1)$$

gdzie:

$$v = \frac{2i}{s} \quad (2)$$

zaś:

- D – średnica cylindra [m],
- R – promień wykorbienia [m],
- w_s – liczba uwzględnianych składowych harmoniczných,
- v – rząd drgań (liczba pełnych cykli drgań w ciągu jednego obrotu wału,
- ω – prędkość kątowna wału korbowego [rad/s],
- s – liczba suwów silnika,
- c_v – współczynnik harmonicznę składowęj stycznę ciśnienię gazowę z uwzględnieniem wpływu sił masowęch [Pa],
- α_v – kąt fazowę współczynnika harmonicznę składowęj względem górnęgo,
- β – kąt obrotu wału między górnęm położeniem tłoka w rozpatrywanęm,
- γ – kąt między osiami cylindrów w silniku widlastęm [rad],
- δ – kąt fazowę silników względem silnika oznaczonegę numerem l [rad].

Współczynnik harmonicznę c_v oblicza się z następnęj zależnoścę

$$c_v = \sqrt{c_{Gv}^2 + c_{Mv}^2 + 2 \cdot c_{Gv} c_{Mv} \cos \alpha_v} \quad (3)$$

gdzie:

- c_{Gv} – współczynnik v -tej składowęj harmonicznę gazowęch sił stycznęch [Pa],
- c_{Mv} – współczynnik v -tej składowęj harmonicznę masowęch sił stycznęch,
- α_v – kąt fazowę między v -tą składową gazową i masową, otrzymany [rad].

Średnie ciśnienię indykowane uzależniane jest od prędkoścę obrotowęj wału silnika za pomocą wzorów:

– dla $n < 1.05 n_{zn}$

$$p_i = p_{ex} \left[a_3 \left(\frac{n}{n_{zn}} \right)^3 + a_2 \left(\frac{n}{n_{zn}} \right)^2 + a_1 \left(\frac{n}{n_{zn}} \right) + a_0 \right] \quad (4)$$

– dla $n > 1.05 n_{zn}$

$$p_i = p_i(n = 1.05 \cdot n_{zn}) = const \quad (5)$$

gdzie:

p_{ex} – średnie ciśnienie indykowane odpowiadające obrotom znamionowym silnika [Pa],

n_{zn} – obroty znamionowe wału silnika [obr/min],

a_0, a_1, a_2, a_3 – współczynniki zależne od typu silnika [-].

Współczynniki harmoniczne gazowych sił stycznych i kąty fazowe oblicza się w zależności od producenta silnika.

Dla silników oblicza się je według wzoru [7]

$$c_{Gv} = A_v \cdot p_i^2 + B_v \cdot p_i + C_v \quad (6)$$

gdzie:

A_v, B_v, C_v – współczynniki zależne od składowej harmonicznej v i typu silnika,

p_i – średnie ciśnienie indykowane w cylindrze silnika [Pa].

Kąt fazowy między v -tą składową gazową, a v -tą składową masową jest równy kątowi α_v we wzorze (1). Jest on obliczany z zależności [7]

$$c_{Gv} = A_v \cdot p_i^2 + B_v \cdot p_i + C_v \quad (7)$$

gdzie:

A_v, B_v, C_v – współczynniki zależne od składowej harmonicznej v i typu silnika, podawane przez producentów silników,

p_i – średnie ciśnienie indykowane w cylindrze silnika [Pa].

Dla obecnie stosowanych w przemyśle okrętowym silników współczynniki harmoniczne gazowych sił stycznych i kąty fazowe między v -tą składową gazową, a v -tą składową masową jest równy kątowi α_v oblicza się na podstawie aproksymacji liniowej wartości podanych przez producenta w tabelach na podstawie aktualnego p_i średniego ciśnienia indykowanego w cylindrze silnika.

Współczynniki harmoniczne masowych sił stycznych oblicza się ze wzoru

$$c_{Mv} = \frac{m_0 \cdot R}{D^2} \cdot n^2 k_v \quad (8)$$

gdzie:

m_0 – masa wykorbienia i korbowodu biorąca udział w ruchu posuwisto-zwrotnym

R – promień wykorbienia [m],

D – średnica cylindra [m],

n – obroty bieżące wału silnika [obr/min],

k_v – współczynnik zależny od rzędu drgań [-], przy czym:

$$k_v = \sum_{i=1}^{i=7} a_i \cdot \lambda^i \quad (9)$$

zaś

$\lambda = \frac{R}{l}$ – współczynnikiem wykorbienia [-],

l – długość korbowodu [m],

a_i – współczynniki a_i [–] obliczamy ze wzorów podanych w [4].

Dla składowych harmonicznych o numerach 1, 2, ..., 7 uwzględniane są w obliczeniach siły masowe. Współczynnik sił masowych obliczany jest ze wzoru (9), przy czym współczynniki k_v podane są np. w [6, 7].

Dla wyższych składowych harmonicznych wpływ sił masowych jest minimalny i nie jest brany pod uwagę.

3 Obliczenia współczynników harmonicznych gazowych sił stycznych i kątów fazowych składowych gazowych

W ramach realizacji niniejszej pracy rozwinięty wykres indykatorowy powstał na drodze obliczeniowo–pomiarowej [5]. Wykorzystano następujące zmierzone parametry pracy obiegu termodynamicznego:

- p_i – średnie ciśnienie indykowane,
- p_{max} – maksymalne ciśnienie spalania,
- p_c – ciśnienie końca sprężania,
- p_k – ciśnienie powietrza doładowującego,
- t – geometryczny stopień sprężania,
- g_e – jednostkowe zużycie paliwa,
- n – prędkość obrotowa silnika.

Obieg termodynamiczny modelowano tak, aby obliczone wartości średniego ciśnienia indykowanego i maksymalnego ciśnienia spalania odpowiadały wartościom zmierzonym. Osiągnięto to na drodze dobrania odpowiednich parametrów procesu wydzielania ciepła, do opisanego którego przyjęto równanie *Wibe'go* [5], przy jednoczesnym respektowaniu bilansu energetycznego. Problemy wymiany ciepła pomiędzy czynnikiem pracującym, a ściankami tworzącymi przestrzeń roboczą opisano zależnościami, zaproponowanymi przez *Woschni'ego* [5]. Pierwszą wersję obliczeń termodynamicznych opisano w pracy [5]. Uzupełniano i rozwijano je wielokrotnie, również przy wykonywaniu niniejszej pracy. Wszystkie parametry obiegu termodynamicznego liczone z krokiem jednego stopnia obrotu wału korbowego (*OWK*). Ciśnienie styczne obliczono również, co jeden stopień *OWK*. Uzyskany zbiór par wartości, to znaczy kąta obrotu wału korbowego α i ciśnienia stycznego y_g stanowił podstawę do przeprowadzenia numerycznej analizy harmonicznej. Aproksymująca dany zbiór wartości funkcja trygonometryczna *Fouriera* posiada – używając symboli stosowanych w niniejszej pracy – następującą postać:

$$y_{gi} \stackrel{def}{=} y_{g0} + \sum_{h=1}^k y_{g\frac{2}{\tau}h} \sin\left(\frac{2}{\tau}h\alpha_i + \delta_{\frac{2}{\tau}h}\right) \quad (10)$$

gdzie:

- h – numer harmonicznej,
- t – wskaźnik obiegu (dla silnika dwusuwowego $\tau=2$, dla silnika czterosuwowego $\tau=4$),
- $\frac{2}{\tau}h$ – rząd harmonicznej,
- $y_{g\frac{2}{\tau}h}$ – amplituda wektora ciśnienia stycznego h -tej harmonicznej rzędu $\frac{2}{\tau}h$,

$\delta_{\frac{2}{\tau}h}$ – kąt przesunięcia fazowego harmonicznej o numerze h rzędu $\frac{2}{\tau}h$.

Przedmiotem rozważań zdefiniowanych w tytule pracy był silnik czterosuwowy, doładowany o mocy rzędu $P=33$ [kW/cyl] osiąganej przy prędkości obrotowej $n=32$ [obr/s]. Maksymalne ciśnienie spalania wynosiło około 14000 [kPa].

Dla tego silnika znane były również inne parametry pracy, zmierzone przez producenta podczas prób silnika na hamowni.

4 Wyniki obliczeń wymuszeń gazowych

Na rysunku 1 pokazano przebieg ciśnienia w przestrzeni roboczej jako funkcję kąta obrotu wału korbowego (*OWK*).

Ponieważ krok obliczeń termodynamicznych wynosił jeden stopień *OWK*, wykres jest graficzną postacią 720 par wartości: α_i, p_{gi} . Stosując wzór (3) dla każdego „ i ” obliczono wartości ciśnienia stycznego y_{gi} . Otrzymany zbiór 720 par wartości: α_i, y_{gi} nazwano zbiorem podstawowym. Na rysunku 3 przedstawiono wykres ciśnienia stycznego y_g jako funkcję kąta obrotu wału korbowego.

Zbiory o podanej wyżej liczbie rzędnych poddano analizie harmonicznej *Fouriera*. Obliczono dla każdego zbioru wyraz wolny y_{g0} oraz amplitudy $y_{g\frac{2}{\tau}h}$ ciśnienia

stycznego i kąty przesunięcia fazowego $\delta_{\frac{2}{\tau}h}$. Obliczenia wykonano dla kąta α_i

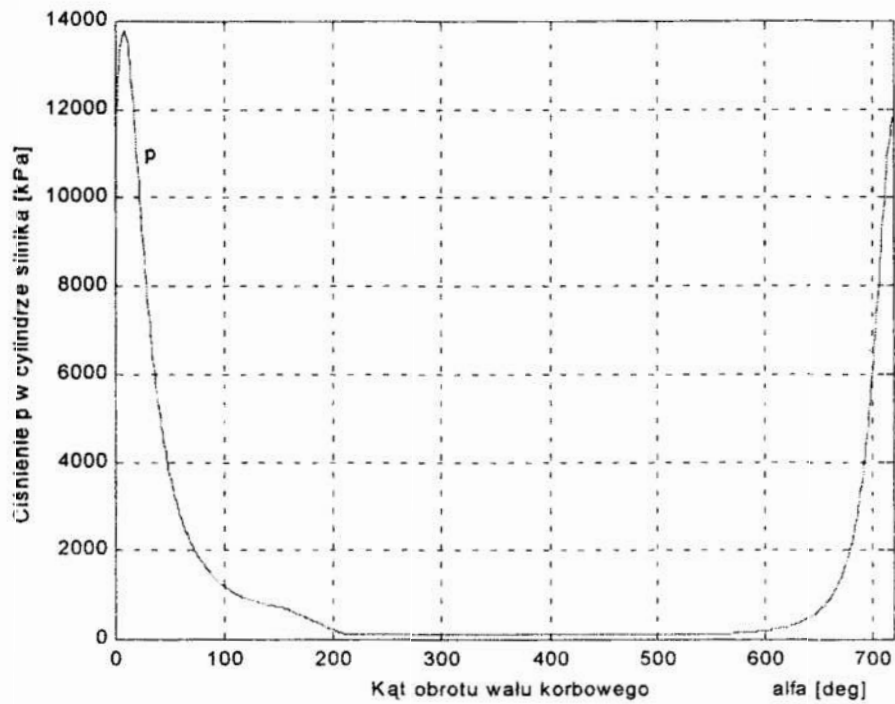
zmieniającego się od 0 do 720° *OWK* co jeden ° *OWK*.

5 Przykład obliczeniowy

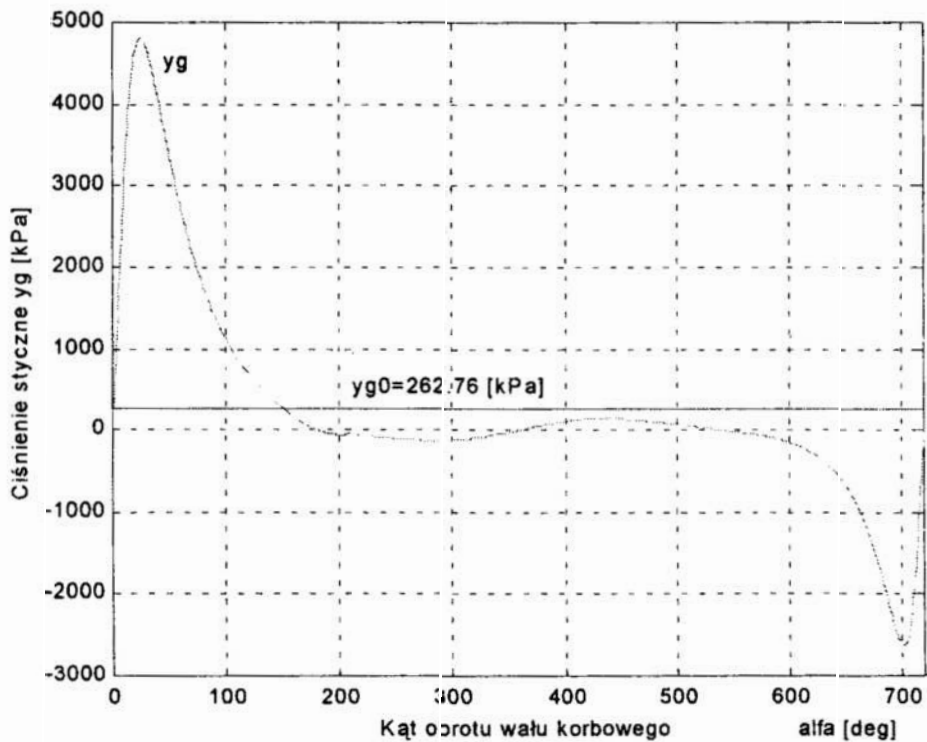
Ze względu na ograniczoną objętość pracy podaje się tylko dane silnika.

Dane silnika

Moc znamionowa (CMCR)	189 kW
Obroty znamionowe (CMCR)	1900 rpm
Liczba suwów	4
Liczba cylindrów	6
Skok	144 mm
Średnica cylindra	115 mm
Ciśnienie efektywne	14.3 bar
Średnie ciśnienie indykowane	16.5 bar
Masa zastępcza układu korbowego jednego cylindra biorąca udział w ruchu posuwisto-zwrotnym ..	3.95 [kg]
Stos. dług. prom. korby do dług. korbowodu R/L (λ)	0.288
Koło zamachowe	$J = 2.19 \text{ kgm}^2$
Średnica czopu ramowego	95 mm
Średnica czopu korbowego	80 mm
Kolejność zapłonu (wg numerów cylindrów) :	1 5 3 6 2 4
Numerы tarcz będących cylindrami:	7 6 5 4 3 2



Rys. 1. Ciśnienie w przestrzeni roboczej jako funkcja kąta obrotu wału korbowego
 Fig. 1. Cylinder volume pressure as a function of crank



Rys. 2. Ciśnienie styczne jako funkcja obrotu wału korbowego
 Fig. 2. Tangential pressure as a function of crank angle

Współczynniki tłumienia w silniku:

$$Babs = 3.5 \text{ Nms/rad}, \tan(\varepsilon) = 0.18$$

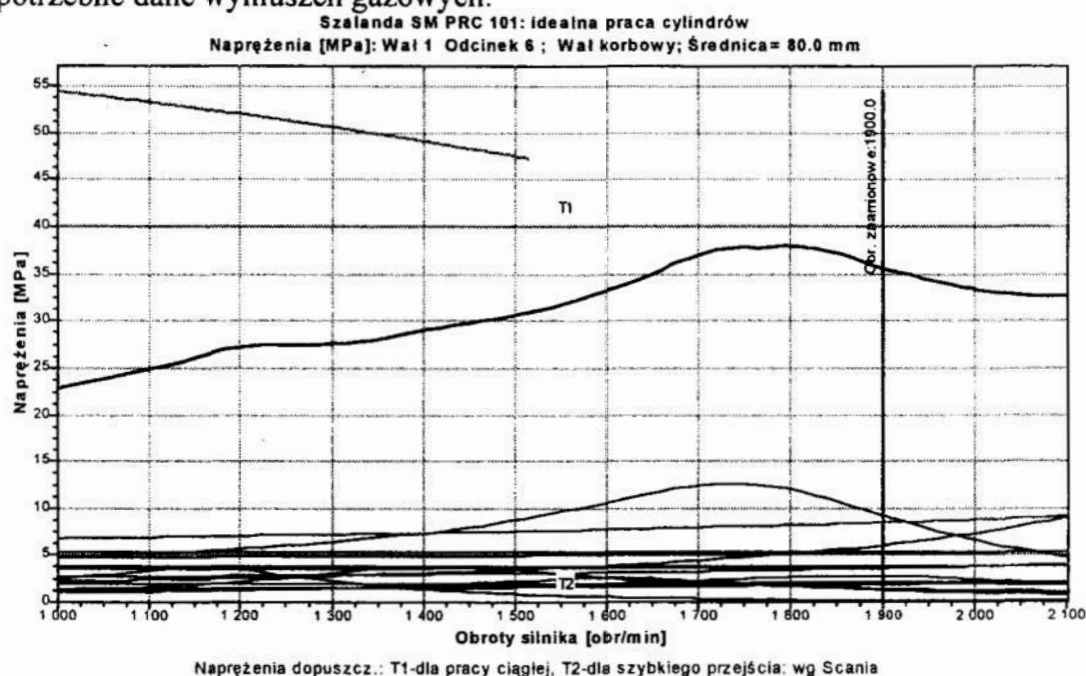
Naprężenia dopuszczalne w wale korbowym wg producenta silnika 40 MPa.

Przykładowe wyniki obliczeń

Na rysunku 3 przedstawiono wyniki obliczeń naprężeń maksymalnych w układzie korbowym silnika.

6 Wnioski

W przypadku braku kompletnych danych dotyczących składowych harmonicznym wymuszeń gazowych w cylindrach silnika można przeprowadzać obliczenia drgań skrętnych takich układów napędowych. Aby uzyskać potrzebne dane należy na podstawie danych ogólnych parametrów silnika uzyskać teoretyczny przebieg ciśnienia w przestrzeni roboczej cylindra jako i ciśnienia stycznego jako funkcje obrotu wału korbowego. Następnie na podstawie analizy harmonicznej *Fouriera* można uzyskać potrzebne dane wymuszeń gazowych.



Rys. 3. Naprężenia w układzie korbowym silnika

Fig. 3. Stress in the crankshaft

Literatura

1. Wittbrodt E., Kruszewski J., Majewski H., Sawiak S.: *Program obliczeń drgań skrętnych okrętowych układów napędowych*. Gdańsk 1991.
2. Sawiak S., Olszewski H.: *Programy preprocesingu i postprocesingu dla systemu obliczeń drgań skrętnych okrętowych układów napędowych*. XV Krajowa Konferencja Polioptymalizacja i CAD, Politechnika Koszalińska, Mielno, 1997.
3. Kruszewski J., Olszewski H., Sawiak S., Wittbrodt E.: *Program obliczeń drgań skrętnych okrętowych układów napędowych*. Mielno, 1997.
4. Kruszewski J., Sawiak S., Wittbrodt E.: *Metoda sztywnych elementów skończonych w dynamice konstrukcji*. Warszawa, WNT, 1999.

5. Węclawski J.: *Teoretyczna ocena obiegu termodynamicznego okrętowego silnika spalinowego i wybór parametrów mających istotne znaczenie w procesie diagnozowania*. Politechnika Gdańska, Instytut Techniki Ciepłej, Gdańsk 1977.
6. *Katalog silników MAN-B&W*. nr 239 162, 1984.
7. *Katalog silników SULZER*. nr 4-107052522-6a, 1993.

Streszczenie

W przypadku wymuszeń gazowych silników spalinowych wymuszenia te zwykle podawane są w różnej formie przez producentów silników w postaci składowych harmoniczných, z których pewna wybrana liczba jest uwzględniana w obliczeniach. W pracy przedstawiono obliczenia drgań skrętnych okrętowego układu napędowego w przypadku, gdy producent czterosuwowego silnika spalinowego nie dostarczył kompletnych danych dotyczących wymuszeń gazowych. Opisano czynności, które należało wykonać, aby można było przeprowadzić obliczenia drgań skrętnych w takim przypadku. Przedstawiono przykład obliczeniowy.

CALCULATIONS OF TORSIONAL VIBRATIONS OF AN ATYPICAL SHIP PROPULSION SYSTEM

Summary

In the case of excitings due to gas forces of an internal combustion engines the forcing characteristics are usually given by their producers in the form of an arbitrary chosen number of harmonic components taken into consideration. This paper presents calculations of torsional vibrations of the ship propulsion system driven by a four-stroke internal combustion engine described by incomplete producer's forcing characteristics. Algorithm of the numerical procedure that overcomes this problem and an illustrative computational example are presented.

Referat recenzowany

EWOLUCYJNE POSZUKIWANIE ROZWIĄZAŃ Z ADAPTACJĄ OPERATORA MUTACJI

1 Wprowadzenie

Dla szerokiej klasy projektowanych obiektów zbiór dopuszczalnych rozwiązań jest opisany modelem matematycznym, na który składają się: podzbiór zmiennych decyzyjnych, podzbiór parametrów stałych, podzbiór ograniczeń nierównościowych zwany *układem warunków sprawności* [1, 2]. W tym ujęciu projektowanie obiektu polega na wyznaczeniu wszystkich kombinacji wartości zmiennych decyzyjnych, dla których, przy założonych wartościach stałych, spełnione są warunki sprawności. Ten zbiór kombinacji zmiennych decyzyjnych spełniających przyjęte ograniczenia jest nazywany *zbiorem wariantów poprawnych* [2] lub *obszarem sprawności* [1]. Po jego wyznaczeniu można dokonać optymalizacji układu, wybierając taki element obszaru sprawności, który maksymalizuje określoną funkcję kryterialną.

W przypadku opisywanej tu metody, danymi zadania są:

- zmienne decyzyjne: x_1, x_2, \dots, x_n
- stałe rozwiązania: c_1, c_2, \dots, c_m
- zbiór ograniczeń nierównościowych, o ogólnej postaci:

$$F_1(x_1, x_2, \dots, x_n, c_1, c_2, \dots, c_m) \geq 0$$

$$F_2(x_1, x_2, \dots, x_n, c_1, c_2, \dots, c_m) \geq 0$$

- - - - -

$$F_g(x_1, x_2, \dots, x_n, c_1, c_2, \dots, c_m) \geq 0$$

Oznaczmy rozwiązanie powyższego układu relacji (które jest zbiorem dopuszczalnych rozwiązań) jako D_R . Wielkościami *szukanymi*, wyznaczanymi przez opisywaną metodę ewolucyjną, będą takie wektory zmiennych decyzyjnych R_i , które spełniają inkluzję:

$$R_i(x_1, x_2, \dots, x_n) \in D_R$$

W pracy [3] zaproponowano algorytm genetyczny, wyznaczający zbiór rozwiązań dopuszczalnych w dyskretnej przestrzeni rozwiązań. To, że przestrzeń rozwiązań jest dyskretna, wynika z faktu, że w opisywanej metodzie ewolucyjnej chromosomami są liczby binarne o określonej liczbie pozycji. Każda kombinacja wartości binarnych na pozycjach chromosomu odpowiada określonym wartościom zmiennych. Skoro liczba kombinacji wartości binarnych na n pozycjach chromosomu jest skończona (równa 2 do potęgi n), to tym samym w przestrzeni zmiennych decyzyjnych możemy odwzorować skończoną liczbę możliwych rozwiązań, wśród których mogą być rozwiązania dopuszczalne, spełniające wszystkie zadane ograniczenia. Opisywana w [3] metoda ewolucyjna stosowała proste i powszechnie opisywane operatory jednopunktowego krzyżowania i mutacji równomiernej [4, 5]. Jak pokazały wyniki eksperymentów komputerowych, metoda ta, jakkolwiek skuteczna, pozwalała odszukać co najwyżej

* Politechnika Zielonogórska, Instytut Informatyki i Elektroniki, ul. Podgórna 50, 65-246 Zielona Góra
e-mail: a.sielicki@iie.pz.zgora.pl

90% rozwiązań dopuszczalnych. Niniejsza praca stanowi rozwinięcie tych badań. Zaproponowano w niej odmienny sposób wykorzystania mutacji, która wg Goldberga [5] jest „błądzeniem przypadkowym w przestrzeni ciągów kodowych”. Sposób ten zwiększa efektywność genetycznego algorytmu poszukiwania rozwiązań dopuszczalnych. Opracowana w toku badań niestandardowa metoda mutacji, zwana dalej *mutacją przeszukującą*, zostaje uruchomiona po ustabilizowaniu się procesu ewolucyjnego. W tej fazie procesu ewolucji elementy kolejnych populacji są w większości rozwiązaniami dopuszczalnymi, ale jeszcze nie wszystkie rozwiązania dopuszczalne zostały odnalezione w toku dotychczasowego przebiegu ewolucji. Eksperymenty komputerowe z użyciem tak zmodyfikowanego algorytmu potwierdziły jego skuteczność. We wszystkich przeprowadzonych obliczeniach, których przykłady pokazano w dalszej części pracy, uzyskano pełne zbiory rozwiązań dopuszczalnych po wygenerowaniu stosunkowo niewielkiej liczby pokoleń.

2 Ogólna struktura algorytmu

Do tworzenia kolejnych populacji rozwiązań zastosowano klasyczny algorytm genetyczny o ogólnej postaci przedstawionej w [3], w którym jednak wydzielono odrębną funkcję, realizującą operację mutacji na danej populacji rozwiązań. Ten nowy operator mutacji adaptuje swoje działanie do stanu procesu ewolucji. W pierwszych krokach algorytmu operator pracuje według znanej metody mutacji równomiernej, w której wartości binarne na wylosowanych pozycjach chromosomów są negowane, z niewielkim prawdopodobieństwem m_{prob} . W następnych krokach algorytmu operator generuje dużą liczbę zmutowanych rozwiązań, które wzbogacają pulę rodzicielską i wśród których mogą się znajdować poszukiwane rozwiązania dopuszczalne. Przy zmienionym operatorze mutacji nadal działają mechanizmy selekcji i krzyżowania osobników, dzięki czemu jest utrzymywany proces eliminowania rozwiązań niepoprawnych i reprodukcji rozwiązań poprawnych, spełniających narzucone ograniczenia.

Poniżej pokazano strukturę algorytmu, zapisaną w postaci funkcji języka C++.

```
main()
{
    int b=0, popnumber=0;
    float sumfit,inratio;
    //faza inicjacji
    initpop(oldpop);
    assesspop(oldpop,sumfit,inratio);
    showpop(oldpop, popnumber);
    //faza ewolucji
    for (popnumber=1; popnumber<=N; popnumber++)
    {
        makepop(sumfit,oldpop,newpop);
        if (inratio>SW) b=1;
        mutpop(newpop,b);
        assesspop(newpop,sumfit,inratio);
    }
}
```

```

        showpop (newpop, popnumber) ;
        copypop (oldpop, newpop) ;
    }
    return 0;
}

```

W przedstawionym algorytmie można wyróżnić fazę inicjacji i fazę ewolucji. W *fazie inicjacji* generuje się losowo początkową populację rozwiązań. Populacja ta podlega ocenie – funkcja `assesspop()` oblicza wartość *sumy miar przystosowania* wszystkich osobników populacji (`sumfitness`) i *współczynnik inkluzji* (`inratio`). Pierwsza z tych wielkości jest potrzebna jako miara odniesienia przy selekcji rodziców do reprodukcji prowadzącej do utworzenia kolejnego pokolenia rozwiązań. Współczynnik `inratio` służy natomiast do badania zbieżności algorytmu i jest definiowany jako $L_R/POPSIZE$, gdzie L_R jest liczbą osobników danej populacji reprezentujących rozwiązania dopuszczalne, a `POPSIZE` oznacza rozmiar populacji. Jeżeli algorytm jest zbieżny, to wartość `inratio` kolejnych pokoleń wzrasta z pokolenia na pokolenie, by ustalić się po pewnym czasie na określonym poziomie. Do wyprowadzenia danych na ekran komputera służy funkcja `showpop()`. *Faza ewolucji* to proces sekwencyjnego generowania i oceny kolejnych pokoleń. W każdym cyklu wywołuje się kolejno pięć funkcji: Pierwsza z nich, `makepop()` przeprowadza reprodukcję, dokonując operacji selekcji i krzyżowania kolejnych par chromosomów, reprezentujących elementy populacji. W wyniku tej reprodukcji, z poprzedniego pokolenia `oldpop` jest tworzone nowe pokolenie `newpop` o tej samej liczbie osobników, lecz lepszych charakterystykach. Wybrane losowo osobniki są mutowane za pomocą funkcji `mutpop()`. Działanie jej wewnętrznego operatora mutacji zmienia się skokowo po pierwszym przekroczeniu przez współczynnik `inratio` pewnej wartości progowej `SW`. Zmienna `b` przyjmuje wtedy wartość 1, która utrzymuje się do końca fazy ewolucji. Kolejne populacje są oceniane przez funkcję `assesspop()`, a ich dane wyprowadza na ekran funkcja `showpop()`. W każdym cyklu pamiętane są jedynie dwie populacje; na końcu cyklu funkcja `copypop()` zapamiętuje więc populację bieżącą, która w następnym pokoleniu będzie pełniła rolę populacji poprzedniej. Warunkiem zakończenia procesu jest uzyskanie założonej liczby pokoleń (`popnumber=N`).

Struktura nowego algorytmu różni się od opisanej w [3] wydzieleniem operacji mutacji z procesu reprodukcji oraz zastosowaniem specjalnego operatora mutacji, który adaptuje swoje działanie do stanu procesu ewolucji. Poniżej opisujemy ten operator w postaci dwóch funkcji języka C++. Pierwsza z nich, `mut()`, dokonuje mutacji na wybranej losowo pozycji chromosomu jednego osobnika populacji. Druga, o nazwie `mutpop()`, wykorzystuje w swoim ciele funkcję `mut()`, by poddać mutacji, z określonym prawdopodobieństwem, wszystkie elementy danej populacji. Sposób działania funkcji `mutpop()` zależy od argumentu `b`, którego wartość zmienia się z 0 na 1 po pierwszym przekroczeniu przez `inratio` założonej wartości progowej `SW`. Od tego momentu mutacja, która dla początkowych pokoleń była prostą mutacją równomierną, odbywać się będzie wg odmiennego mechanizmu, prowadzącego do

skutecznego losowego przeszukiwania przestrzeni rozwiązań w poszukiwaniu nie odkrytych dotychczas rozwiązań dopuszczalnych.

3 Opis operatora mutacji

Funkcja `mut()`, która z określonym prawdopodobieństwem zmienia wybrany bit chromosomu wejściowego `c[]`, może mieć dwojaki wpływ na postać chromosomu `c[]`, w zależności od wartości jej argumentu `b`. Jeżeli `b <> 1`, to działa znany operator mutacji równomiernej jednopunktowej [4]. Wtedy z prawdopodobieństwem `mprob` zmienia się wartość binarna na wylosowanej pozycji `mutpos`. Natomiast jeżeli `b=1`, to działa nowo opracowany dla potrzeb opisywanego zadania operator mutacji przeszukującej. W pierwszym kroku działania tego operatora jest losowo zapełniana tzw. *maska*, czyli tablica zerojedynekowa `p[]`. W następnym kroku wartość binarna na wylosowanej pozycji chromosomu ulega zmianie na przeciwną, o ile na odpowiedniej pozycji maski jest jedynka.

```
void mut(int c[], float mprob, int b) {
    int mutpos, p[STRLEN];
    mutpos=random(STRLEN);
    if (b==1)
        //mutacja przeszukująca
        {
            for (int i=0;i<STRLEN;i++) p[i]=random(2);
            if (p[mutpos]==1)
                if (c[mutpos]==0) c[mutpos]=1;
                else c[mutpos]=0;
        }
    else
        //mutacja liniowa z prawdop. mprob
        {
            if (double(random(1000))>(1.0-mprob)*1000)
                if (c[mutpos]==0) c[mutpos]=1;
                else c[mutpos]=0;
        }
}
```

Opisana funkcja mutacji o podwójnym mechanizmie działania została wykorzystana w pokazanej poniżej funkcji `mutpop()`, odpowiedzialnej za poddanie mutacji (oczywiście, z określonym prawdopodobieństwem) wszystkich osobników danej populacji `pop[]`.

```
void mutpop(member pop[], float mprob, int b) {
    for (int i=0;i<POPSIZE;i++)
        {
            mut(pop[i].ch1,mprob,b);
            mut(pop[i].ch2,mprob,b);
        }
}
```

4 Przykład wyników eksperymentu

W jednym z przeprowadzonych eksperymentów szukano takich wektorów zmiennych x, y , które spełniają cztery założone ograniczenia – dwa nieliniowe i dwa liniowe, przy czym dwie pierwsze nierówności wyznaczają pierścień ograniczony dwoma okręgami o różnych promieniach i wspólnym środku. Zbiór wariantów poprawnych ma więc kształt obciętego pierścienia leżącego na płaszczyźnie x, y . Ograniczenia zadania zapisano w postaci warunków wykonania czterech kolejnych instrukcji `if`, znajdujących się w ciele przedstawionej poniżej funkcji `model()`. Jak widać, funkcja jako wynik zwraca liczbę ograniczeń, spełnianych przez dany wariant rozwiązania.

```
float model(float x, float y)
{
    float m=0.0;
    if ((x-22.0)*(x-22.0)+(y-16.0)*(y-16.0)<=49.0) m+=1.0;
    if ((x-22.0)*(x-22.0)+(y-16.0)*(y-16.0)>=8.0) m+=1.0;
    if (x<28) m+=1.0;
    if (x>18.0) m+=1.0;
    return m;
}
```

Tabela 1 zawiera wykres zmian współczynnika inkluzji, ilustrujący mechanizm działania algorytmu przy rozwiązywaniu wybranego zadania. Na wykresie można wydzielić dwie części. W części początkowej, gdy działa mutacja równomierna, wzrasta wartość współczynnika `inratio` kolejnych pokoleń w miarę postępu procesu ewolucji. Po przekroczeniu przez `inratio` wartości progowej $SW=0.4$ zmienia się operator mutacji. Znaczna liczba tworzonych mutantów powoduje zmniejszenie się wartości współczynnika inkluzji w następnych pokoleniach. Mimo to działające ciągle mechanizmy reprodukcji utrzymują tę wartość na poziomie oscylującym wokół 0,15.

Tabela 2 pokazuje dla kolejnych pokoleń wartości współczynnika pokrycia, to jest względnej (odniesionej do całkowitej liczby wariantów poprawnych) liczby rozwiązań, odzyskanych po kolejnych krokach procesu ewolucji. Jak widać, już po wygenerowaniu trzydziestu trzech pokoleń współczynnik pokrycia osiąga wartość 1, co oznacza odnalezienie wszystkich rozwiązań dopuszczalnych. Podobne wyniki dały inne eksperymenty, których tutaj z braku miejsca nie opisano. Warto zaznaczyć, że program eksperymentalny potrafi dla danego zadania obliczyć liczbę wszystkich rozwiązań dopuszczalnych w dyskretnej przestrzeni zmiennych. Dzięki temu wyznaczenie współczynnika pokrycia dla kolejnych kroków algorytmu nie przedstawia trudności.

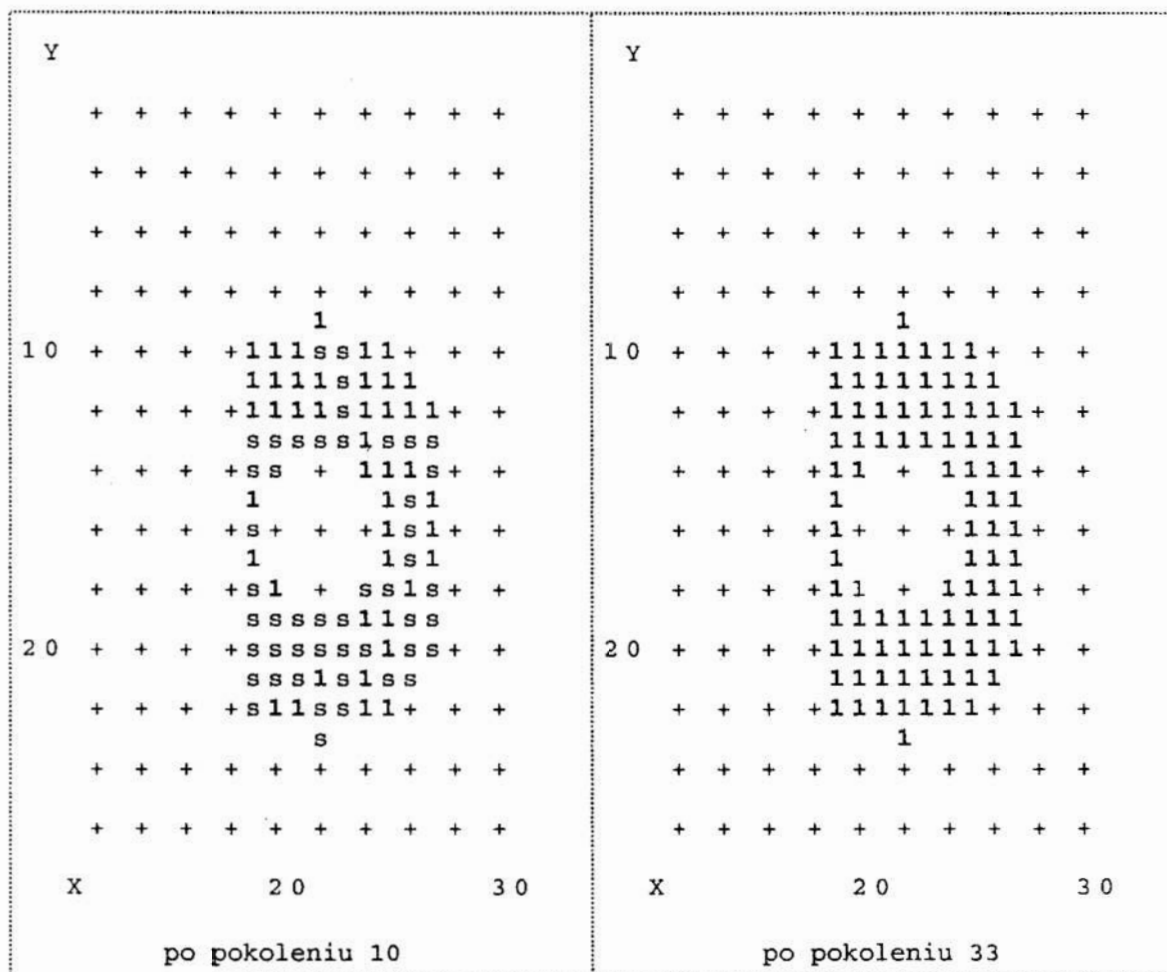
Tabela 1. Wartości współczynnika inkluzji w kolejnych pokoleniach
 Table 1. Fraction of acceptable solutions in successive generations

pokolenie	wykres	wartość
0	==	0.007
1	==	0.017
2	==	0.017
3	==	0.020
4	====	0.040
5	====	0.043
6	====	0.053
7	=====	0.073
8	=====	0.117
9	=====	0.190
10	=====	0.240
11	=====	0.310
12	=====	0.430
13	=====	0.540
14	=====	0.280
15	=====	0.247
16	=====	0.200
17	=====	0.170
18	=====	0.153
19	=====	0.153
20	=====	0.150

Tabela 2. Wartości współczynnika pokrycia w kolejnych pokoleniach
 Table 2. Fraction of acceptable solutions found after successive cycles

pokolenie	wykres	wartość
0	==	0.022
1	====	0.054
2	====	0.098
3	=====	0.152
4	=====	0.239
5	=====	0.293
6	=====	0.304
7	=====	0.391
8	=====	0.478
9	=====	0.609
10	=====	0.707
11	=====	0.804
12	=====	0.837
13	=====	0.859
14	=====	0.902
15	=====	0.902
16	=====	0.946
17	=====	0.967
18	=====	0.967
19	=====	0.978
20	=====	0.978
21	=====	0.978
22	=====	0.978
23	=====	0.989
24	=====	0.989
25	=====	0.989
26	=====	0.989
27	=====	0.989
28	=====	0.989
29	=====	0.989
30	=====	0.989
31	=====	0.989
32	=====	0.989
33	=====	1.00

Rysunek 1 przedstawia zbiór wariantów poprawnych, oznaczonych symbolem 's'. Na rysunku wyróżniono znakiem '1' te rozwiązania, które algorytm odszukał po utworzeniu odpowiedniej liczby pokoleń.



Rys. 1. Rozwiązania odszukane po dziesiątym i trzydziestym trzecim pokoleniu
 Fig. 1. The solutions found after the 10th and 33rd generation

5 Uwagi końcowe

Przedstawione tutaj wyniki są opisem wstępnych badań nad ewolucyjnymi metodami poszukiwania rozwiązań, w których dla zwiększenia efektywności poszukiwań stosuje się operatory genetyczne o działaniu adaptującym się do stanu procesu oraz warunków zadania. Zaproponowany algorytm, z dwoma różnymi kolejno włączanymi operatorami mutacji, wydaje się na tyle skuteczny, że uzasadnia celowość dalszych prac nad metodami wyznaczania rozwiązań, które w odpowiedni sposób łączą podejście genetyczne z losowym przeszukiwaniem przestrzeni zmiennych decyzyjnych.

Literatura

1. Sielicki A.: *Metodologia projektowania*. Wydawnictwo Politechniki Wrocławskiej, 1985.
2. Tarnowski W.: *Podstawy projektowania technicznego*. Wydawnictwa Naukowo – Techniczne, Warszawa 1997.
3. Sielicki A.: *Ewolucyjna metoda znajdowania rozwiązań dopuszczalnych*. Zeszyt Naukowy Wydziału Mechanicznego nr 27, Wydawnictwa Uczelniane Politechniki Koszalińskiej, Koszalin–Mielno 2000.
4. Michalewicz Z.: *Genetic Algorithms + Data Structures = Evolution Programs*. Springer–Verlag, Berlin–Heidelberg, 1996.
5. Goldberg D.E.: *Algorytmy genetyczne i ich zastosowania*. Wydawnictwa Naukowo–Techniczne, Warszawa 1995.

Streszczenie

W pracy przedstawiono propozycję ulepszonej metody ewolucyjnej, przeznaczonej do wyznaczania zbioru dopuszczalnych rozwiązań, określonego przez układ ograniczeń nierównościowych. Metoda stosuje oryginalny operator mutacji przeszukującej, który zostaje włączony samoczynnie po osiągnięciu pewnego stanu procesu. Operator ten wprowadza do populacji znaczną liczbę zmutowanych rozwiązań, co sprzyja bardziej efektywnemu przeszukiwaniu przestrzeni zmiennych decyzyjnych. W toku przeprowadzonych eksperymentów odnajdywano pełne zbiory dopuszczalnych rozwiązań w stosunkowo niewielkiej liczbie kroków algorytmu.

EVOLUTIONARY LOOKING FOR DESIGN SOLUTIONS WITH ADAPTABLE MUTATION

Summary

In the paper an improved evolutionary method of computer–aided searching for acceptable solutions in the case of constrained design problems is proposed. In the method, a special mutation operator is applied. The operator is self–activated after a specific state of the evolution is achieved. During the mutation operations a variety of modified chromosomes is produced and introduced into every generation. This results in quick identification of acceptable solutions. An example of the method implementation is discussed to demonstrate effectiveness of the proposed approach.

Referat recenzowany

DETERMINATION OF SHEAR MODULUS DEPTH PROFILE OF SOIL BY STEADY-STATE VIBRATION TECHNIQUE

1 Introduction

Solution of soil dynamics and dynamic soil-structure interaction problems as the response of soil deposits and earth structures to seismic loads, evaluation of traffic vibration and the design of dynamically loaded engineering structures are critically dependent on the adequate modelling of soil properties in the analysis. Thus considerable effort has been directed towards the determination of soil properties in recent years. Several laboratory and *in situ* techniques for measuring dynamic soil properties have been improved or newly developed, [1–20]. Laboratory measurements can only test a soil that has been disturbed by sampling, transport, and specimen preparation, [9]. A solution to the disturbance problem is *in situ* testing. The most expensive method used to determine *in situ* dynamic soil properties is the cross-borehole experiment. The expense is a result of requiring three or more boreholes to be drilled. Typically a source is lowered in one borehole and receivers record horizontally propagating shear-waves in the other two boreholes. Only one borehole is however required for each test site in the down-hole technique but the choice between cross-hole and down-hole work is often a choice between dealing with complications in measuring dispersion and complications in measuring attenuation, respectively. Ideal techniques because of their efficiency and economy are non-destructive seismic methods like spectral analysis of surface waves that utilizes the dispersion phenomenon of surface waves in inhomogeneous medium (waves of different frequencies travel with different velocities). A surface wave experiments are conducted with both source and receivers on the surface of the ground. The basic steps of the test include: (1) generation of surface waves by an impact and record of them at several locations at the surface; (2) evaluation of the dispersion curve; and (3) inversion of the dispersion curve to obtain the shear modulus profile of the soil deposit. In general, the spectral analysis of shock surface waves is rather complex and computationally expensive, furthermore it may become inaccurate in the frequency range where the signal-to-noise ratio is low. A simpler method of dynamic testing of the near-surface ground is based on the generation of surface wave by a vertically oscillating exciter operating at a given frequency on the ground surface. The wave is recorded at surface points and processing of signals followed by filtering of noise allow to detect the travel time between receivers. Then the velocity of the surface wave is computed under the assumption that the surface waves are made up of only one single mode of propagation. The experiments are repeated with different frequencies of excitation leading to the measured dispersion curve. If the dispersion relation for the surface wave is known the shear wave velocity depth profile and accordingly the shear modulus depth profile can be determined using an approximate straightforward inversion technique. In general the computer aided dynamic testing of soil requires a high degree of experimental skillness and efficient measurement equipment for multi-channel recording signals and data processing.

This paper presents the steady-state vibration technique to determine the shear modulus depth profile of uniformly deposited cohesionless soils. The regular profiles have been obtained from the dispersion curve generated by sources of different size and using the so-called equivalent depths in the inversion procedure, i.e. the depths at which the wave velocities are considered to be equal to the surface wave velocity of an equivalent homogeneous half-space.

* Politechnika Koszalińska, Katedra Mechaniki Budowli, sien@lew.tu.koszalin.pl

2 Dispersion measurements

The steady-state vibration technique is based on the generation and measurement of a wave travelling along the free surface of a soil deposit. Vibrations at minimum two surface points along the same propagation direction are measured allowing the determination of the travel time Δt between receivers for each frequency f . Because the distance between receivers, ΔX , is known, the phase velocity at any frequency can be calculated from

$$C(f) = \frac{\Delta X}{\Delta t(f)} \quad (1)$$

The variation of the phase velocity with frequency f (or with wavelength λ) is known as dispersion, and a plot of the velocity versus wavelength is called a dispersion curve. To determine the phase velocities of surface wave, the experiments with rigid rectangular concrete blocks $B \times L \times H$: $0.8 \times 0.8 \times 0.7 \text{ m}^3$, $0.8 \times 1.2 \times 0.7 \text{ m}^3$ and $0.8 \times 1.6 \times 0.7 \text{ m}^3$ as exciters were performed. The vibrations were excited by a rotating-mass-type vibrator generating the vertical harmonic force in the direction passing through the common centre of gravity of a block and the vibrator and through the centre of a block-soil interface. The vibrator was driven at stationary harmonic frequencies between 12 Hz and 42 Hz with the frequency step 2Hz for all of the experiments. The induced vibrations were measured with three accelerometers coupled with a general-purpose measuring system for multi-channel recording signals and data processing. Figure 1 shows a sketch of the experimental set-up. The soil at the test site is sandy (fine to medium sand) with density ρ approximately 1700 kg/m^3 . Reasonable value of Poisson's ratio for granular soils is assumed to be $\nu=0.33$. Furthermore, the ground water table was at a depth approximately 5 m. The surface wave phase velocities of the site of experiments estimated according to the relationship (1) are shown in Figure 2,3 and 4 as discrete data points. The dispersion relations are fitted by a power law and using least-square approximation the empirical expressions given in table 1 have been obtained.

Table 1. Empirical dispersion relations

Tablica 1. Empiryczne zależności dyspersyjne

Exciter: rigid block $B \times L \times H$ [m^3]	Dispersion relation
$0,8 \times 0,8 \times 0,7$	$C(\lambda) = 92.677 \lambda^{0.277}$
$0,8 \times 1,2 \times 0,7$	$C(\lambda) = 106.609 \lambda^{0.151}$
$0,8 \times 1,6 \times 0,7$	$C(\lambda) = 109.464 \lambda^{0.102}$

3 Estimation procedure

In connection with the steady-state vibration technique a concept of an equivalent depth is introduced. The equivalent depth \hat{z} is defined as the depth at which the shear modulus $G(\hat{z})$ yields a Rayleigh-wave velocity of the equivalent homogeneous half-space C_r equal to the velocity of the surface wave $C(\lambda)$

$$C_H \sqrt{\frac{G(\hat{z})}{\rho}} = C(\lambda) \quad (2)$$

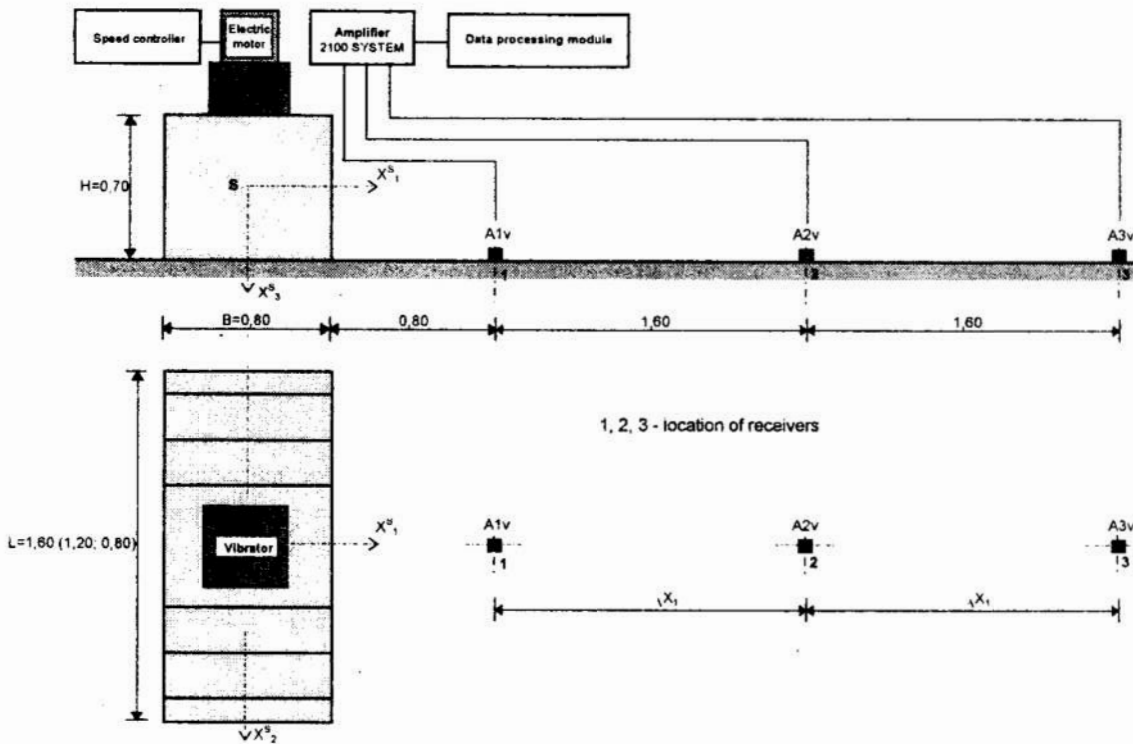


Fig. 1. Experimental set-up used to measure the travel time of wave between receivers
 Rys. 1. Układ eksperymentalny stosowany do pomiaru czasu przejścia fali między punktami pomiarowymi

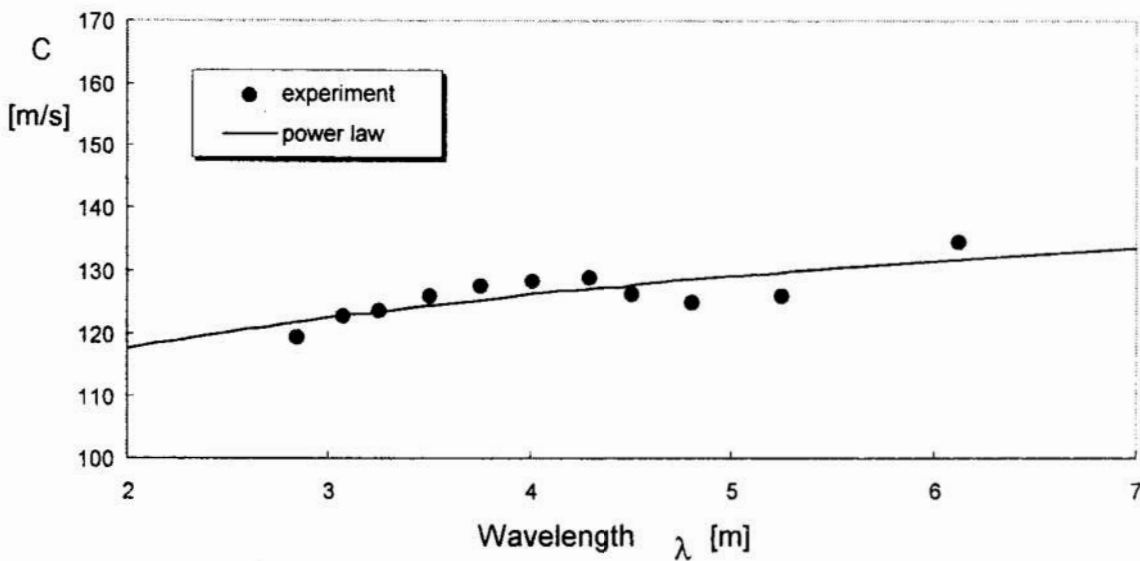


Fig. 2. Dispersion relation $C(\lambda)$ for surface wave generated by rigid foundation block having dimensions $B \times L \times H = 0.8 \times 0.8 \times 0.7 \text{ m}^3$

Rys. 2. Zależność dyspersyjna $C(\lambda)$ dla fali powierzchniowej generowanej przez sztywny blok fundamentowy o wymiarach $B \times L \times H = 0.8 \times 0.8 \times 0.7 \text{ m}^3$

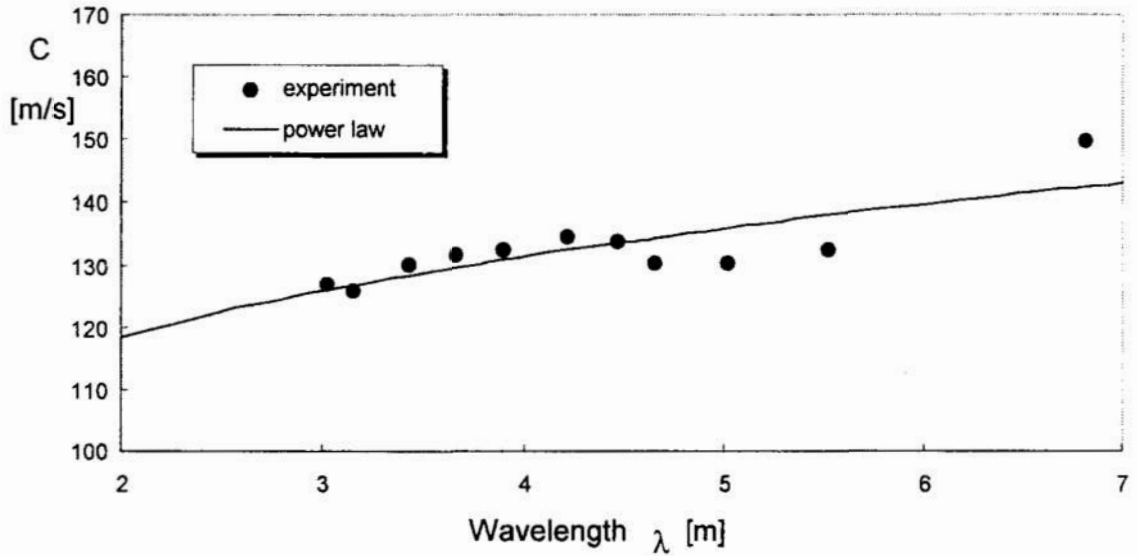


Fig. 3. Dispersion relation $C(\lambda)$ for surface wave generated by rigid foundation block having dimensions $B \times L \times H = 0.8 \times 1.2 \times 0.7 \text{ m}^3$

Rys. 3. Zależność dyspersyjna $C(\lambda)$ dla fali powierzchniowej generowanej przez sztywny blok fundamentowy o wymiarach $B \times L \times H = 0.8 \times 1.2 \times 0.7 \text{ m}^3$

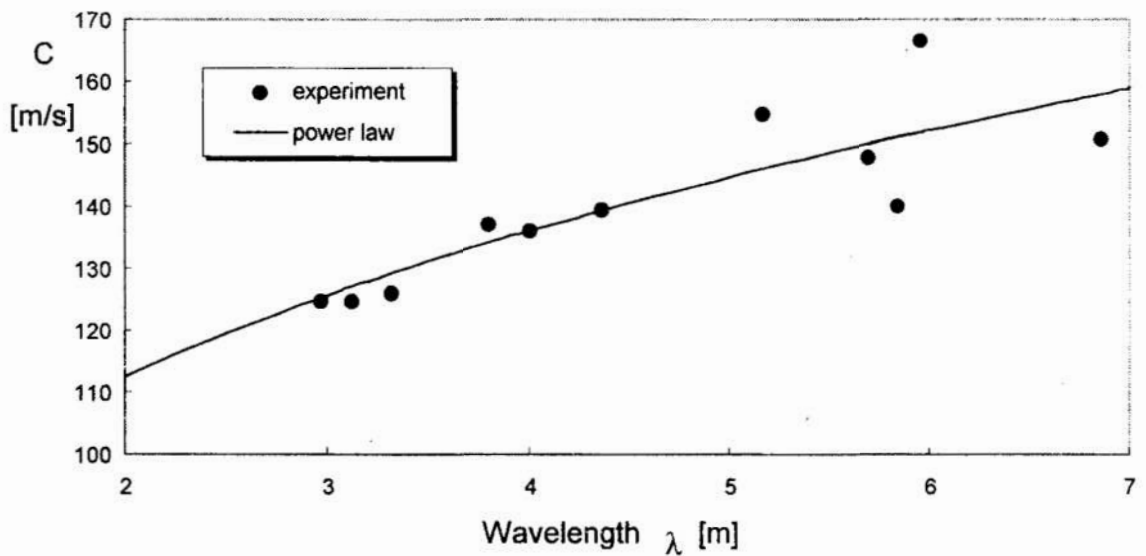


Fig. 4. Dispersion relation $C(\lambda)$ for surface wave generated by rigid foundation block having dimensions $B \times L \times H = 0.8 \times 1.6 \times 0.7 \text{ m}^3$

Rys. 4. Zależność dyspersyjna $C(\lambda)$ dla fali powierzchniowej generowanej przez sztywny blok fundamentowy o wymiarach $B \times L \times H = 0.8 \times 1.6 \times 0.7 \text{ m}^3$

where C_r is the ratio of Rayleigh and shear wave velocity, C_r/C_s , in the homogeneous half-space that for the Poisson's ratio $\nu=0.33$ is equal to 0.932, [21]. For the given frequency of the steady-state vibration, f , the equivalent depth \hat{z} is a fraction of the wavelength λ of the surface wave

$$\hat{z} = \alpha \lambda \quad (3)$$

The generally recommended empirical value of α coefficient is 0.5, [1], but some results of analytical investigations indicate that the value of 0.3 also should be taken into consideration for uniformly deposited cohesionless soils, [22]. Combining the equations (2) and (3) with the data in table 1 leads to the shear modulus depth profile for the test site given in table 2.

Table 2. Power depth profile of shear modulus

Tablica 2. Potęgowa zależność modułu ścinania od głębokości

Exciter B×L×H [m ³]	Shear modulus depth profile [MPa]
equivalent depth $\hat{z} = 0,3 \lambda$	
0,8 × 0,8 × 0,7	$G(\hat{z}) = 23,75 \hat{z}^{0,01}$
0,8 × 1,2 × 0,7	$G(\hat{z}) = 22,86 \hat{z}^{0,023}$
0,8 × 1,6 × 0,7	$G(\hat{z}) = 18,44 \hat{z}^{0,077}$
equivalent depth $\hat{z} = 0,5 \lambda$	
0,8 × 0,8 × 0,7	$G(\hat{z}) = 23,62 \hat{z}^{0,01}$
0,8 × 1,2 × 0,7	$G(\hat{z}) = 22,60 \hat{z}^{0,023}$
0,8 × 1,6 × 0,7	$G(\hat{z}) = 17,73 \hat{z}^{0,077}$

Table 3. Parameters of sublinear depth profile of shear modulus

Tablica 3. Parametry subliniowej zależności modułu ścinania od głębokości

Exciter B×L×H [m ³]	G_0 [MPa]	$\frac{G_\infty}{G_0}$	a [m ⁻¹]
equivalent depth $\hat{z} = 0,3 \lambda$			
0,8 × 0,8 × 0,7	23,60	1,031	0,267
0,8 × 1,2 × 0,7	22,50	1,075	0,264
0,8 × 1,6 × 0,7	17,25	1,273	0,300
equivalent depth $\hat{z} = 0,5 \lambda$			
0,8 × 0,8 × 0,7	23,50	1,032	0,237
0,8 × 1,2 × 0,7	22,50	1,083	0,146
0,8 × 1,6 × 0,7	17,25	1,258	0,200

Some insight into the nature of the shear modulus depth profile can be gained if the power law from the table 2 is approximated by the sublinear bounded function

$$G(\hat{z}) = G_0 + (G_\infty - G_0)(1 - \exp(-a\hat{z})), \quad \hat{z} > 0, \quad 0 < G_0 < G_\infty \quad (4)$$

where $G_0 = G(0)$ is the shear modulus at the surface, $G_\infty = \lim_{\hat{z} \rightarrow \infty} G(\hat{z})$ is the shear modulus at infinite depth and a constant a with the dimension of inverse length controls the "shape" of the depth profile. Use of least-squares approximation yields the estimation of parameters $G_0, G_\infty / G_0$ and a given in table 3. The sublinear shear modulus depth profiles are plotted in Figure 5 in the case when the equivalent depth \hat{z} is equal to 0.3λ .

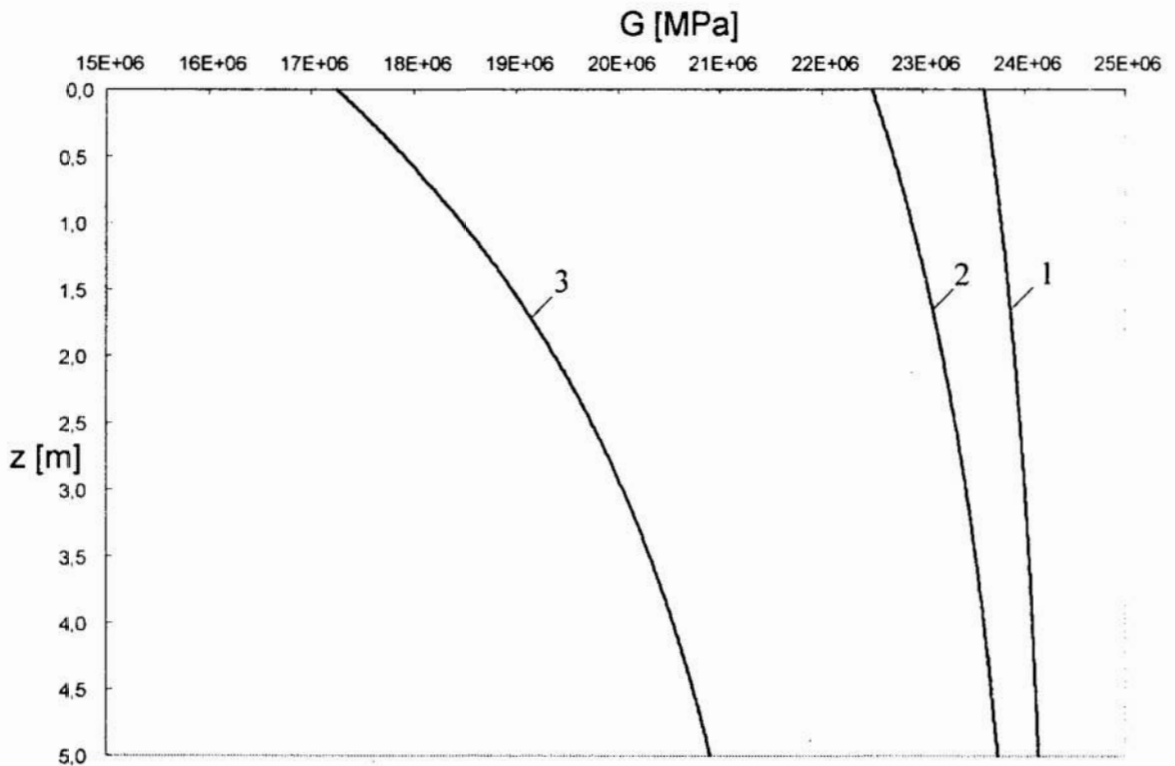


Fig. 5 Sublinear depth profile of shear modulus (equivalent depth $\hat{z} = 0.3\lambda$); source of surface wave: 1-rigid block $0.8 \times 0.8 \times 0.7 \text{ m}^3$; 2-rigid block $0.8 \times 1.2 \times 0.7 \text{ m}^3$; 3-rigid block $0.8 \times 1.6 \times 0.7 \text{ m}^3$

Rys. 5 Subliniowa zależność modułu ścinania od głębokości (głębokość równoważna $\hat{z} = 0.3\lambda$); źródło fali powierzchniowej: 1-sztywny blok $0.8 \times 0.8 \times 0.7 \text{ m}^3$; 2-sztywny blok $0.8 \times 1.2 \times 0.7 \text{ m}^3$; 3-sztywny blok $0.8 \times 1.6 \times 0.7 \text{ m}^3$

4 Concluding remarks

The shear modulus depth profiles determined by the steady-state vibration technique and an approximate inversion procedure provides information about the dynamic characteristics of the near-surface ground surrounding the rigid rectangular block. The profiles display the dependence on the size of the block due to the near field effects and on the location of the reference depth used in the inversion procedure. The results can facilitate the modelling of soil medium if the dynamic response of a rectangular rigid

foundation placed on structurally homogeneous deposits of sand and subjected to time-harmonic excitation is to be studied. The continuously nonhomogeneous half space model of soils can overcome known deficiency of the homogeneous half space model of soil, covering a wide range of regular soil deposits by estimation only three parameters. However the presented approach may serve only as a rough estimate for other irregular soil profiles.

To obtain the more reliable inversion procedure the advanced numerical simulation of an actual experimental test is necessary enabling the contributions of all types of waves and their modes to be taken into account.

References

1. Richart F.E., Hall J.R., Woods R.D.: *Vibrations of soil and foundations*. Prentice-Hall, Englewood Cliffs, New Jersey 1970.
2. Stokoe II K.H., Woods R.D.: *In situ shear wave velocity by cross-hole method*. J. Soil Mech. Found. Div., ASCE, 98(5), 443–460, 1972.
3. Hardin B.O., Drnevich V.P.: *Shear modulus and damping in soils: measurement and parameter effects*. J. Soil Mech. Found. Div., ASCE, Vol. 89, No. SM6, 603–624, 1972.
4. Beeston H.E., Mcevilly T.V.: *Shear wave velocities from down-hole measurements*. Earthquake Engineering and Structural Dynamics, Vol. 5, 181–190, 1977.
5. Richard F.E.: *Field and laboratory measurements of dynamic soil properties*. Proc. Dyn. Methods Soil Rock Mech., 1, 3–36, 1978.
6. Ohta Y., Goto N., Kagami H., Shiono K.: *Shear wave velocity measurement during a standard penetration test*. Earthquake Engineering and Structural Dynamics, Vol. 6, 43–50, 1978.
7. Abbiss C.P.: *Shear wave measurements of the elasticity of the ground*. Geotechnique, Vol. 31, No. 1, 91–104, 1981.
8. Prakash S., Puri V.K.: *Dynamic properties of soils from in-situ tests*. Journal of the Geotechnical Engineering, ASCE, Vol. 107, No. GT7, 943–963, 1981.
9. Werno M.(red.): *Podłoże gruntowe obciążone cyklicznie*. WKŁ, Warszawa 1985.
10. Figueroa L., Yamamoto T., Nagai T.: *Inverted shear modulus from wave-induced soil motion*. Journal of Geotechnical Engineering, Vol. 111, No. 1, 115–131, 1985.
11. Hicher P.-Y.: *Elastic properties of soils*. Journal of Geotechnical Engineering, ASCE, Vol. 122, No. 8, 641–648, 1996.
12. Robertson P.K., Sasitharan S., Cunning J.C., Sego D.C.: *Shear-wave velocity to evaluate in-situ state of Ottawa sand*. Journal of Geotechnical Engineering, ASCE, Vol. 121, No. 3, 262–273, 1995.
13. Glaser S.: *System identification and its application to estimating soil properties*. Journal of Geotechnical Engineering, ASCE, Vol. 121, No. 7, 553–560, 1995.
14. Wei B.-Z., Pezeshk S., Chang T.-S., Hall K.H., Liu H.P.: *An empirical method to estimate shear wave velocity of soils in the New Madrid seismic zone*. Soil Dynamics & Earthquake Engineering, Vol. 15, 399–408, 1996.
15. Lin M.-L., Huang T.-H., You J.-Ch.: *The effects of frequency on damping properties of sand*. Soil Dynamics & Earthquake Engineering, Vol. 15, 269–278, 1996.
16. Salgado R., Drnevich V.P., Ashmawy A., Grant W.P., Vallenias P.: *Interpretation of large-strain seismic cross-hole tests*. Journal of Geotechnical and Geoenvironmental Engineering, Vol. 123, No. 4, 382–388, 1997.
17. Lanzo G., Vucetic M., Doroudian M.: *Reduction of shear modulus at small strains in simple shear*. Journal of Geotechnical and Geoenvironmental Engineering, Vol. 123, No. 11, 1035–1042, 1997.

18. Forchap E.A., Schmid G.: *Experimental determination of Rayleigh-wave mode velocities using the method of wave number analysis*. Soil Dynamics and Earthquake Engineering, Vol. 17, 177–183, 1998.
19. Rollins K.M., Evans M.D., Diehl N.B., Daily W.D. III : *Shear modulus and damping relationships for gravels*. Journal of Geotechnical and Geoenvironmental Engineering, Vol. 124, No. 5, 396–405, 1998.
20. Michaels P.: *In situ determination of soil stiffness and damping*. Journal of Geotechnical and Geoenvironmental Engineering, Vol. 124, No. 8, 709–719, 1998.
21. Achenbach J.D.: *Wave propagation in elastic solids*. North-Holland, Amsterdam 1973.
22. Vrettos Ch.: *In-plane vibrations of soil deposits with variable shear modulus: I. Surface waves*. International Journal for Numerical and Analytical Methods in Geomechanics, Vol. 14, 209–222, 1990.

Summary

The steady-state vibration technique is used to determine the dynamic shear modulus depth profile of uniformly deposited cohesionless soils. In the first step the empirical dispersion relation for a surface wave is found. To determine the phase velocity a motion of surface of soil is generated by a vertically oscillating rigid surface block and the vibrations of soil are recorded at minimum two surface points along the selected propagation direction. The detected travel time of wave between receivers at the known distance is sufficient to estimate the phase velocity of surface wave. The experiments are repeated with different frequencies of excitation building up the base for the estimation of the dispersion relation. In the second step the experimental dispersion curve is inverted to obtain the shear modulus profile of the test site. The results of the study can be used in the numerical analysis of dynamic soil-structure interaction problems.

WYZNACZENIE ZALEŻNOŚCI MODUŁU ŚCINANIA GRUNTU OD GŁĘBOKOŚCI METODĄ DRGAŃ STACJONARNYCH

Streszczenie

Zastosowano technikę drgań stacjonarnych do wyznaczenia zależności dynamicznego modułu ścinania od głębokości dla strukturalnie jednorodnych gruntów niespoistych. W pierwszym etapie wyznacza się eksperymentalnie zależność dyspersyjną dla fali powierzchniowej. W tym celu generowany jest ruch falowy powierzchni gruntu, którego źródłem jest drgający pionowo blok fundamentowy posadowiony na powierzchni. Drgania gruntu rejestrowane są w minimum dwóch punktach na powierzchni wzdłuż wybranego kierunku propagacji. Prędkość fazową fali powierzchniowej oszacowuje się na podstawie otrzymanego z pomiarów czasu przejścia fali pomiędzy punktami pomiarowymi, które instaluje się w znanej odległości. Eksperyment powtarzany jest przy różnych częstościach tworząc bazę do wyznaczenia zależności dyspersyjnej. W drugim etapie zależność dyspersyjną wykorzystuje się do określenia zależności modułu ścinania od głębokości. Wyniki badań mogą być zastosowane w analizie interakcji dynamicznej konstrukcja-podłoże.

Referat recenzowany

SPOSOBY ZWIĘKSZANIA ROZMIARÓW ZADAŃ OPTYMALIZACYJNYCH ROZWIĄZYWANYCH W SYSTEMIE KLASY MRP II

1 Wprowadzenie

Autorzy są członkami zespołu badawczego, który pod kierownictwem prof. M. Zaborowskiego zajmuje się między innymi pracami nad optymalizacją pewnych fragmentów systemu zarządzania produkcją klasy MRP II. Opracowane zostały m.in. modele optymalizacji rozdziału obciążeń w metodzie MRP [3] oraz optymalizacji konfiguracji wariantów produkcyjnych [4] dla autorskiego algorytmu harmonogramowania nadażnego. Implementacja tych modeli nastąpiła w edukacyjnym systemie zarządzania produkcją przykładową fabryką samochodów osobowych [2], opartym o zintegrowaną bazę danych. Do optymalizacji postanowiono zastosować komercyjny pakiet optymalizacji dyskretnej „LINGO” firmy LINDO SYSTEMS INC. oraz programowanie w logice z ograniczeniami (Constraint Logic Programming).

2 Zastosowanie pakietu „LINGO” do optymalizacji rozdziału obciążeń w metodzie MRP

Model matematyczny optymalizacji rozdziału obciążeń dla metody MRP wraz z dyskusją ograniczeń przedstawiono w [3]. Został on sformułowany jako zagadnienie programowania liniowego. Aby dokonać optymalizacji problemu należało:

- Zintegrować wejścia i wyjścia pakietu „LINGO” z edukacyjnym systemem zarządzania produkcją.
- Przedstawić model optymalizacyjny w języku modelowania pakietu „LINGO”.
- Opracować procedury programowe, które przekształcają dane ze zintegrowanej bazy danych do formatu akceptowanego przez pakiet „LINGO”.
- Uruchomić optymalizację.

Okazało się, że przy po wykonaniu tych prac uruchomienie optymalizacji kończyło się powodzeniem jedynie dla przykładów o niewielkich rozmiarach. Biorąc pod uwagę, że do dyspozycji był pakiet o największych możliwościach w wersji EXTENDED, która umożliwia optymalizację zadań posiadających do 100.000 zmiennych decyzyjnych i do 32.000 ograniczeń należało znaleźć przyczyny takiego stanu rzeczy. Bardzo szybko okazało się, że wynikają one z charakteru zmiennych decyzyjnych problemu optymalizacji rozdziału obciążeń, które indeksowane były trzema a nieraz nawet i pięcioma różnymi indeksami. Dla przykładu jeżeli każdy z pięciu indeksów wybranej zmiennej decyzyjnej problemu był rzędu 10 to zmienna decyzyjna była rzędu 10^5 czyli ona sama wypełniała możliwości pakietu „LINGO”. Należy nadmienić, że model posiadał wiele zmiennych decyzyjnych [3], a rząd niektórych indeksów był 10^2 . Dlatego opracowane zostały procedury, które w oparciu o znajomość wartości pewnych charakterystycznych danych systemu np. dotyczących technologii umożliwiały w sposób jawny generowanie niektórych ograniczeń problemu do pakietu „LINGO”. Pomysł ten przedstawiony zostanie na przykładzie generacji zestawienia materiałowego, które jest jednym z ograniczeń modelu optymalizacyjnego (1).

* Politechnika Świętokrzyska, Samodzielny Zakład Systemów Sterowania i Zarządzania, Al. 1000-PP 7, 25-314 Kielce, E-Mail: sitek@sabat.tu.kielce.pl, wikarek@sabat.tu.kielce.pl

$$R_{jt} = \sum_{\substack{l \in J \\ (j,l) \in SW}} a_{jl}(1+b_{jl})P_{l,t+L_l}, \quad \text{dla } t=1..T+L_j^{\Sigma}, j \in J \setminus J^Y \quad (1)$$

gdzie:

SW struktura wyrobu,

P_{jt} planowane zlecenie produkcyjne, czyli ilość produktu j o planowanym terminie spływu w okresie planistycznym $t, j \in J, t=1..T$,

a_{jl} współczynnik zużycia elementu j na jednostkę elementu l ,

b_{jl} współczynnik nadmiaru na braki.

W języku modelowania pakietu „LINGO” najwygodniej jest (poprzez prostą analogię) zapisanie tego równania w postaci niejawnej (2):

$$\text{@for}(\text{podwojne}(u2,v2):(\text{Finj}(u2)-1)*R_{jt}(u2,v2)=(\text{Finj}(u2)-1)*\text{@sum}(\text{zapas}(z2): \text{Wab}(u2,z2)*P_{jt}(z2,v2+L_j(z2)))); \quad (2)$$

gdzie:

zapas typ prosty obejmujący wszystkie pozycje kartoteki zapasów,

podwojne typ złożony z dwu typów prostych *zapas* i *czas* (obejmuje wszystkie horyzonty planowania),

Finj współczynnik określający czy dany wyrób jest produktem finalnym (1 – tak, 0 – nie),

Wab współczynnik zużycia komponentu a na jednostkę produktu b ($a_{jl}*(1+b_{jl})$).

Równanie to należy wtedy interpretować w następujący sposób. Dla każdej pozycji (za wyjątkiem wyrobów finalnych, gdyż wtedy obie strony równania są przemnażane przez 0) w każdym okresie czasu (funkcja *@for* dla typu *podwojne*) określ zapotrzebowanie na wyrób jako sumę zapotrzebowań wynikających z realizacji jego pozycji nadrzędnych uwzględniając odpowiednie wyprzedzenia czasowe. Takie podejście mimo prostoty zapisu wymaga wygenerowania jednak tablicy współczynników Wab , która przy ok. 300 produktach zawiera ok. 90000 elementów, przy tym system „LINGO” traktuje je jako zmienne. Dodatkowo należy wygenerować współczynniki Finj . Wygenerowanie tego równania w postaci częściowo jawnej (3) nie wymaga generacji współczynników Wab , gdyż ich niezerowe wartości są bezpośrednio wstawiane z bazy danych.

$$\begin{aligned} \text{@for}(\text{czas}(u): \\ R_{jt}(1,u) &= 1.00 * P_{jt}(180,u+1); \\ R_{jt}(2,u) &= 1.00 * P_{jt}(181,u+1); \\ \text{-----} \\ R_{jt}(263,u) &= 1.00 * P_{jt}(118,u+1) + 1.00 * P_{jt}(117,u+1) + 2.00 * \\ & P_{jt}(116,u+1) + 2.00 * P_{jt}(115,u+1) + 1.00 * P_{jt}(114,u+1) + 1.00 * \\ & P_{jt}(113,u+1) + 2.00 * P_{jt}(112,u+1) + 1.00 * P_{jt}(111,u+1) + 1.00 * \\ & P_{jt}(110,u+1) + 1.00 * P_{jt}(109,u+1); \\ \text{-----} \\ R_{jt}(273,u) &= 1.00 * P_{jt}(179,u+1); \\ R_{jt}(274,u) &= 3.00 * P_{jt}(152,u+1); \\ R_{jt}(274,u) &= 3.00 * P_{jt}(152,u+1); \end{aligned} \quad (3)$$

Pomysł takiego rozwiązania wynika ze sposobu zapisu danych w relacyjnej bazie danych. Niezerowe wartości danych są reprezentowane przez odpowiednie wartości atrybutów w wierszach bazy danych. Brak wiersza oznacza, że wartości jego atrybutów są zerowe. Podejście takie, dla prezentowanego przykładu, wymaga co prawda wygenerowania w sposób jawny 274 równań ale w każdym równaniu występuje na ogół

jeden lub dwa elementy (maksymalnie dziesięć) co łącznie daje tylko 435 elementów zamiast 90 000.

Innym sposobem radzenia sobie z rozmiarami i liczbą zmiennych decyzyjnych problemu optymalizacji rozdziału obciążeń jest odpowiedni sposób reindeksacji zmiennych. Problem ten zostanie przedstawiony na przykładzie rozdziału obciążeń na poszczególne centra robocze (czyli przydziału operacji potrzebnych do wykonania wybranej pozycji) do centrów roboczych. Jest to kolejne ograniczenie (4) modelu optymalizacji rozdziału obciążeń [3].

$$\sum_{w \in I_{jk}^{\Omega}} Z_{jkw t} = P_{j,t+L_{jk}^{\circ}}, \quad \text{dla } j \in J, k \in K_j, t = 1..T \quad (4)$$

gdzie :

w numer centrum roboczego, czyli układu równoległe pracujących jednakowych stanowisk roboczych. (Przydział centrów roboczych do zadań lub części zadań wykonywanych w ramach planowanych zleceń produkcyjnych należy do decyzji rozdziału obciążeń),

I_{jk}^{Ω} zbiór numerów centrów roboczych, które mogą być przydzielone do zadania k w zleceniu na wykonanie elementu j , $I_{jk}^{\Omega} \subset I^{\zeta}$,

I^{ζ} zbiór numerów wszystkich centrów roboczych systemu produkcyjnego,

$Z_{jkw t}$ część zadania k wykonywana w centrum roboczym w , w okresie t , w ramach zlecenia produkcyjnego $P_{j,t+L_{jk}^{\circ}}$, $w \in I_{jk}^{\Omega}$, $k \in K_j$, $j \in J$,

P_{jt} planowane zlecenie produkcyjne, czyli ilość pozycji j o planowanym okresie splotu produkcji t , $j \in J$, $t = 1..T$,

L_{jk}° wyprzedzenie chwili końcowej okresu splotu zlecenia produkcyjnego przez chwilę końcową okresu wykonania zadania k tego zlecenia (zakłada się, że czas ten nie zależy od przydziału centrów roboczych do poszczególnych zadań), a realizacją zadania może rozkładać się na więcej niż jeden okres planistyczny, przy czym w takim przypadku samo wykonanie zadania oraz odpowiednie obciążenie maszyn i ludzi koncentruje się w ostatnim z tych okresów).

W języku modelowania pakietu „LINGO” poprzez prostą analogię zapisanie tego równania w postaci niejawnej przyjmuje postać (5).

$$\begin{aligned} & @for(\text{podwojne}(a1, a2): \\ & \quad @for(\text{operacja}(a3): \\ & \quad \quad @sum(\text{centra}(a4): \\ & \quad \quad \quad M(a1, a3, a4) * Z_{jkw t}(a1, a3, a4, a2)) = P_{jt}(a1, a2+L_{jk}(a1, a3)))) \end{aligned} \quad (5)$$

gdzie:

czas typ prosty obejmuje wszystkie horyzonty planowania,

operacja typ prosty określający operacje dla pozycji,

centra typ prosty obejmujący wszystkie centra robocze,

M współczynnik określający czy operacja ($a3$) dla wyrobu ($a1$) może być realizowana w centrum roboczym ($a4$).

Podejście takie choć spójne i dosyć proste wymaga jednak wygenerowania współczynników M . W praktyce sprowadza się do sprawdzania czy w tabeli relacyjnej bazy danych opisującej technologię (przydziały operacji do centrów roboczych) istnieje wiersz odpowiadający trójce (a_1, a_3, a_4) . Jeśli istnieje taki wiersz to $M(a_1, a_3, a_4) = 1$ w przeciwnym wypadku $M(a_1, a_3, a_4) = 0$. Wadą tego podejścia jest bardzo duża liczba zmiennych Z_{jkw} (iloczyn kartezjański wszystkich indeksów tej zmiennej dla danych z przykładowej fabryki samochodów osobowych wynosi $j=274, k=18$ (maksymalna), $w=169, t=10$) wynosząca 8 335 080. Dlatego też postanowiono podobnie jak dla (1) generować tylko te zmienne które odpowiadają istniejącym realizacjom technologicznym (dla tego przykładu 567 zmiennych – bez uwzględnienia czasu). Dodatkowo zmienne te są kolejno numerowane (reindeksowane) wtedy zapis w języku modelowania pakietu „LINGO” ograniczenia (4) przyjmuje postać (6).

$$\begin{aligned}
 & @for(czas(u): \\
 & \quad Pjt(29,u)=Zjkw(1,u); \\
 & \quad Pjt(96,u+1)=Zjkw(2,u)+Zjkw(3,u); \\
 & \quad Pjt(96,u+0)=Zjkw(4,u); \\
 & \quad \dots\dots\dots \\
 & \quad Pjt(273,u+1)=Zjkw(566,u); \\
 & \quad Pjt(274,u+1)=Zjkw(567,u);
 \end{aligned} \tag{6}$$

Aby umożliwić reindeksację zostały zadeklarowane następujące typy w języku pakietu „LINGO”:

realizacje typ prosty obejmujący wszystkie możliwe realizacje /1..567/
przydziały typ złożony z dwu typów prostych realizacje i czas

Reindeksacja powyższa powoduje, że zmienna Z_{jkw} jest indeksowana dwoma wielkościami (jest teraz typu *przydziały*) co powoduje redukcję liczby tych zmiennych. Dla danych z przykładowej fabryki samochodów osobowych liczba zmiennych Z_{jkw} wynosi 5670. Takie podejście wymaga jednak przy generowaniu danych znacznie bardziej skomplikowanych procedur programowych umożliwiających powiązanie zmiennych Z_{jkw} indeksowanych zgodnie z typem *przydziały* z indeksami j, k, w, t .

3 Optymalizacja metodą programowania w logice z ograniczeniami (CLP)

Trudności obliczeniowe pojawiające się przy stosowaniu pakietu „LINGO” jak również konieczność weryfikacji wyników optymalizacji były powodem zastosowania do optymalizacji innej metody. Wykorzystano metodykę programowania w logice z ograniczeniami CLP (Constraint Logic Programming). Wybrany został język CHIP (Constraint Handling in Prolog), który jest językiem deklaratywnym podobnie jak Prolog, lecz dodatkowo posiada zaawansowane techniki rozwiązywania problemów z ograniczeniami [1]. Ze względu na filozofię języka CHIP jest on tym bardziej efektywny, im więcej ograniczeń występuje w rozwiązywanym problemie. Dodatkową zaletą stosowania języka CHIP jest możliwość bezpośredniej implementacji ograniczeń w kodzie programu. Podczas implementacji problemu w języku CHIP dokonano jego podziału na kilka etapów rozwiązywania, co przedstawiono w tabeli 1. Zastosowanie języka CHIP oraz podział na etapy spowodowały zwiększenie efektywności optymalizacji oraz możliwość rozwiązywania problemów o rozmiarach przewyższających możliwości pakietu „LINGO”. Optymalizacja problemu etapami możliwa była m.in. dzięki właściwościom języka CHIP, który pozwala programiście wpływać na kolejność ukonkretniania wartości zmiennych. W pakiecie „LINGO” zadanie optymalizacji rozwiązywane było w całości, tzn. dotyczyło od razu wszystkich zmiennych decyzyjnych.

Tabela 1. Etapy rozwiązania problemu optymalizacyjnego
 Table 1. The stages of solving optimization's problem

Etap	Rozwiązujący problem
1	Założenie zerowej wartości korekt zleceń fabrycznych (zmienne X_{jt} , dla $t = 1..T, j \in J$)
2	Wyznaczenie zapotrzebowań brutto R_{jt} , zleceń planowanych P_{jt} oraz wielkości zapasów planowanych V_{jt} , dla $t = 1..T, j \in J$ (ograniczenie (1))
3	Rozdział zleceń planowanych P_{jt} na poszczególne centra robocze i grupy pracownicze (wyznaczenie wartości zmiennych Z_{jkwjt}, L_{jkwqjt}). W przypadku przekroczenia zdolności produkcyjnych (brak dopuszczalnego rozdziału obciążeń) następuje powrót do kroku drugiego z odpowiednio ustawioną, niezerową korektą zleceń X_{jt} . (ograniczenie (4))

Podział rozwiązywanego problemu rozdziału obciążeń na etapy, przedstawiony w tabeli I, dla danych opisujących przykładową fabrykę samochodów osobowych spowodował, że zamiast jednoczesnego obliczania (ukonkretniania) 19790 zmiennych ($P_{jt} - 2740, X_{jt} - 2740, Z_{jkwjt} - 5670, L_{jkwqjt} - 8640$) obliczane jest:

- w pierwszym etapie X_{jt} (2740 zmiennych),
- w drugim etapie na podstawie zależności matematycznych modelu (3) bez poszukiwania optimum wyliczana jest wartość P_{jt} (2740 zmiennych),
- w trzecim etapie dla każdego zadanego okresu planowania t poszukiwany jest optymalny rozdział obciążenia wyliczając (ukonkretniając) wartość Z_{jkwjt}, L_{jkwqjt} (1431 zmiennych dla danego t).

4 Podsumowanie

Problemy optymalizacyjne występujące w systemach klasy MRP II są niezwykle skomplikowane ze względu na ich rozmiary. Pomimo stosowania modeli np. programowania liniowego i nieskomplikowanych funkcji celu np. kosztowych to liczba występujących ograniczeń oraz zmiennych decyzyjnych bardzo często przekracza możliwości standardowych pakietów optymalizacyjnych. Do rozwiązywania zagadnień, których rozmiary przekraczają możliwości standardowych (komercyjnych) narzędzi optymalizacyjnych można podejść na dwa sposoby. Po pierwsze znając charakterystykę zadania i jego uwarunkowania można w oparciu o konkretne wartości danych (np. istniejące przydziały, realizacje technologiczne itp.) generować przy pomocy opracowanych procedur programowych niektóre ograniczenia w sposób jawny. Można też dokonywać różnych przekodowań, reindeksacji zmiennych itd. Sposoby te na przykładzie pakietu optymalizacji „LINGO” przedstawiono w rozdziale 2. Innym sposobem rozwiązania problemów o dużych rozmiarach dotyczących zagadnień związanych ze sterowaniem procesami produkcyjnymi w systemach klasy MRP II jest zastosowanie do optymalizacji nowoczesnych metod obliczeniowych np. metod sztucznej inteligencji. Przykład takiego sposobu podejścia do problemu optymalizacji przedstawiono w rozdziale 3 gdzie wykorzystano metodykę CLP.

Literatura

1. Niederliński A. : *Constraint Logic Programming – From Prolog to CHIP*. Proceedings of the Workshop on Constraint Programming for Decision and Control, Gliwice, 1999, page 27–34.
2. Sitek P., Wikarek J., Zaborowski M. : *Edukacyjny system symulacji sterowania produkcją zgodny ze standardem MRP II*. Materiały III K.K. Komputerowo Zintegrowane Zarządzanie, WNT 2000, strona 160 – 170.

3. Zaborowski M., Wikarek J.: *Model planowania potrzeb materiałowych z optymalizacją rozdziału obciążeń*. Materiały XV Ogólnopolskiej Konferencji Polioptymalizacja i Komputerowe Wspomaganie Projektowania, Mielno 1997, strona 323 – 330.
4. Zaborowski M., Sitek P. : *Optymalizacja konfiguracji wariantów produkcyjnych w liniach pras tłoczni blach karoseryjnych*. Materiały XV Ogólnopolskiej Konferencji Polioptymalizacja i Komputerowe Wspomaganie Projektowania, Mielno 1997, strona 317 – 322.

Streszczenie

W artykule rozważane są problemy optymalizacyjne w systemach klasy MRP II. Przedstawiono trudności wynikające z rozmiarów zadań optymalizacji, które pojawiają się w takich systemach. Zaproponowano dwa sposoby rozwiązania. Pierwszy sposób polega na zastosowaniu odpowiednich procedur programowych, które przygotowują tylko niezbędne dane w odpowiedni sposób dla komercyjnego pakietu optymalizacji „LINGO”. Drugi sposób polega na wykorzystaniu do optymalizacji programowania w logice z ograniczeniami.

THE SOLUTIONS OF DIMENSION PROBLEMS OF OPTIMIZATION IN MRP II SYSTEMS

Summary

In the paper the optimization problems of material requirements planning with optimization of load distribution between work centers and workers' groups have been considered. The difficulties connected with dimensions of solving problems have been presented. There are two possible solution of these problems. The first solution is application computational procedures which loaded prepared data from database to solver "LINGO". The second solution is application of constraint logic programming (CLP) to optimization.

Referat recenzowany

SYSTEM KOMPUTEROWO WSPOMAGANEGO PLANOWANIA PRZEŁYWU PRODUKCJI

1 Wstęp

Współczesne przedsiębiorstwa muszą wytwarzać coraz szybciej i coraz taniej małe serie wyrobów o możliwie wysokiej jakości. W przemyśle wytwórczym maleją serie produkcyjne i jednocześnie rośnie ich różnorodność asortymentowa, co pociąga za sobą konieczność skrócenia horyzontu planowania. Zastosowanie systemów klasy MRP II, ze względu na wysokie koszty ich wdrożenia jest możliwe jedynie w dużych przedsiębiorstwach. Stąd też wynika druga praktyczna przesłanka, co do konieczności tworzenia i rozwijania narzędzi wspomagających planowanie i sterowanie przepływem produkcji [1], [2].

Innym ważnym argumentem przemawiającym za potrzebą prowadzenia badań i wdrażaniem metod i systemów informatycznych wspomagających planowanie i sterowanie przepływem produkcji, jest konieczność udzielania szybkich odpowiedzi co do możliwości przyjęcia zlecenia i terminowej jego realizacji – w tym przypadku wyzwaniem jest czynnik konkurencji. Terminowej realizacji zleceń musi towarzyszyć optymalny stopień wykorzystania zasobów systemu oraz niski poziom zapasów produkcji w toku. O tym czy zlecenie zostanie przyjęte, czy też będzie odrzucone zadecyduje metoda obliczeń – w jednym i drugim przypadku niesie to określone konsekwencje finansowe (przeszacowanie możliwości systemu produkcyjnego – to kary za opóźnienie; odrzucenie realizowalnej oferty – to utracone korzyści).

Często spotykany problem sprowadza się do wyboru tych spośród zgłaszanych zleceń, które mogą być terminowo ukończone, przy założeniu, że dany jest system wytwórczy dysponujący wolnymi mocami produkcyjnymi oraz znana jest struktura systemu transportu i systemu magazynowania [3], [6].

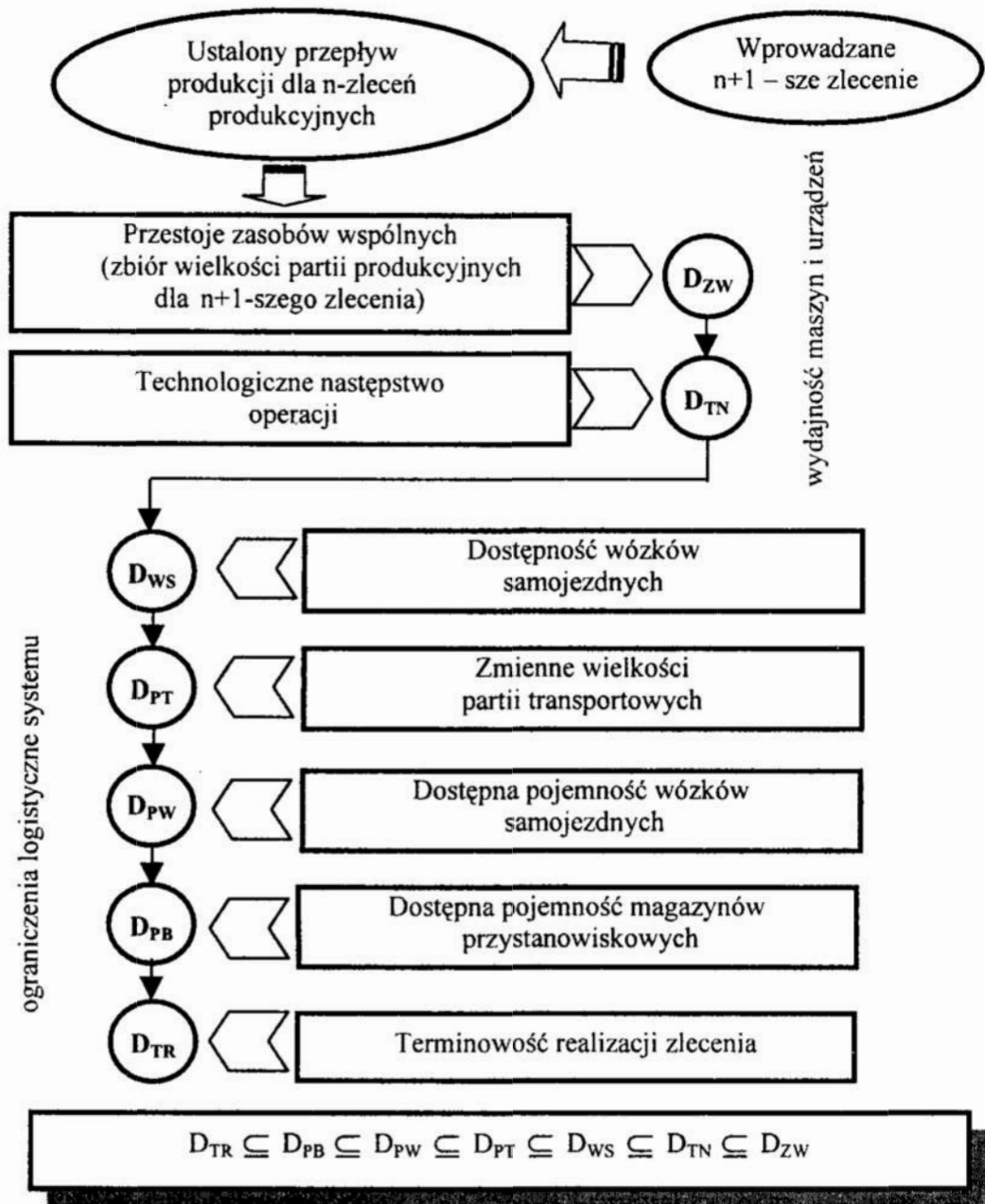
Niniejsza praca przedstawia rozwiązanie tego problemu na przykładzie pewnej metodyki planowania jednoczesnej, wieloasortymentowej produkcji rytmicznej [5], [7]. Jej istota sprowadza się do stopniowego ograniczania przestrzeni rozwiązań – elementami tej przestrzeni są wielkości partii produkcyjnych gwarantujących terminowe ukończenie zlecenia. Ograniczeniami tymi są: czasy przestoju na zasobach, technologiczne następstwo operacji, dostępności środków transportu, wielkości partii transportowych, pojemności wózków transportowych i buforów przystankowych.

* *Katedra Technologii Maszyn i Zintegrowanych Systemów Wytwarzania, Politechniki Śląskiej, skolud@zeus.po!sl.gliwice.pl*

** *Instytut Informatyki i Zarządzania, Politechniki Zielonogórskiej, s.saniuk@iiz.pz.zgora.pl, z.banaszak@iiz.pz.zgora.pl*

Decyzja o przyjęciu (doborze) nowego zlecenia produkcyjnego jest podejmowana w siedmiu etapach:

Etap 1 polega na wyznaczeniu zbioru dopuszczalnych wielkości partii produkcyjnych D_{ZW} . Zbiór ten wyznaczany jest na podstawie wielkości istniejących przestoju na zasobach wspólnych występujących w marszrucie technologicznej nowego zlecenia [4].



Rys. 2. Sekwencja sprawdzeń warunków wystarczających

Fig. 2. The order of sufficient conditions examination

W **Etapie 2** wyznaczany jest podzbiór $D_{TN} \subseteq D_{ZW}$ elementów, dla których możliwe jest wyznaczenie przebiegu ustalonego spełniającego warunki technologicznego następstwa operacji oraz zagwarantowany jest niezakłócony przebieg aktualnie realizowanych zleceń.

Etap 3 to wyznaczenie podzbioru $D_{WS} \subseteq D_{TN}$ elementów, dla których istnieje wystarczająca liczba wózków samojezdnych niezbędnych dla zrealizowania wszystkich operacji transportowych.

W **etapie 4** wyznaczany jest podzbiór $D_{PT} \subseteq D_{WS}$ elementów, dla których wyznaczone wielkości partii transportowych gwarantują niezakłócony przepływ aktualnie realizowanej produkcji w systemie.

Celem **etapu 5** jest wyznaczenie podzbioru $D_{PW} \subseteq D_{PT}$ elementów, dla których dostępne pojemności wózków samojezdnych gwarantują wykonanie wszystkich operacji transportowych na zadanych partiach transportowych.

Etap 6 sprowadza się do zawężenia zbioru D_{PW} do elementów, dla których istnieje wystarczająca pojemność buforów przystanowiskowych (gwarantująca realizację wszystkich operacji magazynowania). Efektem tego etapu jest wyznaczenie zbioru D_{PB} .

W ostatnim **etapie 7** następuje wyznaczenie podzbioru $D_{TR} \subseteq D_{PB}$ elementów, dla których możliwa jest terminowa realizacja nowego zlecenia.

Przedstawione postępowanie prowadzi do wyznaczenia zbioru dopuszczalnych wielkości partii produkcyjnych $D_{TR} \subseteq D_{PB} \subseteq D_{PW} \subseteq D_{PT} \subseteq D_{WS} \subseteq D_{TN} \subseteq D_{ZW}$. Dopuszczalne są zatem te warianty organizacji produkcji, dla których istnieje partia produkcyjna, wielkość której umożliwia terminową realizację zlecenia przy nie zakłóconym przepływie aktualnie realizowanych procesów.

4 Komputerowy system planowania przepływu produkcji – SPPP

Proponowana metodyka szybkiej weryfikacji zleceń produkcyjnych została zaimplementowana w pakiecie o nazwie **System Planowania Przepływu Produkcji (SPPP)**. Podstawowym celem aplikacji jest pomoc w podejmowaniu decyzji przy projektowaniu organizacji przepływu produkcji oraz przyjmowaniu nowych zleceń do realizacji w systemie. Pozwala w szybki sposób odpowiedzieć na pytanie: czy możliwa jest terminowa realizacja nowowprowadzanego zlecenia w systemie o znanych i niewykorzystanych mocach produkcyjnych. Przeprowadzenie procedury weryfikacji zleceń wymaga specyfikacji danych wejściowych, dotyczących zarówno parametrów systemu produkcyjnego, jak i parametrów realizowanych zleceń. Specyfikacja parametrów systemu produkcyjnego obejmuje informacje o liczbie zasobów technologicznych, buforów przystanowiskowych, ich pojemnościach, liczbie i pojemnościach wózków samojezdnych, strukturze tras systemu transportu bliskiego i magazynowania oraz rozkładzie jazdy wózków. Wprowadzane parametry zleceń produkcyjnych obejmują liczbę planowanych zleceń, specyfikację procesów produkcyjnych, wielkości i terminy realizacji.

W przypadku dopuszczenia zlecenia do realizacji, system określa sposób organizacji przepływu produkcji. Jednak, gdy rozwiązanie nie gwarantuje terminowości bądź niezakłóconego przepływu aktualnie realizowanej produkcji, wówczas system wskazuje bezpośrednie przyczyny odrzucenia nowowprowadzanego zlecenia.

Wynikiem działania pakietu, w przypadku akceptacji nowowprowadzanego zlecenia, jest ponadto wyznaczenie:

- zbioru dopuszczalnych wielkości partii produkcyjnych;
- terminu realizacji zlecenia dla przyjętej wielkości partii;

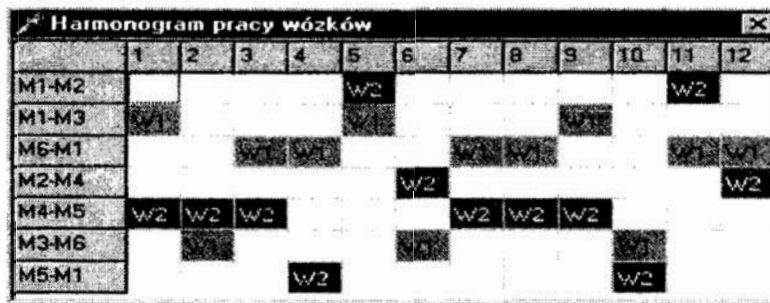
- terminu uruchamiania zlecenia gwarantującego dotrzymanie planowanego terminu;
- wielkości wskaźników jakościowych systemu;
- okresu dostaw partii produkcyjnych;
- diagramów obciążeń zasobów technologicznych, wózków samojezdnych oraz magazynów przystanowiskowych.

Jednocześnie, odpowiedzi systemu towarzyszy wykaz alokowanych reguł wyboru priorytetu, koordynujących przepływ planowanej produkcji w systemie oraz działanie systemu transportu bliskiego i magazynowania wraz z wektorem ich aktywacji.

5 Projektowanie obciążenia systemu

Do systemu kierowane są planowane do realizacji zlecenia produkcyjne. Od systemu planowania przepływu oczekuje się dokonania odpowiedniego przydziału zadań do poszczególnych maszyn, wózków samojezdnych, buforów przystanowiskowych, itd., co odpowiada zaprojektowaniu ustalonego przepływu produkcji. Poniższy eksperyment ilustruje możliwość zaprojektowania harmonogramu ustalonego przepływu produkcji w systemie z zadanymi ograniczeniami (zasobowymi i logistycznymi).

Dana jest komórka produkcyjna składająca się z sześciu zasobów technologicznych (obrabiarek CNC) oraz sześciu buforów przystanowiskowych wejściowych i sześciu buforów przystanowiskowych wyjściowych. Dopuszczalna pojemność każdego z nich wynosi 2 elementy. W systemie kursują cyklicznie dwa wózki samojezdne W_1 i W_2 o pojemności 2 elementy, według rozkładu jazdy, jak na poniższym diagramie (rys. 3). Marszruty wózków oraz czasy realizacji operacji transportowych, wyrażone w umownych jednostkach czasu (u.j.c.), ilustruje tablica 1. Okres systemu transportu wynosi $T=12$ u.j.c.



Rys. 3. Diagram rozkładu jazdy wózka W_1 i W_2

Fig. 3. Gantt's chart of the AGVs W_1 and W_2 respectively

Tablica 1. Marszruty transportowe

Table 1. Transportation routes

Nazwa	Okres	Operacje transportowe (czasy operacji)			
Wózek W_1	$T_{w1}=4$	M_1-M_3 (1)	M_3-M_6 (1)	M_6-M_1 (2)	
Wózek W_2	$T_{w2}=6$	M_4-M_5 (3)	M_5-M_1 (1)	M_1-M_2 (1)	M_2-M_4 (1)

Do realizacji w systemie przewidziane są trzy zlecenia produkcyjne: Z_1 , Z_2 i Z_3 . Program produkcji przedstawia tablica 2.

Tablica 2. Program produkcji
Table 2. Work orders process P_1

LP.	Nazwa	Liczba operacji w procesie	Wielkość serii (szt.)	Termin realizacji (u.j.c.)
Z_1	Wałek stożkowy	3	100	450
Z_2	Koło zębate	3	100	2500
Z_3	Korpus	3	50	1300

Zlecenie Z_1 (wałek stożkowy) specyfikowane jest procesem P_1 (tablica 3):

Tablica 3. Proces P_1
Table 3. Process P_1

Nr operacji procesu P_1	1	2	3
Zasób technologiczny	M_1	M_3	M_6
Czas przygotowawczo-zakończeniowy (u.j.c.)	2	1	2
Czas realizacji operacji (u.j.c.)	2	4	2

Zlecenie Z_2 (koło zębate) specyfikowane jest procesem P_2 (tablica 4):

Tablica 4. Proces P_2
Table 4. Process P_2

Nr operacji procesu P_2	1	2	3
Zasób technologiczny	M_6	M_1	M_2
Czas przygotowawczo-zakończeniowy (u.j.c.)	1	1	1
Czas realizacji operacji (u.j.c.)	3	1	13

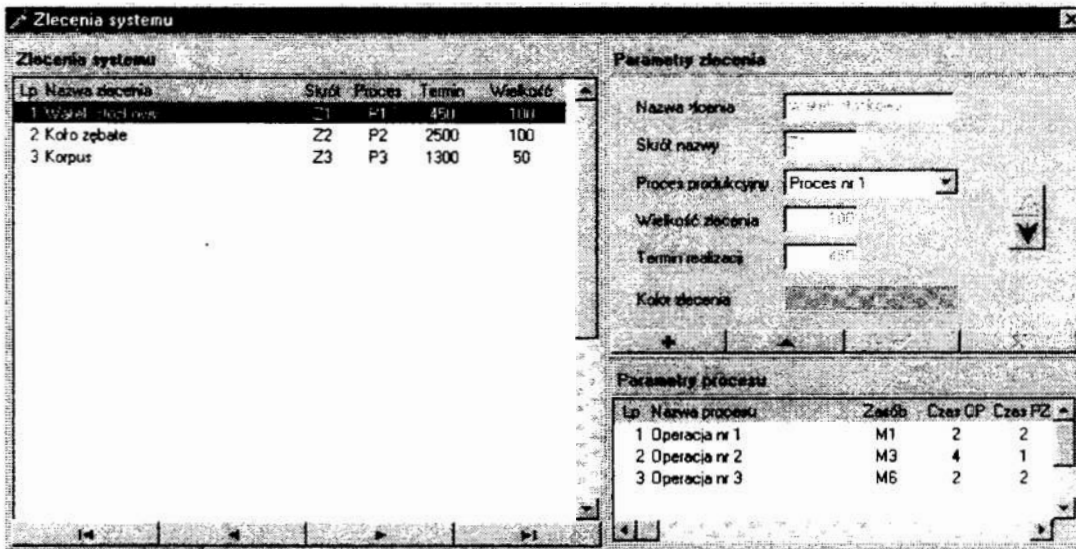
Zlecenie Z_3 (korpus) specyfikowane jest procesem P_3 :

Tablica 5. Proces P_3
Table 5. Process P_3

Nr operacji procesu P_3	1	2	3
Zasób technologiczny	M_2	M_4	M_5
Czas przygotowawczo-zakończeniowy (u.j.c.)	2	3	2
Czas realizacji operacji (u.j.c.)	3	6	8

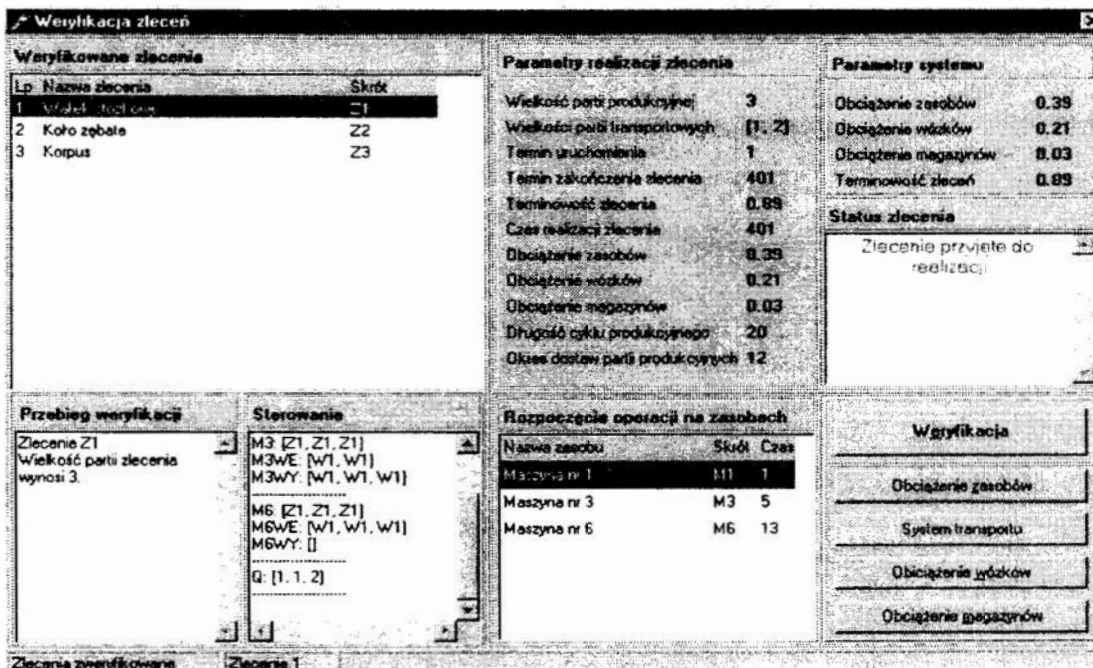
Parametry systemu oraz zleceń produkcyjnych wprowadzono do systemu planowania przepływu produkcji – SPPP. Kolejność wprowadzania zleceń do systemu, wielkości

i terminy ich realizacji określono w oknie dialogowym – specyfikacji zleceń produkcyjnych (rys. 4).



Rys. 4. Specyfikacja zleceń produkcyjnych Z₁, Z₂, Z₃
 Fig. 4. Work orders Z₁, Z₂ and Z₃ specification

Zlecenie Z₁ zostaje wprowadzone do systemu z partią produkcyjną 3. Wielkość partii w przypadku wprowadzania pierwszego zlecenia wybierana jest arbitralnie. Wyniki wprowadzenia pierwszego zlecenia przedstawia okno modułu weryfikacji zleceń z rysunku 5.



Rys. 5. Okno modułu weryfikacji po wprowadzeniu zlecenia Z₁
 Fig. 5. Screen containing execution plan of work order Z₁

Wyniki wprowadzenia drugiego zlecenia Z_2 ilustruje okno modułu weryfikacji zleceń z rysunku 6.

Weryfikacja zleceń		Parametry realizacji zlecenia		Parametry systemu													
Weryfikowane zlecenia <table border="1"> <tr> <th>Lp.</th> <th>Nazwa zlecenia</th> <th>Skrot</th> </tr> <tr> <td>1</td> <td>Wałek stożkowy</td> <td>Z1</td> </tr> <tr> <td>2</td> <td>Koło zębate</td> <td>Z2</td> </tr> <tr> <td>3</td> <td>Korpus</td> <td>Z3</td> </tr> </table>		Lp.	Nazwa zlecenia	Skrot	1	Wałek stożkowy	Z1	2	Koło zębate	Z2	3	Korpus	Z3	Parametry realizacji zlecenia Wielkość partii produkcyjnej: 1 Wielkość partii transportowych: [1] Termin uruchomienia: 21 Termin zakończenia zlecenia: 2437 Terminowość zlecenia: 0.97 Czas realizacji zlecenia: 2417 Obciążenie zasobów: 0.14 Obciążenie wózków: 0.06 Obciążenie magazynów: 0.03 Długość cyklu produkcyjnego: 40 Okres dostaw partii produkcyjnych: 24		Parametry systemu Obciążenie zasobów: 0.59 Obciążenie wózków: 0.27 Obciążenie magazynów: 0.05 Terminowość zleceń: 0.93 Status zlecenia Zlecenie przyjęte do realizacji	
Lp.	Nazwa zlecenia	Skrot															
1	Wałek stożkowy	Z1															
2	Koło zębate	Z2															
3	Korpus	Z3															
Przebieg weryfikacji Zlecenie Z2 Wielkość partii zlecenia wynosi 1. Wielkość partii zlecenia wynosi 1.		Sterowanie M1: [Z1, Z1, Z1, Z2] M1WE: [W1] M1WY: [W1, W1, W2] M2: [Z2] M2WE: [W2] M2WY: [] Q: [1, 2, 2]		Rozpoczęcie operacji na zasobach <table border="1"> <tr> <th>Nazwa zasobu</th> <th>Skrot</th> <th>Czas</th> </tr> <tr> <td>Maszyna nr 6</td> <td>M6</td> <td>21</td> </tr> <tr> <td>Maszyna nr 1</td> <td>M1</td> <td>45</td> </tr> <tr> <td>Maszyna nr 2</td> <td>M2</td> <td>47</td> </tr> </table>		Nazwa zasobu	Skrot	Czas	Maszyna nr 6	M6	21	Maszyna nr 1	M1	45	Maszyna nr 2	M2	47
Nazwa zasobu	Skrot	Czas															
Maszyna nr 6	M6	21															
Maszyna nr 1	M1	45															
Maszyna nr 2	M2	47															
Zlecenia zweryfikowane		Zlecenie 2		Weryfikacja Obciążenie zasobów System transportu Obciążenie wózków Obciążenie magazynów													

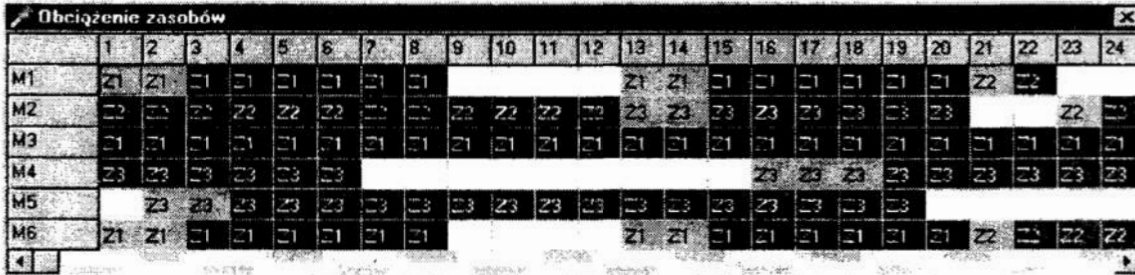
Rys. 6. Okno modułu weryfikacji po wprowadzeniu zlecenia Z_2
 Fig. 6. Screen containing execution plan of work order Z_2

Wprowadzenie trzeciego zlecenia Z_3 wymaga interwencji operatora dotyczącej doboru wielkości partii produkcyjnej z wyznaczonego zbioru dopuszczalnych wielkości partii. Zlecenie zostaje wprowadzone do systemu z partią produkcyjną wielkości 2. Wyniki wprowadzenia trzeciego zlecenia przedstawia okno modułu weryfikacji zleceń z rysunku 7.

Weryfikacja zleceń		Parametry realizacji zlecenia		Parametry systemu													
Weryfikowane zlecenia <table border="1"> <tr> <th>Lp.</th> <th>Nazwa zlecenia</th> <th>Skrot</th> </tr> <tr> <td>1</td> <td>Wałek stożkowy</td> <td>Z1</td> </tr> <tr> <td>2</td> <td>Koło zębate</td> <td>Z2</td> </tr> <tr> <td>3</td> <td>Korpus</td> <td>Z3</td> </tr> </table>		Lp.	Nazwa zlecenia	Skrot	1	Wałek stożkowy	Z1	2	Koło zębate	Z2	3	Korpus	Z3	Parametry realizacji zlecenia Wielkość partii produkcyjnej: 2 Wielkość partii transportowych: [1, 1] Termin uruchomienia: 13 Termin zakończenia zlecenia: 620 Terminowość zlecenia: 0.48 Czas realizacji zlecenia: 608 Obciążenie zasobów: 0.28 Obciążenie wózków: 0.17 Obciążenie magazynów: 0.01 Długość cyklu produkcyjnego: 31 Okres dostaw partii produkcyjnych: 24		Parametry systemu Obciążenie zasobów: 0.81 Obciążenie wózków: 0.44 Obciążenie magazynów: 0.06 Terminowość zleceń: 0.78 Status zlecenia Zlecenie przyjęte do realizacji	
Lp.	Nazwa zlecenia	Skrot															
1	Wałek stożkowy	Z1															
2	Koło zębate	Z2															
3	Korpus	Z3															
Przebieg weryfikacji Zlecenie Z3 Wielkość partii zlecenia wynosi 2. Wielkość partii zlecenia wynosi 1. Wielkość partii zlecenia wynosi 2.		Sterowanie M4: [Z3, Z3] M4WE: [W2, W2] M4WY: [W2, W2] M5: [Z3, Z3] M5WE: [W2, W2] M5WY: [] Q: [1, 1, 2]		Rozpoczęcie operacji na zasobach <table border="1"> <tr> <th>Nazwa zasobu</th> <th>Skrot</th> <th>Czas</th> </tr> <tr> <td>Maszyna nr 2</td> <td>M2</td> <td>13</td> </tr> <tr> <td>Maszyna nr 4</td> <td>M4</td> <td>16</td> </tr> <tr> <td>Maszyna nr 5</td> <td>M5</td> <td>26</td> </tr> </table>		Nazwa zasobu	Skrot	Czas	Maszyna nr 2	M2	13	Maszyna nr 4	M4	16	Maszyna nr 5	M5	26
Nazwa zasobu	Skrot	Czas															
Maszyna nr 2	M2	13															
Maszyna nr 4	M4	16															
Maszyna nr 5	M5	26															
Zlecenia zweryfikowane		Zlecenie 3		Weryfikacja Obciążenie zasobów System transportu Obciążenie wózków Obciążenie magazynów													

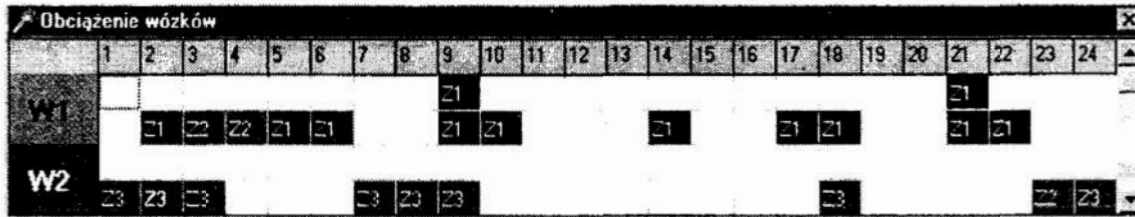
Rys. 7. Okno modułu weryfikacji po wprowadzeniu zlecenia Z_3
 Fig. 7. Screen containing execution plan of work order Z_3

Wszystkie zlecenia zostały przyjęte do realizacji w systemie. Dla każdego z nich określone są: wielkość partii produkcyjnej, wielkości partii transportowych dla każdego odcinka jego marszruty produkcyjnej, termin rozpoczęcia oraz zakończenia realizacji zlecenia, długość cyklu produkcyjnego, okresowość wprowadzania partii produkcyjnych, zbiór reguł wyboru priorytetu alokowanych na zasobach i buforach przystanowiskowych oraz wektor ich aktywacji. Jednocześnie wyznaczane są wskaźniki oceny jakościowej systemu: wskaźnik terminowości realizacji zlecenia, wskaźniki obciążenia zasobów, wózków samojezdnych oraz magazynów przystanowiskowych. Przebieg ustalony realizowanej w systemie produkcji dla trzech zleceń Z_1 , Z_2 i Z_3 ilustruje rysunek 8.



Rys. 8. Przebieg ustalony realizowanej produkcji – obciążenie zasobów
 Fig. 8. Resources utilisation a steady-state

Obciążenie wózków samojezdnych elementami realizowanych w systemie zleceń ilustruje diagram obciążeń wózków samojezdnych na rysunku 9.



Rys. 9. Diagram obciążeń wózków samojezdnych w trakcie realizacji zleceń Z_1 , Z_2 , Z_3
 Fig. 9. AGVs utilisation in work orders Z_1 , Z_2 and Z_3 servicing

Przedstawiony wyżej System Planowania Przepływu Produkcji dostępny jest pod adresem: <http://www.iiz.pz.zgora.pl/ppt/iiz/app.html>

Literatura

1. Banaszak Z., Saniuk S., Honczarenko J.: *Integrated production planning and shop floor control: logistics approach*. Proc. of the 10th International DAAAM Symposium, Vienna University of Technology, Vienna, Austria s. 029 – 030.
2. Gattner D., Saniuk S., Skołud B.: *Zarządzanie przepływem wieloasortymentowej produkcji rytmicznej w warunkach ograniczeń logistycznych*. Pomiar Automatyka Robotyka, Warszawa, kwiecień 2000, s. 18 – 20.
3. Gattner D., Skołud B., Banaszak Z.: *Procedura rozproszonego sterowania przepływem wieloasortymentowej produkcji cyklicznej*. Przegląd Mechaniczny, nr 15, s. 7 – 14.

4. Saniuk S.: *Algorytmy planowania przepływu produkcji w warunkach występowania deterministycznych ograniczeń logistycznych*. Praca Doktorska, Oficyna wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa 2000 s. 68.
5. Saniuk S., Skołod B., Muszyński W., Banaszak Z.: *Wariantowanie przepływu produkcji rytmicznej w warunkach ograniczeń logistycznych*. Zarządzanie produkcją nr 3 – 4 Agenda wydawnicza SIMP, s. 30 – 35.
6. Saniuk S., Krenczyk D., Banaszak Z.: *Weryfikacja zleceń produkcyjnych w systemach jednoczesnej wieloasortymentowej produkcji rytmicznej*. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, Seria Automatyka z. 129, s. 321 – 330.
7. Skołod B.: *Planowanie wieloasortymentowej produkcji rytmicznej*. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, Monografie, Seria Mechanika z. 129.

Streszczenie

Niniejsza praca przedstawia rozwiązanie problemu wyboru tych spośród zgłaszanych zleceń, które mogą być terminowo ukończone, przy założeniu, że dany jest system wytwórczy dysponujący wolnymi mocami produkcyjnymi oraz znana jest struktura systemu transportu i systemu magazynowania. Rozwiązanie to przedstawiono na przykładzie pewnej metodyki planowania produkcji rytmicznej. Istota tej metodyki sprowadza się do stopniowego ograniczania przestrzeni rozwiązań – elementami tej przestrzeni są wielkości partii produkcyjnych gwarantujące terminowe ukończenie zlecenia. Ograniczeniami tymi są: czasy przestoju na zasobach, technologiczne następstwo operacji, dostępności środków transportu, wielkości partii transportowych, pojemności wózków transportowych oraz pojemności buforów przystanowiskowych.

SYSTEM FOR COMPUTER-AIDED PRODUCTION FLOW PLANNING

Summary

In this paper a problem of the work orders rapid prototyping is considered. In other words, it is aimed at finding the answer whether a given work order can be accepted to be processed in an enterprise, i.e. whether its completion time, batch size, and its delivery period satisfy the customer's requirements while satisfying constraints imposed by the enterprise configuration (including activities relevant to a work order processing, transportation, inventory management, warehousing), and the process of manufacturing of other products. The solution provides the Computer Aided Production Planning software package available at the following address: <http://www.iiz.pz.zgora.pl/ppt/iiz/app.html>. The package allows one to respond whether a given work order can be completed within an assumed order cycle. Positive respond provides the batch size as well as the volume and period of deliveries guaranteeing planned production flow realization.

Referat recenzowany

BADANIE SZCZELINY POWIETRZNEJ MIĘDZY PŁOZĄ A SZYNĄ W KOLEJOWYM HAMULCU WIROPRĄDOWYM

1 Wprowadzenie

Badania nad zastosowaniem liniowego hamulca wiroprowadowego w kolejnictwie są prowadzone przez zachodnie ośrodki badawcze od początku lat siedemdziesiątych. Hamulec ten posiada szereg korzystnych cech, takich jak: niezależność od przyczepności, brak zużywania się płozy, oddawanie energii w czasie hamowania do szyn, cicha praca i możliwość wykorzystywania go do hamowania służbowego. Zasadniczą wadą tego hamulca jest konieczność stosowania stosunkowo dużych mocy i łączące się z tym nagrzewanie się uzwojeń wzbudzenia. Mimo tych wad jest praktycznie jedynym dodatkowym hamulcem, który może zapewnić skuteczne hamowanie przy bardzo dużych prędkościach jazdy i stąd nawrót zainteresowania tym rozwiązaniem zachodnich ośrodków doświadczalnych, prowadzących badania nad hamulcami dla super szybkich pociągów oraz pojazdów niekonwencjonalnych na poduszce magnetycznej. Składa się z płozy umieszczonej nad główką szyny (rys. 1) między zestawami kołowymi wózka pojazdu, zawierającej poprzecznie (w stosunku do szyny) umieszczone bieguny o przemiennej biegunowości, które wytwarzają stałe pole magnetyczne wzbudzając w przemierzającej się szynie prądy wirowe. Z uwagi na konieczność zapewnienia stałej odległości między płozą hamulca a szyną, belka (o konstrukcji ramowej) na której mocowana jest płoza hamulca zawieszona jest bezpośrednio na osiach zestawów kołowych wózka. Stąd masa układu płoza - belka jest masą nieusprężynowaną, która niekorzystnie oddziałuje na zawieszenie pojazdu i torowiska. Hamulec ten wytwarza praktycznie stałą siłę hamującą (składowa pozioma siły ponderomotorycznej) w zakresie od początkowej prędkości hamowania do końcowej wynoszącej około 70 km/h, przy której jest wyłączany. Wyłączenie jest konieczne ze względu na niebezpieczny dla konstrukcji wózka i hamulca wzrost pionowej siły działającej na płozę hamulca i szynę. Ponadto zwiększa on skuteczność hamulców przyczepnościowych, przez zwiększenie nacisków koła na szynę, w wyniku działania siły uciągu magnetycznego (składowej pionowej siły ponderomotorycznej).

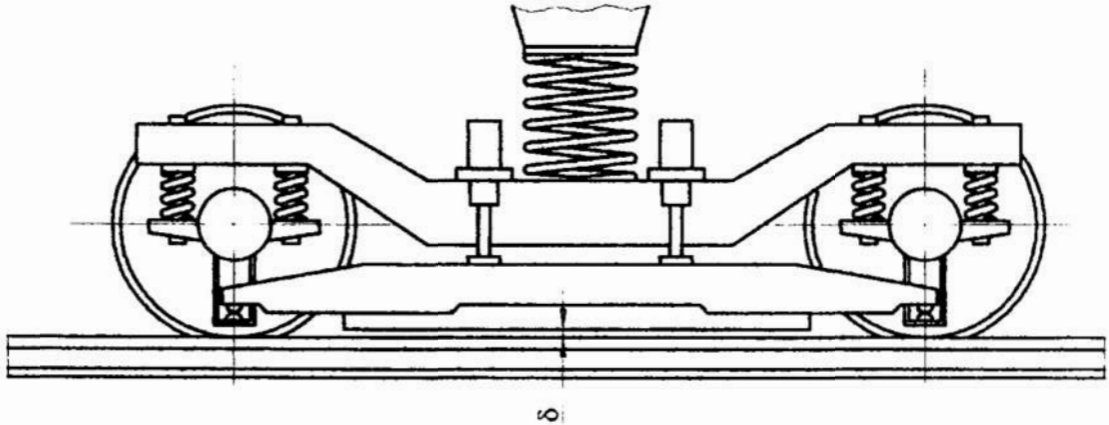
W wielu pracach [1, 2] dotyczących liniowych hamulców wiroprowadowych rozpatrywano wyłącznie składową poziomą siły ponderomotorycznej działającą na płozę hamulca wiroprowadowego nie uwzględniając składowej pionowej siły ponderomotorycznej. Traktowano w tych pracach składową pionową siły ponderomotorycznej jako siłę wewnętrzną, przenoszoną przez zestawy kołowe i nie mającą wpływu na wartość siły hamującej. Niemniej siła ta ma wpływ na pracę hamulca wiroprowadowego, gdyż wartość jej jest tak duża, że powoduje ugięcie belki mocującej płozę hamulca a tym samym zmniejszenie szczeliny powietrznej między płozą a szyną. Ugięcie belki powoduje powiększenie siły pionowej, aż do stanu równowagi między siłą sprężystości belki i siłą pionową, która jest równocześnie funkcją prędkości, stąd wielkość szczeliny powietrznej jest też funkcją prędkości. Szczelina ta powinna być minimalna ze względu na skuteczność hamowania, ale nie mniejsza od pewnej granicznej wartości wynoszącej $6 \div 7$ mm dla wyłączonego hamulca i nieruchomego pojazdu. Ograniczenie to powodowane jest tym, że podczas jazdy nie powinno dochodzić do bezpośredniego kontaktu płozy z szyną, do którego nie jest przystosowana płoza hamulca.

Analizę prowadzono przy użyciu tzw. modelu grubo - płytowego w którym założono, że prąd wirowy płynie w warstwie wierzchniej szyny o skończonej grubości równej

* Politechnika Krakowska, 31-864 Kraków, al. Jana Pawła II 37, jskowron@mech.pk.edu.pl.

głębokości wnikania prądu wirowego w szynę. Dokładny opis modelu wraz z wyprowadzeniami wzorów zamieszczono w pracach [3, 4].

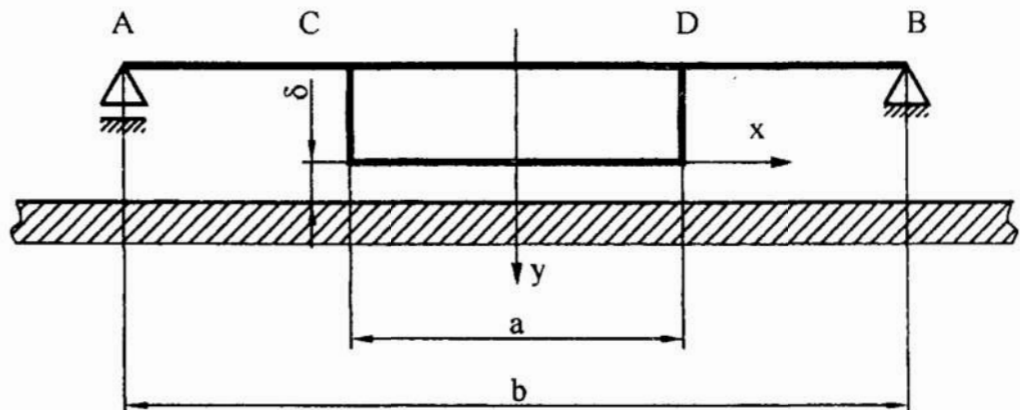
Wszystkie wyprowadzenia wzorów i obliczenia prowadzono korzystając z programu komputerowego *Mathematica*.



Rys. 1. Wózek z liniowym hamulcem wiroproudowym
Fig. 1. Bogie with linear eddy current brake

2 Analiza pracy hamulca

Na rysunku 2 przedstawiono schemat zawieszenia hamulca wiroproudowego, w którym przyjęto, że płoza hamulca i szyna kolejowa są doskonale sztywne, a uginają się tylko odcinki belki AC i DB , literą a oznaczono długość płoży hamulca, natomiast literą b długość belki. Podpora belki w punkcie A jest przesuwna, natomiast w punkcie B znajduje się podpora stała.



Rys. 3. Schemat zawieszenia hamulca wiroproudowego
Fig. 3. Nominal model of eddy current brake system

Ponadto założono, że belka jest prosta (nie uwzględniono rzeczywistego kształtu belki, która faktycznie jest konstrukcją ramową). Przyjęty model można równie dobrze zastąpić układem o jednym stopniu swobody złożonym z masy zawieszonyj na sprężynie. Zdecydowano się jednak na belkę, ze względu na sformułowania używane w artykule takie jak np. ugięcie belki. Nie uwzględniono ruchów pionowych belki, pochodzących od wymuszeń kinematycznych zestawów kołowych.

Do obliczenia sił elektromagnetycznych działających na płożę hamulca w procesie hamowania posłużono się wzorami, których szczegółową postać oraz sposób wyprowadzenia podano w pracach [3, 4]. W niniejszym artykule przedstawiono te wzory w postaci ogólnej:

$$\begin{aligned} F_x &= F_x(\Theta, v, \delta, \mu_1, \mu_2, \tau, \gamma, l, p, n), \\ F_y &= F_y(\Theta, v, \delta, \mu_1, \mu_2, \tau, \gamma, l, p, n), \\ \delta &= \delta_0 - \delta_u, \end{aligned}$$

gdzie:

F_x – składowa pozioma siły ponderomotorycznej, F_y – składowa pionowa siły ponderomotorycznej, v – prędkość, γ – przewodność elektryczna płoży, δ_0 – początkowa wysokość szczeliny powietrznej, δ_u – strzałka ugięcia belki, Θ – prąd liniowy, μ_1 – przenikalność magnetyczna płoży, μ_2 – przenikalność magnetyczna szyny, τ – podziałka biegunowa, p – liczba par biegunów, l – szerokość główki szyny, n – liczba porządkowa harmonicznej.

Kolejno przyjęto, że wszystkie ww. argumenty obu funkcji przyjmują wartość stałą z wyjątkiem v i δ , czyli zarówno składowa pozioma siły ponderomotorycznej jak i składowa pionowa siły ponderomotorycznej stają się funkcjami tylko dwóch zmiennych:

$$F_x = F_x(v, \delta), \quad (1)$$

$$F_y = F_y(v, \delta). \quad (2)$$

Następnie korzystając z tego, że pod wpływem składowej pionowej siły ponderomotorycznej następuje ugięcie belki zawieszenia hamulca i zmniejszenie się szczeliny powietrznej porównano siłę sprężystości belki F_{ys} z składową pionową siłą ponderomotorycznej:

$$F_{ys} = F_y. \quad (3)$$

Rozwiązanie równania (3) prowadzi do uzyskania zależności:

$$\delta = \delta(v). \quad (4)$$

Podstawiając następnie równanie (4) do równań (1) i (2) otrzymamy odpowiednio wzory na składową poziomą siły ponderomotorycznej i składową pionową siły ponderomotorycznej jako funkcję tylko prędkości, ale uwzględniając ugięcie belki.

Do obliczeń wartości składowych sił elektromagnetycznych, czyli siły hamującej i siły uciagu magnetycznego przyjęto następujące dane hamulca:

$$\mu_{w1} = 100, \mu_{w2} = 50, \mu_J = \mu_{w1} 4\pi 10^{-7} \text{ H/A}, \mu_2 = \mu_{w2} 4\pi 10^{-7} \text{ H/A}, \gamma = 2,3 \cdot 10^6 \text{ 1}/\Omega\text{m}, \tau = 0,18 \text{ m}, \Theta = 1,85 \cdot 10^5 \text{ A/m}, \delta_0 = 0,007 \text{ m}, p = 3, l = 0,07 \text{ m}, n = 10.$$

Ponadto przyjęto dwie sztywności belki takie, że przy wartości składowej pionowej siły ponderomotorycznej 55 kN i poruszającą się z prędkością $v = 1 \text{ m/s}$ płożę hamulca, szczelina powietrzna zmniejszy się dla sztywności: $k_1 = 5,5 \cdot 10^7 \text{ N/m}$ o 1 mm, natomiast odpowiednio dla sztywności $k_2 = 1,3 \cdot 10^7 \text{ N/m}$ o 4,2 mm. Przyjęcie w danych do obliczeń prędkości większej od zera wynika z zastosowanej normalnej precyzji obliczeń programu *Mathematica*, które w przyjętym modelu matematycznym hamulca dla zakresu prędkości bliskich zera wymagają wyższej precyzji, co znacząco zwiększyło by czas obliczeń.

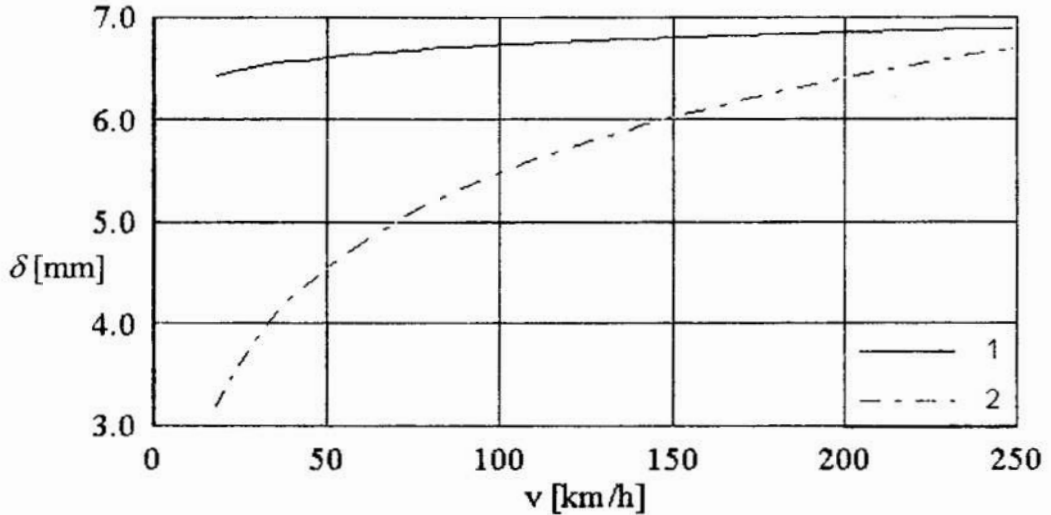
Rozwiązanie równania (3) jest niemożliwe dla zmiennej prędkości, dlatego rozwiązywano go podstawiając za v kolejne wartości z przedziału $1 \div 70 \text{ m/s}$ z krokiem 5 m/s.

Następnie przez tak otrzymane punkty poprowadzono krzywą, którą dla k_1 aproksymowano funkcją (5), natomiast dla k_2 odpowiednio funkcją (6).

$$\delta_1 = 0,006 - 0,00133 \ln v \quad (5)$$

$$\delta_2 = 0,00085 - 0,000174 \ln v \quad (6)$$

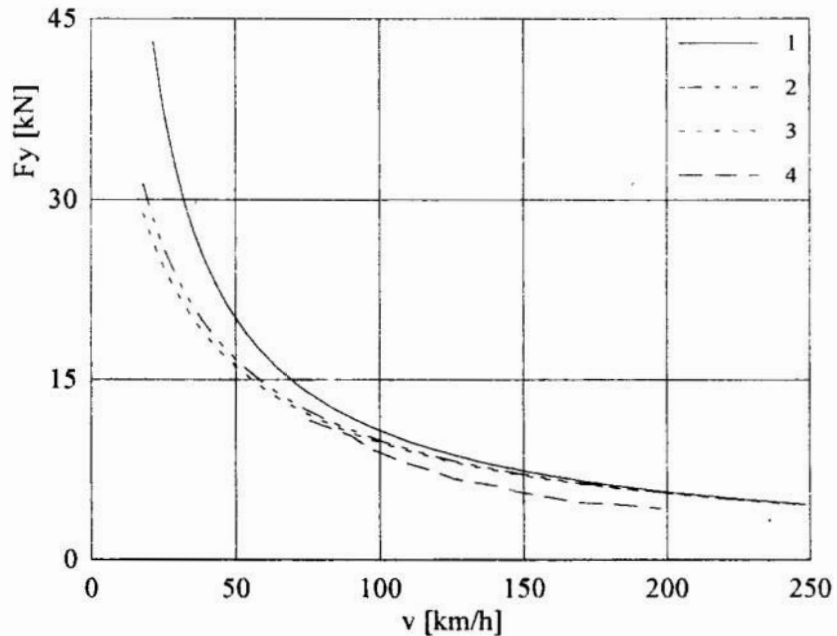
Na rysunku 3 przedstawiono zmianę wielkości szczeliny powietrznej między płożą hamulca a szyną w funkcji prędkości, gdzie krzywa 1 dotyczy sztywności belki k_1 , natomiast odpowiednio krzywa 2 sztywności k_2 . Wraz ze zmniejszaniem się prędkości



Rys. 3. Zmiana szczeliny powietrznej między płożą a szyną w funkcji prędkości

Fig. 3. Change of air gap between skid and rail in function of velocity

maleje szczelina powietrzna a rośnie wartość składowej pionowej siły ponderomotorycznej, aż do wartości maksymalnej przy nieruchomej płoży hamulca. Wartość tej siły staje się tak duża, że może powodować uszkodzenie elementów zawieszenia hamulca,

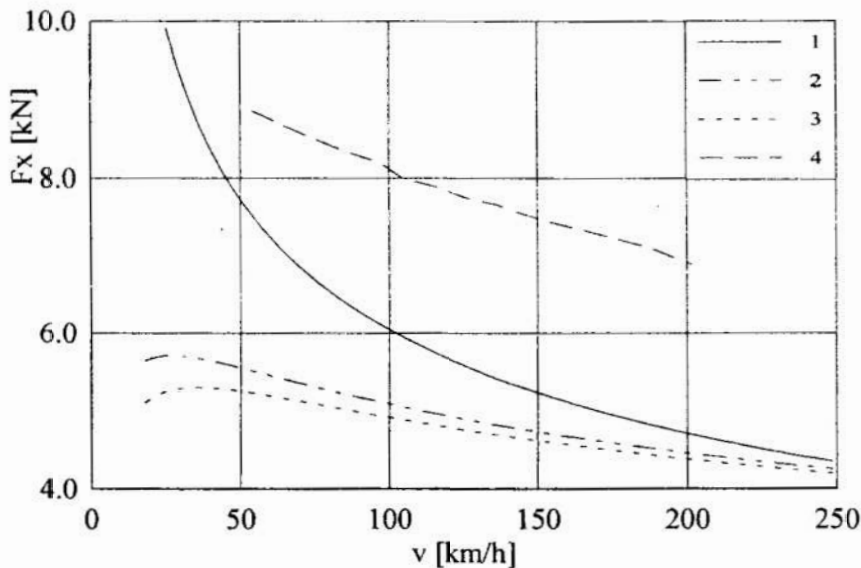


Rys. 4. Składowa pozioma siły ponderomotorycznej w funkcji prędkości

Fig. 4. Component of vertical magnetic force in function of velocity

stąd konieczność wyłączenia hamulca. W pociągu ICE, w którym badano hamulce wiroprowadowe [6] wyłączano z tego powodu hamulec już przy prędkości około 70 km/h.

Na rysunku 4 przedstawiono wpływ sztywności belki na zależność składowej pionowej siły ponderomotorycznej od prędkości, gdzie krzywa 1 odnosi się do sztywności belki k_3 , natomiast krzywa 2 odpowiednio do sztywności belki k_1 . Krzywa 3 dotyczy przypadku belki doskonale sztywnej, kiedy szczelina powietrzna jest stała, niezależna od prędkości. Ponadto na rysunku 4 przedstawiono wyniki badań eksperymentalnych [6] w postaci krzywej 4. Charakterystyczne jest to, że wraz z prędkością wpływ sztywności belki maleje prawie do zera. Wynika to stąd, że składowa pionowa siły ponderomotorycznej nawet dla belki doskonale sztywnej (krzywa 3) maleje szybko wraz z prędkością i jak to pokazano na rysunku 4 przy prędkości 20 km/h wynosi około 30 kN, to przy prędkości 250 km/h wynosi już tylko około 6 kN, czyli maleje pięciokrotnie.



Rys. 5. Składowa pozioma siły ponderomotorycznej w funkcji prędkości

Fig. 5. Component of horizontal magnetic force in function of velocity

Z kolei na rysunku 5 przedstawiono wpływ sztywności belki mocującej płożę hamulca na zależność składowej poziomej siły ponderomotorycznej od prędkości, gdzie podobnie jak na rysunku 4 krzywa 1 odnosi się do sztywności belki k_3 , natomiast krzywa 2 odpowiednio do sztywności belki k_1 , natomiast krzywa 3 dotyczy przypadku belki doskonale sztywnej, gdy szczelina powietrzna jest stała, niezależna od prędkości. Ponadto krzywa 4 obrazuje wyniki uzyskane w trakcie badań eksperymentalnych pociągu ICE. Podobnie jak w przypadku składowej pionowej siły ponderomotorycznej, wpływ sztywności belki mocującej płożę hamulca na siłę hamującą, maleje wraz z wzrostem prędkości i przy prędkości 250 km/h praktycznie zanika.

Do powyższych obliczeń przyjęto $n = 10$, co dawało wystarczającą dokładność obliczeń i pozwalało je przeprowadzić w zadawalająco krótkim czasie.

3 Wnioski końcowe

Problem minimalizacji szczeliny powietrznej między płożę hamulca a szyną jest szczególnie ważnym zagadnieniem, który należy rozwiązać przy projektowaniu hamulca wiroprowadowego. Szczelina ta powinna być minimalna ze względu na skuteczność hamowania, ale nie mniejsza od pewnej granicznej wartości, aby nie dopuścić do kontaktu płoży i szyny w procesie hamowania. Związane jest to z składową pionową siły ponderomotorycznej, która powoduje ugięcia belki mocującej płożę hamulca. Stąd konieczny dobór sztywności belki zapewniający utrzymanie założonych wartości szczeliny po-

wietrznej. Z drugiej strony dąży się do ograniczenia masy układu belka - płoza hamulca, która stanowi masę nieusprężynowaną niekorzystnie oddziaływującą na zawieszenie pojazdu i torowisko. Istotna jest też znajomość wzajemnej relacji składowej poziomej siły ponderomotorycznej (siły hamującej) i składowej pionowej siły ponderomotorycznej (siły uciągu magnetycznego) dla prawidłowej oceny pracy hamulców, wykorzystujących przyczepność między kołem a szyną. Znajomość tych charakterystyk jest równocześnie podstawą analizy pracy całego układu hamulcowego.

Odchylenie wyników eksperymentalnych od uzyskanych z badań modelowych wynika z przyjętych założeń upraszczających dotyczących zarówno samego modelu matematycznego hamulca wiropądowego jak i belki mocującej płożę oraz orientacyjnych danych dotyczących sztywności belki, wielkości amperozwojów cewki wzbudnika i innych parametrów [6].

Literatura

1. Dąbrowski J., Mokrański A., Zamojski J.: *Badania obliczeniowe i laboratoryjne modelu hamulca indukcyjnego do pojazdów szynowych*. Drives and supply systems for modern electric traction, Warszawa 1997.
2. Obara T., Kumagai N.: *Development of hybrid rail brake*. Proc. Instn. Mech. Engrs., Vol.209, 1995.
3. Skowron J.: *Wpływ ugięcia belki mocującej hamulec wiropądowy na jego charakterystykę*. XIV Konferencja Naukowa Pojazdy Szynowe, Kraków-Arlamów 2000.
4. Skowron J.: *Mathematical model of linear eddy current brake unstable motion of the vehicle*. Czasopismo Techniczne, 5/M, Kraków 1995.
5. Bogacz R., Grzyb A., Skowron J.: *On dynamical phenomena during operation of linear eddy current brake in the rail vehicles*. Journal of Technical Physics, Vol. XXXV No. 1 - 2, Warszawa 1994.
6. Hendrichs W.: *Versuche mit linearen Wirbelstrombremsen Messungen mechanischer Größe*. Glasers Annalen, H. 9, 1985.

Streszczenie

W artykule przedstawiono analizę wpływu zmiany (minimalizacji) szczeliny powietrznej między płożą hamulca a szyną kolejową, na jego charakterystykę. Belka uginana jest siłą uciągu magnetycznego, która jest między innymi funkcją wielkości szczeliny powietrznej i prędkości. Badania te prowadzono przy użyciu, tzw. modelu matematycznego grubo-płytowego hamulca.

RESERCH OF AIR GAP BETWEEN SKID AND RAIL IN THE RAILWAY EDDY CURRENT BRAKE

Summary

In the paper the analysis of the influence of the air-gap between brake skid and railway rail variation caused by the beam backing eddy-current deflection on its characteristic is presented. The magnetic force brings about the deflection of the beam and it is a function of air-gap and velocity. The investigations were carried out using mathematical model of the brake, thick plate model.

Praca finansowana z projektu badawczego KBN nr 7 T07A 030 16

Referat recenzowany

PORÓWNANIE EFEKTYWNOŚCI WYBRANYCH METOD PROGNOZOWANIA ZAPOTRZEBOWANIA NA WODĘ W MIEJSKICH SIECIACH WODOCIĄGOWYCH

1 Wprowadzenie

Nie sposób przecenić wagi posiadania przez przedsiębiorstwa wodociągowe precyzyjnych prognoz obciążenia. Przez wiele ostatnich lat obserwuje się spadek zużycia wody przez mieszkańców miast oraz zakłady produkcyjne, a co za tym idzie obniżenie dochodów przedsiębiorstw wodociągowych. Posiadanie przez nie efektywnych metod prognozowania przyszłych obciążeń pozwoliłoby na efektywniejsze planowanie oraz optymalizację zadań produkcyjnych. W niniejszej pracy porównuje się trzy metody prognozowania zapotrzebowania na wodę oparte o: (i) sztuczne sieci neuronowe (ii), rozmyty system ekspertowy z metodą wnioskowania Takagi–Sugeno (iii) obliczenie średniej arytmetycznej. Należy zaznaczyć, że wszystkie obliczenia związane z rozważanymi metodami oparte są na tym samym zestawie informacji o rzeczywistych obciążeniach systemu wodociągowego jednego ze średnich miast Polski, a zatem wyniki poszczególnych metod mogą być porównywane. Dane te niosą informację o sumarycznym rozbiórce wody każdego dnia w roku, bez rozbicia jej na zużycie własne, straty, produkcję właściwą itp. Dostępność większej ilości danych do obliczeń mogłoby znacznie poprawić efektywność niektórych metod. Praca stanowi kontynuację badań przeprowadzonych w 1999 roku, a dotyczących możliwości zastosowania sztucznych sieci neuronowych do prognozowania obciążeń sieci wodociągowych w miastach średniej wielkości [5].

2 Porównanie wyników prognozowania zapotrzebowania na wodę przy pomocy wybranych metod

W celu określenia dokładności każdej metody prognozowania istotny jest dobór odpowiednich czynników, na podstawie których jest ona dokonywana. Ważne jest także, aby dane dostarczane do predyktora były możliwie jak najbardziej dokładne i wiarygodne.

W przypadku ogólnym rozbiór wody w danym okresie uzależniony jest od następujących czynników [5]:

- czynniki związane z czasem (pora roku, dzień tygodnia, godzina, dni świąteczne);
- czynniki związane z pogodą (temperatura bieżąca oraz z ostatnich dni, opady bieżące i z ostatniego okresu);
- czynniki związane z wielkością i charakterem rozpatrywanego obszaru.

Politechnika Gdańska, Wydział Elektrotechniki i Automatyki, G. Narutowicza 11/12, 80-952 Gdańsk

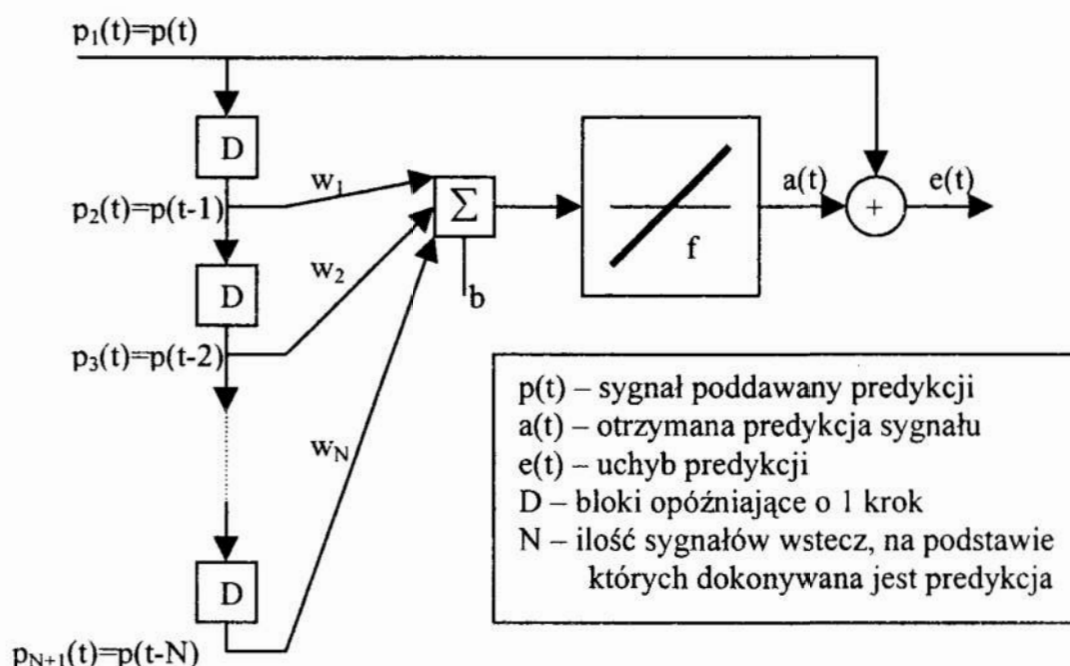
* *Email: tslom@ely.pg.gda.pl*

** *Email: mkwies@ely.pg.gda.pl*

Posiadany zbiór danych zawiera wyłącznie informacje o rozbiorach wody za jedno z poprzednich lat w rozbiu na dni. Warto jednak podkreślić, że uzyskanie dodatkowych informacji (np. o czynnikach meteorologicznych czy związanych z wielkością i charakterem rozpatrywanego obszaru) z pewnością pozwoliłoby na poprawienie dokładności niektórych metod.

Predyktor neuronowy

Strukturę zastosowanego układu predyktora neuronowego przedstawiono na rysunku 1. Składa się on z pojedynczego neuronu połączonego swoimi wejściami z linią opóźniającą, poprzez którą podawane są sygnały do predykcji [2], [3]. Na wyjściu neuronu porównywane są sygnały: predykcji i rzeczywisty oraz obliczany jest błąd predykcji.



Rys. 1. Struktura predyktora neuronowego

Fig. 1. Structure of a neural-network based predictor

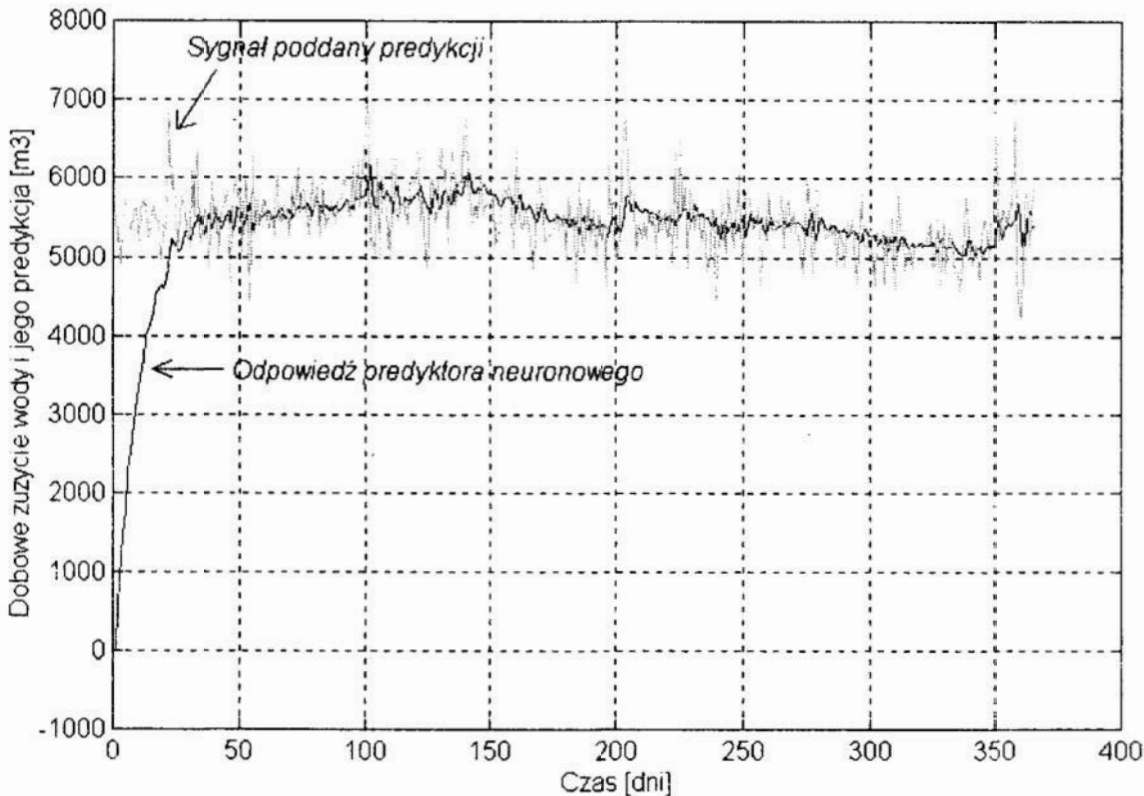
Błąd predykcji obliczany jest według zależności (1):

$$e(t) = f\left(\sum_{i=1}^{N+1} p_i(t)w_i - b\right) - p(t) \quad (1)$$

Na rysunku 2 przedstawiono otrzymane wyniki predykcji. Jak łatwo zauważyć charakter sygnału wejściowego jest dosyć chaotyczny i sieć neuronowa dokonuje prognozy obarczonej wyraźnym błędem [4]. Prognozowanie przy pomocy predyktora neuronowego musi opierać się o większą liczbę danych niż tylko informację o obciążeniach sieci wodociągowej za wybrany okres. Pozwala ono jednak na szybkie uwzględnianie trendów zmian wielkości wejściowej i częściowe uniezależnienie się od niepewności posiadanych danych.

Predyktor neuronowo-rozmyty typu ANFIS

W celu poprawienia dokładności prognoz uzyskiwanych przy pomocy predyktora neuronowego omawianego poprzednio postanowiono zastosować do prognozowania układ neuronowo-rozmyty, o strukturze przedstawionej na rysunku 3 [1].

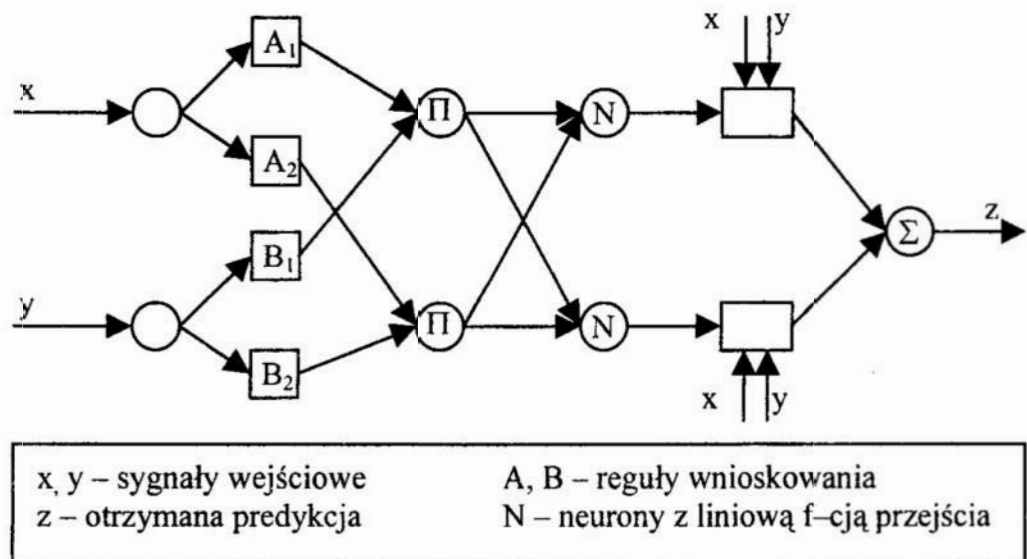


Rys. 2. Wyniki predykcji obciążeń sieci wodociągowej przy pomocy sieci neuronowej
Fig. 2. Results of water demand prediction with use of a neural-network predictor

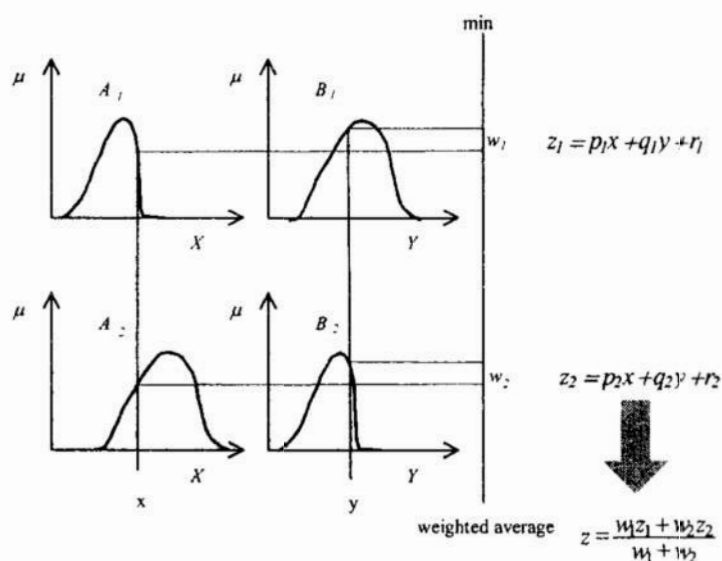
Rozważany predyktor typu ANFIS opiera się o metodę wnioskowania Takagi-Sugeno [6], która przykładowo dla dwóch wejść x i y oraz dwóch reguł przyjmie następującą postać (Rys. 4):

- Rule1: if x is A_1 and y is B_1 ,
then $f_1 = p_1x + q_1y + r_1$,
- Rule2: if x is A_2 and y is B_2 ,
then $f_2 = p_2x + q_2y + r_2$.

Podobnie jak w przypadku predyktora neuronowego układ typu ANFIS (ang. Artificial Neuro-Fuzzy Inference System) nie pozwala osiągnąć zadowalającej dokładności w przypadku zbyt dużego udziału czynników losowych w zestawie danych uczących. Wyniki predykcji przy użyciu tej metody pokazano na rysunku 5. Do osiągnięcia zadowalających wyników potrzeba większej liczby danych.



Rys. 3. Struktura neuronowo-rozmytego predyktora typu ANFIS
 Fig. 3. Structure of a neuro-fuzzy (ANFIS) predictor

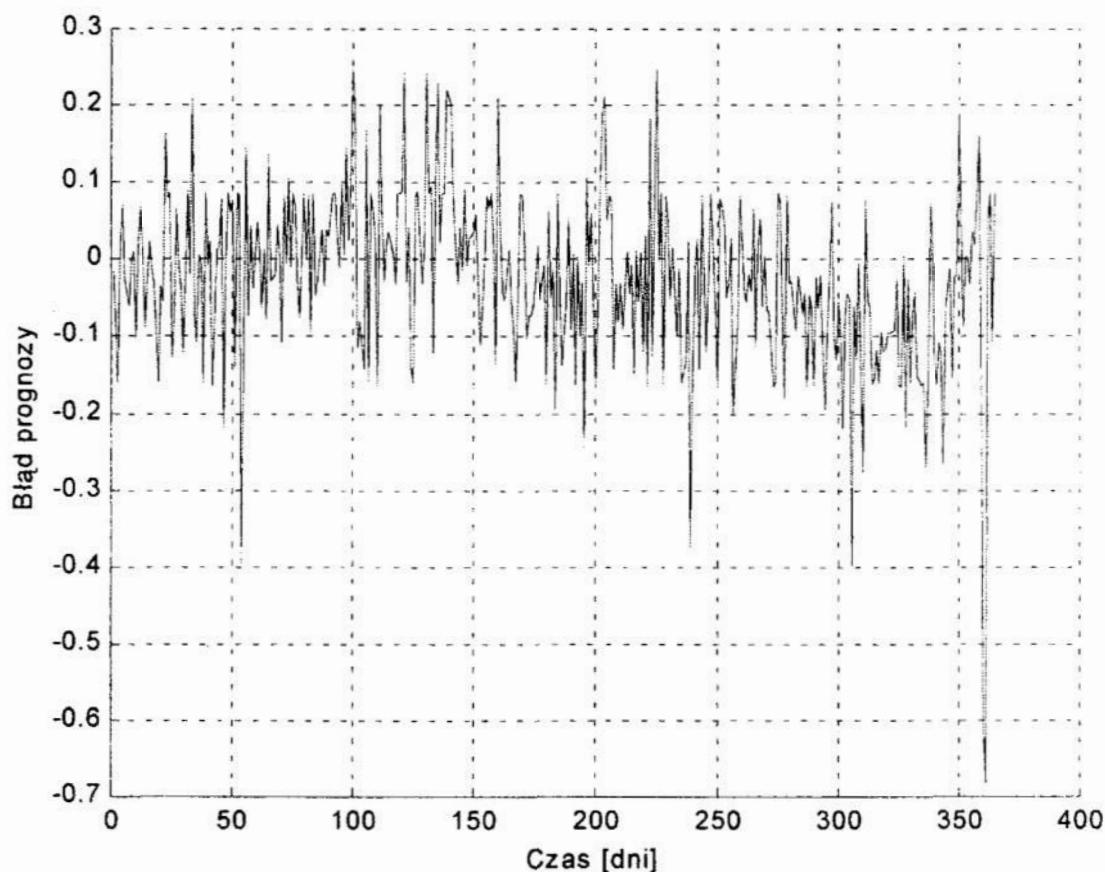


Rys. 4. Metoda wnioskowania Takagi-Sugeno dla dwóch reguł
 Fig. 4. The two rule first order Takagi-Sugeno fuzzy model

Metoda uśredniania wyników poprzednich pomiarów

Metoda uśredniania jest bardzo prostą metodą pozwalającą osiągnąć najlepsze wyniki prognozowania w przypadku posiadania danych wejściowych o znacznym udziale czynników losowych. Polega ona po prostu na obliczeniu średniej arytmetycznej (AA – ang. Arithmetical Average) z kilku ostatnich pomiarów rzeczywistych i przyjęcie tej liczby za prognozę na okres następny. Metoda ta daje nieco lepsze rezultaty od sieci neuronowych i predyktora ANFIS, ponieważ uwzględnia wszelkie trendy zmian

wielkości prognozowanej. W zależności od przyjętej liczby pomiarów użytych wstecz do prognozowania następnej wartości obciążenia, metoda ta osiąga różną dokładność. W przypadku danych wejściowych o dużym udziale czynników losowych najlepsze wyniki osiągnięto dla prognozowania na podstawie dwóch wcześniejszych pomiarów. Wyniki takiej symulacji przedstawiono na rysunku 6. Jak widać w porównaniu z omówionymi wcześniej metodami predykcji wyniki uzyskane w przypadku uśredniania dają rezultaty obarczone dużo mniejszymi błędami, przez co można polecić stosowanie tej metody w przypadku posiadania bardzo ubogiego zasobu danych obliczeniowych dla predyktora.

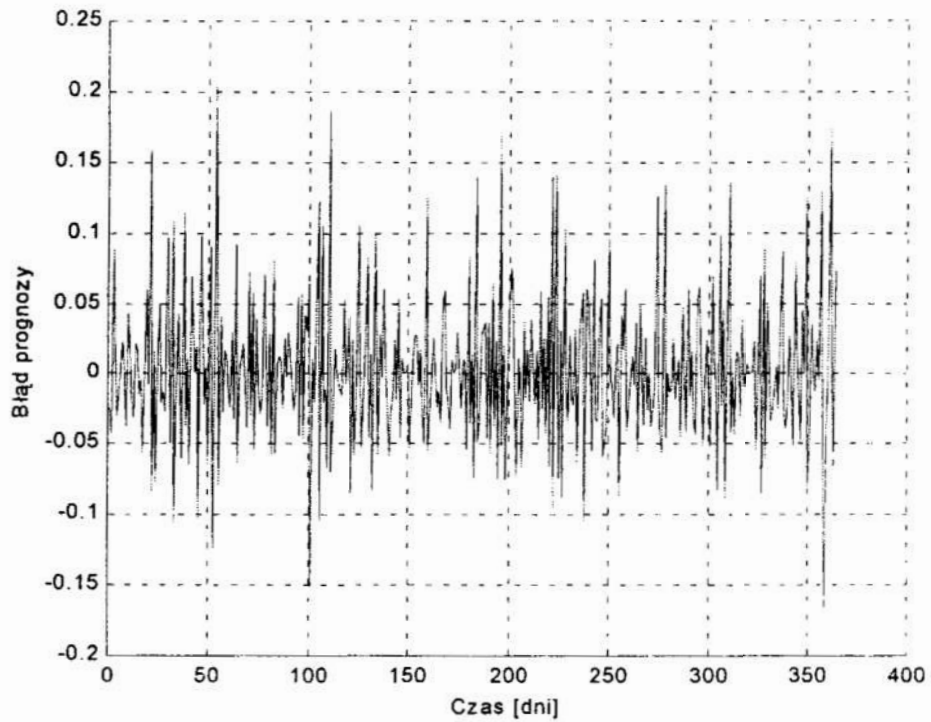


Rys. 5. Wyniki predykcji obciążeń sieci wodociągowej przy pomocy sieci neuronowo-rozmytej typu ANFIS

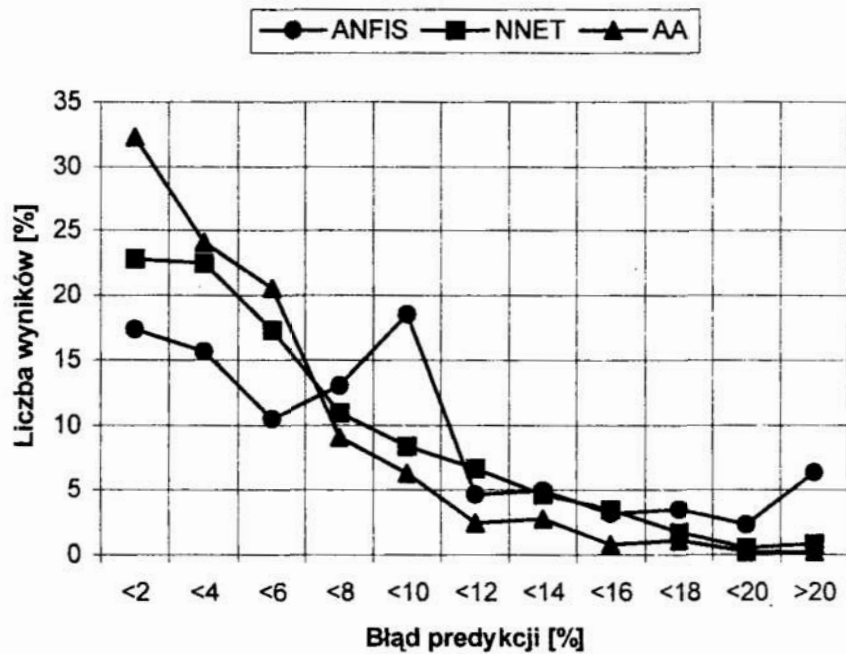
Fig. 5. Results of water demand prediction with use of an neuro-fuzzy (ANFIS) based predictor

3 Dyskusja wyników

Efektywność działania trzech omówionych metod prognozowania w przypadku, w którym dostępne są jedynie dane dotyczące rocznej produkcji wody w miejskim przedsiębiorstwie wodociągowym zestawiono na rysunku 7. Jak łatwo zauważyć najlepsze wyniki osiąga się przy użyciu prostej metody uśredniania pomiarów. Inne metody, pomimo iż można uznać je za efektywne, dają nieco gorsze rezultaty.



Rys. 6. Wyniki predykcji obciążeń sieci wodociągowej przy pomocy metody uśredniania
 Fig. 6. Results of water demand prediction with use of an arithmetical average (AA) method



Rys. 7. Rozkład błędów prognozowania wybranych metod w poszczególnych przedziałach wartości procentowych
 Fig. 7. Distribution of a prediction error

Z przeprowadzonych badań symulacyjnych wynika, że prognoz obarczonych błędem niższym niż 10% jest:

- 92% dla metody uśredniania pomiarów
- 82% dla metody z użyciem sieci neuronowych
- 75% dla metody ANFIS

Dla metody uśredniania występuje oczywiście najwięcej odpowiedzi obarczonych najmniejszymi błędami. Prognozy z błędem 0-6% stanowią aż 77%. Niestety prognozy obarczone najmniejszymi błędami (0-2%) nie stanowią większości na tyle dużej, aby można było mówić o marginalnym występowaniu prognoz obarczonych większym błędem. Niemniej jednak dokonaną predykcję sygnału można uznać za skuteczną. Biorąc pod uwagę bardzo szybkozmienny przebieg wartości docelowej (z takimi przebiegami sieci neuronowe radzą sobie niestety nieco gorzej od przebiegów o wolnozmiennych parametrach) trudno obecnie znaleźć metodę gwarantującą znacząco lepsze rezultaty, jednak należałoby również sprawdzić pod względem możliwości praktycznego zastosowania także inne sposoby prognozowania szeregów czasowych, np. sterowanie predykcyjne. Rozbicie danych wejściowych na poszczególne składowe (produkcję właściwą, zużycie własne, straty, itp.) pozwoliłoby z pewnością na dokładniejszą ich predykcję, a co za tym idzie także na dokładniejszą predykcję obciążenia całej sieci. Można by wówczas zastosować różne sposoby predykcji do poszczególnych składowych. Dla przykładu wiadomym jest, iż wielkość produkcji właściwej w sieci wodociągowej dla poszczególnych dni tygodnia wykazuje charakter okresowy z pewnymi nieznacznymi odchyleniami, np. w dni świąteczne. W takim przypadku z pewnością doskonale rezultaty można by otrzymać przy użyciu predyktora neuronowego. Inne składowe (np. zużycie własne) są wielkościami łatwo przewidywalnymi (płukania filtrów czy zbiorników zużywają ściśle określoną ilość wody). Straty w przypadku awarii sieci są najtrudniejszym do predykcji składnikiem i to właśnie one mogą wprowadzać największy błąd do prognozy całkowitej produkcji wody w sieci. Wyniki prognoz w niniejszym artykule dotyczą jednodobowego horyzontu sterowania, który to horyzont jest najbardziej istotny ze względu na sterowanie całą siecią wodociągową (utrzymywanie odpowiednich poziomów w zbiornikach, włączanie i wyłączanie ujęć i stacji pomp). Prognozy dotyczące dłuższych horyzontów czasowych, takich jak tydzień, miesiąc czy rok, niezbędne są jedynie przy planowaniu takich zadań jak remonty i modernizacja sieci czy prognoz finansowych w dłuższym okresie i nie zostały one uwzględnione w niniejszym artykule.

4 Uwagi i wnioski

W pracy dokonano analizy porównawczej trzech wybranych metod prognozowania zapotrzebowania na wodę w miejskich sieciach wodociągowych w oparciu o dane dotyczące rozbioru wody za okres jednego roku z rzeczywistego obiektu. Porównano efektywność predyktora neuronowego, neuronowo-rozmytego oraz metody uśredniania. Na podstawie uzyskanych badań symulacyjnych stwierdzono, że przy przyjętych założeniach najlepsze efekty osiąga się przy użyciu metody uśredniania.

Warto podkreślić, że uzyskanie dodatkowych informacji (np. o czynnikach meteorologicznych czy związanych z wielkością i charakterem rozpatrywanego obszaru) z pewnością pozwoliłoby na poprawienie dokładności metod opartych na koncepcji sieci neuronowych. Autorzy nie dysponują tego typu danymi.

Literatura

1. Chin–Teng L., Lee G.C.S., *Neural Fuzzy Systems – A Neuro-Fuzzy Synergism to Intelligent Systems*. Prentice Hall PTR, 1995.
2. Demuth H., Beale M.: *Neural Network Toolbox – for use with Matlab*. Math Works Inc., 1998.
3. Duzinkiewicz K., Wołoszyn M. *Neuronowy predyktor anomalii magnetycznych na Morzu Bałtyckim*. Metrologia Wspomagana Komputerowo MWK, 1999.
4. Herz J., Krogh A., Palmer R.G.: *Wstęp do teorii obliczeń neuronowych*. WNT, Warszawa 1995.
5. Słomiński T., Duzinkiewicz K., Kwiesielewicz M., Trawicki D.: *Analiza możliwości zastosowania sztucznych sieci neuronowych do prognozowania zapotrzebowania na wodę w miejskich sieciach wodociągowych*. TiASWiK, Stawiska 1999.
6. Takagai T., Sugeno M.: *Fuzzy identification of systems and its application to modeling and control*. IEEE Trans. On SMC 15, 1985.

Streszczenie

W pracy omówione zostały wyniki prognozowania obciążeń sieci wodociągowych przy użyciu trzech metod (i) sztucznych sieci neuronowych (ii) sieci neuronowo–rozmytych typu ANFIS oraz (iii) metody obliczania średniej arytmetycznej. Obliczenia symulacyjne prowadzone były na podstawie rzeczywistych danych wejściowych z sieci wodociągowej w jednym z polskich miast. Pokazano, że w przypadku posiadanych danych, które mają szybko zmienny charakter, najlepsze efekty uzyskuje się przy użyciu metody uśredniania. Przedstawiono kierunek modyfikacji zaproponowanego podejścia.

COMPARISON OF EFFECTIVENESS OF CHOSEN WATER DEMAND PREDICTION METHODS IN CITY WATERWORKS COMPANIES

Summary

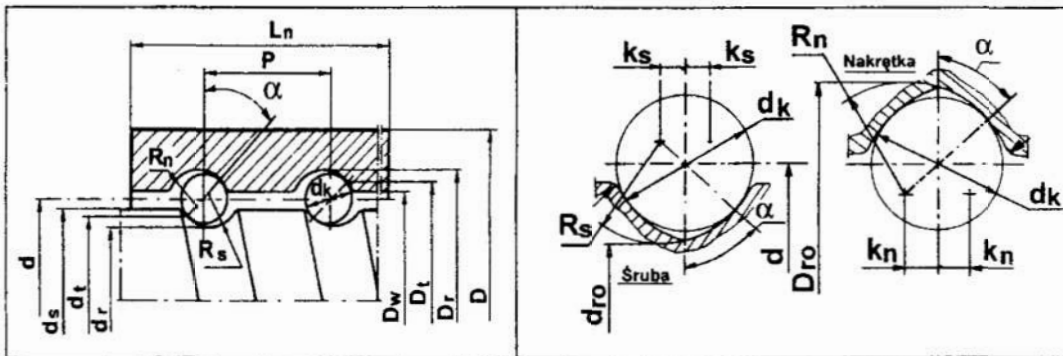
Numerical results concerning effectiveness of three water demand prediction methods in city waterworks companies: (i) artificial neural network, (ii) neuro–fuzzy ANFIS network, and (iii) arithmetical average method are presented in the paper. Numerical simulations were conducted with use of real–life data from the waterworks company of one of Polish cities. It is shown in this paper, that in case of fast–variable character of data the best prediction results are obtained by the arithmetical average method. The way of modification of the proposed approach is presented.

Referat recenzowany

BADANIA SYMULACYJNE NOŚNOŚCI I MASY PRZEKŁADNI ŚRUBOWYCH TOCZNYCH

1 Wstęp

Podstawową trudnością przy projektowaniu przekładni śrubowych toczonej jest dobór cech geometrycznych gwintu kulkowego (rys. 1) takich jak: skok gwintu i wzajemne relacje między głównymi promieniami krzywizny bieżni śruby, nakrętki i kulek oraz liczba zwojów nakrętki. Właściwy dobór tych parametrów ma decydujący wpływ na jakość przekładni i jest traktowany przez firmy produkujące te mechanizmy jako informacja poufna. Wymiary geometryczne gwintu kulkowego były dotychczas oparte na danych dostarczonych przez krajowego producenta przekładni. Analiza tych wymiarów wykazuje, że są one dobierane w sposób przypadkowy, na co wskazują między innymi różne wartości kąta α i zbyt duże luzy obwodowe między kulkami, powodujące wzrost nierównomierność pracy przekładni [1]. Wartość kąta działania α powinna być on jak największa, jest ona jednak ograniczona wymiarami gwintu kulkowego (rys. 1). Kąt ten wpływa w sposób decydujący na wartość siły obciążającej przekładnię i jej sztywność, a jego często mniejsze od optymalnych wartości wynikały ze ścisłego przestrzegania znormalizowanych średnic śruby. Powodowało to obniżenie sztywności i nośności a tym samym obniżenie konkurencyjności przekładni.



Rys. 1. Podstawowe parametry gwintu śruby i nakrętki: d – średnica nominalna, d_k – średnica kulki, P – skok, $R_{s,n}$ – promień łuku zarysu gwintu śruby i nakrętki, α – kąt działania, $k_{s,n}$ – współrzędne położenia promieni R , L_n – długość nakrętki, D – zewnętrzna średnica nakrętki

Fig. 1. Basic design parameters of screw and nut thread: d – nominal diameter, d_k – ball diameter, P – lead, $R_{s,n}$ – balltrack radius of ball screw shaft and ball nut, α – contact angle, $k_{s,n}$ – co-ordinates of R radius position, L_n – nut length, D – outer diameter of the nut

* Instytut Podstaw Budowy Maszyn PW, 02-524 Warszawa, ul. Narbutta 84, e-mail jso@simr.pw.edu.pl

Pomiędzy kątem działania α i pozostałymi wymiarami gwintu zachodzi związek [1]:

$$k_{s,n} = \frac{(2R_{s,n} - d_k) \sin \alpha}{2}, \quad (1)$$

gdzie: $\alpha = \arccos \frac{R_s + R_n - 0,5(D_{ro} - d_{ro})}{R_s + R_n}$.

Dla gwintu jednołukowego należy przyjąć $D_{ro} = D_r$ oraz $d_{ro} = d_r$.

Celem pracy jest badanie zależności nośności i masy oraz dobór przekładni z wewnętrznym obiegiem kulek w przypadku gdy kryterium doboru jest zdefiniowane następująco:

$$\frac{C_a}{m} = c \rightarrow \max, \quad (2)$$

gdzie: C_a – nośność dynamiczna, m – masa nakrętki.

2 Obliczanie nośności dynamicznej i masy

W obliczaniu podstawowej nośności dynamicznej przyjmuje się twardość bieżni śruby i nakrętki ≥ 58 HRC. W przypadku optymalnego rozkładu obciążenia (kierunki obciążenia w rdzeniu śruby i nakrętce są równoległe, wszystkie zwoje są obciążone równomiernie), podstawowa nośność dynamiczna jest obliczana z następującej zależności [5]:

$$C_a = C_i \cdot I_z^{0,86} \quad (3)$$

gdzie: $C_i = C_s \left[1 + \left(\frac{c_p}{c_s} \right)^{10/3} \right]^{-0,3}$ – nośność dynamiczna jednego zwoju wypełnionego kulkami, I_z – liczba zwojów nakrętki wypełniona kulkami. Występująca powyżej nośność śruby C_s jest określona wyrażeniem [4]:

$$C_s = f_c \cdot (\cos \alpha)^{0,86} \cdot n_{kl}^{2/3} \cdot d_k^{1,8} \cdot \tan \alpha \cdot (\cos \lambda)^{1,3}, \quad (4)$$

gdzie: $f_c = 9,32 \cdot 10 \left(1 - \frac{\sin \alpha}{3} \right) \cdot \frac{\gamma^{0,3} (1 - \gamma)^{1,39}}{(1 + \gamma)^{1/2}} \left(\frac{1}{1 - \frac{1}{2f_{rs}}} \right)^{0,41}$, $\gamma = \frac{d_k}{d} \cos \alpha$,

n_{kl} – liczba kulek w jednym zwoju, $C_{ss} / C_n = \left(\frac{1 - \gamma}{1 + \gamma} \right)^{1,723} \cdot \left(\frac{2 - \frac{1}{f_m}}{2 - \frac{1}{f_{rs}}} \right)^{0,41}$,

λ – kąt pochylenia linii śrubowej.

Występujące w powyższych wzorach wyrażenia $f_{rs} = \frac{R_s}{d_k}$, $f_m = \frac{R_n}{d_k}$ – nazywane

są współczynnikami przylegania. W stosowanych współcześnie konstrukcjach przyjmuje się, że $R_s = R_n = R$, stąd $f_{rs} = f_m = f_r$.

Dla przekładni z wewnętrznym obiegiem kulek liczba kulek w jednym zwoju zmniejszona jest o liczbę kulek nieobciążonych n_0 w elemencie zwrotnym:

$$n_{k1} = \frac{\pi d}{\cos \lambda} - n_0 \quad (5)$$

Wymiary nakrętki (rys. 1) oblicza się w sposób przybliżony (nie uwzględnia się wymiarów kołnierza przyłączeniowego nakrętki). Długość nakrętki jest proporcjonalna do liczby zwojów i skoku. Dodatkowo jest ona powiększona o wymiary gniazd pod pierścienie uszczelniające:

$$L_n \approx P(I_z + 3) \quad (6)$$

Średnicę nakrętki dla obiegu wewnętrznego można obliczyć z wyrażenia:

$$D \geq d + 4d_k \quad (7)$$

Masę nakrętki można określić następująco:

$$m = L_n A_n 7,85 \cdot 10^{-6} \text{ [kg]}, \quad (8)$$

gdzie A_n – przekrój zastępczy nakrętki oblicza się z następującego wyrażenia:

$$A_n = 0,25\pi \left\{ D^2 - \left[D_w^2 + 0,35(D_r^2 - D_w^2) \right] \right\},$$

gdzie D_w – średnica wewnętrzna nakrętki, D_r – średnica rdzenia nakrętki (rys.1).

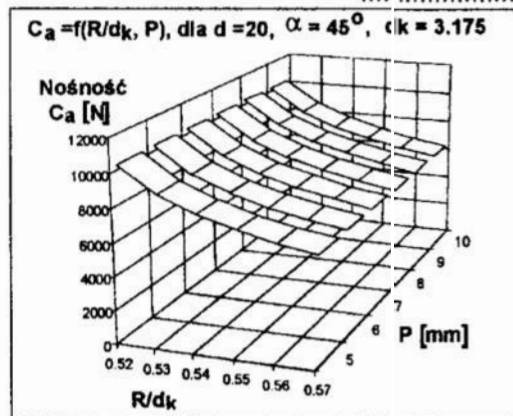
3 Badania symulacyjne

W oparciu o powyższy model obliczeniowy zbudowano program PARKON, obliczający cechy geometryczne gwintu i zależne od nich właściwości konstrukcyjne przekładni [2]. Model ten zakłada stały kąt działania $\alpha \cong 45^\circ$, powszechnie stosowany we współczesnych konstrukcjach, co uzyskano dzięki zwiększeniu średnicy śruby przy zachowaniu pewnego minimalnego luzu między kulkami. Program PARKON pozwala na dokonanie symulacji właściwości przekładni. Przykładowy, skrócony wydruk programu ze szczególnym uwzględnieniem wzajemnej zależności nośności i masy (tab. 1) przedstawiono poniżej:

Luz między kulkamiDELDK \cong 0.10 [mm]
Ograniczenie konstrukcyjne $d_k/P \cong$ 0.65
Współczynnik przylegania $R/d_k = f_r$
0.52 0.53 0.54 0.55
Średnice nominalne d [mm]:
16.0 20.0 25.0 32.0 40.0 50.0 63.0 80.0 100.0 125.0
Skok P [mm]:
5.0 6.0 8.0 10.0 12.0 16.0 20.0
Liczby zwojów nakrętki I_z :
2 3 4 5 6
Średnice kulek d_k [mm]:
3.000 3.175 3.500 3.969 5.556 6.350 7.938 9.525 10.000
 C_a – nośność [N]
 j_u – sztywność układu napiętej wstępnie przekładni [N/ α m]
 D – średnica zewnętrzna nakrętki [mm]
 L_n – długość nakrętki [mm]
 m – masa nakrętki [kg]
Kryterium c [N/kg] – wg (2).

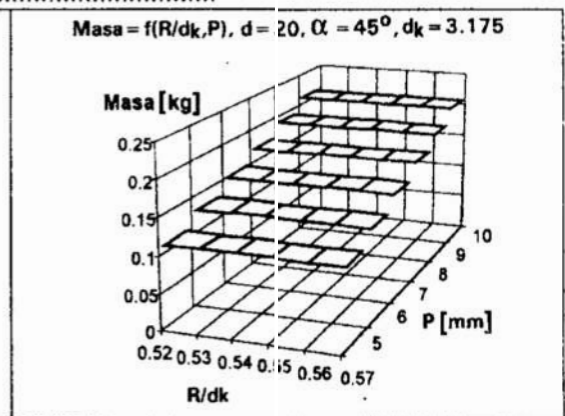
Tabela 1. Parametry obliczone w programie PARKON
Table 1. Output parameters of the PARKON program

d_{obl}	P	I_z	d_k	R	f_r	$k_{s,n}$	Ca	j_u	D	L_n	m	c
16.10	5	6	3.175	1.68	0.53	0.067	13605	1033	28.8	45	0.14	97178
20.00	5	2	3.175	1.56	0.52	0.040	7279	528	32.0	25	0.09	80878
20.15	5	5	3.175	1.68	0.53	0.067	13661	1092	32.9	40	0.14	97578
20.15	5	6	3.175	1.68	0.53	0.067	6782	1300	32.9	45	0.16	99875
20.00	12	6	6.350	3.49	0.55	0.220	24350	904	45.4	108	1.01	24108
25.22	5	3	3.175	1.68	0.53	0.067	10108	820	37.9	30	0.13	77754
25.22	5	6	3.175	1.68	0.53	0.067	18347	1593	37.9	45	0.19	96563
32.31	5	6	3.175	1.68	0.53	0.067	20989	1943	45.0	45	0.24	87454
63.35	20	6	10.000	5.50	0.55	0.350	103546	3267	103.4	180	6.75	15340
80.84	5	2	3.175	1.65	0.52	0.040	14458	1171	93.5	25	0.30	48193
82.52	20	6	10.000	5.50	0.55	0.350	121703	4198	122.5	180	8.52	14284
100.05	5	2	3.175	1.65	0.52	0.040	15762	1180	112.3	25	0.35	45034
100.00	20	6	10.000	5.50	0.55	0.350	136204	5016	141.7	180	9.97	13661
125.31	5	6	3.175	1.68	0.53	0.067	32344	3156	133.0	45	0.79	46205



Rys. 2. Nośność C_a dla różnych skoków P i współczynników przylegania f_r

Fig. 2. Load rating C_a for different leads P and conformity factors f_r

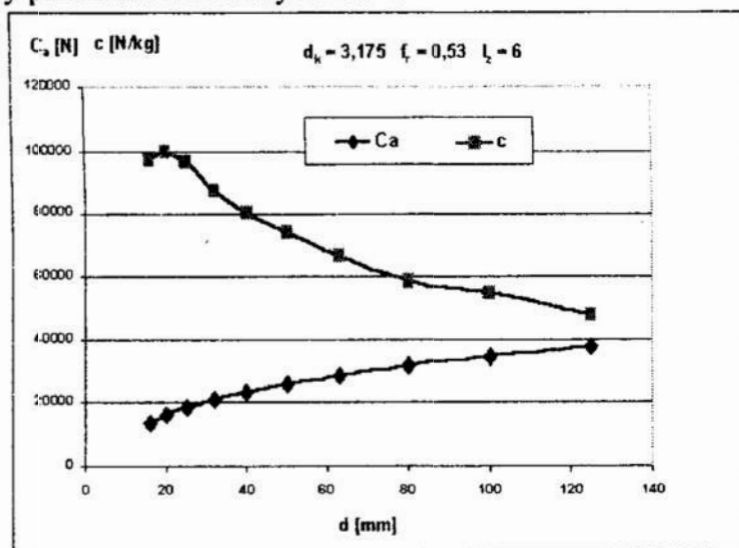


Rys. 3. Masa nakrętki m dla różnych skoków P i współczynników przylegania: f_r

Fig. 3. Nut mass m for different leads P and conformity factors f_r

Badania przyjętego modelu obliczeniowego mają na celu testowanie wybranych funkcji celu. W pracy [3] zbadano wpływ współczynnika przylegania na nośność (rys.2) i masę nakrętki dla średnicy śruby $d=20$ i średnic kulek $d_k=3,175$ (rys.3).

Z analizy wyników obliczeń wynika, że najwyższą wartość kryterium c mają przekładnie o mniejszych średnicach śruby dla małych średnic kulek i maksymalnej liczbie zwojów wypełnionych kulkami. Wykres zmian nośności i kryterium c dla stałej liczby zwojów $I_z = 6$, średnicy kulek $d_k = 3.175$ i współczynnika przylegania $f_r = 0,53$ (stosowanego często w przekładniach) w zależności od średnicy śruby przedstawiono na rysunku 4.



Rys. 4. Zależność nośności C_a i kryterium c od średnicy śruby d
 Fig. 4. Relationship between load rating C_a and c criterion to screw diameters d

Po doborze z warunków wytrzymałościowych średnicy śruby (zależnej od sposobu łożyskowania, obrotów i obciążenia przekładni) konstruktor musi zdecydować się na wybór średnicy kulek, skoku gwintu oraz liczby zwojów gwintu. Przykładowo, dla średnicy gwintu $d=50$ projektant ma do wyboru bardzo dużą liczbę przekładni. Zakładając współczynnik przylegania $f_r = 0.53$ wytypowano, kierując się kryterium c , następujące przekładnie ponumerowane w kolejności najwyższych wartości kryterium c (tabl. 2):

Tabela 2. Przekładnie śrubowe toczne o najwyższych wartościach kryterium c
 Table 2. Ball screws for greatest c criterion

d_{obl}	P	I_z	d_k	R	$k_{s,n}$	Ca	j_u	D	L_n	m	c	
50.11	5	6	3.500	1.85	0.070	29515	2622.	64.1	45	0.38	77671	Nr 1
50.11	5	5	3.500	1.85	0.070	25231	2200	64.1	40	0.34	74209	Nr 2
50.51	5	6	3.175	1.68	0.067	25973	2587	63.2	45	0.35	74209	Nr 3
50.51	5	5	3.175	1.68	0.067	22204	2170	63.2	40	0.31	71626	Nr 4
50.11	5	4	3.500	1.85	0.070	20826	1775	64.1	35	0.30	69420	Nr 5
50.11	5	3	3.500	1.85	0.070	16261	1345	64.1	30	0.25	65044	Nr 6
50.10	6	6	3.500	1.85	0.070	29508	2715	64.1	54	0.46	64147	Nr 7
50.50	6	6	3.969	2.10	0.084	35029	2784	66.4	54	0.55	63689	Nr 8

Analiza parametrów przekładni wskazuje, że przekładnia Nr 1 charakteryzuje się wysoką wartością kryterium c , jednak gdyby drugim kryterium była maksymalna sztywność przy wysokiej nośności, należałoby wybrać przekładnię Nr 8. Należy zwrócić uwagę, że najwyższe wartości kryterium c mają przekładnie o małych skokach i niedużych średnicach kulek.

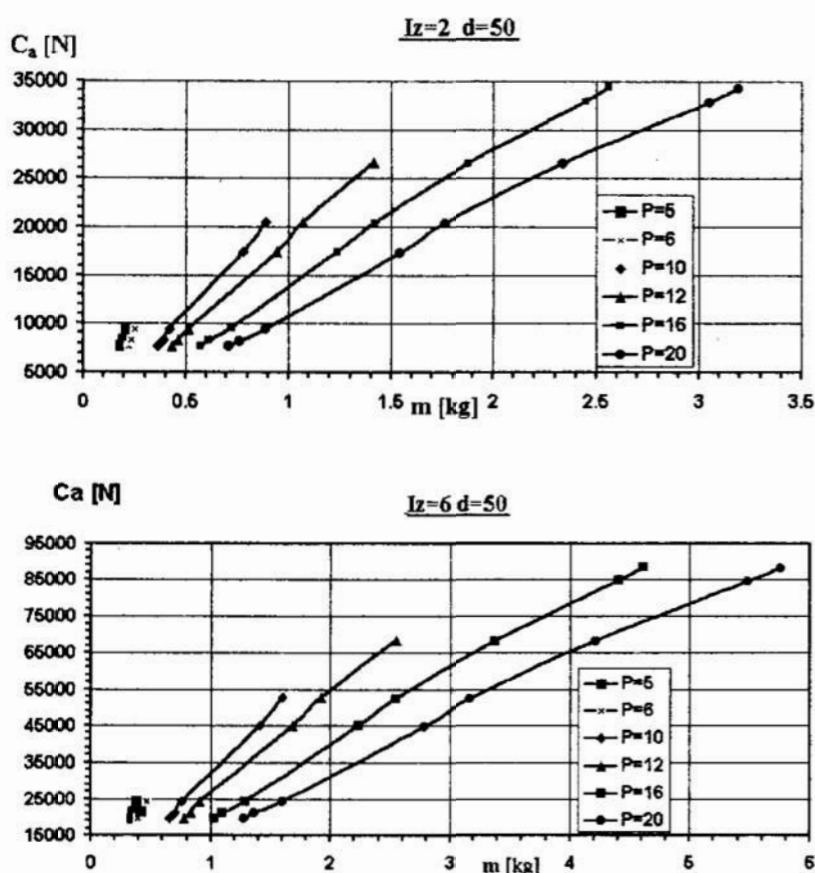
Tabela 3. Wpływ parametrów przekładni śrubowej tocznej ($d=50$) na kryterium c
Table 3. Influence of ball screws parameters ($d=50$) for c criterion

d_{obl}	P	d_k	R	n_{kl}	$k_{s,n}$	Ca	j_u	D	L_n	m	η	c
50.59	5	3.000	1.65	53	0.106	10919	1149	62.6	30	0.22	87	49631
50.51	5	3.175	1.75	50	0.112	11784	1161	63.2	30	0.23	88	51235
50.11	5	3.500	1.93	45	0.120	13390	1175	64.1	30	0.25	89	53560
50.58	6	3.000	1.65	53	0.106	10916	1189	62.6	36	0.26	89	41985
50.50	6	3.175	1.75	50	0.112	11781	1199	63.2	36	0.28	89	42075
50.10	6	3.500	1.93	45	0.120	13387	1212	64.1	36	0.31	90	43184
50.52	10	3.000	1.65	53	0.106	10902	1275	62.5	60	0.44	93	24777
50.44	10	3.175	1.75	50	0.112	11765	1283	63.1	60	0.46	93	25576
50.04	10	3.500	1.93	45	0.120	13369	1291	64.0	60	0.51	94	26213
51.19	10	5.556	3.06	29	0.196	24746	1362	73.4	60	0.94	96	26325
50.44	10	6.350	3.49	25	0.225	28984	1346	75.8	60	1.07	97	27087
50.47	12	3.000	1.65	53	0.106	10892	1297	62.5	72	0.52	94	20946
50.39	12	3.175	1.75	50	0.112	11755	1305	63.1	72	0.55	94	21372
50.00	12	3.500	1.93	45	0.120	13356	1311	64.0	72	0.61	95	21895
51.15	12	5.556	3.06	29	0.196	24723	1378	73.4	72	1.12	97	22071
50.39	12	6.350	3.49	25	0.225	28957	1360	75.8	72	1.28	97	22607
50.40	12	7.938	4.37	20	0.280	37738	1345	82.1	72	1.70	98	22199
50.36	16	3.000	1.65	53	0.106	10867	1323	62.4	96	0.69	96	15749
50.28	16	3.175	1.75	50	0.112	11728	1330	62.0	96	0.73	96	16065
51.00	16	3.500	1.93	46	0.120	13463	1359	65.0	96	0.86	96	15634
51.04	16	5.556	3.06	29	0.196	24666	1396	73.3	96	1.49	97	16554
50.28	16	6.350	3.49	25	0.225	28887	1375	75.7	96	1.70	98	16992
50.28	16	7.938	4.37	20	0.280	37644	1358	82.0	96	2.25	98	16730
51.30	16	9.525	5.24	17	0.337	46682	1355	89.4	96	2.94	99	15870
50.68	16	10.000	5.50	16	0.354	48669	1325	90.7	96	3.08	99	15801
50.21	20	3.000	1.65	53	0.106	10836	1335	62.2	120	0.85	96	12748
50.13	20	3.175	1.75	50	0.112	11694	1341	62.8	120	0.91	97	12850
50.86	20	3.500	1.93	46	0.120	13424	1370	64.9	120	1.07	97	12546
50.90	20	5.556	3.06	29	0.196	24592	1402	73.1	120	1.85	98	13292
50.13	20	6.350	3.49	25	0.225	28797	1380	75.5	120	2.11	98	13364
50.14	20	7.938	4.37	20	0.280	37521	1361	81.9	120	2.81	99	13353
51.15	20	9.525	5.24	17	0.337	46532	1357	89.2	120	3.66	99	12714
50.54	20	10.000	5.50	16	0.354	48504	1327	90.5	120	3.83	99	12664

W celu zbadania wpływu wszystkich parametrów na kryterium c w pracy [4] przeprowadzono symulację przekładni dla współczynnika przylegania $f_r = 0.55$ i

liczby zwojów $I_z = 3$. Wyniki symulacji przedstawiono w tabl. 3, podając dodatkowo liczbę kulek czynnych w zwoju i sprawność η [%] oraz pomijając (ze względu na małe wartości c) średnicę kulek $d_k = 3.969$ i skok $P = 8$. Otrzymane wyniki obliczeń wskazują, że najkorzystniejsze wartości kryterium c mają przekładnie o małym skoku. Przy porównywalnych wartościach c projektant może dokonać wyboru kierując się innymi kryteriami, mogą nimi być sztywność, sprawność lub wymiary gabarytowe nakrętki. Z trzech pierwszych przekładni optymalną jest przekładnia o średnicy kulki $d_k = 3.5$ o najwyższej nośności, sztywności i sprawności.

Przy doborze liczby zwojów pomocny może być rysunek 5, na którym przedstawiono dla powyższych parametrów związki pomiędzy nośnością i masą.



Rys. 5. Zależność nośności C_a i masy nakrętki m od liczby zwojów gwintu I_z i skoku P

Fig.5. Relationship between load rating C_a and nut mass m to number of loaded turns I_z and lead P

4 Wnioski

Przeprowadzone badania symulacyjne pozwalają na dobór parametrów przekładni dla przyjętego kryterium c (maksymalizacji nośności przy minimalizacji masy). Badania te są efektywne tylko przy zastosowaniu metod projektowania wspomaganego komputerowo. Z przeprowadzonych badań wynika, że optymalne ze

względu na koszty materiałowe są przekładnie o mniejszych średnicach ($d = 20$), małym skoku ($P=5$), stosunkowo niedużej średnicy kulek ($d_k = 3.500$) i maksymalnej liczbie zwojów ($I_z = 6$). Symulacja komputerowa pozwala prognozować jakość przekładni we wstępnej fazie projektu technicznego i ma na celu rozszerzenie oferty produkcyjnej przekładni krajowych o jakości konkurencyjnej do wyrobów zagranicznych.

Literatura

1. Sobolewski J. Z.: *Projektowanie przekładni śrubowych tocznych (kulkowych)*. Prace naukowe Mechanika z.182. Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej. Warszawa 2000.
2. Bonarowski J., Sobolewski J. Z.: *Program do generowania parametrów geometrycznych i eksploatacyjnych przekładni śrubowych kulkowych*. Materiały XV Ogólnopolskiej Konferencji Polioptymalizacja i Komputerowe Wspomaganie Projektowania Mielno '97.
3. Sobolewski J. Z.: *Wpływ parametrów geometrycznych gwintu na własności przekładni śrubowych kulkowych*. Materiały XV Ogólnopolskiej Konferencji Polioptymalizacja i Komputerowe Wspomaganie Projektowania Mielno '97.
4. Sobolewski J. Z.: *Calculating model of ball thread design of the ball screws*. IPBM PW. V Polsko-Słowacka Konferencja Naukowa „Symulacja Komputerowa w Projektowaniu Maszyn, Wierzba 2000.
5. Dokument ISO/DP 9783 „Ball screws – Static axial rigidity”, AFNOR 1987.

Streszczenie

W pracy przedstawiono wyniki badań symulacyjnych przekładni śrubowych tocznych kulkowych dla przyjętego kryterium maksymalizacji nośności przy minimalizacji masy nakrętki. Model obliczeniowy jest podstawą dla programu komputerowego, który generuje cechy geometryczne i właściwości przekładni dla stałego kąta działania kulek. Przeprowadzona symulacja komputerowa ułatwia dobór wymiarów ze względu na minimalne koszty materiałowe i pozwala przewidzieć jakość przekładni we wstępnej fazie projektu technicznego.

SIMULATION OF AXIAL LOAD RATING AND MASS OF THE BALL SCREWS

Summary

The paper presents study of the ball screws simulation results in the case, when the criterion of the selection is the mass of the nut minimisation and dynamic axial load rating maximisation. Numerical model is the basis for computer program, which generates the design parameters and properties of ball screws for constant contact angle. Computer simulation makes easier selection of dimensions in relation to minimum material costs and allows to predict the ball screws quality in the early stages of design.

Referat recenzowany

OKREŚLANIE GRUP RYZYKA KREDYTOWEGO PRZY UŻYCIU DRZEW KLASYFIKACYJNYCH

1 Wprowadzenie

Podstawą udzielenia kredytu jest wniosek kredytowy składany przez kredytobiorcę, który jest analizowany przez bank w celu oceny zdolności kredytowej klienta, jego sytuacji finansowej i majątkowej. Badanie zdolności kredytowej ma na celu określenie stopnia ryzyka, na jakie jest narażony bank ([Jaw 1996], s. 220).

W wyniku oceny sytuacji ekonomiczno-finansowej, dokonywanej w toku każdego badania zdolności kredytowej oraz długotrwałości występowania przeterminowanych zadłużeń wobec banku, każde przedsiębiorstwo zostaje zaklasyfikowane do jednej z czterech grup ryzyka kredytowego. Do pierwszej zalicza się przedsiębiorstwa, których sytuacja ekonomiczno-finansowa nie budzi zastrzeżeń, a więc zakwalifikowanie do tej kategorii związane jest z małym ryzykiem bankowym. Drugą grupę stanowią przedsiębiorstwa, których sytuacja ekonomiczno-finansowa jest niestabilna, co stanowi zagrożenie dla terminowej spłaty należności. Stąd wzrasta ryzyko banku i konieczna jest stała obserwacja firmy. Do trzeciej grupy zostają zakwalifikowane podmioty gospodarcze, których sytuacja ekonomiczno-finansowa stale się pogarsza. W tym przypadku mamy do czynienia z dużym ryzykiem. Do czwartej grupy ryzyka kredytowego zalicza się firmy, których sytuacja ekonomiczno-finansowa w ocenie banku pogorszyła się w sposób nieodwracalny, uniemożliwiający spłacenie długu. Oznacza to, że udzielenie kredytu związane jest z bardzo dużym ryzykiem i występuje możliwość utraty zainwestowanego przez bank kapitału. Stosowaną przez banki metodą klasyfikacji przedsiębiorstwa do jednej z grup jest przede wszystkim punktowa ocena jego sytuacji ekonomiczno-finansowej ([Mik 1997], s. 220), aczkolwiek istnieją inne metody rozwiązywania tego typu zadań. Do metod tych zaliczamy również drzewa klasyfikacyjne.

2 Drzewa klasyfikacyjne

Rozwiązanie procesu decyzyjnego w warunkach niepewności, polegające przede wszystkim na wyznaczeniu optymalnej decyzji, może być przedstawione na odpowiednim wykresie, który w teorii podejmowania decyzji nazywa się drzewem klasyfikacyjnym. Drzewo klasyfikacyjne jest bardzo wygodnym narzędziem w analizie procesów decyzyjnych, zwłaszcza gdy procesy te charakteryzują się pewnym stopniem skomplikowania ([Sad, 1977], s. 32).

Drzewa klasyfikacyjne wykorzystuje się do wyznaczania przynależności przypadków lub obiektów do klas jakościowej zmiennej zależnej na podstawie pomiarów jednej lub więcej zmiennych predykcyjnych. Liście drzewa odpowiadają klasom, do których należą obiekty, a krawędzie reprezentują wartości cech, na podstawie których dokonano podziału.

Proces tworzenia drzewa klasyfikacyjnego polega na rekurencyjnym podziale zbioru uczącego na podzbiory aż do uzyskania ich jednorodności ze względu na przynależność obiektów do klas. Dąży się do utworzenia drzewa o jak najmniejszej liczbie węzłów, aby otrzymać jak najprostsze reguły klasyfikacyjne.

* Zakład Metod Ilościowych Instytutu Zarządzania Politechniki Łódzkiej, istan@ck-sg.p.lodz.pl.

W procesie tworzenia drzewa klasyfikacyjnego wyróżnia się cztery etapy ([Mis, 2000], s. 32]):

- określenie kryteriów trafności przewidywania;
- wybranie podziałów;
- wyznaczenie końca podziałów;
- wybranie drzewa właściwej wielkości.

3 Wykorzystanie drzew klasyfikacyjnych

Eksperymenty zostały przeprowadzone w pakiecie statystycznym STATISTICA™ v. 5.5.

Materiał badawczy

Dane empiryczne wykorzystane w badaniach pochodzą z łódzkich banków, które udzielają kredytu przedsiębiorstwom zaklasyfikowanym do pierwszej i drugiej klasy ryzyka kredytowego.

Tabela 1. Struktura zbioru danych

Table 1. Structure numerical set

Zbiór uczący				Zbiór testowy			
I	II	III	IV	I	II	III	IV
5	44	11	37	0	6	2	5

Źródło: Opracowanie własne.

W eksperymentach numerycznych wykorzystano informacje odnośnie do 25 cech mierzalnych i niemierzalnych, które były brane pod uwagę przez ekspertów bankowych w procedurze kwalifikacyjnej. Czynniki obiektywne to wskaźniki obliczone na podstawie danych bilansowych dla roku poprzedzającego staranie się o kredyt oraz obliczone dla okresu od początku roku do momentu ubiegania się o kredyt, do których należą:

- wskaźniki rentowności t - 1: ROA; ROE; ROS;
- wskaźniki płynności t - 1: CR (płynności bieżącej); QR (płynności szybki);
- wskaźnik sprawności działania t - 1;
- wskaźnik rotacji należności w dniach t - 1;
- wskaźnik rotacji zapasów dniach t - 1;
- wskaźnik produktywności aktywów t - 1;
- wskaźniki zadłużenia t - 1;
- wskaźnik zadłużenia aktywów t - 1;
- wskaźnik pokrycia majątku trwałego kapitałem własnym t - 1;
- wskaźniki rentowności t: ROA; ROE; ROS;
- wskaźniki płynności t: CR (płynności bieżącej); QR (płynności szybki);
- wskaźnik sprawności działania t;
- wskaźnik rotacji należności w dniach t;
- wskaźnik rotacji zapasów dniach t;
- wskaźnik produktywności aktywów t;
- wskaźniki zadłużenia t;
- wskaźnik zadłużenia aktywów t;
- wskaźnik pokrycia majątku trwałego kapitałem własnym t;
- wskaźnik pokrycia obsługi długu;

Czynniki subiektywne:

- pozycja przedsiębiorstwa na rynku;
- charakter branży;
- kierownictwo;
- wiarygodność właściciela (przedsiębiorstwa).

szacowane są w formie punktowej ustalonej przez inspektorów kredytowych na podstawie informacji o firmie.

Wyniki eksperymentów

Do stworzenia drzewa klasyfikacyjnego wybrano metodę dyskryminacji podziałów jednowymiarowych dla predyktorów nominalnych i porządkowych.

Po uzyskaniu podziałów jednowymiarowych zmienne predykcyjne można porangować w skali od 0 do 100, w zależności na ile ważny jest ich wpływ na zmienną zależną. Wyniki przedstawiono w tabeli 2. Jak widać, największy wpływ na zmienną grupą ryzyka mają:

- wskaźnik pokrycia majątku trwałego kapitałem własnym w okresie t (100);
- wskaźnik pokrycia majątku trwałego kapitałem własnym w okresie t - 1 (93);
- ROA w okresie t (91);
- QR w okresie t (60);
- CR w okresie t (55);

Wszystkie cechy niemierzalne mają mniej istotny wpływ na grupę ryzyka kredytowego. Największą z nich ma jednak pozycja przedsiębiorstwa na rynku (40).

Tabela 2. Ranking ważności predyktorów (0=niska ważność; 100=wysoka ważność)
Table 2. Ranking predictor importance (0=low; 100=high)

Cecha	Ranking	Cecha	Ranking
wsk. pokrycia t	100	wiarygodność	22
wsk. pokrycia t - 1	93	wsk. zadłużenia t - 1	21
roa_t	91	wsk. rotacji t - 1	18
qr_t	60	kierownictwo	13
cr_t	55	ros_t	13
cr__t_1	45	roe_t_1	11
qr__t_1	41	rot_t_na	10
pozycja	40	wsk. produkty. t	10
wsk. obsługi dł.	38	wsk. produkty. t - 1	8
wsk. zadłużenia t	34	ros_t_1	7
roa__t_1	28	wsk. rot__zap t - 1	5
charakter branży	26	wsk. rot_t_za	4
roe_t	25		

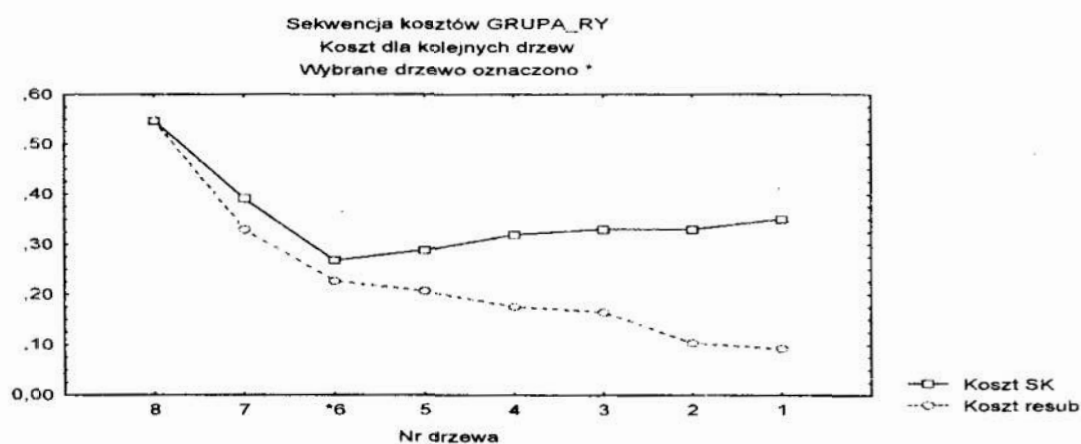
Źródło: Obliczenia własne na podstawie STATISTICA.

Przy konstrukcji drzew klasyfikacyjnych, reguła stopu określa procedury stosowane do wyboru drzewa klasyfikacyjnego właściwej wielkości. W programie dostępne są trzy reguły stopu: przytnij przy błędzie złej klasyfikacji, przytnij przy odchyleniu oraz bezpośrednio zatrzymywanie typu FACT. W analizie wykorzystano regułę przytnij przy błędzie złej klasyfikacji.

Jeśli jako regułę stopu wybrano metodę przycinania to wybieramy drzewa właściwej wielkości z sekwencji drzew optymalnie przyciętych. Naturalnym kryterium są koszty sprawdzianu krzyżowego. Procedury wyboru drzewa jest istotna dlatego, że pomaga uniknąć nadmiernego dopasowania lub niedopasowania do danych. Poniżej znajduje się rysunek 2 kosztów resubstytucji i kosztów sprawdzianu krzyżowego (SK) dla sekwencji kolejno przycinanych drzew. Jak widać na tym wykresie, koszty resubstytucji (stopa błędnych klasyfikacji w próbie uczącej) mają tendencję do spadku wraz ze wzrostem wielkości drzewa. Z kolei koszty sprawdzianu krzyżowego szybko osiągają minimum, gdy wielkość drzewa na początku rośnie, ale faktycznie zaczynają wzrastać, gdy wielkość drzewa staje się bardzo duża. Zauważmy, że wybrane drzewo właściwej wielkości jest bliskie punktowi przegięcia krzywej, to znaczy bliskie punktowi, gdzie początkowy ostry spadek kosztów sprawdzianu krzyżowego przy wzroście wielkości drzewa zaczyna się wyrównywać. Procedura wyboru drzewa sprowadza się do wyboru najprostszego (najmniejszego) drzewa z kosztami sprawdzianu krzyżowego bliskimi minimum.

Tabela 3. Sekwencja. Statystyki dla kolejnych drzew
Table 3. Sequence. Statisticses for following trees

Lp.	Liczba węzłów	koszt SK.	Std. błąd	Resub. koszt	Węzeł złożon.
1	18	0,350515	0,048445	0,092784	0,000000
2	15	0,329897	0,047739	0,103093	0,003436
3	8	0,329897	0,047739	0,164948	0,008837
4	7	0,319588	0,047347	0,175258	0,010309
5	5	0,288660	0,046009	0,206186	0,015464
*6	4	0,268041	0,044974	0,226804	0,020619
7	2	0,391753	0,049563	0,329897	0,051546
8	1	0,546392	0,050548	0,546392	0,216495



Wybrane drzewo oznaczono * Źródło: Obliczenia własne na podstawie STATISTICA.

Rys. 1. Sekwencja kosztów dla kolejnych drzew klasyfikacyjnych
Fig. 1. Sequence of costs for following classification trees

Celem analizy drzewa klasyfikacyjnego jest uzyskanie możliwie najbardziej trafnego przewidywania. Niestety trudno jednak o operacyjną definicję trafności przewidywania. W sytuacji, gdy niektóre chybione przewidywania są bardziej katastrofalne w skutkach niż inne lub gdy niektóre chybione przewidywania mają miejsce częściej niż inne, poja-

wia się raczej potrzeba minimalizacji kosztów niż tylko problem proporcji błędnie zaklasyfikowanych przypadków.

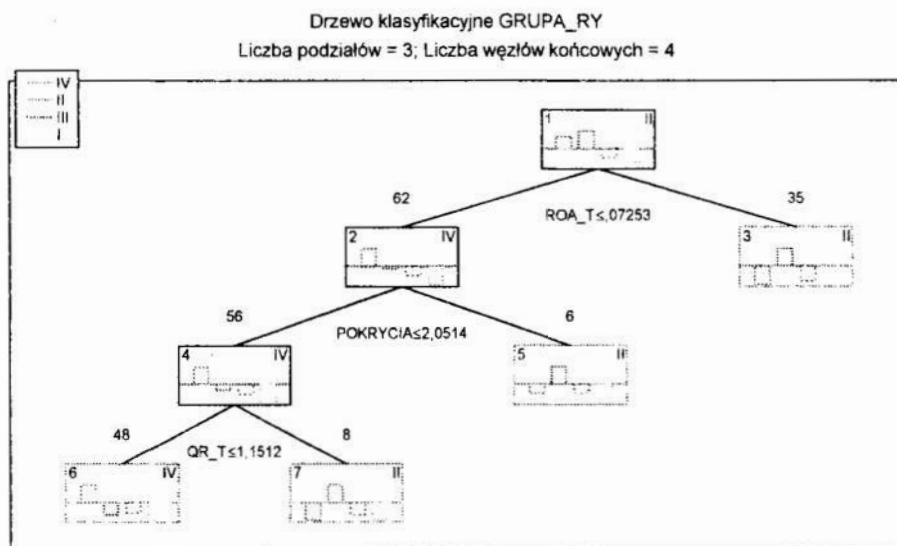
Tabela 4. Prawdopodobieństwo przynależności do klas a priori szacowane z danych dla próby uczącej

Table 4. Probability memberships to classes a priori valued for set tests

Grupa ryzyka	Prawdop. a priori	Liczebność klasy
I	0,051546	5
II	0,453608	44
III	0,113402	11
IV	0,381443	37

Źródło: Obliczenia własne na podstawie STATISTICA.

Minimalizacja kosztów nie odpowiada jednak minimalizacji proporcji przypadków zaklasyfikowanych błędnie, jeśli weźmie się prawdopodobieństwa a priori¹ proporcjonalne do wielkości klas i koszty błędnych klasyfikacji równe dla każdej klasy. Prawdopodobieństwa a priori stosowane w minimalizacji kosztów mogą poważnie wpływać na klasyfikację przypadków lub obiektów.



Rys. 2. Wybrane drzewo klasyfikacyjne

Fig. 2. Select classification tree

Na początku tworzenia drzewa klasyfikacyjnego wszystkie obiekty przypisano do węzła źródłowego i tymczasowo zakwalifikowano do klasy II. Węzeł źródłowy następnie dzieli się na dwa nowe węzły: obiekty dla których ROA w okresie t nie przekracza 0,7253 zostają przypisani do węzła nr 2 i zakwalifikowani do klasy IV, a pozostali do węzła nr 3 i klasy II. Węzeł nr 3 jest liściem drzewa.

Węzeł nr 2 dzieli się według wskaźnika pokrycia majątku trwałego kapitałem własnym w okresie t na dwa podwęzły o numerach 4 i 5. Obiekty o wartościach tego wskaźnika nie mniejszych niż 2,0514 zostają przypisane do węzła nr 4 i zakwalifikowane do IV grupy ryzyka. Natomiast obiekty nie spełniające tego warunku zostają przypisane do węzła nr 5, który jest węzłem końcowym i zakwalifikowane do II klasy ryzyka. Węzeł

¹ Prawdopodobieństwa a priori określają, na ile jest prawdopodobne, bez żadnej wstępnej wiedzy na temat wartości zmiennych predykcyjnych w modelu, że dany przypadek lub obiekt wpadnie do danej klasy.

nr 4 ulega dalszemu podziałowi z punktu widzenia wskaźnika QR w okresie t. Przedsiębiorstwa dla których $QR \leq 1,1512$ zostają przypisane do IV klasy ryzyka. Przedsiębiorstwa nie spełniające tego warunku zostały zakwalifikowane do II grupy ryzyka kredytowego. Porównaj rysunek 2 i tabelę 5. Należy zwrócić uwagę, że przedstawione drzewo nie określiło reguł klasyfikacji do I i III klasy ryzyka kredytowego. Klasy te charakteryzowały się niską liczebnością.

Tabela 5. Przewidywanie na podstawie drzewa klasyfikacyjnego. Warunki podziału dla każdego węzła

Table 5. Expectation on the ground classification trees. Circumstances of partition for every node

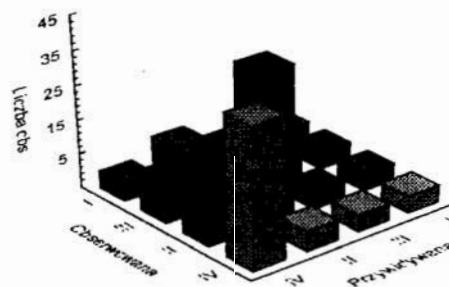
Nr węzła	Lewostr. gałąź	Prawostr. gałąź	Liczebności klas			
			I	II	III	IV
1	2	3	5	44	11	37
2	4	5	0	16	9	37
3			5	28	2	0
4	6	7	0	12	8	36
5			0	4	1	1
6			0	5	7	36
7			0	7	1	0

Źródło: Obliczenia własne na podstawie STATISTICA.

Jak widać z rysunku 3 oraz tabeli 6 błędne klasyfikacje dla próby uczącej są niskie (najwyższe słupki reprezentują poprawną klasyfikację). Niestety jednak:

- z grupy I 5 przedsiębiorstw zostało rozpoznanych jako reprezentanci grupy II (sąsiednie klasy);
- z grupy II 5 jako zostało rozpoznanych jako reprezentanci grupy IV;
- z grupy III 4 jako reprezentanci grupy II, a 1 jako reprezentant grupy IV (sąsiednie klasy);
- z grupy IV 1 jako reprezentanci grupy II.

Klasy obserwowane względem przewidywanych GRUPA_RY



Rys. 3. Grupy ryzyka obserwowane względem przewidywanych
Fig. 3. Groups of risk observed in relation to foreseen

Większa liczba źle zakwalifikowanych przedsiębiorstw należy do sąsiednich klas. Należy pamiętać, że granice pomiędzy klasami są zazwyczaj płynne (rczmyte) i właśnie z tego może wynikać ta błędna klasyfikacja.

Tabela 6. Błędne klasyfikacje dla próby uczącej i testowej
 Table 6. Incorrect classifications for teaching and tests set

Przewidywane grupy ryzyka	Próba ucząca				Próba testowa			
	Grupa ryzyka				Grupa ryzyka			
	I	II	III	IV	I	II	III	IV
I		0	0	0		0	0	0
II	5		4	1	0		0	0
III	0			0	0	0		0
IV	0	5	7		0	0	2	

Źródło: Obliczenia własne na podstawie STATISTICA.

Lepsze wyniki klasyfikacji udało nam się uzyskać dla próby testowej. Koszt błędnych klasyfikacji dla próby testowej wynosi $SK=0,15385$; odch. std. $=0,10007$.

Tabela 7. Błędy klasyfikacji
 Table 7. Errors of classification

Grupa ryzyka	Próba ucząca	Próba testowa
I	100%	0%
II	11,37%	0%
III	100%	100%
IV	2,7%	0%
Ogólny błąd klasyfikacji	22,68%	15,39%

Źródło: Obliczenia własne na podstawie STATISTICA.

W próbie testowej poprawnie rozpoznano klasy I, II i IV. Natomiast błędne klasyfikacje dla III grupy ryzyka kredytowego dotyczyły tylko klas sąsiednich, tzn.: reprezentanci III grupy rozstali rozpoznani jako przedstawiciele IV grupy ryzyka kredytowego.

4 Podsumowanie

Drzewa klasyfikacyjne mogą być z powodzeniem alternatywą dla tradycyjnych metod klasyfikacji, szczególnie wówczas gdy nie istnieje możliwości spełnienia założeń wymaganych przy tych metodach. Na korzyść stosowania drzew przemawia również to, że:

- wykres drzewa przedstawia wszystkie informacje w sposób prosty, bezpośredni i łatwy do interpretacji;
- duża elastyczność drzew pozwala na badanie wpływu poszczególnych zmiennych na zmienną zależną pojedynczo, a nie łącznie.

Literatura

1. Jaworski W. L., Krzyżkiewicz Z., Kosiński B.: *Banki. Rynek, operacje, polityka*. Poltext, Warszawa 1996.
2. Mikulski H.: *Ocena zdolności kredytowej i pozycji rynkowej przedsiębiorstwa*. w Wypych M. (red.): *Finanse przedsiębiorstwa z elementami zarządzania i analizy*. Absolwent, Łódź, 1997.
3. *Statistica™ PL*. tom 3, StatSoft, 1997.
4. Misztal M. *Wykorzystanie drzew klasyfikacyjnych do wspomaganie procesów podejmowania decyzji*. Kraków 2000, Materiały na seminaria StatSoft Polska Sp. z o.o.

5. Sadowski W.: *Decyzje i prognoz.*, Warszawa 1977, PWE.
6. Mazur A., Witkowska D., Staniec I.: *Klasyfikacja kredytobiorców według grup ryzyka*. Materiały VI Krajowej Konferencji Komputerowe Wspomaganie Badań Naukowych, Polanica Zdrój 1999. s. 167–172.
7. Mazur A., Staniec I.: *Inne metody klasyfikacji*. Materiały VII Krajowej Konferencji Komputerowe Wspomaganie Badań Naukowych, Polanica Zdrój 2000. s. 171–176.

Streszczenie

Celem referatu jest klasyfikacja firm według grup ryzyka kredytowego za pomocą drzew klasyfikacyjnych. W oparciu o dane liczbowe dotyczące firm ubiegających się o kredyt obrotowy w łódzkich bankach komercyjnych symulowano zachowanie komórki decydującej o przynależności przedsiębiorstwa do jednej z wielu grup ryzyka kredytowego.

QUALIFYING OF GROUPS OF RISK CREDIT AT USE OF CLASSIFICATION TREES

Summary

Target of report is classification of firms according to groups of risk credit by means of classification trees. In support numerical set of relating firms contesting by credit in commercial banks one simulated maintenance of decisive cell by classifications firms to one groups of risk credit.

Referat recenzowany

STREFY ROBOCZE MASZYN MANIPULACYJNYCH

1 Wprowadzenie

Analiza struktury maszyn manipulacyjnych w literaturze podręcznikowej z dziedziny robotyki często jest pomijana [2], bądź też traktowana bardzo pobieżnie i sprowadzana jedynie do określenia ruchliwości i manewrowości łańcucha kinematycznego [6, 7]. Przyczyn małej liczby publikacji w tym zakresie, można doszukiwać się w niedocenianiu takich analiz do projektowania manipulatorów i zastosowań praktycznych. Ważnym zagadnieniem, mającym praktyczne zastosowanie przy konstruowaniu maszyn manipulacyjnych, a możliwym do rozwiązania na drodze analizy struktury, jest określenie sposobu połączeń ogniów zapewniających uzyskanie największej przestrzeni roboczej dla określonej liczby ogniów o określonych wymiarach.

W pracach [3], [8] podane są praktyczne warunki usytuowania osi par obrotowych, dla których przestrzeń robocza ma największą objętość: – gdy osie pierwszej i drugiej pary obrotowej przecinają się pod kątem prostym, a osie drugiej i trzeciej są równoległe, wówczas przestrzeń robocza jest największa. W pracy [8] podane są dodatkowo dwa wzajemnie niezależne warunki uzyskania przez ostatnie ogniwo ruchu przestrzennego: – co najmniej dwie pary obrotowe o osiach nierównoległych, – dwie pary obrotowe o osiach równoległych i jedna o osi prostopadłej do poprzednich. W przypadku nie spełnienia jednego z nich, ruch ostatniego ogniwa sprowadza się do płaszczyzny:

W pracach [4, 5] wprowadzono pojęcie odmian łańcuchów kinematycznych powstałych w wyniku zestawień różnych kombinacji połączeń ogniów parami kinematycznymi klasy piątej. W zależności od wzajemnego usytuowania osi par kinematycznych oraz ich liczby, punkt K łańcucha kinematycznego może poruszać się po linii, w płaszczyźnie lub w przestrzeni.

Można więc postawić tezę, że dla danej liczby ogniów istnieje pewna liczba kombinacji połączeń zapewniających pełne wykorzystanie możliwych ruchów względnych w ruchu punktu K . Poniżej przedstawiono próbę rozwinięcia tej tezy, zmierzającą do znalezienia i zdefiniowania odmian najbardziej korzystnych pod względem ruchowym, umożliwiających pozycjonowanie punktu K w maksymalnie największej przestrzeni roboczej.

2 Przyjęta metodyka, założenia

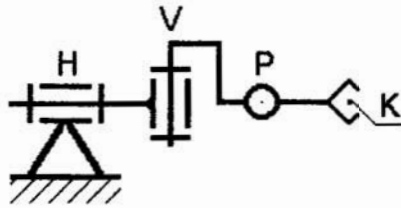
W przeprowadzonej analizie wstępnej, dotyczącej łańcuchów kinematycznych z parami obrotowymi klasy piątej, przyjęto następujące założenia:

- Osie par obrotowych są wzajemnie do siebie równoległe lub prostopadłe.
- Ogniwa łańcucha kinematycznego posiadają kształt umożliwiający ustawienie łańcucha kinematycznego w jednej osi poziomej, przecinającej osie wszystkich par kinematycznych wchodzących w skład łańcucha, co w zapisie Hartenberga Denavita oznacza, istnienie dla danego ogniwa tylko jednego wymiaru l_i lub λ_i , zależnie od usytuowania osi pary.
- Długości kolejnych ogniów tworzących łańcuchy kinematyczne są różne i niezerowe, a jednocześnie jednakowe dla tych samych numerów ogniów w poszczególnych odmianach.
- Za kryterium poszukiwań przyjęto łańcuch kinematyczny maksymalnie uproszczony, umożliwiający pozycjonowanie punktu K w największej strefie

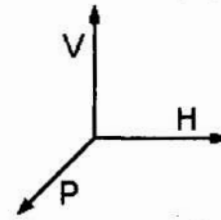
* Akademia Rolnicza, ul. Doświadczalna 50A, 20-280 Lublin, Email:stepniew@faunus.ar.lublin

roboczej. Kryterium to jako najczęściej przyjmowane [1], w zakresie ruchu regionalnego spełniają niektóre kombinacje połączeń 3 ogniów.

Przykładowy łańcuch kinematyczny, narysowany zgodnie z przyjętymi założeniami przedstawiono na rysunku 1. Do oznaczenia usytuowania osi par obrotowych łączących ogniwa łańcucha kinematycznego zastosowano oznaczenia literowe – P , V , H – rysunek 2.



Rys. 1. Łańcuch kinematyczny HVP
Fig. 1. Kinematic chain HVP



Rys. 2. Oznaczenia par obrotowych
Fig. 2. Symbol of rotational pairs

Teoretyczna liczba odmian Z_t łańcucha kinematycznego równa jest liczbie możliwych zestawień liter P , V i H , z możliwością wielokrotnego powtórzenia tej samej litery. Liczbę możliwych kombinacji Z_t połączeń trzema parami obrotowymi o osiach wzajemnie prostopadłych n ogniów, można wyznaczyć z rachunku kombinatorycznego

$$Z_t = 3^n. \quad (1)$$

Analizując jednak powyższy łańcuch kinematyczny – rysunek 1, można zauważyć, że zmiana kierunku osi o 90° w pierwszej parze obrotowej powoduje zmianę konfiguracji i jednoczesną zmianę zapisu literowego na HPV , natomiast obrót w parze V lub w parze P nie wchodzi w grę, gdyż jest sprzeczny z przyjętymi założeniami.

W całym zbiorze kombinacji połączeń n ogniów parami obrotowymi klasy piątej istnieje pewna liczba Z_a łańcuchów dla których oznaczenie literowe jest jednoznaczne i nie ulega zmianie, są to:

- łańcuchy kinematyczne nie zawierające par obrotowych H ,
- łańcuchy kinematyczne zawierające jedną lub więcej par obrotowych H kolejno po sobie następujących, licząc od końca łańcucha kinematycznego, przy czym pozostałe pary kinematyczne nie muszą być parami H .

Liczbę tych łańcuchów wyrazić można zależnością

$$Z_a = \sum_{k=0}^n 2^k = 2^{n+1} - 1. \quad (2)$$

W pozostałych łańcuchach, których liczba wynosi

$$Z_b = 3^n - \sum_{k=0}^n 2^k = 3^n - 2^{n+1} + 1, \quad (3)$$

występują powtórzenia tych samych odmian.

W zbiorze odmian łańcuchów kinematycznych, w których pierwszą parą obrotową nie jest para H , występują jednak odmiany posiadające takie same strefy robocze, lecz odmiennie zorientowane względem ostoi. Są to odmiany w liczbie Z_c , które można przekształcić jedna w drugą przez obrót względem osi przecinającej wszystkie pary kinematyczne

$$Z_c = 2(3^{n-1} - n + 2). \quad (4)$$

Rzeczywista liczba odmian Z_r jest więc równa liczbie możliwych kombinacji Z_t pomniejszonej o liczbę k krotnych powtórzeń powstałych w wyniku obrotu w parach H oraz obrotu względem osi przecinającej wszystkie pary kinematyczne. Dla liczby ogniw $n = 3$, wystąpić mogą wyłącznie jednokrotne powtórzenia tego samego łańcucha w ramach danego przekształcenia, więc rzeczywistą liczbę odmian określić można jako

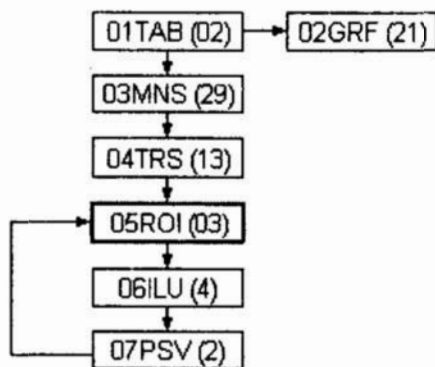
$$Z_r = Z_t - \frac{1}{2}(Z_b + Z_c) = \frac{1}{2}(3^{n-1} - 5) + 2^n + n. \quad (5)$$

W celu określenia zdolności ruchowych poszczególnych odmian łańcuchów kinematycznych, napisano program komputerowy *przestrzeń* pozwalający na określenie geometrii stref roboczych dla wszystkich kombinacji połączeń.

3 Program „przestrzeń”, budowa, wyniki

Poszukiwania najkorzystniejszych odmian łańcucha kinematycznego przeprowadzono w zbiorze wszystkich ($Z_r = 13$) kombinacji połączeń trzech ogniw. W tym celu napisano program *przestrzeń*. Obliczenia programem *przestrzeń* przeprowadzono według algorytmu:

- budowa tabeli parametrów przekształceń na podstawie literowego kodu łańcucha (01TAB),
- rysowanie schematu kinematycznego łańcucha (02GRF),
- określanie macierzy przekształceń w zapisie symbolicznym i ich mnożenie (03MNS),
- tworzenie przez program 04TRS kompletnego i uruchamialnego programu obliczającego wektor położenia punktu K (05ROI), zawierającego zależności na wektory współrzędnych położenia punktu K dla wszystkich kombinacji połączeń,
- rysowanie przekrojów stref roboczych (06ILU),
- obliczanie wymiarów stref roboczych (07PSV).



Rys. 3. Schemat blokowy programu „przestrzeń”

Fig. 3. The block diagram of the program „space”

Schemat blokowy programu komputerowego *przestrzeń* przedstawiono na rysunku 3. W nawiasach podano liczbę procedur wchodzącą w skład podprogramu. W pogrubionej ramce zaznaczono podprogram „napisany” przez inny podprogram.

Do obliczeń wektora położenia punktu K przyjęto wymiary długości ogniw: $r_1 = 19 \times 10^{-1}$ m, $r_2 = 11 \times 10^{-1}$ m, $r_3 = 5 \times 10^{-1}$ m.

Założono że ruch obrotowy w każdej parze kinematycznej odbywa się w zakresie kąta pełnego (zakłada się ruch w całej przestrzeni bez względu na możliwość kolizji).

Otrzymane powierzchnie i przekroje stref roboczych, wykreślone przez punkt K dla wszystkich kombinacji połączeń trzech ogniw parami obrotowymi, zawartymi w tabeli 1, przedstawiono na rysunku 4. Jednostki wymiaru podanego w tabeli: okrąg

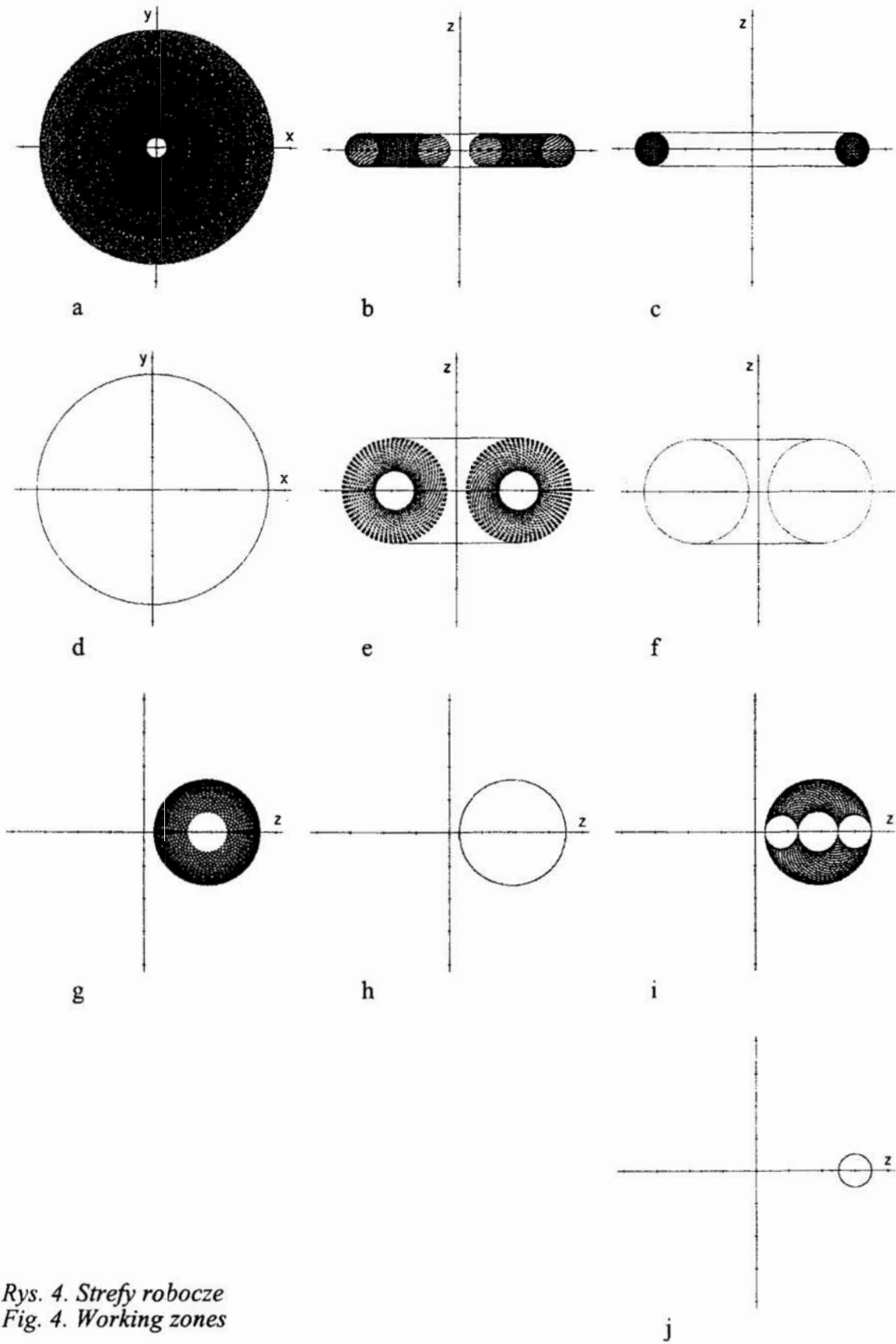
– [$\times 10^{-1}m$], koło, powierzchnia torusa, sfera – [$\times 10^{-1}m^2$], torus, kula – [$\times 10^{-1}m^3$].
W nawiasach wpisano kody literowe łańcuchów identycznych.

Na podstawie tabeli 1 można sformułować zalecenia, które należy brać pod uwagę przy doborze struktury połączeń ogni łańcucha kinematycznego. Ruch przestrzenny punktu K umożliwiają następujące struktury połączeń: VVP , VHV , VHP , VPV , VPP , HVV , HVP , HPV , HPP , PVV , PVP , PHV , PHP , PPV . W zbiorze tym występują łańcuchy tożsame kinematycznie: $VHV=VHP$, $HVV=HPP$, $HVP=HPV$, $PHV=PHP$. Ruchliwość ostatniego ogniwa jest w pełni wykorzystana i wynosi $W = 3$.

Tabela 1. Odmiany łańcuchów kinematycznych 3R
Table 1. Types of 3R kinematic chains

l.p.	odmiana	Schemat kinematyczny	rysunek	wymiar strefy
1	VVV [PPP]		a	38,20
2	VVH [PPH]		a	38,20
3	VVP [PPV]		b	35,64
4	VHV [PHP] (VHP) [PHV]		c	14,80
5	VHH [PHH]		d	21,99
6	VPV [PVP]		e	82,51
7	VPH [PVH]		f	120,01
8	VPP [PVV]		e	82,51
9	HVV (HPP)		g	16,25
10	HVH (HPH)		h	32,17
11	HVP (HPV)		i	15,21
12	HHV (HHP)		j	3,14
13	HHH		–	0

W nawiasach podano odmiany tożsame kinematycznie, () – odmiany powstałe w wyniku obrotu w parach H , [] – odmiany powstałe w wyniku obrotu względem osi przecinającej wszystkie pary kinematyczne



Rys. 4. Strefy robocze
 Fig. 4. Working zones

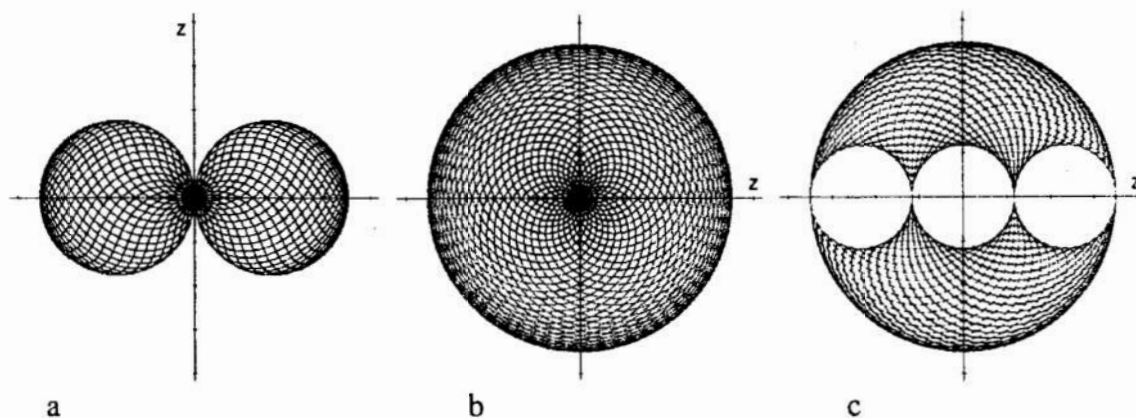
Tabela 2. Strefy robocze
Table 2. Working zones

l.p.	odmiana	wzór na objętość	warunki największej objętości	wymiar strefy
1	VVP PPV	$2\pi r_1 r_3 (4r_2 + \pi r_3)$ $r_1 \geq r_2 + r_3$	$r_1 = r_3 = \frac{1}{2}l$ $r_2 = 0$	35,64 105,79
2	VHV VHP PHV PHP	$2\pi^2 (r_1 + r_2) r_3^2$ (*) $r_3 \leq r_1 + r_2$	$r_3 = r_1 + r_2 = \frac{1}{2}l$	14,80 105,79
3	VPV VPP PVV PVP	$8\pi^2 r_1 r_2 r_3$ $r_1 \geq r_2 + r_3$ $r_2 \geq r_3$	$r_1 = \frac{1}{2}l$ $r_2 = r_3 = \frac{1}{4}l$	82,51 105,79
4	HVV HPP	$\frac{8}{3}\pi r_3 (3r_2^2 + r_3^2)$ (**) $r_2 \geq r_3$	$r_1 = 0$ $r_2 = r_3 = \frac{1}{2}l$	16,25 179,59
5	HVP HPV	$8\pi r_2^2 r_3$ (**) $r_2 \geq r_3$	$r_1 = 0$ $r_2 = \frac{2}{3}l, r_3 = \frac{1}{3}l$	15,21 159,64

gdzie $l = r_1 + r_2 + r_3$,

(*) – stosunek wartości r_1 do r_2 nie ma wpływu na wartość objętości,

(**)- wymiar pierwszego r_1 ogniwa nie ma wpływu na wartość objętości.



Rys. 5. Największe przestrzenie robocze odmian ruchu przestrzennego
Fig. 5. The largest working zones of the space motion

Kryterium największej przestrzeni roboczej spełniają cztery łańcuchy kinematyczne: – odmiany *VPV*, *VPP*, *PVV*, *PVP*. Dla wymienionych łańcuchów, przestrzeń robocza ma identyczny kształt o największej objętości. Wymiar przestrzeni roboczej obok wariantu usytuowania osi, zależy również od wymiarów ogniw, lub inaczej – od wzajemnego stosunku wymiarów. W celu jednoznacznego wskazania odmiany zapewniającej uzyskanie największej przestrzeni roboczej, dokonano dodatkowo analizy wpływu

stosunku wymiarów ogniów odmian umożliwiających ruch w przestrzeni posiadającej wymiar objętości, przy założeniu, że suma wymiarów wszystkich ogniów jest stała. W zbiorze odmian zapewniających ruch w przestrzeni określono wymiary ogniów, dla których przestrzeń robocza jest największa. Wymiar tej przestrzeni podano w ostatniej rubryce tabeli 2 – druga wartość (pierwsza wartość przeniesiona z tabeli 1). Zamieszczone w rubryce drugiej wzory na objętość są prawdziwe w zakresie podanych wraz z nimi warunków i dotyczą wyłącznie brył podstawowych przedstawionych na rysunku 4. Otrzymane wyniki nie dotyczą przestrzeni roboczych ograniczonych wzajemnie przecinającymi się powierzchniami bryły podstawowej (np. bryły powstałej w wyniku obrotu półkieszyca).

Dla podanych warunków w rubryce czwartej oraz wcześniej przyjętych wymiarów, uzyskuje się przestrzenie robocze o największej objętości ograniczone – powierzchnią torusa – poz. 1, 2, 3 – rysunek 5a (identyczne dla trzech kolejnych pozycji), – sferą kuli pełnej – poz. 4, – rysunek 5b, sferami czterech kul – poz. 5 – rysunek 5c.

4 Wnioski

Po przeanalizowaniu otrzymanych wyników oraz dokonaniu analizy usytuowania osi, można sformułować następujące wnioski:

1. Strefa robocza rozpatrywanych układów (miejsce geometryczne punktów K) może być: częścią przestrzeni, powierzchni, linii lub punktem.
2. Gdy osie par obrotowych pierwszej i drugiej się nie pokrywają, a oś trzeciej ich nie przecina i jest prostopadła do osi pierwszej lub drugiej, wówczas punkt K wykonuje ruch w przestrzeni.
3. Obowiązującą definicję należy uściślić, gdyż spełniają ją obok odmian zapewniających uzyskanie największej przestrzeni roboczej – HVV , HPP , również odmiany VPP , PVV – gdy długość pierwszego ogniwa będzie zerowa oraz odmiany VHH , PHH – w przypadku, gdy pokrywające się osie potraktujemy jako równoległe lub dokonamy równoległego przesunięcia osi pary trzeciej względem drugiej.
4. Największy wymiar przestrzeni roboczej, zawartej pomiędzy sferami kul współśrodkowych posiadają łańcuchy HVV i HPP (odmiany tożsame kinematycznie). Odmiana ta zapewnia uzyskanie największej przestrzeni roboczej spośród wszystkich pozostałych odmian, wówczas gdy spełnia określone warunki dotyczące wymiarów ogniów.
5. Największy wymiar przestrzeni roboczej wśród możliwych odmian, przy określonej z góry sumie wymiarów długości ogniów, spełnia łańcuch kinematyczny, w którym osie pierwszej i drugiej pary obrotowej przecinają się pod kątem prostym, osie drugiej i trzeciej są równoległe oraz ogniwa łańcucha kinematycznego posiadają kształt i usytuowanie osi par obrotowych, umożliwiające ustawienie łańcuchaw jednej osi poziomej, która pokrywa się z osią pierwszej pary i jednocześnie przecina osie pary drugiej i trzeciej.
6. Maksymalną wartość objętości przestrzeni roboczej dla odmian HVV i HPP uzyskuje się gdy przestrzeń ograniczona jest sferą kuli o promieniu będącym sumą długości ogniów. Przypadek ten zachodzi gdy długość pierwszego ogniwa wynosi zero, a drugiego i trzeciego jest taka sama (kula pełna).

Literatura

1. Bögelsack G., Kallenbach E., Linnemann G.: *Roboter in der Gerätetechnik*. VEB Verlag Technik. Berlin 1984.
2. Craig J. J.: *Wprowadzenie do robotyki. Mechanika i sterowanie*. WNT. Warszawa 1993.
3. Knapczyk J., Lebediew P. A.: *Teoria mechanizmów przestrzennych i manipulatorów*. WNT. Warszawa 1990.
4. Morecki A., Knapczyk J.: *Podstawy robotyki*. PWN. Warszawa 1994.

5. Morecki A., Oderfeld J.: *Teoria maszyn i mechanizmów*. PWN. Warszawa 1987.
6. Ołędzki A.: *Podstawy teorii maszyn i mechanizmów*. WNT. Warszawa 1987.
7. Olszewski M.: *Manipulatory i roboty przemysłowe*. WNT. Warszawa 1985.
8. Tomaszewski K.: *Roboty przemysłowe. Projektowanie układów mechanicznych*. WNT. Warszawa 1993.

Streszczenie

W pracy przedstawiono wyniki analizy otwartych łańcuchów kinematycznych złożonych z trzech członów ruchomych, tworzących ze sobą pary obrotowe klasy piątej. Określono liczbę odmian łańcuchów różniących się usytuowaniem osi kolejnych par obrotowych i porównano ich strefy robocze odniesione do wytypowanego punktu K . Napisano program komputerowy umożliwiający wizualizację stref roboczych. W zbiorze odmian, przy określonych założeniach, zdefiniowano warunki uzyskania maksymalnych stref roboczych.

WORKING ZONES OF MANIPULATION MACHINES

Summary

In this paper the results of analyzing open kinematic chains consisting of three mobile links creating 5th class rotational kinematic pairs have been presented. The number of chain types differing by situation of individual pairs' axes has been determined and their working zones related to the chosen K point have been compared. A computer program enabling the visualization of working zones has been compiled. In the set of types, at established assumptions, the precautions for obtaining maximum working zones have been defined.

Referat recenzowany

OPTYMALIZACJA ZUŻYCIA ENERGII W BUDYNKU INTELIGENTNYM

1 Wstęp

Już na początku trzeciego millennium liczba budynków inteligentnych stanie się jednym z mierników gospodarczego i kulturalnego rozwoju kraju. W krajach wysoko rozwiniętych nowoczesne banki, biura, firmy ubezpieczeniowe, lotniska, sądy, jednostki naukowo-badawcze, zarządy wielkich korporacji i wyższe uczelnie coraz częściej mieszczą się w budynkach inteligentnych, bogato uzbrojonych w nowoczesne technologie.

Ostatnio coraz więcej budynków inteligentnych buduje się i modernizuje również w Polsce. Są to budynki biurowe, mieszkalne, handlowe, przemysłowe, hotele, szpitale, a także rezydencje. Ich koszty utrzymania są jednak na tyle duże, że poszukuje się oszczędności zwłaszcza pod względem zużycia energii. Jednocześnie rosną wymagania w zakresie ich użytkowania. Ważne jest również zapewnienie bezpieczeństwa budynku. Zracjonalizowanie zużycia energii sprzyja realizacji wymagań w zakresie ochrony środowiska. Aby spełnić te wymagania konieczne jest stosowanie efektywnych systemów automatyzacji.

Dotychczas w budynkach były instalowane oddzielne systemy automatyzacji dla poszczególnych funkcji na przykład sterowania ogrzewaniem, klimatyzacją, oświetleniem, sygnalizacji zagrożenia pożarem, kontroli dostępu itd. Jednak przy zwiększonym poziomie wymagań co do zapewnienia komfortu, minimalizacji kosztów i zabezpieczeń budynku, niezbędne jest instalowanie coraz liczniejszych i bardziej złożonych systemów. Koszty tych systemów są wysokie, gdyż zwykle konieczne jest prowadzenie oddzielnego okablowania dla każdego systemu, oddzielne są także stacje operatorskie. Najpoważniejszą wadą takich systemów jest jednak brak możliwości korzystania ze wspólnych danych. Dlatego powstała potrzeba stosowania zintegrowanych systemów automatyzacji budynków zapewniających zwiększenie możliwości współdziałania wszystkich urządzeń automatyki i wykorzystujących jedną instalację okablowania [3]. Takie rozwiązanie obniża koszty i ułatwia wprowadzanie zmian w systemie, zapewnia również bezpieczeństwo i komfort środowiskowy w budynku oraz optymalizację zużycia energii i sprzyja realizacji wymagań w zakresie ochrony środowiska. Jeszcze niedawno właściciele budynków mogli jedynie wyobrazić sobie zintegrowany budynek, w którym systemy grzewczo-wentylacyjne, systemy zabezpieczeń, oświetlenia oraz alarmowania pożarowego komunikują się poprzez wspólną sieć.

Celem referatu jest prezentacja możliwości zapewnienia optymalizacji wielokryterialnej zużycia energii w budynku inteligentnym poprzez zastosowanie zintegrowanego inteligentnego systemu automatyzacji budynku, uwzględniając etapy projektowania i eksploatacji budynku.

* Politechnika Zielonogórska, Instytut Informatyki i Elektroniki, 65-246 Zielona Góra, ul. Podgórna 50,
e-mail: N.Strzelecka@iie.pz.zgora.pl

2 Budynek inteligentny

„Inteligencja” budynku to zespół jego możliwości technicznych pozwalających na „odczuwanie” stanów wewnętrznych i zewnętrznych, a w konsekwencji odpowiednie „reagowanie” budynku w celu zapewnienia jego użytkownikom komfortowych warunków pracy i wysokiego poziomu bezpieczeństwa. Nowoczesne budowle o atrakcyjnej architekturze, zapewniające wysoką wydajność, komfort i bezpieczeństwo pracy, nazywa się budynkami inteligentnymi (BI), a zespół zainstalowanych w nich „inteligentnych” środków technicznych infrastrukturą teleinformatyczną budynku inteligentnego (ITBI).

Budynki inteligentne powstały w wyniku sukcesywnego wprowadzania i integrowania różnych technologii. Środkiem integrującym jest teleinformatyka, wszystkie bowiem systemy tworzące ITBI mają strukturę sieciową. Dotyczy to nie tylko sieci komputerowych i telefonicznych, ale także systemów zapewniających bezpieczeństwo pracowników BI oraz systemów nadzorujących pracę urządzeń technicznych. Najogólniej mówiąc, systemy te składają się z wielu różnorodnych sterowników i czujników, rozproszonych w przestrzeni BI i połączonych w określone sieci monitorujące dane z całego obiektu, mogące wpływać na komfort pracy, zachowanie pracowników i służb obsługi oraz na zmianę stanu urządzeń technicznych. Ponadto sieci te można łączyć ze sobą, co stwarza możliwość integrowania i nadzorowania wielu funkcji.

Inteligencję budynku w rzeczywistości tworzy rozbudowana infrastruktura teleinformatyczna, składająca się najczęściej z następujących systemów:

- dedykowanej sieci elektrycznej, służącej do zasilania sprzętu komputerowego pracującego w sieci LAN, wyposażonej w wyłączniki różnicoprądowe i zasilacze UPS, czasami w agregaty prądotwórcze;
- lokalnej sieci komputerowej (LAN) – opartej na systemie okablowania strukturalnego i nowoczesnym systemie instalacyjnym, posiadającej punkt centralny sieci z farmą serwerów i stacją zarządzania; niezbędne jest połączenie z siecią rozległą WAN, praca w internecie;
- wewnętrznej przewodowej sieci telefonicznej – opartej na okablowaniu strukturalnym zapewniającej komunikację wewnętrzną i zewnętrzną;
- wewnętrznej bezprzewodowej sieci telefonicznej – obsługującej pracowników ochrony budynku;
- systemu kontroli dostępu wyposażonego w czytniki kart identyfikacyjnych;
- podsystemu sygnalizacji pożaru wyposażonego w czujniki dymu i systemy alarmowe;
- systemu telewizji dozorowej – kamer do obserwacji wejść do budynku, hallu głównego, korytarzy itp.;
- systemu nagłośnienia alarmowego i informacyjnego umożliwiającego przesyłanie komunikatów do stref zagrożonych, np. pożarem;
- systemów ogrzewania wentylacji i klimatyzacji;
- centralnej dyspozytorni – miejsca integrowania różnych systemów i centrum monitorowania, sterowania itp.

Te systemy tworzą zintegrowany system automatyzacji budynku, który jest systemem otwartym.

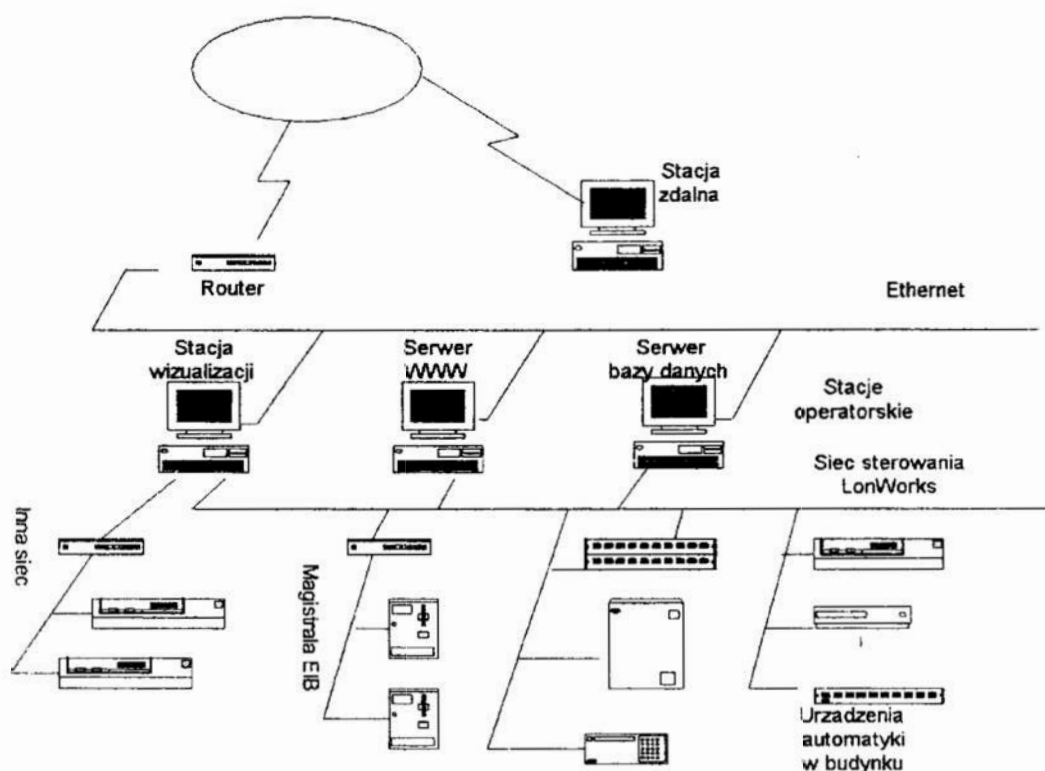
3 Otwarte systemy automatyzacji budynku w technologii LonWorks

Obecnie w strategii rozwoju systemów automatyzacji zasadnicze znaczenie ma otwartość systemu. Podstawową właściwością otwartych systemów automatyzacji jest interoperacyjność. Interoperacyjność w systemach automatyzacji budynków oznacza, że różne urządzenia i systemy, projektowane do różnych zadań przez różnych producentów, mogą być połączone tworząc elastyczne, funkcjonalne sieci sterowania. Na przykład sterowanie oświetleniem, systemy ogrzewania i klimatyzacji, systemy alarmowe oferowane przez różnych producentów mogą pracować razem w jednym systemie automatyzacji. Korzyści zastosowania systemów otwartych są następujące:

- szerszy wybór rozwiązań w fazie projektu systemu, gdyż można uwzględnić produkty wszystkich producentów spełniające warunek interoperacyjności;
- niższe koszty projektowania i instalacji, ponieważ potrzeba specjalizowanych rozwiązań sprzętowych i programowych jest znacznie zredukowana. Nie są wymagane specjalne połączenia między podsystemami, gdyż wykorzystują wspólne okablowanie;
- szybsze i łatwiejsze uruchamianie systemu;
- obniżenie kosztów zużywanej energii w budynku, jako wynik wymiany informacji między poszczególnymi elementami i podsystemami automatyki.
- ułatwione wprowadzanie modyfikacji; nowe produkty i podsystemy mogą być integrowane bez konieczności ponownego projektowania i programowania systemu;
- łatwość rekonfiguracji systemu w dowolnym czasie;
- zastosowanie nowych urządzeń może zwiększyć funkcjonalność systemu bez utraty integralności.

W pełni otwarte systemy automatyzacji budynków mogą być realizowane na bazie technologii LonWorks [2] opracowanej przez amerykańską firmę Echelon. Technologia LonWorks udostępnia producentom automatyki podstawowe elementy do budowy urządzeń spełniających wymagania interoperacyjności dla sieci sterowania LonWorks. Sieć LonWorks została opracowana z myślą o bardzo szerokim zastosowaniu w różnych dziedzinach techniki. Urządzenia automatyki z interfejsem komunikacyjnym stanowią węzły tej sieci. Komunikacja może być realizowana za pomocą różnych mediów z zastosowaniem specjalnego protokołu LonTalk. Medium komunikacyjnym może być: skrętka, linia zasilania, kabel koncentryczny, fale radiowe, podczerwień, światłowód. Urządzenia automatyki wchodzące w skład systemu zawierają układy scalone Neuron, które organizują komunikację w sieci LonWorks oraz umożliwiają zaprogramowanie nawet złożonych algorytmów działania urządzenia. Dane pomiarowe uzyskiwane z urządzeń automatyki poprzez sieć są dostępne dla innych urządzeń systemu. Dane te mogą służyć do wypracowania optymalnych sterowań lokalnych oraz do podejmowania decyzji na poziomie zarządzania systemem. Praca urządzeń automatyki według złożonych algorytmów i współdziałanie tych urządzeń w ramach sieci sterowania sprawiają, że system automatyzacji określany jest jako inteligentny. Sieć sterowania LonWorks z urządzeniami automatyki można zatem rozpatrywać jako inteligentny rozproszony system sterowania. Obecnie opracowywane są nowoczesne algorytmy działania urządzeń automatyki z interfejsem sieci sterowania LonWorks. W algorytmach tych wykorzystywane są metody sieci neuronowych, sterowania rozmytego i algorytmów ewolucyjnych.

Przykład otwartego systemu automatyzacji budynku SABIO [1] z zastosowaniem technologii LonWorks (rys.1), opracowany w Instytucie Systemów Sterowania (Chorzów). System SABIO jest szczególnie interesujący ze względu na funkcje i realizację koncepcji tzw. „inteligentnego budynku”. Zapewnia bezpieczeństwo, komfort środowiskowy oraz optymalne zużycie energii. W systemie można wyróżnić dwa poziomy automatyki i zarządzania. Na poziomie automatyki system monitoruje pracę



Rys. 1. Struktura systemu SABIO

Fig. 1. SABIO System structure

urządzeń i steruje urządzeniami w instalacjach technicznych. Na poziomie zarządzania system nadzoruje instalacje techniczne i zarządza eksploatacją budynku. Nadzorowane mogą być wszystkie urządzenia w pojedynczych budynkach oraz w dużych kompleksach obiektów rozmieszczonych na rozległym terenie. W ten sposób system zapewnia między innymi: kontrolę dostępu, dozór telewizyjny, ochronę terenu, sygnalizację włamania i napadu, sygnalizację i sterowanie w razie zagrożenia pożarem, lokalizację osób i sprzętu, komfort cieplny, odpowiednią jakość powietrza w pomieszczeniach budynku, wymagane oświetlenie, nadzór i sterowanie ogrzewaniem, wodą, energią elektryczną, wentylacją, klimatyzacją, oświetleniem, żaluzjami.

Poziom zarządzania Systemu SABIO obejmuje stacje operatorskie oraz stacje zdalne. Stacje operatorskie to komputery typu PC pracujące pod systemem operacyjnym Windows lub Windows NT.

4 Możliwości optymalizacji zużycia energii w budynku

Zintegrowany system zastępuje dotychczas oddzielnie instalowane systemy realizujące określone funkcje przez jeden system automatyzacji budynku, który zapewnia zwięk-

szenie możliwości współdziałania wszystkich urządzeń automatyki w budynku i wykorzystuje jedną instalację okablowania, co obniża koszty i ułatwia wprowadzanie zmian w systemie.

W zakresie zapewnienia bezpieczeństwa w budynku system może realizować następujące funkcje: sygnalizację włamań i napadu, kontrolę dostępu, dozór telewizyjny, sygnalizację zagrożenia pożarem, monitorowanie stanu sprzętu, lokalizację osób i sprzętu, sterowanie windami, ochroną terenu zewnętrznego, kontrolą dostępu do parkingów. W zakresie komfortu klimatycznego system może realizować funkcje zapewniające komfort cieplny, odpowiednią jakość powietrza w pomieszczeniach budynku (wilgotność, zawartość CO₂), oraz wymagane sceny oświetlenia. W zakresie zarządzania energią w budynku system może realizować nadzór i sterowanie: ogrzewaniem, gorącą wodą użytkową, poborem energii elektrycznej, wentylacją, klimatyzacją, oświetleniem, żaluzjami.

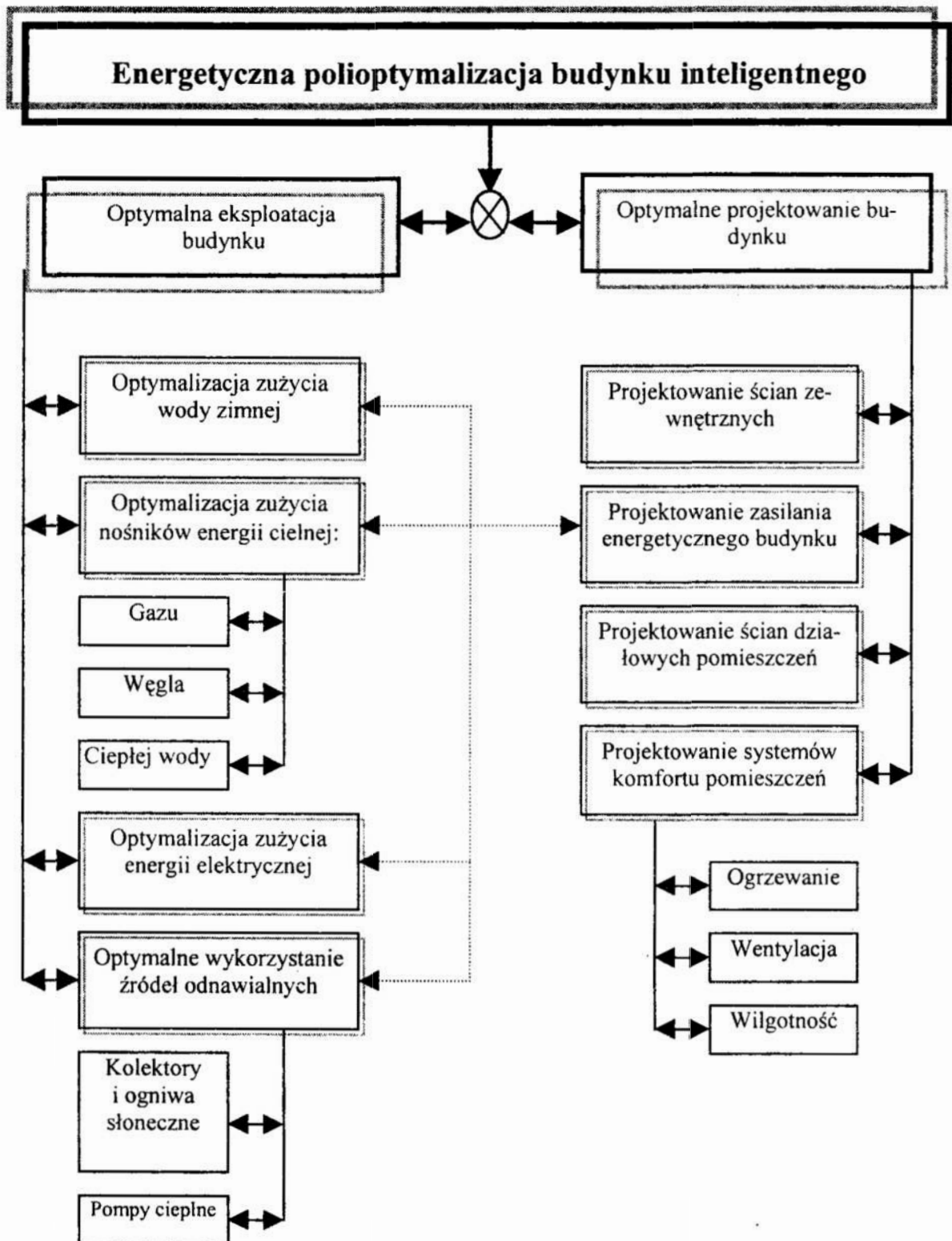
Funkcje pomiarowe i wykonawcze mogą być rozproszone do poziomu pojedynczego elementu funkcjonalnego (np. czujnik temperatury, czujnik ruchu, sterownik zaworu centralnego ogrzewania). Każdy węzeł rozproszonej sieci sterującej wykonuje swój własny program określający funkcje urządzenia oraz komunikuje się z innymi węzłami przekazując i odbierając potrzebne dane, np. węzły sterujące oświetleniem i ogrzewaniem wykorzystują dane pochodzące od węzła czujnika ruchu. Ten sam czujnik ruchu, który w godzinach dziennych dostarcza dane do sterowania np. oświetleniem i ogrzewaniem, w godzinach nocnych pracuje jako czujnik antywłamaniowy. Integracja wielu funkcji w ramach jednego systemu przynosi wymierne oszczędności w okresie eksploatacji obiektu, a także na etapie projektowania, montażu, instalacji i uruchomienia.

Zintegrowany system jest systemem energooszczędnym. Optymalizację zużycia energii można dostrzec już na etapie projektowania, montażu urządzeń, instalacji, która polega na okablowaniu obiektu i uruchomieniu.

Obniżenie kosztów zużywanej energii w budynku, jest wynikiem wymiany informacji między poszczególnymi elementami i podsystemami automatyki.

Również zadanie optymalizacji rozwiązuje się dzięki procesom automatycznej regulacji. Weźmy na przykład ogrzewanie. Poza sterowaniem ręcznym, dającym w każdej chwili możliwość regulacji, podlega ono procesom automatycznym i półautomatycznym, takim jak: obniżenie temperatury w nocy i w chwili nieobecności użytkowników w domu, w pomieszczeniu gdzie otwarte są okna i wielu innym. Możliwość korzystania z tych samych sensorów przez wiele urządzeń wykonawczych zapewnia ogromną elastyczność systemu i swobodę w tworzeniu funkcji kombinacyjnych. Podobnie jest z oświetleniem. Może być ono sterowane ręcznie przez łącznik lub automatycznie przez czujnik natężenia światła słonecznego, czujnik natężenia oświetlenia powierzchni, czujnik ruchu, zegar lub przez wszystko jednocześnie. Za pomocą łącznika można włączać, wyłączać, regulować natężenie światła, ustawiać zadane wcześniej poziomy oświetlenia i uruchamiać sceny oświetleniowe. Pozostałe sensory służą do wykonania czynności związanych z zapewnieniem oszczędności. Jest to utrzymanie natężenia oświetlenia na powierzchni w zależności od natężenia światła słonecznego, zapalenie oświetlenia w miejscach rzadko odwiedzanych tylko wtedy, gdy ktoś tam przebywa, wyłączanie oświetlenia w godzinach, kiedy nikt go nie potrzebuje, itp.

Ogólny schemat energetycznej polioptymalizacji budynku inteligentnego (PBI)



Rys. 2. Optymalizacja zużycia energii w budynku inteligentnym
 Fig. 2. Optimization of energy using in an intelligent house

przedstawiono na rysunku 2. Zadanie optymalizacji budynku sprowadza się w ogólności do zagadnienia optymalizacji wektorowej lub inaczej optymalizacji wielokryterialnej kilku funkcji celowych (kryteriów jakości) przy różnych ich ograniczeniach

$$\begin{aligned}
 &F_{\text{opt}}(X^*) \rightarrow \text{opt}; \\
 &F_{\text{opt}}(X^*) = (F_{\text{opt}1}(X^*), F_{\text{opt}2}(X^*), \dots, F_{\text{opt}n}(X^*)); \\
 &X^* \in \Omega^*; X^* = (X^*_1, X^*_2, \dots, X^*_n); \\
 &H_{\text{op}}(X^*) = 0; H_{\text{op}}(X^*) = (h_{\text{op}1}(X^*), h_{\text{op}2}(X^*), \dots, h_{\text{op}n}(X^*)); \\
 &G_{\text{op}}(X^*) \geq 0; G_{\text{op}}(X^*) = (g_{\text{op}1}(X^*), g_{\text{op}2}(X^*), \dots, g_{\text{op}n}(X^*)); \\
 &\Omega^* = \{X^* : x_{ai} < X^*_i < x_{bi}, i = 1, \dots, n\},
 \end{aligned} \tag{1}$$

gdzie $F_{\text{opt}}(X^*)$ – funkcja docelowa, X^* – wektor parametrów optymalizacyjnych, $H_{\text{op}}(X^*)$, $G_{\text{op}}(X^*)$ – funkcję ograniczające zasięg zmiany zmiennych, x_{ai} , x_{bi} – granicy zmiany parametrów optymalizacyjnych, które wyznaczają przestrzeń Ω^* [4]. Funkcję wektorową X^* , $F_{\text{opt}}(X^*)$, $H_{\text{op}}(X^*)$, $G_{\text{op}}(X^*)$ formułuje się na podstawie zbiorów komponentowych, sygnałowych i topologicznych, charakterystyki systemu i odpowiednich operatorów funkcjonalnych.

Złożoność rozwiązania zadania optymalizacji budynku inteligentnego powiązana z różnorodnością modeli matematycznych systemu, różnorodnością decyzyjnych wielkości parametrów, ekstremalizacji funkcji docelowych. Optymalizacja budynku inteligentnego przewiduje opracowanie strategii optymalizacji, formowania modeli PBI (danych wejściowych), określenie składowych procesu optymalizacyjnego, opracowania rozwiązania procedury optymalizacyjnej (algorytmu optymalizacji), oceny otrzymanych wyników i etapu realizacji. Zadanie wielokryterialnej optymalizacji (1) przedstawia się jako zadanie wektorowej optymalizacji. Wektorowa optymalizacja przewiduje procedurę poszukiwania optymalizacyjnego, co realizuje się rekurencyjnym wyrażeniem

$$X^{*(r)} = A_r(X^{*(r-1)}, F_{\text{opt}}(X^{*(r-1)}), H_{\text{op}}(X^{*(r-1)}), G_{\text{op}}(X^{*(r-1)})), \tag{2}$$

$r = 1, 2, \dots,$

Gdzie A_r – oznaczenie algorytmu poszukiwanej optymalizacji.

Tego typu problem jest złożonym problemem decyzyjnym, gdyż przyjęta decyzja powinna uwzględniać więcej niż jedną przesłankę. Ostatnio przeważają w zastosowaniu metody optymalizacji wektorowej, które bazują się na analizowaniu zbioru alternatywnych rozwiązań i wyboru z niego jednego lub kilku odpowiadających postawionym wymaganiom (zgodnie z kryteriami jakości). Wyrażeniem matematycznym ostatniego jest funkcja wyboru, która jest rozwiązaniem zadania (2). Dla oceny otrzymanych alternatyw i wyboru z nich optymalnych rozwiązań zadania optymalizacji, opracowane specjalne procedury, algorytmy i metody. Klasycznym warunkiem optymalności rozwiązania w problemach optymalizacji wektorowej może być optimum w sensie Parety [4]. Definicja tego pojęcia zakłada rezygnację z jednoczesnej ekstremalizacji wszystkich kryteriów w ramach zbioru rozwiązań dopuszczalnych. Jest to równoznaczne z poszukiwaniem rozwiązania kompromisowego, dla którego wartości poszczególnych funkcji celu – kryteriów możliwie jak najmniej różnią się od swoich optimów.

5 Podsumowanie

Zastosowanie zintegrowanych systemów automatyzacji budynków zapewniających zwiększenie możliwości współdziałania wszystkich urządzeń automatyki i wykorzystujących jedną instalację okablowania obniża koszty i ułatwia wprowadzanie zmian w systemie, również zapewnia bezpieczeństwo i komfort środowiskowy w budynku oraz optymalizację zużycia energii, co sprzyja realizacji wymagań w zakresie ochrony środowiska. Inteligentny system może być instalowany zarówno w budynkach o charakterze biurowym, hotelowym, w szpitalnych, magazynach, marketach, jak również w obiektach wojskowych i przemysłowych.

Literatura

1. Boroń W.: *SABIO – otwarty system automatyzacji budynku z zastosowaniem technologii LonWorks*. *Pomiary Automatyka Kontrola*, Nr 9/2000, s.31–33.
2. Kozłowski W.: *Sieć LONWorks*. *Informatyka*, Nr 7-8/99, s.45–51.
3. Kwasnowski P.: – *iBase™ – Zintegrowany system automatyzacji budynków na bazie technologii LonWorks*. *Pomiary Automatyka Kontrola*, Nr 11/1999, s.31–33.
4. Ковалко М.П., Денисюк, Шульга Ю.І., Детиненко О.В., Ковальков О.В.: – *Математичні моделі. Основні засади створення системи інформаційно-аналітичного забезпечення паливно-енергетичного комплексу України*, Українські енциклопедичні знання, Київ 2000, s.32–53.

Streszczenie

Omówiono możliwości optymalizacji zużycia energii w budynku inteligentnym. Opisano systemy które tworzą inteligencję budynku. Omówiono korzyści zastosowania systemów otwartych zamiast typowych instalacji automatyki w budowanym lub modernizowanym budynku. Przedstawiono zintegrowany system, jako zastępujący dotychczas oddzielnie instalowane systemy realizujące określone funkcje. Przedstawiono funkcje zintegrowanego systemu. Podano przykład otwartego systemu automatyzacji budynku SABIO.

OPTIMIZATION OF ENERGY USING IN AN INTELLIGENT HOUSE

Summary

The possibilities of optimization of energy consumption in an intelligent building are discussed. The systems of building intelligence are described. The advantages of application of open systems in comparison with standard automated systems used in the buildings are discussed. An integrated system of automatization is presented for replacing the previous separated systems accomplishing special tasks. The functions of the integrated system are described. The example of open integrated system of automatization of SABIO house is shown.

Referat recenzowany

POLIOPTYMALIZACJA ŁOŻYSK TOCZNYCH UWZGLĘDNIAJĄCA LOSOWOŚĆ WYNIKÓW EKSPERYMENTU

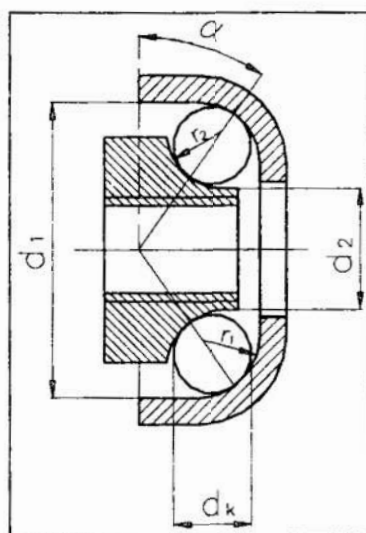
1 Wprowadzenie

W przypadku łożysk tocznych, będących obiektem badań prezentowanych w niniejszej pracy kryteriami optymalizacyjnymi są najczęściej wielkości określające ich najistotniejsze cechy eksploatacyjne: trwałość, nośność, opory ruchu lub dokładność ruchowa (bicie). W zależności od przeznaczenia łożysk waga tych kryteriów może być różna, np. łożyska w przyrządach pomiarowych powinny charakteryzować się przede wszystkim małymi oporami ruchu, we wrzecionach obrabiarek bardzo istotna jest dokładność ruchowa a we wszelkiego rodzaju dźwignicach – nośność statyczna.

W niniejszej pracy przedstawiono propozycję polioptymalizacji cech konstrukcyjnych łożysk stosowanych w rowerach. Ze względu na to, że pojazd ten napędzany jest energią mięśni ludzkich jako nadrzędne cechy użytkowe uznano opory ruchu łożysk oraz ich trwałość. Wielkości te przyjęto jako funkcje kryterialne w prezentowanym procesie optymalizacji.

2 Optymalizowany obiekt i warunki optymalizacji

W rowerach stosowane są łożyska kulkowe skośne – rysunek 1. Ze względu na ich cechy konstrukcyjne, głównie tworzywowe i geometryczne, zalicza się je do łożysk



Rys. 1. Postać konstrukcyjna badanych łożysk i istotniejsze wymiary

Fig. 1. Constructional shape of tested bearings and their essential dimensions

* Akademia Techniczno-Rolnicza, ul. S. Kaliskiego 7, 85-796 Bydgoszcz, Wydział Mechaniczny, tel. (052) 340-86-23, e-mail: msr@atr.bydgoszcz.pl

** Instytut Matematyki i Fizyki ATR, tel. (052) 340 86-73

specjalnych. Fakt ten powoduje, że obszerna literatura z zakresu łożysk tocznych może być w odniesieniu do badanych łożysk wykorzystana tylko w niewielkim stopniu a dobór cech konstrukcyjnych wymaga działań optymalizacyjnych.

Przeprowadzone badania miały na celu wykazanie, że przez kryterialny dobór cech konstrukcyjnych można sterować oczekiwanymi cechami użytkowymi łożysk [4]. W przypadku łożysk stosowanych w rowerach turystycznych ich dominującą cechą powinny być małe opory ruchu przy możliwie dużej trwałości. Badania optymalizacyjne przeprowadzono w celu znalezienia takich wartości cech konstrukcyjnych, które spełniają obydwa powyższe warunki. Szczegóły konstrukcyjne badanych łożysk prezentowano w kilku pozycjach literaturowych, w tym także na jednej z konferencji z cyklu „Poliptymalizacja i CAD” [7], dlatego też w niniejszej pracy omówiono je tylko skrótowo.

W prezentowanym procesie polioptymalizacji zmiennymi decyzyjnymi były wielkości stanowiące reprezentantki wszystkich trzech cech konstrukcyjnych:

- geometrycznej: bezwymiarowy współczynnik δ ,
- dynamicznej: napięcie wstępne P_x ,
- materiałowej: twardość H .

Współczynnik δ jest w literaturze nazywany różnie, np. współczynnik dopasowania kulki do bieżni, względna krzywizna bieżni itp. Najczęściej jest on wyrażany wzorem:

$$\delta = 2r/d_k \quad (1)$$

gdzie: r – promień krzywizny bieżni,
 d_k – średnica kulki.

Jest on dla łożysk tocznych bardzo istotny gdyż w dużej mierze determinuje strefę kontaktu elementów tocznych z bieżniami, której geometria wpływa z kolei na trwałość i opory ruchu w łożyskach tocznych. W łożyskach typowych wartość tego współczynnika przyjmuje się w granicach 1,025 ÷ 1,035 [6]. W łożyskach specjalnych wartość ta bywa znacznie większa (1,40 ÷ 1,75) lecz skutkiem tego jest mniejsza ich trwałość.

Ze względu na fakt, że trwałość łożysk stosowanych w rowerach determinowana jest przez trwałość ich bieżni wewnętrznej [4, 8] ten właśnie element stanowił próbkę zmienną podczas badań łożysk. Wszystkie wielkości opisujące pierścień wewnętrzny mają indeks 2.

Napięcie wstępne w przypadku łożysk skośnych jest niezbędne dla prawidłowego ich działania. Wprowadzone w montażu poprawia wyraźnie sztywność węzła łożyskowego a tym samym dokładność ruchową łożysk. Zwiększenie napięcia wstępnego powoduje zmniejszenie makropoślizgów skutkiem czego zmniejsza się intensywność zużycia ciernego. Jest jednocześnie przyczyną wzrostu obciążenia strefy styku co wywołuje większe naprężenia kontaktowe i spadek trwałości zmęczeniowej.

Na podstawie badań doświadczalnych stwierdzono, że gatunek stali użytej w procesie wytwórczym pierścieni łożysk, pracujących w warunkach równoważnych warunkom pracy łożysk rowerowych, nie miał istotnego wpływu na cechy użytkowe badanych łożysk. Istotną okazała się inna cecha tworzywowa a mianowicie twardość bieżni [5]. Mniejsza twardość to większa rzeczywista powierzchnia kontaktu kulki z bieżnią a tym samym mniejsze naprężenia kontaktowe, od których między innymi zależy trwałość zmęczeniowa. To jednak także większe opory ruchu jako skutek większej histerezy sprężysto-plastycznej i mikropoślizgów. Powyższe fakty spowodowały, że tę tak istotną cechę przyjęto jako trzecią zmienną decyzyjną w badaniach polioptymalizacyjnych.

Dwie pierwsze wielkości stanowiły zmienne decyzyjne w polioptymalizacji opisanej w pracy [7]. Rozszerzenie zbioru tych zmiennych o kolejną – trzecią wielkość, z metodycznego punktu widzenia może jedynie poprawić wartość funkcji celu (przy minimalizacji – zmniejszyć a przy maksymalizacji – powiększyć) [2].

3 Funkcje kryterialne

W prezentowanym procesie polioptymalizacji jako kryteria przyjęto opory ruchu M_t i trwałość L_n . Powiększenie zbioru zmiennych decyzyjnych wymagało przeprowadzenia badań umożliwiających rozszerzenie modeli matematycznych o wyrazy ujmujące zależność oporów ruchu i trwałości od twardości bieżni wewnętrznych badanych łożysk.

W działaniach optymalizacyjnych uwzględniono, że wartości funkcji $M_t = f(\delta_2, P_x, H_2)$ wyznaczano doświadczalnie tylko w punktach $(\delta_{2i}, P_{xi}, H_{2i})$ dla $i = 1, 2, \dots, n$. Punkty te mają współrzędne wyznaczone przez wartości kolejnych kombinacji zmiennych niezależnych według przyjętego planu eksperymentu. Badania doświadczalne zrealizowano według planu statycznego, zdeterminowanego, kompletnego, różnowartościowego oznaczonego wg [3] symbolem: PS/DK-V.

Opracowana w rezultacie realizacji powyższego planu badań funkcja kryterialna opisująca zależność oporów ruchu M_t od badanych zmiennych niezależnych ma postać:

$$M_t = (-383,60 \delta_2 + 169,56 \delta_2^2 + 0,107P_x - 0,00018P_x^2 - 0,09193H_2 + 0,000117H_2^2 + 256,431)10^{-4}, \text{ Nm} \quad (2)$$

Wykorzystując typowy dla zużycia zmęczeniowego, a dla łożysk tocznych w szczególności, trójparametrowy rozkład Weibulla z dystrybuantą $F(t)$ w postaci [9]:

$$F(t) = 1 - \exp\{-[(t-E)/A]^B\} \quad (3)$$

gdzie: E – parametr progowy,
 A – parametr skali,
 B – parametr kształtu,

z równania:

$$F(t) = F(L_{n(10)}) = 0,9 \quad (4)$$

wyznaczono trwałość nominalną $L_{n(10)}$ badanych łożysk. Otrzymane na tej podstawie równanie regresji opisujące zależność trwałości $L_{n(10)}$ od wielkości stanowiących w niniejszych badaniach zbiór zmiennych niezależnych przyjęto jako drugą funkcję kryterialną w poniższej formie:

$$L_{n(10)} = (25,48 \delta_2 - 14,06 \delta_2^2 + 0,07P_x + 0,02H_2 - 9,47)10^6, \text{ obr.} \quad (5)$$

Wyznaczone z równań (2) i (5) wartości różnią się od wartości rzeczywistych o składniki losowe co można zapisać:

$$M_t = M_t + \varepsilon_1, \quad (6)$$

$$L_{n(10)} = L_{n(10)} + \varepsilon_2, \quad (7)$$

gdzie ε_1 i ε_2 są zmiennymi losowymi pełniącymi funkcję składnika losowego. Zwykle przyjmuje się założenie, że wartość średnia składnika losowego $E(\varepsilon)$ jest równa zero, tzn:

$$E(\varepsilon_1) = 0 \quad \text{oraz} \quad E(\varepsilon_2) = 0. \quad (8)$$

Obydwa modele stanowiące funkcje kryterialne mają niepełną postać wielomianów drugiego stopnia (taką postać modelu na wstępie założono) gdyż w wyniku wykonanego testu istotności stwierdzono, że pozostałe wyrazy są nieistotne. Wartości funkcji kryterialnej $M_t = f(\delta_2, P_x, H_2)$ uzyskane zostały w rezultacie przeprowadzonych badań empirycznych natomiast wartości funkcji $L_{n(10)} = f(\delta_2, P_x, H_2)$ wyznaczono na podstawie badań oporów ruchu, przyjmując ich wartość jako wartość progową wyznaczającą graniczny stan zdadności łożysk.

Wartości współczynników korelacji zamieszczone w poniższej tabelicy świadczą o dobrym dopasowaniu modeli do zmian zaobserwowanych w badaniach doświadczalnych.

Tablica 1. Wybrane wielkości statystyczne dotyczące funkcji kryterialnych M_t i $L_{n(10)}$
Table 1. Some statistic quantities concerned to criterion functions M_t and $L_{n(10)}$

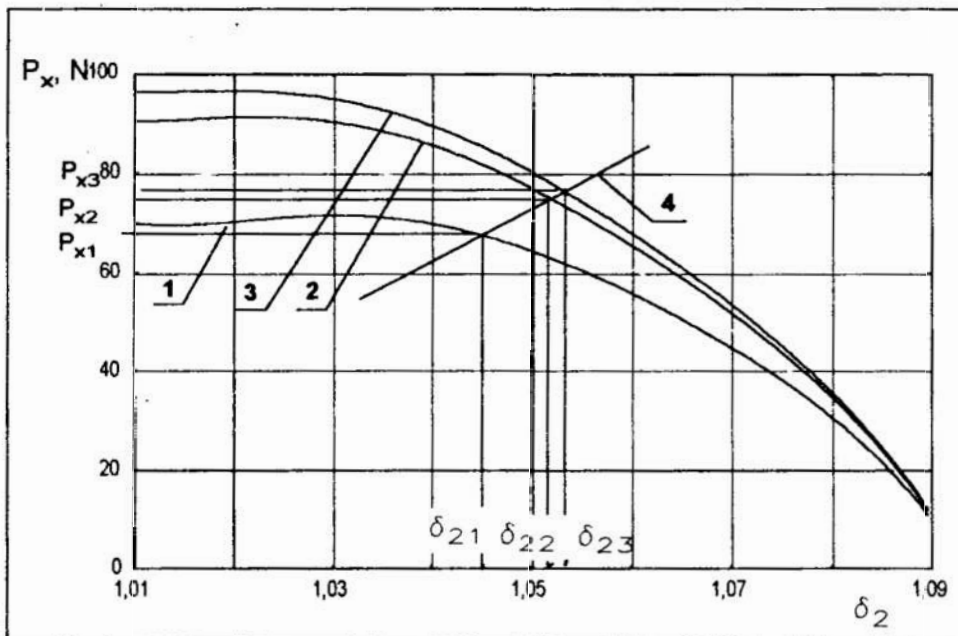
Lp.	Parametr statystyki	Oporu ruchu, M_t	Trwałość, $L_{n(10)}$
1	Wartość maksymalna	$38,35 \cdot 10^{-4}$ Nm	$8,22 \cdot 10^6$ obr.
2	Wartość minimalna	$20,51 \cdot 10^{-4}$ Nm	$4,57 \cdot 10^6$ obr.
3	Liczba stopni swobody modelu	53	55
4	Współczynnik korelacji wielorakiej dla modelu regresyjnego	0,9864	0,9289
5	Błąd standardowy regresji	0,59	0,35

4 Badania optymalizacyjne

Znajomość relacji pomiędzy cechami użytkowymi łożysk a ich cechami konstrukcyjnymi czyli funkcji kryterialnych, stanowi podstawę do dalszych działań optymalizacyjnych. Przeprowadzono je według metody przedstawionej w [7] dla poniższych ograniczeń wielkości stanowiących zbiór zmiennych decyzyjnych:

$$\begin{aligned} \delta_2 &\in (1.01; 1.09), \\ P_x &\in (10; 100) N, \\ H_2 &\in (150; 450) HV. \end{aligned}$$

Ograniczenia powyższe pokrywają się z zakresem zmiennych niezależnych przyjętym w badaniach doświadczalnych gdyż taka jest dziedzina opracowanych modeli matematycznych a możliwości ich ekstrapolacji na tym etapie badań nie rozpatrywano. Ograniczenia przyjęte zostały ponadto na poziomie zbliżonym do wartości przyjmowanych dla typowych łożysk tocznych (δ_2), oraz zabezpieczających prawidłowe działanie badanej odmiany łożysk tocznych (P_x). Wynikają one także z możliwości technologicznych wykonania próbek (H_2).



Rys. 2. Przykład wyników polioptymalizacji: 1) $H_2 = 150 \text{ HV}$, 2) $H_2 = 300 \text{ HV}$, 3) $H_3 = 450 \text{ HV}$, 4) funkcja celu
 Fig. 2. Example of polioptimization results: 1) $H_2 = 150 \text{ HV}$, 2) $H_2 = 300 \text{ HV}$, 3) $H_3 = 450 \text{ HV}$, 4) objective function

Na podstawie analizy wyników badań doświadczalnych stwierdzono, że powyższe funkcje kryterialne są rozbieżne, tzn. że wokół ich ekstremów nie ma obszarów wspólnych spełniających jednocześnie obydwa kryteria. Aby ze zbioru wartości dopuszczalnych cech konstrukcyjnych móc jednak wybrać ich wartości optymalne, wartości funkcji kryterialnej $M_i = f(\delta_2, P_x, H_2)$ minimalizowano a funkcji $L_{n(10)} = f(\delta_2, P_x, H_2)$ maksymalizowano. Takie działania są uzasadnione racjonalnymi przesłankami, z jakich korzysta się przy projektowaniu wszelkiego rodzaju łożysk.

Przedstawione na rysunku 2 krzywe reprezentujące zbiory Pareto dla parametru $\delta_2 \in (1.01; 1.03)$ wykazują niewielką zmienność. Dla $\delta_2 > 1.03$ i wszystkich wartości P_x funkcje, których wykresami są zbiory Pareto silnie zależą od analizowanych parametrów.

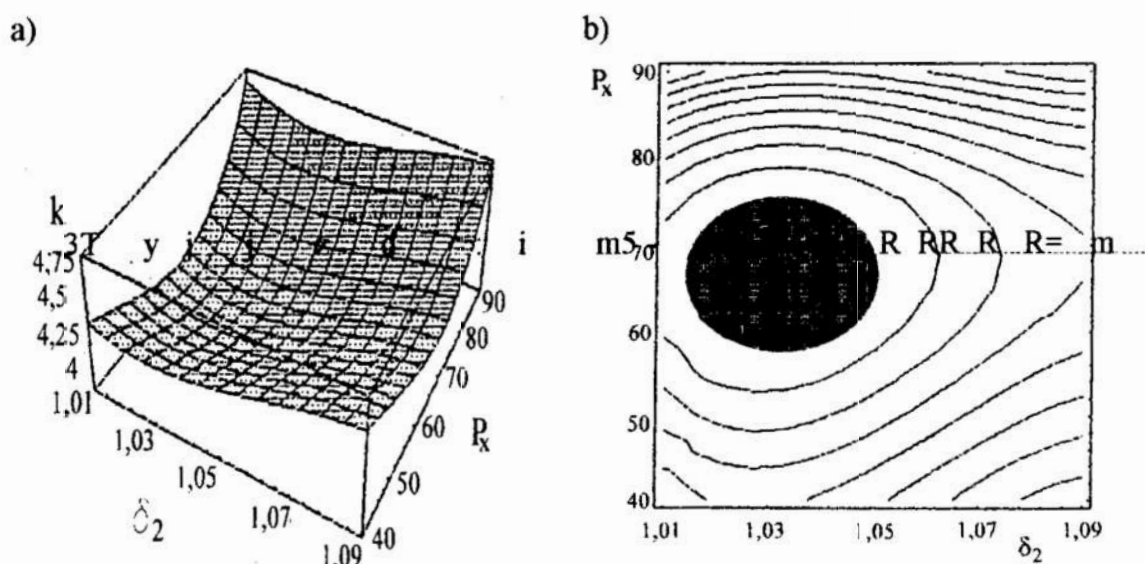
W celu egzemplifikacji zrealizowanych działań optymalizacyjnych przeprowadzono obliczenia dla wybranych rzeczywistych wartości wielkości tworzących zbiór zmiennych decyzyjnych. Rezultatem tych obliczeń jest wykres – rysunek 2, pozwalający na dobór cech konstrukcyjnych spełniających przyjęte kryteria. Dla przedstawionej na rysunku funkcji celu (krzywa 4) będą to punkty o współrzędnych $(\delta_{21}, P_{x1}, H_{21})$, $(\delta_{22}, P_{x2}, H_{22})$ lub $(\delta_{23}, P_{x3}, H_{23})$. Wybór jednego z możliwych rozwiązań wynikać może na przykład z ograniczeń konstrukcyjnych lub wykonawczych.

W kolejnym etapie procesu optymalizacji w oparciu o przedziały ufności dla wartości funkcji regresji (2) i (5) utworzono zbiory rozwiązań dopuszczalnych w sensie Pareto. Dla utworzonych w ten sposób zbiorów wyznaczono zbiory ufności będące zbiorami poszukiwanych wartości cech konstrukcyjnych.

Jednym ze sposobów wybrania z opracowanych zbiorów jednoznacznego rozwiązania jest przyjęcie dodatkowego kryterium. Na rysunku 3a przedstawiono jedną (dla $H_2 = 450 \text{ HV}$) z rodziny powierzchni utworzonych przez optymalizowane funkcje. Widoczny jest jej fragment, w którym znajdują się poszukiwane wartości cech konstrukcyjnych spełniające warunek:

$$k = M_r/L_{n(10)} \rightarrow \text{minimum} \quad (5)$$

przyjęty właśnie jako dodatkowe kryterium nazwane, zgodnie z nazewnictwem używanym w *Nauce konstrukcji* [1], kryterium kompromisu.



Rys. 3. Graficzny obraz działań optymalizacyjnych dla $H_2 = 450 \text{ HV}$:

a) wykres przestrzenny, b) wykres warstwiczny

Fig. 3. Graphic form of optimization operations for $H_2 = 450 \text{ HV}$: a) spatial diagram, b) contour graph

Na rysunku 3b widoczna jest ta sama powierzchnia lecz w układzie warstwicowym a obszar, w którym znajdują się poszukiwane wartości zaciemniono.

5 Podsumowanie

Przedstawiony w pracy przykład optymalizacji wielokryterialnej łożysk tocznych wykazał, że możliwe jest sterowanie cechami użytkowymi łożysk poprzez kryterialny dobór cech konstrukcyjnych. Można zatem stwierdzić, że spełniony został założony cel badań.

Uzyskane wyniki badań stanowią mogą także wskazówkę w jakich obszarach oczekiwać można skuteczniejszych rezultatów działań optymalizacyjnych (rysunek 2): dla mniejszych wartości współczynnika δ_2 jego zmiana nie wywołuje praktycznie zmiany odpowiadającej mu siły P_x natomiast dla większych wartości tego współczynnika wpływ ten jest wyraźny.

W prezentowanym przykładzie optymalizacji dokonano na przykładzie specjalnych łożysk tocznych, przyjmując jako kryteria opory ruchu i trwałość łożysk. Na podstawie analizy zastosowanej procedury można przypuszczać, że za jej pomocą możliwa jest optymalizacja innych obiektów, dla których przyjęte kryteria optymalizacji są rozbieżne.

Zestaw kryteriów stanowił także jedynie pewien zbiór przykładowy. Można go zarówno zmieniać (w sposób uzasadniony celem badań) jak również rozszerzać (poprawiając skuteczność i efektywność polioptymalizacji), na przykład o kolejne wielkości opisujące jakość łożysk.

Literatura

1. Dietrych J. *System i konstrukcja*. WNT, Warszawa 1985.
2. Paczkowski W.M., Jendo S.: *Dekompozycja zadania polioptymalizacji dyskretnej*. Zeszyt Naukowy Wydziału Mechanicznego Politechniki Koszalińskiej nr 20. Koszalin 1996, s. 229–238.
3. Polański Z.: *Planowanie doświadczeń w technice*. PWN, Warszawa 1984.
4. Styp-Rekowski M.: *Problematyka wewnętrznych oporów ruchu w kulkowych łożyskach skośnych*. Zeszyty Naukowe ATR, seria Rozprawy nr 98. Bydgoszcz 1999.
5. Styp-Rekowski M.: *Tribological Aspects of Material Choice for Elements of Special Rolling Bearings*. Proceedings of 5th International Congress on Tribology EUROTRIB'89, Helsinki 1989, vol.3, s. 452–457.
6. Styp-Rekowski M.: *O potrzebie optymalizacji niektórych geometrycznych cech konstrukcyjnych łożyskowań w rowerze*. Materiały Sympozjum „Naukowe problemy konstrukcji, technologii i eksploatacji maszyn”. ATR Bydgoszcz 1977, t. II, s. 421–426.
7. Styp-Rekowski M., Knopik L.: *Uwzględnienie błędów losowych wyników eksperymentów w polioptymalizacji*. Zeszyt Naukowy Wydziału Mechanicznego Politechniki Koszalińskiej nr 20. Koszalin 1996, s. 303–307.
8. Szala J., Zawiślak K.: *Wpływ konstrukcyjnych cech materiałowych na trwałość łożysk specjalnych stosowanych w pojazdach jednośladowych*. Materiały Sympozjum „Naukowe problemy konstrukcji, technologii i eksploatacji maszyn”. ATR Bydgoszcz 1977, t. II, s. 427–444.
9. Waligóra W., Wołyński A.: *Opis trwałości łożysk tocznych trójparametrowym rozkładem Weibulla*. Materiały Krajowej Konferencji N-T „Inżynieria łożyskowania '96” Gdańsk 1996, s. 525–532.

Streszczenie

W pracy przedstawiono przykład rozwiązania zadania polioptymalizacji cech konstrukcyjnych specjalnych łożysk tocznych. Jako kryteria przyjęto opory ruchu i trwałość wyrażone jako funkcje cech konstrukcyjnych: geometrycznego współczynnika δ , twardości H , i napięcia wstępnego P_x , opracowane na podstawie wyników badań doświadczalnych obciążonych błędami losowymi. Wykazano, że możliwe jest sterowanie cechami użytkowymi łożysk tocznych za pomocą cech konstrukcyjnych: geometrycznych, tworzywowych i dynamicznych.

POLIOPTIMIZATION PROCESS OF ROLLING BEARINGS CONSIDERING RANDOMNESS OF EXPERIMENT'S RESULTS

Summary

In this paper the example of solution of polioptimization problem of special rolling bearings constructional features is presented. Resistance to motion and fatigue life of tested bearings are assumed as optimization criteria. They are expressed in the form of functions of constructional features: geometric coefficient δ , hardness H and preload P_x . They are worked out on the base of results of experimental investigations which have random character. It is proved that control of useful properties of bearings by means of their constructional features: geometrical, material and dynamical, is possible.

Referat recenzowany

OPTIMALIZACJA PRZYDZIAŁU STUDENTÓW DO SPECJALNOŚCI W WARUNKACH ELASTYCZNEGO STUDIOWANIA

1 Wprowadzenie

W działalności dydaktycznej wielu wyższych uczelni realizujących elastyczny program nauczania, po zakończeniu przez studentów pewnego, zwykle wstępnego etapu studiów, pojawia się problem przydziału studentów do specjalności (wyboru przez studentów specjalizacji, profilu dyplomowania itp.). W takim przypadku dziekan zwykle przedstawia studentom listę oferowanych specjalności. Ze względu na ograniczenia zasobowe (kadrowe, ograniczenia w przepustowości laboratoriów itp.) dla każdej specjalności jest znana maksymalna liczba dostępnych miejsc. Dodatkowo, do każdej specjalności musi zostać przydzielona pewna minimalna liczba studentów. Inaczej mówiąc, przydziały studentów do specjalności powinny należeć do pewnego zadanego na wstępie zakresu.

Studenci określają swoje preferencje dotyczące wyboru każdej z oferowanych specjalności. Każdy z nich określa uszeregowanie specjalności w kolejności od najatrakcyjniejszej do najmniej interesującej. Dla każdego ze studentów są znane wyniki jego dotychczasowej nauki, np. średnia ważona wyników zaliczeń z przedmiotów, w których uczestniczył on w minionym etapie studiów.

Powyższe informacje są wykorzystywane do wyznaczenia przydziałów studentów do specjalności oraz zapewnienia obsadzenia minimum miejsc na wszystkich specjalnościach.

Przykładowo, zasady przydziału specjalności dla studentów w elastycznym systemie studiów trójstopniowych na Wydziale Elektroniki i Technik Informatycznych Politechniki Warszawskiej (WEiTI PW) są następujące [1]:

- (1) Studenci zostają uszeregowani według rankingu. O kolejności w rankingu decyduje iloczyn tzw. *średniej skumulowanej* oraz współczynnika stopnia zaawansowania studiów. Studenci, którzy nie złożyli deklaracji w przewidzianym terminie są umieszczani na końcu rankingu.
- (2) Dla każdego studenta jest dynamicznie ustalany tzw. *Zbiór Specjalności Dopuszczalnych (ZSD)*, tzn. specjalności na które student może zostać zapisany w danej chwili (w danym kroku algorytmu).
- (3) Studenci są zapisywani na specjalności według miejsca w rankingu oraz indywidualnych preferencji.
- (4) W celu wypełnienia minimum miejsc dla każdej ze specjalności jest stosowana następująca reguła:

* Instytut Automatyki i Informatyki Stosowanej Politechniki Warszawskiej, ul. Nowowiejska 15/19, 00-665 Warszawa, e-mail: cszwed@ia.pw.edu.pl, etoczyłowski@ia.pw.edu.pl

Jeżeli liczba studentów, którym dotychczas nie przydzielono specjalności jest mniejsza lub równa liczbie miejsc do obowiązkowego obsadzenia, to ZSD stanowią tylko specjalności o nie wypełnionym minimum miejsc, w przeciwnym razie ZSD to zbiór wszystkich specjalności, na które są jeszcze miejsca.

W celu uściślenia założeń dotyczących rozwiązywania problemu przyjęto, że każdy ze studentów ma do dyspozycji określoną liczbę punktów preferencyjnych, które dzieli pomiędzy preferowane specjalności. Sposób podziału jest z góry zadany. W tej sytuacji opisany powyżej wariant kolejnościowy jest szczególnym rodzajem wariantu punktowego. Dodatkowo, wprowadzono również informacje dotyczące stopnia niezadowolenia związanego z przydziałem niektórym studentom niechcianych specjalności. Dla każdej specjalności została określona pożądana liczba studentów, która powinna zostać do niej przydzielona. Wielkość ta zawiera się w przedziale od minimalnej do maksymalnej liczebności danej specjalności.

W pracy sformułowano model matematyczny problemu oraz zaproponowano metodę jego rozwiązywania. Przedstawiono również wyniki eksperymentów obliczeniowych, w których porównano rezultaty otrzymane według zaproponowanej metody oraz według zasad obowiązujących na WEiTI PW.

2 Model matematyczny problemu

Model matematyczny problemu (model PSS) został sformułowany w postaci zadania analizy wielokryterialnej, w którym występują trzy kryteria jakości: P – sumaryczny stopień satysfakcji wszystkich studentów z wyboru specjalności, N – stopień niezadowolenia z narzucenia niektórym studentom niechcianych specjalności, D – sumaryczny stopień deficytu (niedociążenia) wszystkich specjalności.

Sumaryczny stopień satysfakcji z wyboru specjalności jest miarą zadowolenia wszystkich studentów z realizacji ich preferencji przy przydziale do specjalności. Stopień niezadowolenia z narzucenia niektórym studentom niechcianych specjalności jest miarą braku akceptacji przydziałów do specjalności dokonanych dla tej grupy studentów. Sumaryczny stopień deficytu wszystkich specjalności określa różnicę pomiędzy pożądanym i wynikowym obciążeniem wszystkich specjalności.

Model matematyczny problemu został sformułowany w postaci zadania analizy wielokryterialnej. Wprowadzamy następujące indeksy: i – indeks studenta; l – indeks specjalności. Definiujemy następujące zmienne decyzyjne: v_{li} – zmienna binarna przyjmująca wartość 1 w przypadku przydziału studenta i do specjalności l , lub wartość 0 w przeciwnym przypadku; d_l – deficyt (niedociążenie) specjalności l . Wprowadzamy następujące parametry: c_{li} – liczba punktów preferencyjnych przydzielonych przez studenta i specjalności l ; r_i – priorytet ważności studenta i w kryterium preferencyjnym (ranking studenta i); q_l – minimalna liczebność grupy specjalnościowej l ; O_l – pożądana liczebność grupy specjalnościowej l ; Q_l – maksymalna dopuszczalna liczebność grupy specjalnościowej l ; n_{li} – stopień niezadowolenia związany z przydzieleniem studentowi i niechcianej specjalności l .

Kryteria jakości problemu wyrażają się wzorami:

$$P = \sum_{i,l} c_{li} r_i v_{li} \quad (1)$$

$$N = \sum_{i,l} n_{li} v_{li} \quad (2)$$

$$D = \sum_l d_l \quad (3)$$

Model matematyczny ma następującą postać:

$$\max (P, -N, -D) \quad (4)$$

przy ograniczeniach:

$$O_l \leq \sum_i v_{li} + d_l \leq Q_l \quad \forall l \quad (5)$$

$$\sum_l v_{li} = 1 \quad \forall i \quad (6)$$

$$0 \leq d_l \leq O_l - q_l \quad \forall l \quad (7)$$

$$v_{li} \in \{0,1\} \quad \forall l, i \quad (8)$$

Ograniczenia (5) zapewniają, że przydziały studentów do specjalności będą spełniały wymagania dotyczące wynikowych obciążeń poszczególnych specjalności. Ograniczenia (6) zapewniają, że każdy student zostanie przydzielony do dokładnie jednej specjalności. Ograniczenia (7) limitują zmienne niedociągnięcia dla poszczególnych specjalności. Ograniczenia (8) wymuszają binarność zmiennych v_{li} .

3 Metoda rozwiązania problemu

Model PSS rozwiązano przy pomocy pakietu MCMA [2]. W pakiecie została zaimplementowana metodologia punktu odniesienia [3], [7]. Proces rozwiązywania problemu następuje w trzech fazach:

- w pierwszej fazie jest tworzony model rzeczowy sytuacji decyzyjnej obejmujący logiczne i fizyczne związki pomiędzy zmiennymi decyzyjnymi problemu. Następnie specjalizowany, zewnętrzny generator zapisuje model w standardzie MPS. Na zakończenie tej fazy model w standardzie MPS jest transferowany do standardu LP-DIT [4] akceptowanego przez pakiet MCMA. Tak więc, pierwsza faza jest wykonywana poza pakietem MCMA.
- W drugiej fazie następuje wybór oraz określenie typów kryteriów, które będą używane do analizy modelu. Następnie są rozwiązywane pomocnicze zadania optymalizacyjne, które dostarczają dla każdego z wybranych kryteriów wartości punktów utopii oraz oszacowania wartości punktów nadiru. Punkty utopii i punkty nadiru określają odpowiednio najlepsze i najgorsze wartości poszczególnych kryteriów w zbiorze rozwiązań Pareto–optymalnych. Na zakończenie tej fazy jest obliczane rozwiązanie neutralne, stanowiące punkt startowy do dalszej analizy modelu.
- W trzeciej fazie użytkownik (decydent, ekspert, analityk) w sposób interaktywny stara się znaleźć rozwiązanie zgodne z jego preferencjami. W tym celu specyfikuje on swoje preferencje za pomocą funkcji realizacji celu. Funkcje te są następnie agregowane za pomocą odpowiedniej funkcji skalaryzującej. Na zakończenie,

w wyniku przeprowadzenia procesu optymalizacji, jest wyznaczane rozwiązanie możliwie najlepiej dopasowane do określonych wcześniej preferencji. Ta faza może być powtarzana, aż do osiągnięcia rozwiązania satysfakcjonującego użytkownika.

Wymieniony w opisie pierwszej fazy zewnętrzny generator służący do zapisu modelu w standardzie MPS został zaimplementowany w języku C++. W przypadku modelu PSS pomocnicze zadania optymalizacyjne rozwiązywane w drugiej fazie były zadaniami całkowitoliczbowego programowania liniowego. Do ich rozwiązywania był wykorzystywany program MOMIP [5].

4 Wyniki eksperymentów obliczeniowych

Eksperymenty obliczeniowe przeprowadzono na rzeczywistych danych dotyczących WEiTI PW, w semestrze letnim roku akademickiego 1999/2000. Studenci wydziału są podzieleni na dwa tzw. *potoki* grupujące specjalności o zbliżonej tematyce. Specjalności wybierało łącznie 228 studentów, w tym w potoku pierwszym 125 studentów, w potoku drugim 103 studentów. Do wyboru było dwanaście specjalności – po sześć dla każdego potoku. Informacje o oferowanych specjalnościach zawiera tabela 1. Informacje o deklaracjach studentów zawiera tabela 2.

Tabela 1. *Specjalności oferowane studentom*

Table 1. *Specialities offered to students*

Lp.	Nazwa specjalności	Liczba miejsc	
		min.	Maks.
1	Inżynieria komputerowa (IK)	30	35
2	Inżynieria biomedyczna (IB)	14	18
3	Mikroelektronika (ME)	17	22
4	Optoelektronika (OE)	11	15
5	Systemy pomiarowo-kontrolne (SPK)	11	15
6	Radiokomunikacja i techniki multimedialne (RTM)	34	38
7	Potok 1.	117	143
8	Komputerowe systemy sterowania (KSS)	14	17
9	Budowa i oprogramowanie komputerów (BOK)	14	17
10	Inżynieria oprogramowania i systemy informacyjne (IOSI)	14	17
11	Systemy informatyczne wspomagania decyzji (SIWD)	14	17
12	Systemy i sieci telekomunikacyjne (SST)	19	22
13	Zarządzanie sieciami i usługami telekomunikacyjnymi (ZSUT)	19	22
14	Potok 2.	94	112
15	Razem	211	255

Obliczenia przeprowadzono na komputerze wyposażonym w procesor PENTIUM II (233 MHz, 32 MB RAM) pracującym w systemie operacyjnym Windows'95.

Wyniki uzyskane według zasad obowiązujących na WEiTI PW

W tabeli 3 znajdują się przydziały studentów do specjalności oraz relacje pomiędzy deklaracjami a przydziałami studentów do specjalności.

Tabela 2. Deklaracje studentów
Table 2. Students declarations

Lp.	Specjalność	Liczba studentów deklarujących specjalność na pozycji:					
		I	II	III	IV	V	VI
1	IK	35	19	24	2	16	15
2	IB	9	39	37	2	10	9
3	ME	3	4	12	1	29	56
4	OE	36	23	26	2	14	3
5	SPK	7	6	11	1	51	35
6	RTM	39	38	19	2	9	2
7	KSS	1	3	12	8	4	76
8	BOK	6	5	23	2	35	10
9	IOSI	28	18	18	1	16	14
10	SIWD	32	33	19	1	6	1
11	SST	9	21	8	3	31	1
12	ZSUT	28	24	24	1	12	2

Tabela 3. Przydziały studentów do specjalności według zasad obowiązujących na WEiTI PW

Table 3. Allocations of students to specialities according to rules used in Warsaw University of Technology, Faculty of Electronics and Information Technology

Lp.	Specjalność	Przydział studentów	Przydział spośród studentów deklarujących specjalność na pozycji:					
			I	II	III	IV	V	VI
1	IK	33	32	1	0	0	0	0
2	IB	14	7	6	0	1	0	0
3	ME	17	3	1	5	4	0	4
4	OE	15	15	0	0	0	0	0
5	SPK	11	7	1	0	1	2	0
6	RTM	35	33	2	0	0	0	0
7	Potok 1.	125	97	11	5	6	2	4
8	KSS	14	1	3	4	1	0	5
9	BOK	14	4	2	5	3	0	0
10	IOSI	17	17	0	0	0	0	0
11	SIWD	17	17	0	0	0	0	0
12	SST	19	4	13	0	2	0	0
13	ZSUT	22	14	6	2	0	0	0
14	Potok 2.	103	57	24	11	6	0	5
15	Razem	228	154	35	16	12	2	9

W analizie relacji pomiędzy deklaracjami złożonymi przez studentów a ich wynikowymi przydziałami do specjalności warto zwrócić uwagę na liczby studentów, którzy zostali przydzieleni do danej specjalności pomimo tego, że w swych deklaracjach umieścili ją na odległej pozycji. Określenie „odległa pozycja” jest oczywiście umowne

i może zależeć od różnych czynników, np. od subiektywnych ocen poszczególnych studentów.

W ramach przydziałów według zasad obowiązujących na WEiT PW do siedmiu specjalności zostali przydzieleni studenci, którzy zadeklarowali te specjalności na pozycjach trzeciej lub dalszych. W pierwszym potoku dotyczy to specjalności IB (deklaracje z IV pozycji), ME (deklaracje z III, IV i VI pozycji) oraz specjalności SPK (deklaracje z IV i V pozycji). Porównując te wyniki z deklaracjami studentów i minimalną liczbą miejsc na specjalnościach należy stwierdzić, że tylko w przypadku specjalności ME nie można było obsadzić minimum miejsc (17 miejsc) studentami, którzy zadeklarowali tę specjalność na pozycjach I i II (7 studentów).

W drugim potoku opisana powyżej sytuacja dotyczy specjalności KSS (deklaracje z III, IV i VI pozycji), BOK (deklaracje z III i IV pozycji), SST (deklaracje z IV pozycji) oraz ZSUT (deklaracje z III pozycji). W tym przypadku dla dwóch specjalności nie można było obsadzić minimum miejsc studentami, którzy zadeklarowali tę specjalność na pozycjach I i II. Dla specjalności KSS minimum miejsc to 14 a suma deklaracji studentów na pozycjach I i II to 4, dla specjalności BOK minimum miejsc to 14 a suma deklaracji studentów na pozycjach I i II to 11.

Wystąpienie w rozwiązaniu tego rodzaju sytuacji jest wynikiem konieczności zapewnienia dla każdej specjalności obsady z wymaganego zakresu. Najlepsi studenci dostają się na najbardziej pożądane specjalności, natomiast studenci gorsi dostają się tam, gdzie są miejsca lub tam, gdzie trzeba obsadzić minimalną liczbę miejsc. Realizacja przydziałów studentów zgodnie z ich deklaracjami spowodowałaby, że na pewnych specjalnościach należałoby radykalnie zwiększyć liczbę miejsc, a inne specjalności zlikwidować. Z wielu względów takie rozwiązanie nie jest akceptowane. Z drugiej strony, ten sposób rozwiązywania zagadnienia nie jest satysfakcjonujący dla dużej grupy studentów, którzy są przypisywani do specjalności zadeklarowanych na odległych pozycjach.

Wyniki uzyskane według zaproponowanej metody

Eksperymenty przeprowadzono osobno dla każdego z potoków. Każdy student mógł rozdzielić pomiędzy każdą z sześciu oferowanych mu specjalności 100 punktów. Sposób ustalenia priorytetów (liczba punktów przydzielonych na kolejnych pozycjach – c_{li}) był następujący: specjalność deklarowana na pozycji I – 35 punktów, na pozycji II – 28 punktów, na pozycji III – 22 punkty, na pozycji IV – 10 punktów, na pozycji V – 5 punktów i na pozycji VI – 0 punktów. Przed przeprowadzeniem eksperymentów odpowiednie liczby punktów zostały przypisane do odpowiednich specjalności zgodnie z deklaracjami studentów. Priorytet ważności każdego studenta w kryterium preferencyjnym był równy jego rankingowi. Współczynnik stopnia niezadowolenia związany z przydzieleniem studentowi i niechcianej specjalności l był wyznaczany w następujący sposób:

$$n_{li} = \max\{0, 28 - c_{li}\} \quad \forall l \forall i \quad (9)$$

Przeprowadzono serię eksperymentów przyjmując założenie, że rozwiązanie zgodne z preferencjami użytkownika, to takie rozwiązanie, w którym każdy student został przydzielony do specjalności zadeklarowanej przez siebie na pierwszej lub w najgorszym przypadku na drugiej pozycji. Równocześnie starano się dążyć do minimalizacji

deficytu wszystkich specjalności. Ostateczne przydziały studentów do specjalności zawiera tabela 4.

Tabela 4. Przydziały studentów do specjalności według zaproponowanej metody
Table 4. Allocations of students to specialities according to proposed method

Lp.	Specjalność	Przydział studentów	Przydział spośród studentów deklarujących specjalność na pozycji:					
			I	II	III	IV	V	VI
1	IK	32 (-1)	31 (-1)	1	0	0	0	0
2	IB	15 (+1)	9 (+2)	6	0	0 (-1)	0	0
3	ME	17	3	4 (+3)	10 (+5)	0 (-4)	0	0 (-4)
4	OE	14 (-1)	14 (-1)	0	0	0	0	0
5	SPK	11	6 (-1)	5 (+4)	0	0 (-1)	0 (-2)	0
6	RTM	36 (+1)	34 (+1)	2	0	0	0	0
7	Potok 1.	125	97	18 (+7)	10 (+5)	0 (-6)	0 (-2)	0 (-4)
8	KSS	14	1	3	10 (+6)	0 (-1)	0	0 (-5)
9	BOK	14	4	4 (+2)	6 (+1)	0 (-3)	0	0
10	IOSI	17	17	0	0	0	0	0
11	SIWD	17	17	0	0	0	0	0
12	SST	19	2 (-2)	17 (+4)	0	0 (-2)	0	0
13	ZSUT	22	8 (-6)	14 (+8)	0 (-2)	0	0	0
14	Potok 2.	103	49 (-8)	38 (+14)	16 (+5)	0 (-6)	0	0 (-5)
15	Razem	228	146 (-8)	56 (+21)	26 (+10)	0 (-12)	0 (-2)	0 (-9)

W tabeli 4 w nawiasach podano różnice pomiędzy przydziałami studentów do specjalności według zaproponowanej metody a przydziałami według zasad obowiązujących na WEiTI PW. Dla obu potoków udało się uzyskać rozwiązanie, w którym do specjalności zostali przydzieleni studenci z deklaracjami z pozycji I, II i III. Ze względu na kryterium niezadowolenia, w przypadku specjalności ME i KSS są to najlepsze możliwe przydziały, biorąc pod uwagę deklaracje studentów.

Analizując rozwiązania z tabeli 4 należy zauważyć, że w stosunku do rozwiązania według zasad obowiązujących na WEiTI aż dla 23 studentów udało się poprawić stopień realizacji ich preferencji (byli przydzieleni do specjalności deklarowanych na pozycjach IV–VI, są przydzieleni na pozycjach I–III). Z drugiej strony tylko 8 studentów pierwotnie przydzielonych do specjalności deklarowanej na pozycji I zostało przydzielonych do specjalności z pozycji II–III. W przypadku studentów przydzielonych do specjalności zadeklarowanych na pozycji III, ich przydziały wynikają z konieczności obsadzenia minimum miejsc na specjalnościach przy równoczesnych niewystarczających deklaracjach na pozycjach I i II.

5 Podsumowanie

Wyniki uzyskane za pomocą algorytmu prezentowanego w pracy charakteryzują się bardzo dobrym stopniem realizacji preferencji studentów dotyczących wyboru deklarowanych specjalności oraz zapewniają spełnienie pożądanego obciążenia poszczególnych specjalności. Zazwyczaj tego typu problemy są rozwiązywane poprzez zsumowanie wartości poszczególnych kryteriów z odpowiednio dobranymi wagami. Wadami tego

typu podejścia są trudności w doborze wag oraz brak możliwości analizy całego zbioru rozwiązań dopuszczalnych. Metodologia wykorzystana w niniejszej pracy jest pozbawiona powyższych wad. Jej zaletą jest również możliwość wielokrotnej zmiany preferencji decydenta w procesie interakcji oraz możliwość prowadzenia interakcji tylko do momentu osiągnięcia zadowalających wartości wybranych kryteriów.

Literatura

1. Antoszkiewicz K.: *Zasady przydziału specjalności w elastycznym systemie studiów dwustopniowych*. Raport z pracy statutowej. WEiTI PW, Warszawa.
2. Granat J., Makowski M.: *ISAAP – Interactive Specification and Analysis of Aspiration-based Preferences*. Interim Report, IR-98-052/October, IIASA, Laxenburg, Austria, 1997.
3. Lewandowski A., Wierzbicki A.: *Decision support systems using reference point optimization*. Lecture Notes in Economics and Mathematical Systems, vol. 331, Springer Verlag, Berlin, New York, 1989.
4. Makowski M.: *LP-DIT Data Interchange Tool for Linear Programming Problems*. Working Paper, IIASA, Laxenburg, Austria, 1994.
5. Ogryczak W., Zorychta K.: *Modular Optimizer for Mixed Integer Programmig MOMIP Version 2.1*. Working Paper, IIASA, Laxenburg, Austria, 1994.
6. Szwed C.: *Metody dezagregacji zasobów w harmonogramowaniu zajęć elastycznego studiowania*. Rozprawa doktorska, WEiTI PW, Warszawa 1999.
7. Wierzbicki A.P.: *The use of reference objectives in multiobjective optimization*. Lecture Notes in Economics and Mathematical Systems, vol. 177, Springer Verlag, Berlin, New York, 1980, str. 468–486.

Streszczenie

W pracy jest analizowany problem decyzyjny przydziału studentów do specjalności przed rozpoczęciem kolejnego etapu studiów, w warunkach elastycznego studiowania. Model matematyczny problemu został sformułowany jako zadanie analizy wielokryterialnej i rozwiązany przy pomocy pakietu MCMA, w którym zaimplementowano metodologię punktu odniesienia. Eksperymenty obliczeniowe przeprowadzono na danych rzeczywistych.

OPTIMIZATION OF ALLOCATION STUDENTS TO SPECIALITIES IN THE COURSE TIMETABLING PROBLEM

Summary

In this contribution, the decision problem of allocation students to specialities, required for students admission to the next stage of studies, is described. Mathematical formulations of the problem in terms of multiple-criteria optimization is given. Solution method uses the aspiration-led multiple-criteria optimization-based model analysis, implemented in package MCMA. Numerical experiments on the real case data are also presented.

Referat recenzowany

ZARZĄDZANIE PAMIĘCIĄ W PROGRAMACH KOMPUTEROWYCH

1 Wstęp

Przyspieszony rozwój technologii informatycznych pomimo swej ogromnej dynamiki nie zaspokaja większości potrzeb. Niekiedy nowe technologie nie wnoszą jakościowego wzrostu wydajności w stosunku do kosztu ich pozyskania. Tym bardziej godne uwagi są próby poszukiwania rozwiązań, umożliwiających efektywne wykorzystanie dostępnych zasobów. Celem niniejszego artykułu jest zaprezentowanie metody, umożliwiającej efektywne wykorzystanie pamięci w programach komputerowych.

2 Zarządzanie pamięcią

Jakość zarządzania pamięcią w programach jest podstawowym kryterium efektywności działania programu. Ograniczone zasoby pamięci oraz stały wzrost zapotrzebowania na nią wymuszają nieustanne poszukiwania modeli [1, 2], opisujących zjawiska w sposób bardziej zwarty, oszczędniej gospodarujący zasobami pamięci. W większości przypadków okupione jest to wzrostem złożoności obliczeniowej programu. Efektywne gospodarowanie pamięcią wymusza niekiedy natychmiastowe zwalnianie niepotrzebnej pamięci, a co za tym idzie wprowadza dodatkowe opóźnienia (związane ze skomplikowaną zazwyczaj aktualizacją dowiązań do usuwanych obiektów) w działaniu programu. Wysoce nieefektywne stają się wówczas mechanizmy automatycznie zwalnijące pamięć (np. mechanizmy języka Java [3]). Programy operujące dużymi strukturami o podobnych cechach (grafy) umożliwiają wykorzystanie tych samych zasobów wielokrotnie [4]. Poprawa współczynników czasowych osiągalna jest przy pomocy mechanizmów przechowywania w pamięci usuniętych obiektów (cache [4]) i ich ponownego użycia lub natychmiastowego usunięcia (garbage collection) w przypadku braku wolnej pamięci.

Prezentowana praca przedstawia metodę efektywnego zarządzania pamięcią w programach wykorzystujących dużą liczbę obiektów o niewielkim rozmiarze. Zarządzenie pamięcią ma na celu umożliwienie alokowania jak największej liczby obiektów kosztem nieznacznego zwiększenia czasu przydziału pamięci.

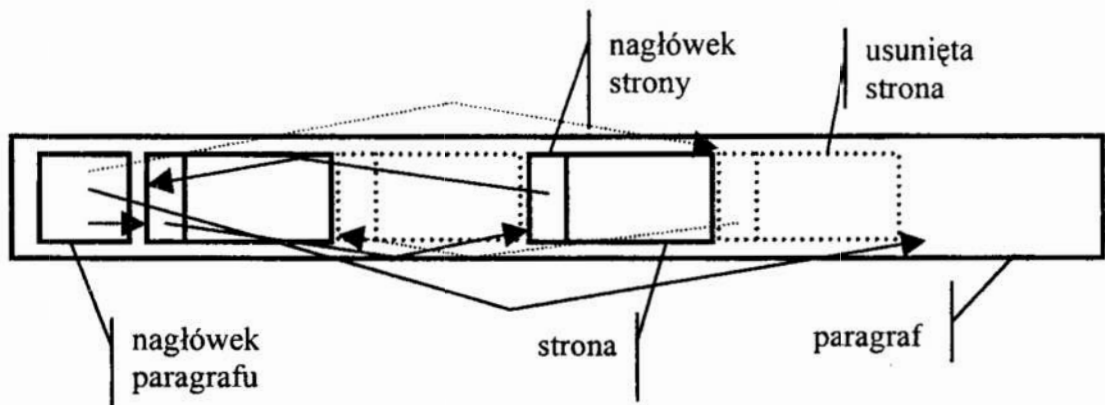
3 Architektura menedżera pamięci

W typowych programach pamięć przydzielana jest za pomocą wywołania funkcji *malloc*. Funkcja ta rezerwuje blok pamięci o żądanej wielkości. Dodatkowo każdy blok pamięci posiada nagłówek zawierający informacje dotyczące przydzielonego obszaru pamięci. W przypadku, gdy program intensywnie wykorzystuje pamięć, tworząc dużą liczbę niewielkich obiektów, sumaryczny obszar nagłówek może być zbliżony do obszaru faktycznie wykorzystywanego przez dane programu. Możliwe jest utworzenie

* Politechnika Zielonogórska, ul. Podgórna 50, 65-246 Zielona Góra, e-mail: m.szychiewicz@iie.pz.zgora.pl

grupy obiektów o identycznym rozmiarze i zarządzanie nimi przy pomocy jednego nagłówka. Zakładając pewien ograniczony zbiór Ω elementów reprezentujących rozmiary obiektów, którym przydzielana będzie pamięć, możliwe jest utworzenie po jednym nagłówku dla wszystkich obiektów danego rozmiaru. Ponieważ liczba nagłówków równa jest liczebności zbioru Ω , nie zaś liczbie przydzielonych obiektów, rozmiar pamięci „zużytej” na jej zarządzanie jest stały i zdecydowanie mniejszy niż przy użyciu funkcji *malloc* [5].

Zaprojektowany moduł zarządzający pamięcią dzieli ją na logiczne bloki: paragrafy, strony oraz obiekty. Paragraf (Rys. 1) jest ciągłym blokiem pamięci, w skład którego wchodzi strona o ściśle określonym rozmiarze oraz nagłówek nimi zarządzający.



Rys. 1. Struktura paragrafu w pamięci
Fig. 1. Paragraph's structure in memory

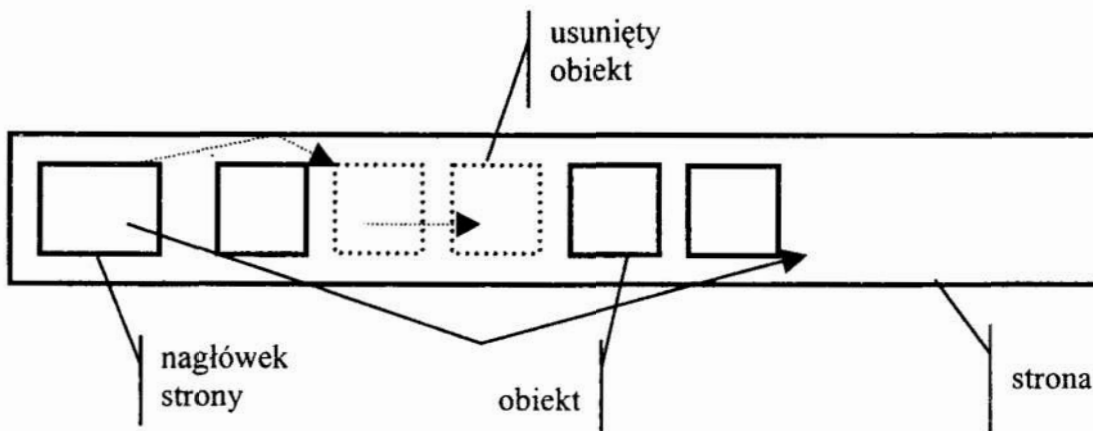
Strona (Rys. 2) jest ciągłym obszarem pamięci, który gromadzi obiekty o tym samym rozmiarze. Każda strona zawiera dodatkowo nagłówek umożliwiający zarządzanie obiektami – reprezentującymi dane programu. Możliwe jest utworzenie jednego dużego paragrafu lub kilku mniejszych.

Nagłówek paragrafu zawiera informacje dotyczące liczby stron, które można w nim utworzyć, adres wolnej (usuniętej z paragrafu) strony, adres obszaru, który nie został jeszcze zaalokowany, oraz tablicę adresów list stron o danym rozmiarze obiektu.

Nagłówek strony podobnie jak nagłówek paragrafu zawiera licznik zasobów, które na danej stronie można utworzyć, dowiązania listy dwukierunkowej do pozostałych stron przechowujących obiekty tego samego rozmiaru, adres szczytu wolnych (dla których pamięć została zwolniona) obiektów, adres obszaru pamięci, który nie został jeszcze przydzielony dla żadnego obiektu oraz rozmiar obiektu.

Przydzielenie n -bajtów pamięci polega na odnalezieniu adresu pierwszej strony przechowującej obiekty n -bajtowe, na której możliwe jest zapamiętanie przynajmniej jednego obiektu. Przeszukiwanie rozpoczyna się od strony, której adres zapamiętany jest w tablicy adresów nagłówka paragrafu. W przypadku nie odnalezienia żadnej, tworzona jest nowa strona. Po jej odnalezieniu (lub utworzeniu) zwrócony zostanie adres

pierwszego wolnego obiektu lub adres pierwszego wolnego bloku pamięci na danej stronie. Jednocześnie adres wolnego obiektu zdejmowany jest ze stosu wolnych obiektów, bądź obliczany jest adres nowego bloku pamięci jeszcze nie zaalokowanej.



Rys. 2. Struktura strony w pamięci
Fig. 2. Page's structure in memory

Utworzenie nowej strony polega na odpowiednim zainicjowaniu nagłówka strony, której adres będzie adresem wolnej strony (uprzednio usuniętej z paragrafu) lub adresem bloku wolnej pamięci paragrafu (bloku, który nie był wcześniej alokowany). Dodatkowo aktualizowane zostają dowiązania do stron pamięci o takim samym rozmiarze obiektu. Tworzenie strony kończy zmniejszenie licznika zasobów w nagłówku paragrafu oraz zainicjowanie odpowiedniego elementu tablicy wskaźników jej adresem.

Zwolnienie strony z paragrafu oznacza usuwanie jej z listy stron gromadzących obiekty danego rozmiaru oraz odłożenie na stosie jej adresu. Dodatkowo zwiększana jest liczba wolnych stron. Analogiczne usunięcie obiektu ze strony odkłada jego adres na stosie wolnych obiektów zwiększając przy tym odpowiedni licznik zasobów.

4 Implementacja

Moduł menedżera pamięci napisano w języku C [6]. Interfejs modułu stanowią dwie funkcje *alloca* (alokacja pamięci) oraz *freem* (zwalnianie pamięci). Zarządzanie menedżerem realizowane jest za pomocą makrodefinicji. Możliwe jest przeciążenie operatorów *new*, *delete* [7] i zaprojektowanie odpowiednich klas. Rysunek 3 przedstawia fragment modułu zawierający deklaracje paragrafu, strony, definicję adresu paragrafu oraz makrodefinicje sterujące pracą menedżera.

Makrodefinicje umożliwiają zdefiniowanie całkowitej liczby stron *ParaSize*. Rozmiar każdej strony wynosi *PageSize* bajtów pamięci plus dodatkowe bajty nagłówka strony. Makro *NrSizes* określa liczbę obiektów o różnym rozmiarze, dla których przydzielana będzie pamięć. W zależności od aktualnych potrzeb możliwe jest utworzenie

jednej dużej strony przechowującej obiekty jednego tylko rozmiaru lub wielu stron o różnej liczbie typów obiektów.

```
#define ParaSize 10 // liczba stron w paragrafie
#define PageSize 1024 // rozmiar strony w bajtach
#define BlockSize sizeof (void *) // rozmiar fizycznego bloku
#define NrSizes 10 // liczba rozmiarów obiektów

struct Page{
    size_t nrObj; // liczba wolnych obiektów
    size_t objSize; // rozmiar obiektu
    struct Page * clean; // adres pamięci niezaalokowanej
    struct Page * free; // adres zwolnionej pamięci
    struct Page * next; // dowiązania do stron zawierających
    struct Page * prev; // obiekty tego samego rozmiaru
};

struct Para{
    struct Page * Pages[NrSizes]; // tablica list stron
    size_t nrPages; // liczba wolnych stron
    void * clean; // adres pamięci niezaalokowanej
    void * free; // adres zwolnionej pamięci
};

struct Para * ptrPara; // adres paragrafu
```

Rys. 3. Deklaracje bloków logicznych

Fig. 3. Blocks logic declaration

Adresy *clean*, *free* zdefiniowane w nagłówku paragrafu (*struct Para*) oraz strony (*struct Page*) rozdzielają całkowity obszar wolnej pamięci na dwie części. Wskaźnik *clean* wskazuje blok pamięci paragrafu (strony), który dotychczas nie był rezerwowany. Po przydzieleniu pamięci w tym obszarze wskaźnik ten przesuwany jest o rozmiar przydzielonego obiektu. Wskaźnik *free* jest szczytem stosu adresów zwolnionych stron (obiektów). Przydzielenie pamięci dla strony (obiektu) oznacza zdjęcie ze stosu adresu wolnej strony (obiektu). Analogicznie zwolnienie strony (obiektu) zmienia szczyt stosu na jej adres oraz zapisuje poprzedni adres szczytu w usuwanej stronie (obiekcie).

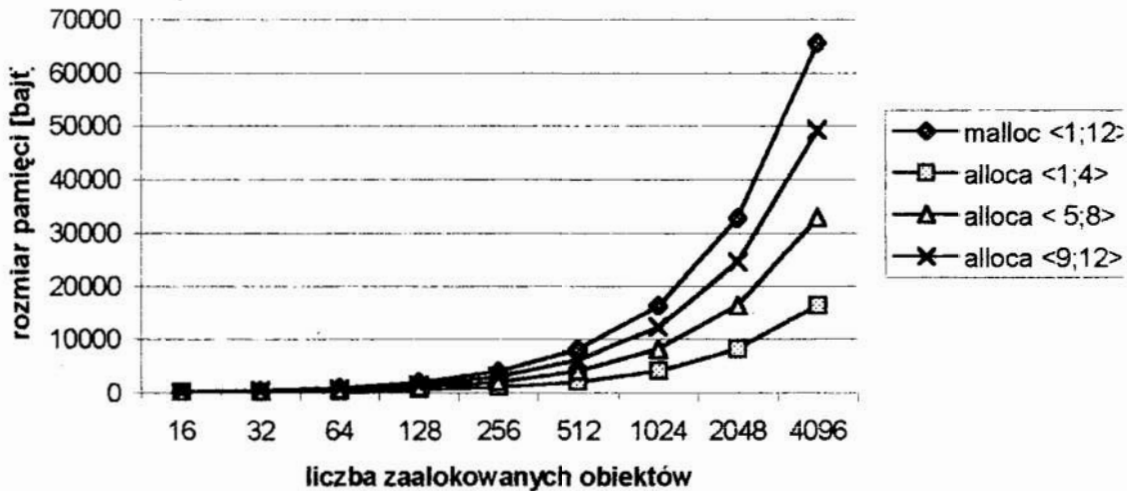
Ponieważ obiekty usunięte ze strony przechowują adresy kolejnych wolnych obiektów ich rozmiar zawsze należy wyrównać do rozmiaru bloku fizycznego lub jego wielokrotności. Rozmiar bloku fizycznego (*BlockSize*) określa rozmiar zmiennej wskaźnikowej. Oznacza to, iż dla rozmiaru bloku fizycznego równego 4 bajty przydzielenie pamięci dla obiektu 1-bajtowego rezerwuje dla niego obszar całego bloku fizycznego. Odłożenie elementu na stosie (usunięcie obiektu) powoduje zapis w usuwanym obiekcie adresu dotychczasowego szczytu. Możliwe jest to dzięki konwersji adresu usuwanego obiektu do typu *ptrdiff_t*, który zawsze jest typem o takim samym rozmiarze jak używane domyślnie zmienne wskaźnikowe.

Każdorazowe wyrównywanie rozmiaru strony oraz obiektu do wielkości bloku fizycznego lub jego wielokrotności spowodowane jest zróżnicowaniem rozmiaru

zmiennych wskaźnikowych oraz tworzonych obiektów, co wiąże się z pewnymi stratami pamięci.

5 Eksperymenty

Przeprowadzone eksperymenty polegały na porównaniu rozmiaru pamięci zaalokowanej przez funkcje *malloc* oraz *alloca*. Na rysunku 4 przedstawiono zależność rozmiaru przydzielanej pamięci od liczby alokowanych obiektów.



Rys. 4. Rozmiar pamięci przydzielonej przez funkcje *malloc* i *alloca*
Fig. 4. Memory size allocated by *malloc* and *alloca*

Przydział pamięci przy pomocy funkcji *malloc* dotyczył obiektów o rozmiarze od 1 do 12 bajtów, ponieważ implementacja tej funkcji przydziela dla pojedynczego obiektu blok pamięci o takim samym rozmiarze (12 bajtów) niezależnie od wielkości obiektu (oczywiście w granicach podanego przedziału). Architektura menedżera powoduje zmniejszenie rozmiaru bloku alokowanej pamięci dla obiektów do rozmiaru 4 bajtów oraz jej wielokrotności. Powyższe implikuje zarezerwowaniem 64kB pamięci przez funkcję *malloc* podczas alokacji 4kB obiektów oraz zarezerwowaniem przez funkcję *alloca* 16kB, 32kB oraz 48kB pamięci dla odpowiednio obiektów 4, 8 i 12 bajtowych. Oznacza to, w najkorzystniejszym przypadku, czterokrotny wzrost wydajności (dla obiektów o rozmiarze 1÷4 bajty) funkcji *alloca* oraz 33% w przypadku najmniej korzystnym. Zwiększenie rozmiaru alokowanych obiektów powoduje zmniejszenie wydajności odpowiednio do 33% oraz 14%, w przypadku alokacji obiektów o rozmiarze od 21 do 28 bajtów.

6 Podsumowanie

Przedstawiona metoda zarządzania pamięcią dotyczy ograniczonego zbioru zastosowań. Rzeczywiste efekty widoczne są w programach, które operują na dużej liczbie obiektów o rozmiarze nie przekraczającym połowy wielkości strony. Najlepsze rezultaty (największa liczba obiektów możliwych do zaalokowania) uzyskiwane są w wypadku

zarządzania dużą liczbą obiektów o rozmiarach zbliżonych do rozmiaru fizycznego bloku (bądź jego wielokrotności), nie przekraczających kilka procent rozmiaru strony.

Literatura

1. Wirth N.: *Algorytmy + Struktury danych = Programy*. WNT Warszawa 1980.
2. Drozdek A., Simson D.: *Struktury danych w języku C*. WNT Warszawa 1996.
3. Eckel B.: *Thinking in Java*. Prentice-Hall Inc. 2000.
4. Minato S.: *Binary decision diagrams and application for VLSI CAD KAP*. Kanagawa 1996.
5. Leinecker R., Archer T.: *Visual C++ 6*. Helion 2000.
6. Kernighan B., Ritchie D.: *Język ANSI C*. WNT 1993.
7. Stroustrup B.: *Język C++*. WNT 1997.

Streszczenie

W prezentowanym artykule przedstawiona jest metoda zarządzania pamięcią mająca zastosowanie w programach intensywnie wykorzystujących pamięć. Przedstawiona metoda wykazuje swą skuteczność w podklasie programów (w szczególności w programach 3D) napisanych w języku C/C++, operujących dużą liczbą obiektów o niewielkim, zbliżonym rozmiarze.

MEMORY MANAGEMENT IN COMPUTERS PROGRAMS

Summary

In the paper, a mechanism for efficient memory management for programs with high memory consumption is presented. The method is dedicated for programs written in C/C++ that use the number of 3D objects of similar size.

Referat recenzowany

ALGORYTMY OPTIMALIZACJI NA GRAFACH – PRZYKŁADOWE IMPLEMENTACJE W JĘZYKACH PROGRAMOWANIA

1 Wprowadzenie

Teoria grafów jest dziedziną matematyki, której pojęcia, twierdzenia problemy i algorytmy znajdują zastosowanie w takich działach jak badania operacyjne, logistyka, teoria gier i decyzji, a zatem z dziedzinami związanymi z zarządzaniem [3,6,9,10,11,13,16]. Grafy stosuje się także między innymi do opisu, analizy i syntezy układów mechanicznych drgających oraz analizy sztywności struktur prętowych, kratownic [18,19,20] i innych. W niniejszym artykule omówione zostaną wybrane algorytmy optymalizacji na grafach i ich realizacje w języku AutoLISP [4, 8] i innych (np. C++) oraz omówione zostaną najnowsze publikacje z tego zakresu. Istnieją realizacje tych algorytmów np. w Pascalu [12,22]. Zaletą programu AutoLISP jest jego współpraca z AutoCADem to znaczy możliwość przejścia danych z rysunku oraz wyprowadzenie wyników obliczeń w postaci graficznej w AutoCADzie. Jest to wygodne bo AutoCAD ma wbudowanych szereg standardowych funkcji i możliwości jak rysowanie na warstwach o różnych kolorach, skalowanie z menu systemu i inne.

Należy podkreślić iż w ostatnich czterech latach ukazało się w Polsce wiele książek z zakresu zastosowań teorii grafów [10,11,12,13] oraz skryptów uczelnianych [13,21] organizowane są cykliczne międzynarodowe konferencje naukowe „GRAPHS & MECHANICS” przez Politechnikę Śląską w Gliwicach oraz „Workshop on Graphs 3 in 1” przez AGH Kraków.

Tematyka teorii grafów jest rozwijana i jest wykładana jako przedmiot w wielu uczelniach w Polsce. W naturalny sposób związana jest z najpopularniejszymi obszarami badań takimi jak: polioptymalizacja, algorytmy ewolucyjne i sieci neuronowe [5]. Szczególnie studenci wydziałów informatyki i zarządzania mogą nauczyć się ujmowania zagadnień w sposób algorytmiczny, a nie tylko użytkownika standardowych pakietów oprogramowania. Jest też przedmiotem zainteresowania wielu naukowców jako pole intensywnego rozwoju metod podstawowych i zastosowań. Ukazały się ostatnio dwa artykuły przeglądowe [5, 7], gdzie przeanalizowano ponad 200 prac z zakresu algorytmów grafowych z ostatnich lat.

* Politechnika Śląska w Gliwicach, ul. Konarskiego 18a, 44 –100 Gliwice,
e-mail: wojnarowski@rmt7.mt.polsl.gliwice.pl

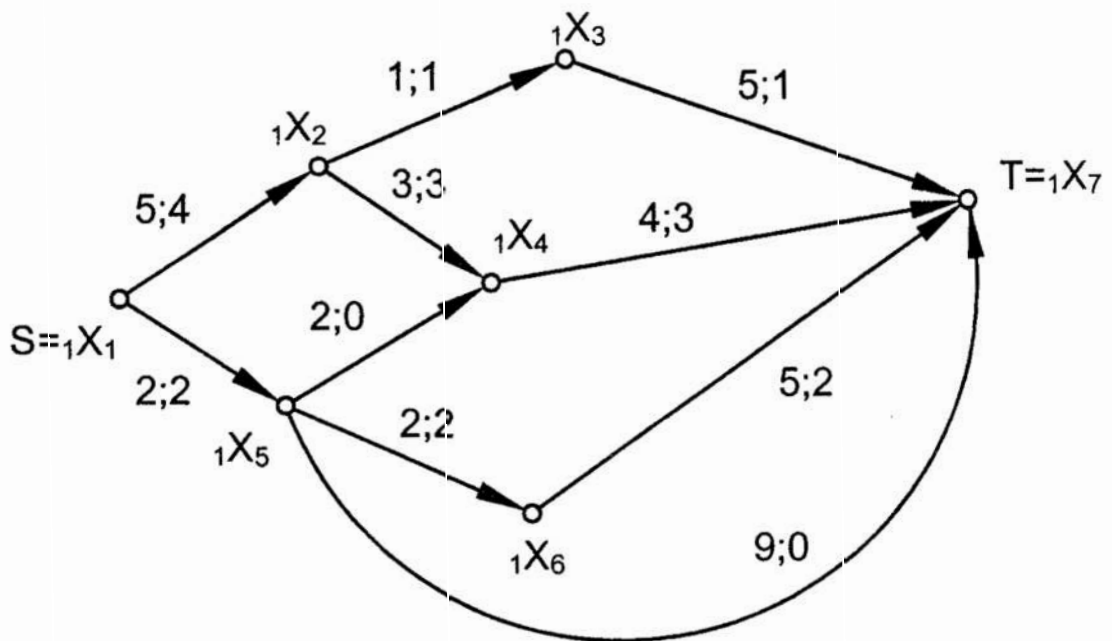
** Politechnika Łódzka Filia w Bielsku-Białej, ul. Willowa 2, 43 – 316 Bielsko-Biała, e-mail:
szawislak@aristo.pb.bielsko.pl

2 Wybrane problemy optymalizacyjne rozwiązane za pomocą algorytmów opartych na teorii grafów

Poniżej sformułowanych będzie kilka znanych problemów w teorii optymalizacji, które rozwiązano za pomocą algorytmów opartych na teorii grafów [1,2,15,17].

Graf i jego reprezentacja

Rozważmy graf obciążony X (${}_1X, {}_2X, {}_3X, f$) gdzie: ${}_1X$ – zbiór wierzchołków grafu X , ${}_2X$ – zbiór krawędzi, a ${}_3X$ relacja incydencji, $f: {}_2X \rightarrow R$; funkcja przyporządkowująca wagi krawędziom grafu [6,16] – rysunek 1.



Rys. 1. Graf X
Fig. 1. Graph X

Wagami tymi w zależności od rozpatrywanego problemu mogą być: długość [km] – jeśli graf reprezentuje połączenia komunikacyjne lub przepustowość np. [m³/godz.] – jeżeli za pomocą grafu modeluje się sieć przepływową. Przyjmuje się, następujące oznaczenia: $n = |{}_1X|$ – liczba wierzchołków grafu, $m = |{}_2X|$ – liczba krawędzi grafu.

Grafom przyporządkowuje się szereg macierzy reprezentujących graf np. sąsiedztwa A [$n \times n$], incydencji M [$n \times m$], cykli elementarnych (cyklomatyczna) ${}_3B$ [$(m-n+1) \times m$], przekrojów (odcięć) elementarnych ${}_2B$ [$(n-1) \times m$], dróg i inne.

Problemy optymalizacji na grafach

Drogą (Ścieżką) o długości k w grafie X z wierzchołka ${}_1x_1$ do wierzchołka ${}_1x_{k+1}$ nazywamy ciąg elementów: $({}_1x_1, {}_2x_1, {}_1x_2, {}_2x_2, {}_1x_3, \dots, {}_1x_{k+1})$. Długością ścieżki jest suma wag przyporządkowana poszczególnym krawędziom należącym do ścieżki. Na rysunku 1 każda krawędź ma dwie wagi. W tym paragrafie przyjmujemy, że pierwsza waga jest odległością między punktami. Zatem długość ścieżki z wierzchołka ${}_1x_1$ do wierzchołka

${}_1x_7$ (${}_1x_1, {}_2x_1, {}_1x_2, {}_2x_2, {}_1x_3, {}_2x_3, {}_1x_7$) wynosi: $5 + 1 + 5 = 11$, a długość ścieżki (${}_1x_1, {}_2x_4, {}_1x_5, {}_2x_5, {}_1x_4, {}_2x_6, {}_1x_7$) wynosi: $2 + 2 + 4 = 8$ i jest to najkrótsza ścieżka pomiędzy wierzchołkami ${}_1x_1$ oraz ${}_1x_7$.

Problem: znaleźć najkrótszą ścieżkę pomiędzy dowolnymi wierzchołkami grafu.

Przekrojem (Odcięciem) w grafie X nazywamy taki zbiór krawędzi grafu X , że po jego usunięciu z grafu X otrzymujemy graf niespójny. Wartością przekroju jest suma wag krawędzi, które do niego należą.

Rozważmy graf obciążony X z wyróżnionym wierzchołkiem S (startowy, początkowy) oraz T (końcowy, docelowy ang. target). Wagami pewnej krawędzi i są pojemności – czyli pary liczb (maksymalna wartość możliwego przepływu przez daną krawędź $G({}_2x_i)$, przepływ rzeczywisty $g({}_2x_i)$). Dla każdej krawędzi i grafu X zachodzą własności:

$$G({}_2x_i) \geq 0 \quad (1)$$

$$G({}_2x_i) \geq g({}_2x_i) \quad (2)$$

Znane jest twierdzenie Forda–Fulkersona, które stanowi iż maksymalny przepływ przez sieć X jest równy pojemności minimalnego przekroju. Na rysunku 1 pierwsza waga jest maksymalnym przepływem $G({}_2x_i)$ a druga aktualnym przepływem $g({}_2x_i)$. Warunki (1) oraz (2) są spełnione. Przykładowe odcięcie to krawędzie wychodzące z wierzchołka S po ich odrzuceniu otrzymujemy dwie składowe nie spójne, a mianowicie jeden wierzchołek S i podgraf rozpięty na pozostałych sześciu wierzchołkach. Pojemność tego przekroju wynosi $G({}_1x_1, {}_1x_2) + G({}_1x_1, {}_1x_5) = 5 + 2 = 7$

Problem: znaleźć maksymalny przepływ przez grafu obciążony – sieć.

Obecnie problemy sieciowe są intensywnie rozwijane, w rozważanych modelach dodaje się ograniczenia (np. dolne różne od zera), w przypadku sieci dystrybucji towarów – rozważa się równoczesny przepływ wielu towarów (ang. multicommodity) oraz dodaje się kryteria optymalizacyjne [5].

3 AutoLISP

AutoLISP jest odmianą języka programowania LISP, dołączanym do pakietu AutoCAD, który w bezpośredni sposób współpracuje z tym pakietem. Oznacza to, że komendy napisane w AutoLISPie w postaci np. (command „_line” (0 0 0) (10 10 0) ””) są wykonywana na ekranie komputera z uruchomionym uprzednio AutoCADem w polskiej wersji językowej. Interpreter języka AutoLISP jest dostosowany do dialogu z użytkownikiem („dialogu niesformalizowanego strukturalnie” [4]). Zalety tego języka opisano szeroko w bogatej monografii [4]. Jedną z zalet jest możliwość odczytywania danych z pliku reprezentującego obraz, rysunek. Zatem możliwe jest zautomatyzowanie wczytania danych. Cechą szczególną jest operowanie na zmiennych typu LIST, czyli na listach. Lista jest zmienną gdzie w nawiasy okrągłe ujmujemy się dowolne, różnorodne inne zmienne tego języka. Dokonuje się tego za pomocą komendy na przykład.

(setq lista_1 (list 0 0 0))

pod zmienną lista_1 podstawiono listę składającą się z trzech zer, może to być początek linii rysowanej za pomocą programu AutoCAD.

Ze względu na to, że w AutoLISPie nie ma zmiennej typu macierz więc graf należy reprezentować za pomocą listy. Na przykład dla grafu X przedstawionego na rysunku 1 mamy listę graf_X:

```
(setq graf_X (list (list 0 1 0 0 1 0 0); pierwsza podlista
                  (list 0 0 1 1 0 0 0); druga podlista
                  .....
                  (list 0 0 0 0 0 0 0); siódma podlista
                  ); list
); setq
```

Chcąc sprawdzić czy istnieje połączenie z wierzchołka x_2 do wierzchołka x_4 należy sprawdzić czy wartość odpowiedniego elementu na liście jest różna od zera. Przyjmijmy zmienną roboczą 'edge_24' wtedy po wykonaniu komendy:

```
(setq edge_24 (nth 3 (nth 1 graf_X)) )
```

otrzymamy edge_24 = 1. Ponieważ element edge_24 jest równy jeden więc istnieje rozważana krawędź. Standardowa funkcja nth tego języka zwraca n-ty element z listy, przy czym oznaczanie elementów na liście zaczyna się od 0 i dalej numeracja wzrasta co 1. Inną reprezentację grafu zaprezentowano w pracy [17]. W przypadku reprezentacji macierzowej mamy macierz z dużą liczbą zer tylko elementy odpowiadające istniejącym krawędziom są niezerowe. Można to zrobić w postaci trzech tablic – list w języku AutoLISP – co także będzie użyte w prezentowanych programach. Dla grafu z rysunku 1 mają one następującą postać:

$$B = (\begin{matrix} 1 & 1 & 2 & 2 & 3 & 4 & 5 & 5 & 6 \end{matrix}) \quad (3)$$

$$D = (\begin{matrix} 2 & 5 & 3 & 4 & 7 & 7 & 6 & 7 & 7 \end{matrix}) \quad (4)$$

$$W = ((5 4) (2 2), (1 1) (3 3) (5 1) (4 3) (2 2) (9 0) (5 2)) \quad (5)$$

Pierwsze elementy z tych list możemy zinterpretować w sposób następujący z wierzchołka 1 (x_1) do wierzchołka 2 (x_2) istnieje krawędź, której przyporządkowano parę wag (5, 4). Taki sposób kodowania oszczędza obszar pamięci komputera przeznaczony na zapamiętanie reprezentanta grafu w komputerze.

4 Algorytmy

Znane są algorytmy przedstawionych wyżej problemów. Poniżej przedstawione zostaną przekładowe algorytmy dostosowane do możliwości języka AutoLISP.

Znajdowanie najkrótszej drogi w grafie

Znany jest algorytm Bellmana-Kalaby. Tworzymy macierze $D^k [n \times n]$ przy czym D^1 jest macierzą przyległości gdzie jedynki oznaczające istnienie krawędzi zastępuje się wagą danej krawędzi, czyli odległością między odpowiednimi wierzchołkami. Graf jest bez pętli więc elementy na głównej przekątnej macierzy D^1 są równe zero, natomiast

elementy odpowiadające sytuacji gdy krawędź nie istnieje powinny być ∞ co w praktyce komputerowej oznacza wstawienie odpowiednio dużej liczby. Przykładowo:

```
(setq w 100000)
(setq graf_X_poprz (list (list w 5 w w 2 w w); pierwsza podlista
                        (list w w 1 3 w w w) ; druga podlista
                        .....
                        (list w w w w w w w); siódma podlista
                        ); list
); setq
```

Mając wyznaczoną macierz D^k – macierz D^{k+1} znajdujemy za pomocą następującej zależności:

$$d_{ij}^{(k+1)} = \min_{\alpha} (d_{i\alpha}^{(k)} + d_{\alpha j}^{(k)}) \quad (6)$$

przy czym wskaźnik $\alpha = 1, 2, \dots, n$.

Powyższą operację powtarzamy aż do momentu spełnienia warunku wyłączającego to znaczy:

$$D^{(k+1)} = D^k. \quad (7)$$

Znany jest także algorytm Demoucrona gdzie warunek iteracyjny w nomenklaturze AutoLISP'u może być zapisany w poniższej postaci (informacje po znaku średnika są ignorowane, więc można po nim wpisywać komentarze). Przyjmijmy, że w kroku k algorytmu mamy listę graf_X_poprz i chcemy uzyskać listę graf_X_nast.

```
(setq n liczba_wierzcholkow_grafu_X i 1 j 1 k 1)
(setq n1 (+ n 1)); podstawienie wartości początkowych
.....
;--- krok „k” -----
(while (< i n1)
  (progn
    (while (< j n1)
      (progn (setq dik (nth (- k 1) (nth (- i 1) graf_X_poprz))
                        dkj (nth (- j 1) (nth (- k 1) graf_X_poprz))
                        dij (nth (- j 1) (nth (- i 1) graf_X_poprz))
              ); setq
            (setq dij (min (+ dik dkj) dij)); element dij - najkrótsza droga – jak (6)
              ..... (*)
            (setq j (+ j 1))
            ); progn wewnętrzny
            ); ---while j
            (setq i (+ i 1))
            );progn zewnętrzny
            ); while i
            (setq k (+ k 1)); powrót do pętli k aż do spełnienia warunku - stop
```

(*) należy wpisać podprogram wpisywania elementu dij do listy graf_X_nastep .

Warunek (7) stop (wyłączający) przyjmuje postać

(= graf_X_nastep graf_X_poprz).

Warunek zakończenia pracy jest analogiczny do odpowiedniego z wersji Bellmana–Kalaby.

Algorytm wyznaczania maksymalnego przepływu przez graf obciążony

Algorytm opisano w niektórych publikacjach np. [2]. Stosuje się tu twierdzenie Forda–Fulkersona, że maksymalny przepływ jest równy minimalnemu odcięciu. W sieci wyróżnia się wierzchołek S start (wyływ) oraz wierzchołek docelowy T (ang. Target) – rysunek 1. W wersji w AutoLISPie szczególnej uwagi wymaga zamiana elementów na listach reprezentujących sieć. Listy pozwalają z kolei zapisywać w jednej zmiennej różne elementy algorytmu: przepływy, ograniczenia i cechy itd.

Algorytm wyznaczania minimalnego zbioru krawędzi rozspajających graf

W problemie tym nie wyróżnia się szczególnych wierzchołków S oraz T. Wymagane są inne metody jego rozwiązania niż oparte na twierdzeniu Forda–Fulkersona. Stosuje się tu metody sztucznej inteligencji i inne.

W trakcie referowania zostaną przedstawione praktyczne realizacje wyżej opisanych algorytmów w językach algorytmicznych: AutoLISP, Delphi oraz VisualBasic.

5 Podsumowanie

Algorytmy teorii grafów znajdują liczne praktyczne zastosowania. Rozwijane są nowe ujęcia znanych problemów, rozważa się algorytmy dla szczególnych przypadków lub uogólnione. Realizacje w AutoLISPie pozwalają na wizualizację rozwiązań w AutoCADzie. Porównanie implementacji w różnych językach programowania pozwala wyciągnąć wnioski co do ich ogólności, szybkości realizacji i sposobów wizualizacji wyników działania tychże algorytmów.

Literatura

1. Balakrishnan V.K.: *Graph Theory*. McGRAW–HILL, New York 1997.
2. Christofides N.: *Graph Theory*. Academic Press, New York 1975.
3. Dethloff J.: *Vehicle routing and reverse logistic: the vehicle routing problems. with simultaneous delivery and pick up*. OR Spektrum, 23, 79–96, 2001.
4. Dudek M.: *AutoLISP Praktyczny kurs*. Helion, Gliwice.
5. Ehrgott M., Gandiblex X.: *A survey and annotated bibliography of multi– objective combinatorial optimization*, OR Spektrum, 22, 2000, 425–460.
6. Fagerholt K. i inni: *Shortest path in the presence of obstacles: An application to ocean shipping* J.Oper.Res. Soc. 51 (6), 683–688, 2000.
7. Gavoille C.: *A survey on internal routing*. Theor. Comput. Sci. 245 (2), 217–253, 2000.
8. Head G.O.: *AutoLISP*, MIKOM, Warszawa 1997.
9. Heuberger C.: *Minimal Expansion in Redundant Number and Shortest Paths in Graphs*. Computing, Vol 63, No 4, 1999.

10. Filipowicz B.: *Badania operacyjne*. Cz.I, POLDEX. Kraków 1997.
11. Ignasiak E. redaktor: *Badania Operacyjne*, PWE. Warszawa 1997.
12. Jankowski B.: *Grafy. Algorytmy w PASCALu*, MIKOM, Warszawa 1998.
13. Jędrzejczak Z. i inni: *Badania operacyjne w przykładach i zadaniach*, WN PWN, Warszawa 1998.
14. Jupowiecka–Mieszala U., Krzywieska E.: *Wybrane zagadnienia teorii grafów i ich zastosowań*, Akademia Ekonomiczna, Katowice 1997.
15. Lipski W.: *Kombinatoryka dla programistów*, WN-T, Warszawa 1982.
16. Modesti P., Sciomachen A. : *A utility measure for finding multiobjective shortest paths in urban multimodal transportation networks*. European Journal of Operational Research (1998) 111 (3), 495–508.
17. Sysło M., i inni.: *Algorytmy optymalizacji dyskretnej*, WN PWN, Warszawa, 1993.
18. Wojnarowski J.: *Zastosowanie grafów w analizie drgań układów mechanicznych*. PWN, Wrocław–Warsaw (1981).
19. Wojnarowski J., Zawisłak S.: *Modelling of Mechanical System by Means of Matroids*. Proc. Sec. Inter. Conf. GRAPHS & MECHANICS, Silesian Technical University, Gliwice (1999).
20. Wojnarowski J., Zawisłak S.: *Układ mechaniczny jako uogólniona sieć*, Zeszyty Naukowe Pol. Śląskiej, Z 53, No 1001 (1989), 87–97.
21. Woźniak M.: *Wprowadzenie do problemów komunikacji na grafach*. Wyd. Ucz. AGH, Kraków 1999.
22. www.pckurier.pl/praxis/artykuly/jankowski_bronislaw/grafy_1/index.htm

Streszczenie

W pracy przedstawiono wybrane algorytmy optymalizacji na grafach w języku AutoLISP. Język ten współpracuje ze standardowym pakietem AutoCAD. Umożliwia to wizualizację rozwiązań w naturalny sposób. Struktura rozkazów języka AutoLISP wymaga dostosowania algorytmów do jego możliwości. Przedstawiono programy realizujące wybrane algorytmy optymalizacji.

GRAPHS' OPTIMIZATION ALGORITHMS IMPLEMENTATIONS IN SOME PROGRAMMING LANGUAGES

Summary

Selected graphs' optimization algorithms were described. The algorithms were turned into computer programmes in AutoLISP. AutoLISP is a language which cooperates in natural way with AutoCAD system. The data from figures can be transformed into AutoLISP environment automatically. The results of the programmes can be visually presented in AutoCAD system using all its advantages like colour layers, zooming etc. Exemplary path as well listings of computer programmes will be presented during the conference presentation.

Referat recenzowany

OPTIMALIZACJA PARAMETRÓW KONSTRUKCYJNYCH ZESPOŁÓW WRZECIONOWYCH OBRABIAREK SKRAWAJĄCYCH

1 Wprowadzenie

Dostępne metody obliczeniowe pozwalają na wyznaczenie wielkości opisujących własności zespołu wrzecionowego (ZW) już w fazie jego projektowania. Pozwala to na włączenie oceny tych własności do systemów komputerowo wspomaganego procesu projektowania.

W zależności od wyniku oceny może wystąpić potrzeba modyfikacji zespołu wrzecionowego w celu poprawy własności lub może być podjęta próba jego optymalizacji. W każdym z tych przypadków zachodzi potrzeba wyodrębnienia ze zbioru wszystkich parametrów konstrukcyjnych, opisujących strukturę i stan zespołu wrzecionowego pewnego, możliwie ograniczonego, podzbioru parametrów, które najbardziej wpływają na oceniane własności (lub funkcję celu), a tym samym mogą być parametrami decyzyjnymi w procesie modyfikacji lub optymalizacji.

Zagadnienie optymalizacji parametrów konstrukcyjnych zespołu wrzecionowego przedstawiono na przykładzie rzeczywistego rozwiązania konstrukcyjnego ZW tokarki. W analizie obliczeniowej wykorzystano statystyczną metodę rozdziału parametrów konstrukcyjnych [1] oraz procedurę optymalizacji parametrów istotnych metodą Monte Carlo [2]. Dla rozwiązania rzeczywistego zespołu wrzecionowego zaproponowano rozwiązanie zmodyfikowane, charakteryzujące się lepszymi własnościami statycznymi.

2 Rozdział parametrów konstrukcyjnych zespołu wrzecionowego

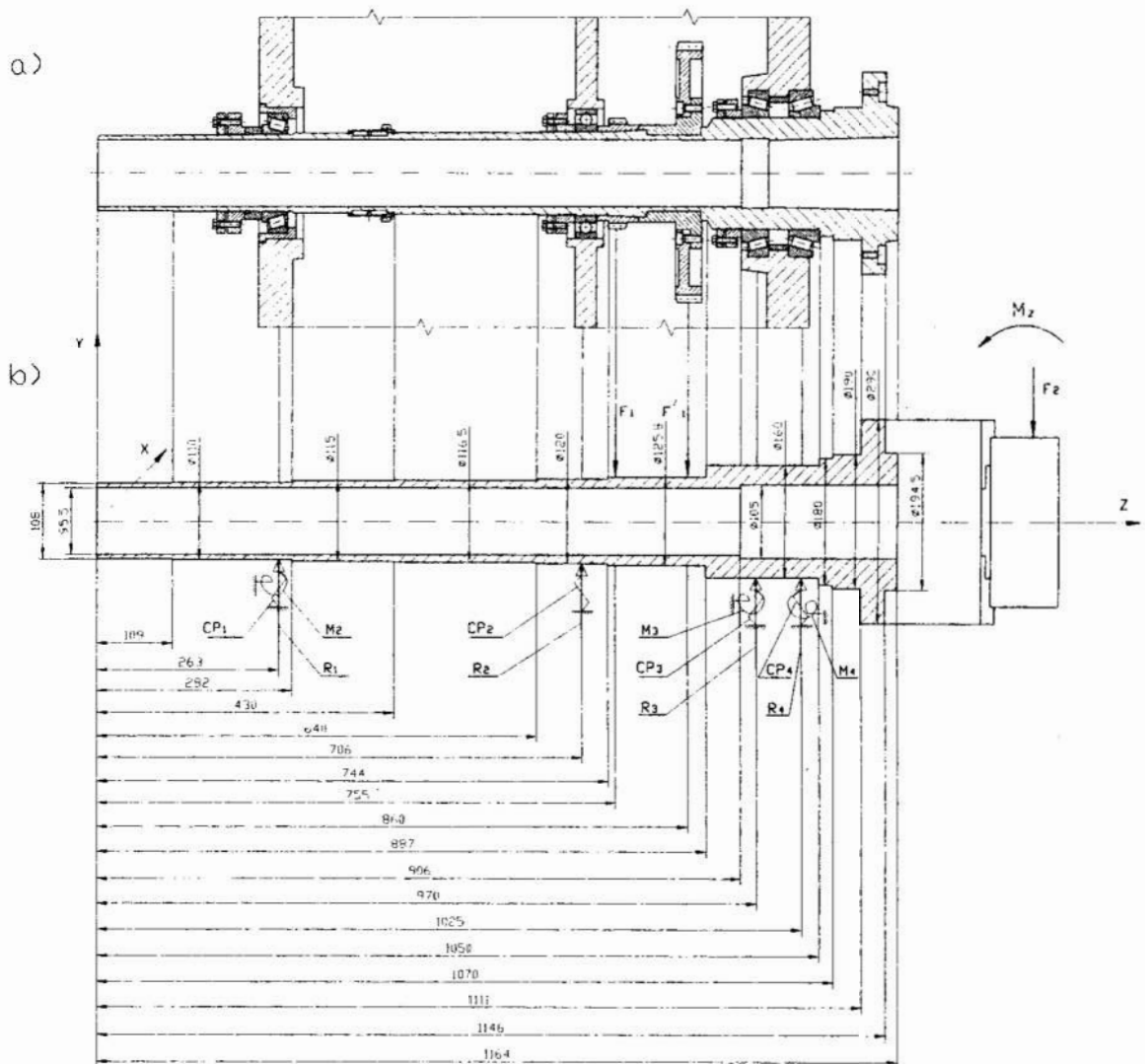
Rozdziału parametrów konstrukcyjnych zespołu wrzecionowego (ZW) dokonano na przykładzie tokarki TPK90A1. W oparciu o istniejące rozwiązanie konstrukcyjne (rys. 1.a) opracowano model zastępczy zespołu wrzecionowego (rys. 1.b). Wrzeciono podzielono na odcinki o stałym przekroju poprzecznym i obciążono siłami czynnymi. Odcinki te odpowiadają przedziałom wrzeciona rzeczywistego. W modelu obliczeniowym jako obciążenia czynne przyjęto siły i momenty wynikające z procesu skrawania oraz siłę pochodzącą od napędu:

- F_1 – wypadkowa obwodowej (F_{O_1}) i promieniowej (F_{R_1}) siły od napędu;
- F_2 – wypadkowa obwodowej (F_{O_2}) i odporowej (F_{R_2}) siły skrawania;

* Instytut Technologii Maszyn i Automatykacji Produkcji Politechniki Częstochowskiej,
E-Mail: rwolny@itm.pcz.czyst.pl

- M_z – moment wzdłużnej siły skrawania F_z na ramieniu równym promieniowi toczenia.

Obciążenia bierne wynikają z konstrukcji zespołu wrzecionowego i są nimi reakcje w podporach: tylnej R_1 , środkowej R_2 , w przedniej R_3 , R_4 ; oraz momenty utwierdzenia: M_1 , M_3 , M_4 . Przyjęto, że przedmiot obrabiany jest mocowany w uchwycie samocentrującym, odpowiadającym rozmiarowi końcówki wrzeciona, bez podparcia kłem. W modelu obliczeniowym ZW pominięto podatność przedmiotu obrabianego, uchwytu i narzędzia, podatność połączenia przedmiotu obrabianego z uchwytem i podatność połączenia uchwytu z wrzecionem oraz podatność połączenia narzędzia z suportem [3].



Rys. 1. Zespół wrzecionowy tokarki: a) konstrukcja układu rzeczywistego, b) model zastępczy

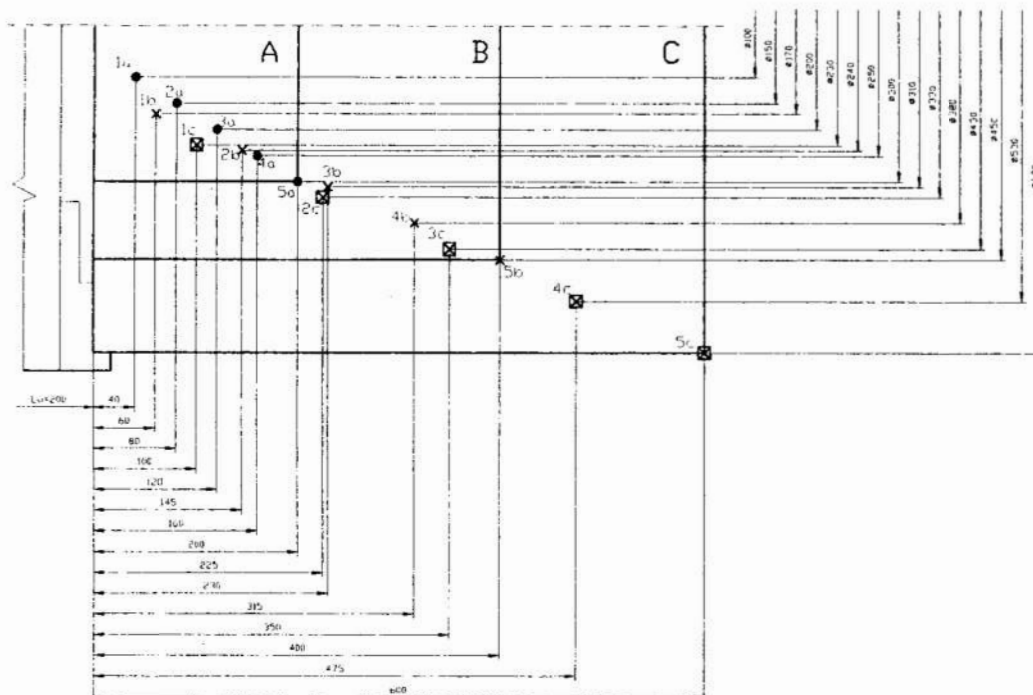
Fig. 1. Machine-tool spindle assembly: a) construction of a real system, b) substitutive model

Analizę obliczeniową przeprowadzono w pięciu różnych punktach położenia sił skrawania w trzech obszarach A, B, C pola obróbki (rys. 2). Obszary te oddzielono od końcówki wrzeciona o długość uchwytu $l_u = 200$ mm.

Na podstawie modelu zastępczego ZW tokarki (rys. 1.b) zbudowano model uproszczony (rys. 3), który stanowił podstawę dalszych rozważań. W modelu uproszczonym uśredniono wartości średnic (zewnętrznej i otworu) na długości odcinka międzypodporowego i przedniej końcówki wrzeciona. Każde łożysko ZW zamodelowano jako oddzielną podporę opisaną współczynnikiem sztywności poprzecznej. Wielkość obciążeń czynnych działających na model zastępczy zespołu wrzecionowego wyznaczono w oparciu o założenie stałej wartości głównej składowej siły skrawania, która wg Dokumentacji Techniczno–Ruchowej wynosiła 10820 N.

W wyniku dokonanej analizy istniejącego rozwiązania konstrukcyjnego ZW, ze względu na możliwość dokonania zmian, ustalono wyjściowy zbiór dwunastu parametrów konstrukcyjnych oraz określono przedziały zmienności parametrów dla analizowanego przypadku modelu uproszczonego (rys. 3):

- | | | |
|----|---------------------------|----------------------------|
| 1. | $110 \leq DZW1 \leq 130$ | krokiem co 1 mm; |
| 2. | $130 \leq DZW2 \leq 180$ | krokiem co 1 mm; |
| 3. | $180 \leq DZW3 \leq 240$ | krokiem co 1 mm; |
| 4. | $2000 \leq CP1 \leq 4000$ | krokiem co 100 N/ μ m; |

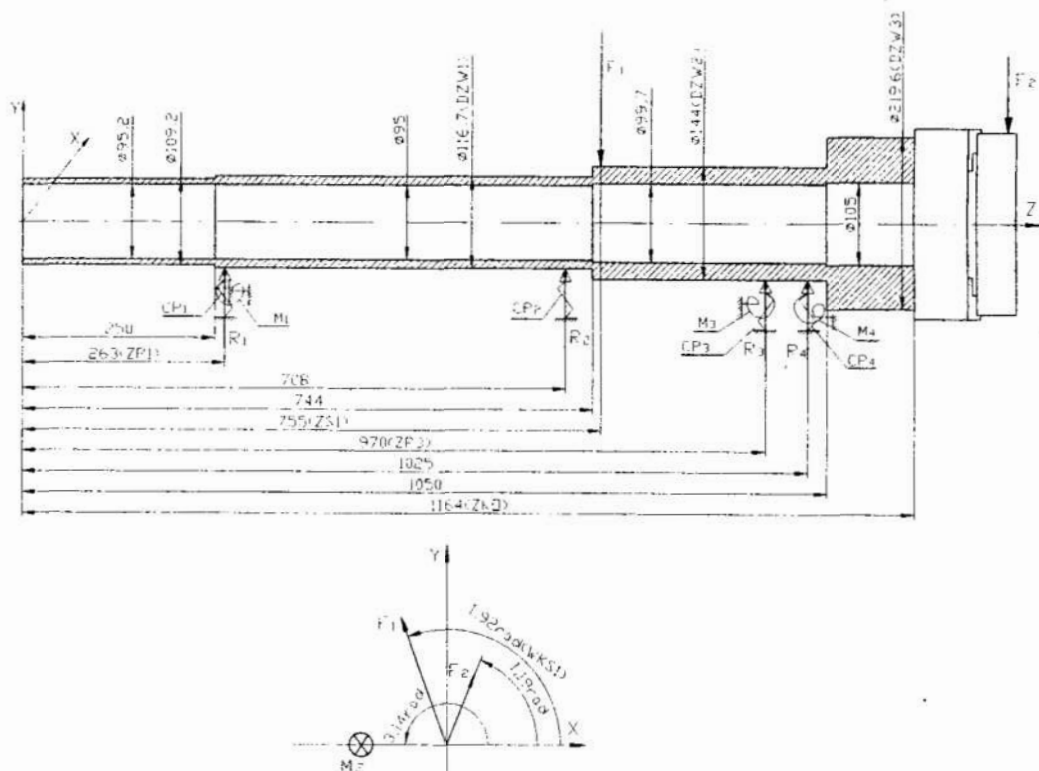


Rys. 2. Współrzędne punktów położenia sił skrawania w obszarach A, B, C pola obróbki
 Fig. 2. Coordinates of cutting force application points in the areas A, B, and C of the field of machining

5.	$0 \leq CP2 \leq 3000$	krokiem co 200 N/ μm ;
6.	$2000 \leq CP3 \leq 4000$	krokiem co 100 N/ μm ;
7.	$2000 \leq CP4 \leq 4000$	krokiem co 100 N/ μm ;
8.	$263 \leq ZP1 \leq 320$	krokiem co 1 mm;
9.	$950 \leq ZP3 \leq 995$	krokiem co 1 mm;
10.	$755 \leq ZS1 \leq 880$	krokiem co 1 mm;
11.	$1139 \leq ZKO \leq 1189$	krokiem co 1 mm;
12.	$1.92 \leq WKS1 \leq 8.2$	krokiem co 0.17 rad.

Przy ustalonych przedziałach zmienności wygenerowano po trzydzieści wartości poszczególnych parametrów za pomocą rozkładu równomiernego, to znaczy z równym prawdopodobieństwem występowania liczb, zakładając określony krok dyskretyzacji. Dla wygenerowanych wartości parametrów obliczono przemieszczenia statyczne osi zespołu wrzecionowego w punktach, w których oś ta przebija płaszczyznę do niej normalną, przechodzącą przez punkty skrawania dla trzech obszarów A, B, C pola obróbki (rys. 2) zgodnie z metodyką obliczeniową [4].

Do rozdziału dwunastu parametrów konstrukcyjnych ZW tokarki wykorzystano statystyczną metodę rozdziału parametrów [1]. Dokonano aproksymacji zbioru wartości parametrów konstrukcyjnych i odpowiadających im przemieszczeń składowych (ZOX) do standardowej funkcji linearyzowanej w postaci wielomianu algebraicznego o składnikach liniowych.



Rys. 3. Model uproszczony zespołu wrzecionowego tokarki
 Fig. 3. A simplified model of the machine-tool spindle assembly

Jako kryterium rozdziału parametrów konstrukcyjnych *ZW* przyjęto wartość składowej promieniowej przemieszczenia względnego między przedmiotem i narzędziem w rzeczywistym miejscu działania siły skrawania. Ta wartość przemieszczenia określa dokładność wymiarowo–kształtową powierzchni toczzonej [3].

Założono, że składowa promieniowa przemieszczenia względnego między przedmiotem obrabianym i narzędziem skrawającym jest równa składowemu przemieszczeniu statycznemu *ZOX* zespołu wrzecionowego.

Wykorzystując możliwości obliczeniowe metody rozdziału [1], dokonano statystycznej weryfikacji istotności parametrów. Procedurę eliminacji parametrów nieistotnych *ZW* przeprowadzono zgodnie z metodą a posteriori dla granicznej wartości istotności: $\alpha_{gr} \leq 0,05$. Jest to reprezentatywna wartość poziomu istotności stosowana w budowie maszyn.

Parametry konstrukcyjne, których istotność współczynników funkcji aproksymującej była większa od tak przyjętego granicznego poziomu istotności zostały odrzucone w wyniku eliminacji.

Rezultatem postępowania statystycznego były równania regresji zawierające istotne parametry konstrukcyjne *ZW* w trzech obszarach A, B, C pola obróbki [5]. W wyniku analizy równań regresji stwierdzono, że ze zbioru wyjściowego dwunastu parametrów konstrukcyjnych *ZW* parametrami istotnymi dla obszaru A o wymiarach 200 × 300 mm są następujące parametry: *DZW2*, *CP2*, *CP4*, *ZKO*, *WKS1*.

W obszarze B pola obróbki o wymiarach 400 × 450 mm parametry istotne *ZW* to: *DZW2*, *CP2*, *CP3*, *CP4*, *ZP3*, *ZKO*, *WKS1*.

Natomiast, dla obszaru C o wymiarach 600 × 630 mm parametry istotne *ZW* to: *DZW2*, *CP2*, *CP3*, *CP4*, *ZP3*, *ZKO*, *WKS1*.

Wydzielenie parametrów istotnych *ZW* tokarki stanowiło podstawę do ich optymalizacji a następnie modyfikacji istniejącego rozwiązania konstrukcyjnego zespołu wrzecionowego.

3 Optymalizacja istotnych parametrów konstrukcyjnych zespołu wrzecionowego

Zastosowanie obliczeniowych metod optymalizacji wymagało zdefiniowania zmiennych decyzyjnych, warunków ograniczających oraz kryterium optymalizacji, które przedstawiono w postaci funkcyjnej, tzw. funkcji celu.

Dla przypadku optymalizacji wartości parametrów konstrukcyjnych *ZW*, w obszarze C pola obróbki, wydzielenie siedmiu parametrów istotnych z początkowego zbioru dwunastu parametrów znacznie zmniejszyło rozmiar zadania obliczeniowego. Istotne parametry konstrukcyjne *ZW* przyjęto za zmienne decyzyjne z uwzględnieniem ustalonych ograniczeń, zaś równania regresji (tabela 1) stanowiły proste modele matematyczne funkcji celu, wiążące kryterium optymalizacji ze zmiennymi decyzyjnymi.

Tabela 1. Równania funkcji aproksymującej dla siedmiu istotnych parametrów konstrukcyjnych zespołu wrzecionowego w obszarze C o wymiarach 600 × 630 mm

Table 1. Equations of the approximating function for seven significant constructional parameters of the spindle assembly in the area C of the dimensions 600x630 mm

1	$ZOX1 = - 446,4 - 0,84 DZW2 - 0,008 CP2 - 0,002 CP3 - 0,006 CP4 + 0,19 ZP3 + 0,42 ZKO - 4,90 WKS1$
2	$ZOX2 = - 734,8 - 1,36 DZW2 - 0,013 CP2 - 0,004 CP3 - 0,010 CP4 + 0,38 ZP3 + 0,65 ZKO - 9,23 WKS1$
3	$ZOX3 = - 1095 - 2,00 DZW2 - 0,019 CP2 - 0,006 CP3 - 0,016 CP4 + 0,63 ZP3 + 0,92 ZKO - 15,2 WKS1$
4	$ZOX4 = - 1516 - 2,76 DZW2 - 0,028 CP2 - 0,009 CP3 - 0,022 CP4 + 0,91 ZP3 + 1,24 ZKO - 22,0 WKS1$
5	$ZOX5 = - 2379 - 3,63 DZW2 - 0,035 CP2 - 0,018 CP3 - 0,025 CP4 + 1,43 ZP3 + 1,78 ZKO - 32,7 WKS1$

Tabela 2. Optymalne wartości istotnych parametrów konstrukcyjnych zespołu wrzecionowego dla pięciu punktów w obszarze C o wymiarach 600 x 630 mm

Table 2. Optimum values of significant constructional parameters of the spindle assembly for five points in the area C of the dimensions 600 x 630 mm

	DZW2 mm	CP2 N/μm	CP3 N/μm	CP4 N/μm	ZP3 mm	ZKO mm	WKS1 rad
1	178.8	2694	3608	3472	961	1150	7.29
2	178.9	2259	2145	3102	953	1143	8.09
3	175.6	2731	3722	3914	978	1143	8.08
4	179.2	1554	3807	3738	950	1151	8.11
5	179.7	2981	3462	3719	969	1151	7.80

Zadania optymalizacji siedmiu istotnych parametrów konstrukcyjnych ZW tokarki dokonano metodą Monte Carlo, dostępną w pakiecie programów CADEX: PROFES 5.0 [2], dla liczbie iteracji $N=10000$. Optymalne wartości istotnych parametrów konstrukcyjnych zespołu wrzecionowego odpowiadające pięciu punktom położenia sił skrawania w obszarze C o wymiarach 600 x 630 mm przedstawiono w tabeli 2.

Po wydzieleniu parametrów istotnych oraz na podstawie wyników optymalizacji dokonano modyfikacji rzeczywistego rozwiązania konstrukcyjnego ZW tokarki. Zmodyfikowane rozwiązanie konstrukcyjne ZW powinno charakteryzować się zwiększoną średnicą zewnętrzną wrzeciona na odcinku pomiędzy podporą środkową i przednią (DZW2), większą sztywnością łożysk tych podpór (CP2, CP3, CP4) z uwzględnieniem położenia drugiego łożyska przedniej podpory (ZP3), zmniejszoną długością (ZKO) przedniej końcówki wrzeciona oraz powiększoną współrzędną kątową położenia siły od napędu (WKS1). Wartości parametrów zmodyfikowanego rozwiązania konstrukcyjnego ZW powinny zawierać się w ustalonych przedziałach zmienności.

Zmodyfikowane rozwiązanie konstrukcyjne charakteryzowało się lepszymi, średnio o 14%, własnościami statycznymi.

4 Podsumowanie

Przedstawiona w pracy procedura optymalizacji wartości parametrów konstrukcyjnych zespołów wrzecionowych polegająca na poprzedzaniu obliczeniowej metody optymalizacji statystyczną metodą rozdziału parametrów powinna stanowić integralną część systemów obliczeniowych w komputerowo wspomaganym procesie projektowania obrabiarek i innych maszyn technologicznych.

Literatura

1. Wolny R.: *Metoda rozdziału parametrów konstrukcyjnych zespołu wrzecionowego obrabiarki w procesie projektowania*. Praca doktorska, ITMiA Politechniki Wrocławskiej, Wrocław, 1992.
2. Polańscy R. i Z.: *Program CADEX: PROFES 5.0*. CERMET, Zakład Postępu Technicznego i Wdrożeń, Dział Zastosowań Informatyki, Kraków, 1992.
3. Krzyżanowski J.: *Własności układu konstrukcyjnego obrabiarek skrawających. Zagadnienia oceny ze względu na dokładność kształtowania*. Prace Naukowe ITBM Politechniki Wrocławskiej nr 43, Seria Monografie nr 10, Wrocław, 1990.
4. Ilcyszyn J., Koch J., i in.: *Opracowanie modułów obliczeniowych na mikrokomputer klasy IBM PC do projektowania i oceny własności statycznych zespołów wrzecionowych obrabiarek skrawających do metali*. Raport ITMiA Politechniki Wrocławskiej, Wrocław, 1990.
5. Wolny R.: *Istotność parametrów konstrukcyjnych zespołów wrzecionowych obrabiarek*. PAN, Komitet Budowy Maszyn, Sekcja Podstaw Technologii, ITMiAP Politechniki Częstochowskiej, 65 Posiedzenie Sekcji, Częstochowa, 2000.

Streszczenie

Przedstawiono zagadnienie optymalizacji parametrów konstrukcyjnych zespołów wrzecionowych obrabiarek. Zastosowano metody obliczeniowe, pozwalające na określenie optymalnych wartości parametrów konstrukcyjnych dowolnego wariantu zespołu wrzecionowego. W analizie obliczeniowej wykorzystano statystyczną metodę rozdziału parametrów konstrukcyjnych oraz optymalizację parametrów istotnych metodą Monte Carlo. Dokonano optymalizacji parametrów konstrukcyjnych modelu zespołu wrzecionowego tokarki. Dla rozwiązania rzeczywistego zespołu wrzecionowego zaproponowano rozwiązanie zmodyfikowane, charakteryzujące się lepszymi własnościami.

OPTIMIZATION OF THE CONSTRUCTIONAL PARAMETERS OF MACHINE–TOOL SPINDLE UNITS

Summary

The problem of the optimization of the constructional parameters of machine–tool spindle assemblies has been presented. Computational methods were used, which enable determining the optimal values of the constructional parameters of any arbitrary spindle assembly variant. In the computational analysis, the statistical method of constructional parameter separation and the optimization of significant parameters by the Monte Carlo method were employed. The optimization of the constructional parameters of a machine–tool spindle assembly model was done. For solving the real spindle assembly, a modified constructional solution has been proposed, which is characterized by better properties.

Referat recenzowany

OPTYMALIZACJA WIELOKRYTERIALNA LICZEBNOŚCI PRACOWNIKÓW W PRZEDSIĘBIORSTWIE TRANSPORTOWYM

1 Wstęp

Problem ustalania liczebności pracowników (ULP) w przedsiębiorstwie należy do problematyki zarządzania zasobami ludzkimi (ZZL), obejmującej w ogólności takie zagadnienia jak [4,12]: zarządzanie przepływem i rozwojem pracowników, opracowywanie systemów wynagradzania, kształtowanie systemów pracy oraz tworzenie warunków i kultury wewnętrznej pracy. W opinii autorów artykułu problematyka ULP jest mało uwypuklona w literaturze z zakresu ZZL [1,2], jednakże niektóre doniesienia dowodzą istotności problemu obsady stanowisk i ustania liczebności pracowników w poszczególnych komórkach przedsiębiorstwa.

W wielu opracowaniach z zakresu ZZL [4,12] dominuje *jakościowe* podejście do analizy i rozwiązywania wyżej wymienionych zagadnień. Polega ono na opisie zjawisk i problemów oraz przedstawieniu sposobów i metod ich rozwiązywania bez ilościowej weryfikacji formułowanych hipotez. Przykładami tego typu podejścia są prace: C.Ichniowskiego et al. [13], M.Aoki [1], H.Itoh [14] oraz T.Brusha et al. [7]. Z drugiej strony można znaleźć szereg przykładów *ilościowego* traktowania problemu ULP w pracach badaczy operacyjnych [6,20], specjalistów z zakresu zarządzania produkcją i usługami [23] czy też organizacji i zarządzania [25]. Opracowania tego typu [6,11,13] zawierają najczęściej model matematyczny problemu decyzyjnego oraz propozycję jego rozwiązania. Są to problemy decyzyjne sformułowane w postaci zadań optymalizacyjnych i rozwiązywane z wykorzystaniem metod informatycznych. W artykułach o takim nastawieniu przeplatają się, wzajemnie powiązane ze sobą zagadnienia [5,28]: ustalania liczebności pracowników, doboru pracowników do zadań oraz harmonogramowania pracy.

Analizując istniejące *ilościowe* podejścia do zagadnienia ULP, autorzy artykułu dostrzegają zastosowanie klasycznych modeli z zakresu badań operacyjnych do rozwiązania problemu ULP. Wśród licznych aplikacji można zauważyć zastosowanie takich technik, jak: klasyczna metoda transportowa (W.Cooke [9]), metoda przydziału (V.Lotfi et al. [20]) oraz teoria kolejek (O.Jennings et al.[18] i S.Bradley et al. [6]).

Kolejny przykład rozwiązania problemu ULP można znaleźć w pracy G.Thompsona [26], który wykorzystał metodę całkowitoliczbowego programowania matematycznego dla problemu harmonogramowania pracy załogi przedsiębiorstwa. Model G.Thompsona jest rozszerzeniem wcześniejszych prac S.Moondra [21] oraz S.Bechtolda [3], który z kolei wzoruje się na prekursorskich matematycznych narzędziach harmonogramowania pracy tworzonych przez G.Dantzigą [11], twórcy metody Simplex. Ważnym elementem wspomnianego modelu G.Thompsona [26] jest wykorzystanie idei

* Instytut Logistyki i Magazynowania, ul. E. Estkowskiego 6, 61-755 Poznań, tel. (061) 852 76 81 (w.221); fax: (061) 852 63 76, e-mail: jacek_zak@ilim.poznan.pl; Politechnika Poznańska, Instytut Maszyn Roboczych i Pojazdów Samochodowych, ul. Piotrowo 3, 60-965 Poznań, tel. (061) 665 22 30, fax(061) 665 27 36 e-mail: jacekzak@put.poznan.pl; adam.redmer@put.poznan.pl; Piotr.Sawicki@put.poznan.pl

podziału dnia pracy na okresy, stanowiące jednostkowe okresy pracy, które według zestawienia różnych proponowanych w literaturze metod harmonogramowania pracy wynoszą od 15 do 60 min. Z kolei przykładem zastosowania nieliniowego programowania matematycznego do rozwiązania problemu ULP jest metoda prezentowana przez G.Campbella [8]. Autor podkreśla znaczenie zmienności prac realizowanych przez danego pracownika dla jego wydajności oraz psychologicznego komfortu pracy. W pracy A.Lewisa et al. [19] znaleźć można propozycję optymalizacji wielkości załogi pracowników administracyjnych biura. Danymi wejściowymi do rozwiązania tego problemu są rezultaty symulacji, przy czym biuro traktowane jest jako zamknięta sieć kolejkowa, w której strumień zadań opisany jest za pomocą zależności nieliniowych. Postać zadania umożliwia jego rozwiązanie za pomocą metod heurystycznych.

Dwie kolejne prace: J.Verbeeka [27] i J.F.Sousa'y [24] dotyczą problemu ustalania liczebności pracowników w przedsiębiorstwach transportowych. W artykule J.Verbeeka przedstawiono problem harmonogramowania pracy pilotów, jako zadanie mieszane programowania całkowitoliczbowego, złożonego z dwóch podproblemów: alokacji popytu zmierzającej do minimalizacji kosztów nadmiaru i niedoboru personelu oraz uzupełniającego przydziału pilotów tam gdzie pojawiają się niedobory. Artykuł J.F.Sousa'y [24] prezentuje ogólny algorytm postępowania prowadzący do konstrukcji harmonogramu pracy kierowców w ciągu całej doby w przedsiębiorstwie komunikacji miejskiej. Problem decyzyjny sformułowany jest w postaci jednokryterialnego zadania programowania kombinatorycznego, a autor zmierza do minimalizacji całkowitych kosztów realizacji harmonogramu. Do rozwiązania problemu zastosowano interaktywny algorytm heurystyczny opracowany przez M.Parkera et al. [22], a rozwiązanie finalne pozwala określić liczbę kierowców niezbędnych do realizacji dobowych obciążeń komunikacyjnych.

A.Jaszkiewicz [17] i J.Żak [28] w odrębnych artykułach prezentują zbliżone, wielokryterialne podejście do problemu optymalizacji przydziału pracowników do zadań. W obu przypadkach problem sformułowany jest w postaci wielokryterialnych zadań programowania kombinatorycznego, przy czym binarna zmienna decyzyjna x_{ij} (i – jest indeksem pracownika, j – jest indeksem dnia) może przyjmować różne postacie $x_{ij} = A, B, C, D$, oznaczające odpowiednio: urlop, zadania normalne, zadania nocne, nadgodziny itp. Obaj autorzy wykorzystują zbliżony zestaw kryteriów, koncentrujący się na społecznych aspektach problemu (równomierność rozkładu obowiązków oraz rozkład i agregacja dni wolnych). J.Żak [28] wprowadził dodatkowo aspekt ekonomiczny, uwzględniając kryterium kosztu przydziału zadań. Do rozwiązania problemu autorzy proponują procedurę metaheurystyczną PSA - z ang. *Pareto Simulated Annealing* (P.Czyżak i A.Jaszkiewicz [10]), dzięki której wygenerowany jest liczny zbiór rozwiązań dopuszczalnych. Następnie zbiór ten jest poddany ocenie, celem wybrania rozwiązania najkorzystniejszego.

Wszystkie przedstawione metody pozwalają na bezpośrednie lub pośrednie ustalanie liczebności pracowników w przedsiębiorstwie, uwzględniając w większości przypadków tylko jedno kryterium optymalizacji. Pozwala to uzyskać jedno konkretne rozwiązanie, nie umożliwia jednak wzięcia pod uwagę różnych aspektów wynikających ze specyfiki problemu, a zwłaszcza jednoczesnego uwzględnienia interesów przedsiębiorstwa i jego pracowników. Autorzy niniejszego artykułu proponują wielokryterialne i dwuetapowe podejście do rozwiązania problemu ULP w przedsiębiorstwie transportowym. W proponowanym modelu matematycznym zastosowano zestaw kryteriów uwzględniający zarówno punkt widzenia pracodawcy, jak i pracownika, realizującego zadania.

2 Sformułowanie problemu decyzyjnego

Analizowany problem ULP w przedsiębiorstwie transportowym został sformułowany w postaci wielokryterialnego zadania programowania binarnego. Podstawą przeprowadzenie optymalizacji jest zidentyfikowanie wszystkich prac, których codzienna realizacja jest niezbędna dla prawidłowego funkcjonowania przedsiębiorstwa. W tym celu proponuje się przeprowadzenie szczegółowej *analizy procesowej*. Zidentyfikowanie prac polega na określeniu pojedynczych, mniej lub bardziej złożonych zadań. Oprócz tego konieczna jest identyfikacja takich elementów, jak: kompetencje i uprawnienia pracownicze, niezbędna liczba pracowników i narzędzi do realizacji pojedynczych zadań wraz z określeniem ich okien czasowych, efektywność poszczególnych pracowników, koszt realizacji zadania, jak również dopuszczalny czas pracy każdego pracownika.

Autorzy proponują zamodelowanie zidentyfikowanego problemu w oparciu o przedstawione poniżej: zmienną decyzyjną, kryteria oceniające i ograniczenia.

Zmienna decyzyjna

Zmienną decyzyjną jest wielkość binarna:

$$x_{ijkl} = \begin{cases} 1 & \text{jeżeli pracownik } k \text{ realizuje zadanie } i \text{ w momencie } j \text{ na stanowisku } l \\ 0 & \text{w przeciwnym przypadku} \end{cases} \quad (1)$$

gdzie i oznacza poszczególne zadania do realizacji ($i = 1, 2, 3, \dots, I$), j równe jednostkowe okresy pracy Δt , które w analizowanym przypadku wynoszą 5 minut ($j = 1, 2, 3, \dots, J$), k oznacza poszczególnych pracowników przedsiębiorstwa ($k = 1, 2, 3, \dots, K$), natomiast l poszczególne stanowiska pracy ($l = 1, 2, 3, \dots, L$). Wszystkie zmienne decyzyjne w liczbie $X = I \times J \times K \times L$ tworzą 4 wymiarową, binarną macierz decyzyjną. Inne macierze, to: macierz kosztów pracy i macierz efektywności pracowników.

Kryteria

Proponowany model matematyczny zakłada istnienie 4 następujących kryteriów oceniających:

1. *Liczba pracowników niezbędnych do pełnej realizacji prac – LP*, zapewniająca całkowite zaspokojenie potrzeb przedsiębiorstwa, przy minimalnej liczbie zatrudnionych pracowników.

$$\text{Min } LP = \sum_k P_k \quad (2)$$

gdzie: P_k jest wskaźnikiem mówiącym, czy danemu pracownikowi zostało przydzielone jakiegokolwiek zadanie do realizacji ($P_k = 1$), czy też dany pracownik nie realizuje żadnego z nich ($P_k = 0$).

$$P_k = \begin{cases} 1 & \text{jeżeli } \sum_i \sum_j \sum_l x_{ijkl} > 0, \forall k \\ 0 & \text{jeżeli } \sum_i \sum_j \sum_l x_{ijkl} = 0, \forall k \end{cases} \quad (3)$$

2. *Efektywność przydziału pracowników do prac – EP*, uwzględniająca posiadane przez pracownika uprawnienia oraz doświadczenia (ocena w skali punktowej). Parametr ten pozwala na taki przydział pracowników, który zapewnia najwyższą jakość realizowanych prac.

$$\text{Max } EP = \sum_i \sum_j \sum_k \sum_l x_{ijkl} \cdot e_{ijk} \quad (4)$$

gdzie e_{ijk} jest efektywnością przydziału k -tego pracownika do i -tego zadania w chwili j .

3. Średni poziom zróżnicowania prac – PZP. Kryterium to jest bezwymiarowe.

$$\text{Min PZP} = \frac{\sum_i \sum_k PP_{ik}}{\sum_k P_k} \quad (5)$$

gdzie PP_{ik} jest przydziałem k -tego pracownika do i -tej pracy, przy czym licznik w zależności (5) oznacza sumę ilości zadań przydzielonych poszczególnym pracownikom, zgodnie z (6).

$$PP_{ik} = \begin{cases} 1 & \text{jeżeli } \sum_j \sum_l x_{ijk} > 0, \forall i, k, i \neq k \\ 0 & \text{jeżeli } \sum_j \sum_l x_{ijk} = 0, \forall i, k, i \neq k \end{cases} \quad (6)$$

Kryterium to określa średnią liczbę prac przydzielonych poszczególnym pracownikom, uwzględniając pracowników którym przydzielono jakąkolwiek pracę. Ma ono zapewnić możliwość specjalizacji pracowników w realizacji niewielkiego zakresu prac.

4. Całkowite koszty realizacji prac – KRP. Jest kryterium wyrażonym w jednostkach monetarnych, np.[PLN].

$$\text{Min KRP} = \sum_i \sum_j \sum_k \sum_l x_{ijkl} \cdot k_k \quad (7)$$

gdzie k_k jest jednostkowym kosztem pracy pracownika k w czasie Δt , wyliczonym na podstawie zależności (8).

$$k_k = MP_k \left/ \left(\frac{F_k}{\Delta t} \cdot LDP \right) \right. \quad (8)$$

gdzie MP_k jest miesięczną płacą pracownika z narzutami, F_k dziennym funduszem czasu pracy pracownika k w [rbh], natomiast LDP średnią liczbą dni pracy w miesiącu (kwartale lub roku).

Ograniczenia

Proponowany model matematyczny może być zastosowany przy następujących ograniczeniach:

1. Pracownik k może realizować w chwili czasu j maksymalnie jedno zadanie.

$$\sum_i \sum_l x_{ijkl} \leq 1 \text{ (lub } \in \{0,1\}) \quad \forall k, j, k \neq j \quad (9)$$

2. W danej chwili czasu j liczba zadań realizowanych na danym rodzaju stanowisk nie może być większa od dostępnej liczby stanowisk LS_l danego rodzaju (typu l).

$$\sum_i \sum_k x_{ijkl} \leq LS_l \quad \forall l, j, l \neq j \quad (10)$$

3. Całkowity czas realizacji każdego z zadań i w określonych przedziałach czasu (oknach czasowych) musi być równy zapotrzebowaniu na realizację Z_i zadania i , w danym oknie czasowym.

$$\sum_j \sum_k \sum_l x_{ijkl} \cdot \Delta t = Z_i \quad \text{dla } j \in \langle j_{ia} \text{ początku}, j_{ia} \text{ końca} \rangle \quad (11)$$

gdzie $j_{ia} \text{ początku}$ jest chwilą rozpoczęcia a -tego okna czasowego dla zadania i natomiast $j_{ia} \text{ końca}$ chwilą zakończenia a -tego okna czasowego dla zadania i ,

4. Dzienny czas realizacji zadań przydzielonych danemu pracownikowi nie może być większy od jego funduszu czasu pracy.

$$\Delta t \cdot \sum_i \sum_j \sum_l x_{ijkl} \leq F_k, \quad \forall k \quad (12)$$

5. Pewne zadania muszą być realizowane tylko przez ograniczone grono pracowników, a niektóre na danych rodzajach stanowisk, co odpowiednio zapisano poniżej:

$$\text{Dla danego } i (i = x) \quad k \in \{x, y, z, \dots\} \quad (13)$$

$$\text{Dla danego } i (i = x) \quad l \in \{x, y, z, \dots\} \quad (14)$$

3 Metoda rozwiązania

Problem ULP w analizowanym przedsiębiorstwie transportowym rozwiązano w dwóch etapach:

- w etapie pierwszym wygenerowano zbiór rozwiązań dopuszczalnych, z zastosowaniem oryginalnego oprogramowania PEOPLE (na bazie metody PSA),
- w etapie drugim na podstawie modelu preferencji decydenta ze zbioru rozwiązań dopuszczalnych wybrano rozwiązania niezdominowane, a następnie tak powstały zbiór uporządkowano, od rozwiązań najlepszych do rozwiązań najgorszych, z wykorzystaniem metody LBS (z ang. Light Beam Searching).

Pareto – symulowane wyżarzanie

Pareto – symulowane wyżarzanie jest wielokryterialną metodą metaheurystyczną zaproponowaną przez P. Czyżaka i A. Jaskiewicza [10]. Celem tej metody jest wygenerowanie próbki rozwiązań, będących dobrym przybliżeniem zbioru rozwiązań niezdominowanych. Ponieważ PSA jest procedurą metaheurystyczną definiuje ona tylko ogólny schemat obliczeń. Schemat ten jest następnie dostosowywany do specyfiki danego problemu wielokryterialnej optymalizacji kombinatorycznej (WOK). Takie dostosowanie polega na zdefiniowaniu sposobu generowania nowych rozwiązań z sąsiedztwa rozwiązania bieżącego.

Do rozwiązania problemu ULP w analizowanym przedsiębiorstwie opracowano program komputerowy o nazwie PEOPLE. Program PEOPLE, został napisany w języku Borland Delphi 3.0 i zaimplementowany w środowisku Windows.

Metoda Przeglądu Wiązki Światła

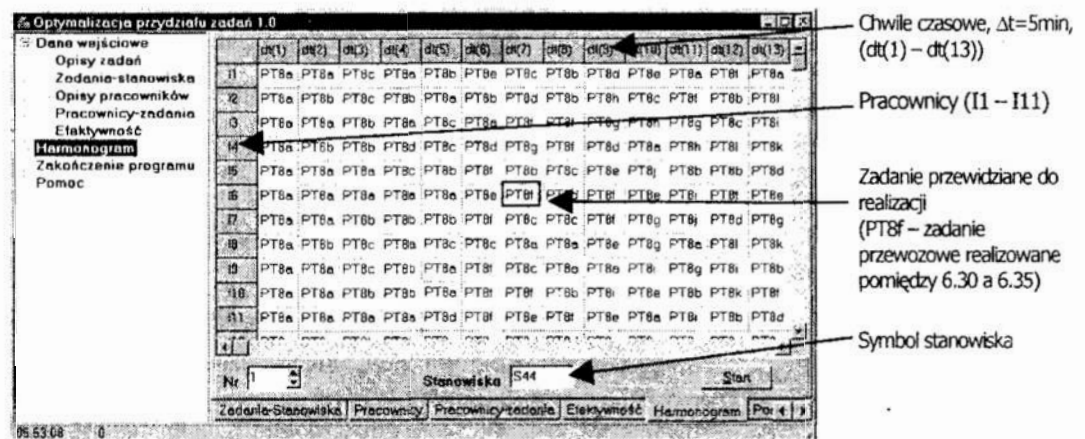
Metoda Przeglądu Wiązki Światła – LBS została zaproponowana przez A. Jaskiewicza i R. Słowińskiego [15] dla problemów wielokryterialnego programowania matematycznego, a następnie dostosowana do problemów z dyskretnym zbiorem wariantów. Dokładny opis metody LBS można znaleźć w pracy A. Jaskiewicza i R. Słowińskiego [16]. W każdej iteracji tej metody, decydentowi (w tym przypadku jest to osoba podejmująca decyzję o liczbie pracowników) prezentowana jest próba punktów niezdominowanych, pochodzących z otoczenia tzw. punktu centralnego, który jest punktem

wygenerowanym w poprzedniej iteracji. Dla zdefiniowania tego otoczenia wykorzystuje się relację przewyższania do zamodelowania preferencji decydenta. Dokładnie, otoczenie to, zwane *otoczeniem przewyższającym*, jest zdefiniowane jako zbiór punktów niezdominowanych przewyższających punkt centralny. Otoczenie zdefiniowane w ten sposób nie zawiera punktów nieporównywalnych z punktem centralnym. Nie zawiera ono także punktów nie przewyższających punktu centralnego a przewyższanych przez ten punkt, czyli punktów, względem których punkt centralny jest preferowany. Próba punktów prezentowanych decydentowi składa się z punktu centralnego oraz z *J* tzw. *sąsiednich punktów charakterystycznych*, reprezentujących możliwość poprawy poszczególnych kryteriów w ramach otoczenia przewyższającego.

4 Eksperymenty obliczeniowe

Eksperymenty obliczeniowe przeprowadzono na przykładzie procesu transportowego realizowanego w ramach systemu dystrybucji wyrobów gotowych jednego z polskich przedsiębiorstw produkcyjnych, przez specjalistyczne przedsiębiorstwo transportowe. W ramach procesu transportowego realizowanych jest 13 operacji, zidentyfikowanych podczas szczegółowej analizy procesowej. Analiza ta pozwoliła również zidentyfikować istniejące zasoby ludzkie i materialne, niezbędne do realizacji poszczególnych zadań. W ramach tej analizy zidentyfikowano również dzienną liczbę godzin niezbędnych do realizacji każdej z operacji. Ponieważ realizacja pewnych operacji jest ściśle związana z realizacją szeregu innych operacji, stąd niektóre z nich pogrupowano tworząc operacje zagregowane obejmujące kilka powiązanych zadań. W tych warunkach uwzględniając wymienione ograniczenia czasowe oraz dostępne zasoby ludzkie i materialne (stanowiska) możliwe jest ustalenie rzeczywistej liczby pracowników mogących w pełni zrealizować wszystkie brane pod uwagę zadania.

W *pierwszym etapie* rozwiązywania problemu ULP, za pomocą programu *PEOPLE*, wygenerowano zbiór rozwiązań dopuszczalnych, przy czym przez pojedyncze rozwiązanie należy rozumieć harmonogram przydziału poszczególnych pracowników do zdefiniowanych zadań. Każde z rozwiązań oceniane jest za pomocą zestawu czterech kryteriów (*LP*, *EP*, *PZP* oraz *KRP*). Przykład ekranu programu *PEOPLE*, prezentującego macierz przydziału spełniającego ograniczenia przedstawia rysunek 1. W efekcie analizy macierzy można określić, którzy pracownicy nie zostali obciążeni żadną z prac, lub niewielką ilością prac. Pracownicy ci są pracownikami nadmiarowymi.



Rys. 1 Macierz przydziału pracowników do zadań – wynik obliczeń programu PEOPLE

Fig. 1 Workers -- tasks assignment matrix – computational results generated by software PEOPLE

W wyniku przeprowadzonych eksperymentów obliczeniowych uzyskano próbkę 2176 rozwiązań dopuszczalnych. Każde z rozwiązań charakteryzuje się inną propozycją przydziału pracowników do zadań, a tym samym może dać inną wynikową liczbę pracowników zatrudnionych w przedsiębiorstwie. Analiza wygenerowanego zbioru rozwiązań dopuszczalnych prowadzi do określenia wartości granicznych każdego z kryteriów oceniających, co przedstawiono w tabelicy 1, odpowiednio w postaci wartości najlepszych (z ang. *ideal point*) oraz najgorszych (z ang. *nadir point*) ze względu na każde z kryteriów.

Tablica 1. Graniczne wartości ocen kryteriów oraz model preferencji decydenta

Table 1. Extreme values of criteria and model of decision maker's preferences

	Kryteria			
	LP	EP	PZP	KRP
<i>Ideal point</i>	32	2880,9	1,0	8286,3
<i>Nadir point</i>	39	2746,7	1,2	9124,3
<i>Próg równoważności</i>	1	10	0,05	100
<i>Próg preferencji</i>	2	20	0,1	200

W drugim etapie rozwiązywania problemu ULP wygenerowany wcześniej zbiór rozwiązań dopuszczalnych został poddany filtracji i ocenie, z wykorzystaniem metody *LBS*. W wyniku filtracji próbkę rozwiązań dopuszczalnych ograniczono do zbioru 21 rozwiązań sprawnych, przedstawionych w tabelicy 2.

Tablica 2. Zbiór rozwiązań sprawnych dla problemu ULP

Table 2. The set of non-dominated solutions for the staffing problem

Numer rozwiązania	Wartość kryteriów oceniających			
	LP	EP	PZP	KRP
194	33	2808,3	1,2	8316,8
322	34	2840,9	1,1	8446,0
496	34	2839,9	1,1	8302,8
703	33	2843,5	1,2	8459,4
827	34	2857,9	1,1	8788,9
830	32	2809,9	1,2	8559,3
894	32	2804,7	1,2	8492,1
899	38	2828,0	1,0	8286,3
961	38	2842,3	1,0	8389,7
983	36	2865,7	1,1	8381,3
1018	34	2797,5	1,1	8301,2
1075	36	2852,3	1,1	8315,0
1225	32	2792,3	1,2	8454,1
1363	36	2865,5	1,1	8357,3
1504	35	2834,0	1,1	8297,2
1509	35	2880,9	1,1	8394,4
1836	34	2841,0	1,1	8454,5
1850	38	2872,7	1,0	8523,2
1969	38	2860,3	1,0	8402,6
2102	35	2833,9	1,1	8289,0
2120	34	2847,0	1,1	8681,0

Wśród przedstawionych rozwiązań znajdują się takie, które bardziej satysfakcjonują kierownictwo przedsiębiorstwa (np. niższe koszty realizacji prac, mniejsza liczba zatrudnionych pracowników przedsiębiorstwa) jak i takie, które lepiej zabezpieczają interes pracowników (np. wyższy poziom zróżnicowania prac). Przy ocenie rozwiązań uwzględniono zdefiniowany przez decydenta model preferencji oparty o definicję progów równoważności q , preferencji p i weta v .

W kolejnym kroku procedury, w wyniku przeprowadzonej oceny rozwiązań decydent wybrał punkt referencyjny, stanowiący podstawę poszukiwania rozwiązania najbardziej go satysfakcjonującego. Punkt ten został określony jako rozwiązanie zbliżone do punktu środkowego (z ang. *middle point*), generowanego przez procedurę *LBS*. W tabelicy 3 przedstawiono punkt środkowy dla wygenerowanego zbioru rozwiązań sprawnych, jak również określony przez decydenta punkt referencyjny. W wyniku przeprowadzonych obliczeń uzyskano jedno rozwiązanie ostateczne, przedstawione również w tabelicy 3.

Tablica 3. Parametry procedury dialogowej oraz ostateczne rozwiązanie problemu ULP
Table 3. Parameters of dialog procedure and final solution of staffing problem

	Kryteria				Nr rozwiązania
	LP	EP	PZP	KRP	
<i>Punkt środkowy</i>	34	2840,9	1,1	8446,0	-
<i>Punkt referencyjny</i>	32	2850,0	1,2	8300,0	-
<i>Ostateczne rozwiązanie</i>	33	2843,5	1,2	8459,4	703

5 Podsumowanie

Za oryginalny dorobek projektu badawczego uznać należy następujące aspekty:

- wielokryterialne sformułowanie problemu ULP,
- podział czasu realizacji wszystkich zadań na 5-minutowe jednostki czasowe,
- dwuetapową metodykę rozwiązywania problemu ULP.

Przy sformułowaniu problemu decyzyjnego uwzględniono zarówno interes przedsiębiorstwa transportowego (liczba zatrudnianych pracowników, efektywność pracy oraz koszty realizacji prac), jak również samych pracowników (poziom zróżnicowania prac). Wielokryterialny charakter problemu skłonił autorów do zaproponowania dwuetapowej metodyki rozwiązywania problemu ULP. W pierwszym etapie zastosowano oryginalne oprogramowanie *PEOPLE*, dzięki któremu możliwe było wygenerowanie licznego zbioru harmonogramów przydziału pracowników do zadań. Autorzy zaproponowali podział czasu realizacji wszystkich zadań na 5-minutowe jednostki czasowe, co z jednej strony znacznie zwiększa złożoność obliczeniową, z drugiej zaś zapewnia większą elastyczność przydziału pracowników do zadań. W drugim etapie ze zbioru rozwiązań dopuszczalnych uzyskano zbiór rozwiązań sprawnych, a następnie przy zastosowaniu dialogowej procedury metody *LBS* wybrano ostateczne rozwiązanie.

Zdaniem autorów zaproponowana metodyka może znaleźć zastosowanie w dowolnym przedsiębiorstwie produkcyjnym lub usługowym, pod warunkiem przeprowadzenia precyzyjnej analizy procesowej i identyfikacji dostępnych zasobów ludzkich i materialnych.

Na podstawie przeprowadzonych eksperymentów obliczeniowych można stwierdzić, że wybrane przez decydenta rozwiązanie nr 703, charakteryzuje się stosunkowo niską liczbą pracowników przy jednocześnie wysokiej efektywności pracy. Rozwiązanie to jest również relatywnie tanie, jakkolwiek uzyskane jest kosztem zwiększonego poziomu zróżnicowania realizowanych zadań.

Literatura

- [1]. Aoki M.: *The Japanese Firm as a System of Attributes: A Survey and Research Agenda*. W: Aoki M., Dore R. (Eds.): *The Japanese Firm: Sources of Competitive Strength*. Oxford University Press, Oxford, 1994, s.11–40.
- [2]. Assad A.: *Modeling and Implementation Issues in Vehicle Routing*. In: Golden B.L. and Assad A.A. (eds.): *Vehicle routing: Methods and Studies*, North-Holland, Amsterdam, 1988, s. 7 – 46.
- [3]. Bechtold S.E., Jacobs L.W.: *Improvement of Labor Utilization in Shift Scheduling for Services with Implicit Optimal Modeling*. *Int. J. Oper. Prod. Man.* Vol. 11, No. 2, 1991, s. 54 - 69.
- [4]. Beer M. et al.: *Human Resource Management*. The Free Press, New York, 1985.
- [5]. Benyahia, I., Potvin, J.-Y.: *Generalization and Refinement of Route Construction Heuristics Using Genetic Algorithms*. *Proceedings of 1995 IEEE International Conference on Evolutionary Computation*, Perth, Australia, 29 Nov - 1 Dec, Vol. 1, 1995, s. 39 - 43,
- [6]. Bradley S.P., Hax A.C., Magnanti T.L.: *Applied Mathematical Programming*. Addison-Wesley Publishing Company, California, 1977.
- [7]. Brush T., Kamani A.: *Impact of Plant Size and Focus on Productivity: An Empirical Study*. *Man. Sci.*, Vol. 42, No 7, July 1996, s. 1065 – 1081.
- [8]. Campbell G.M.: *Cross-Utilization of Workers Whose Capabilities Differ*. *Man. Sci.*, Vol. 45, No 5, 1999, s. 722 -732.
- [9]. Cooke W. P.: *Quantitative Methods for Management Decisions*. McGraw – Hill, New York, 1985.
- [10]. Czyżak P., Jaszkiwicz A.: *Pareto Simulated Annealing – A Metaheuristic Technique for Multiple Objective Combinatorial Optimization*. *J. M-Cri. Dec. Anal.*, Vol. 7, 1998, s. 34 - 47.
- [11]. Dantzig G.B.: *A comment on Edie's –Traffic Delays at Tool Booths*. *Oper. Res.* Vol. 2, No 3, 1954, s. 339 - 341.
- [12]. Gomez – Mejia L., Balkin D., Cardy R.: *Managing Human Resources*. Prentice Hall, Englewood, 1995.
- [13]. Ichniowski C., Shaw K.: *The Effects of Human Resource Management Systems on Economic Performance: An International Comparison of U.S. and Japanese Plants*. *Man. Sci.* Vol. 45, No 5, 1999, s. 704 - 721.
- [14]. Itoh H.: *Japanese Human Resource Management from the Viewpoint of Incentive Theory*. In: M. Aoki and R.Dore (Eds.) *The Japanese Firm: Sources of Competitive Strength*. Oxford University Press, Oxford, 1994, s. 233-265.
- [15]. Jaszkiwicz A., Słowiński R. *The Light Beam Search - Outranking Based Interactive Procedure for Multiple-Objective Mathematical Programming*. W: Pardalos P.M., Siskos Y., Zopounidis. C. (eds.): *Advances in Multicriteria Analysis*, Kluwer Academic Publishers, Dordrecht, 1995, s. 129 – 146.
- [16]. Jaszkiwicz A., Słowiński R.. *The 'Light Beam Search' Approach - an Overview of Methodology and Applications*. *Eur. J. Oper. Res.*, Vol.113, No 2, 1999, s. 300 – 314.
- [17]. Jaszkiwicz A.: *A Metaheuristic Approach to Multiple Objective Nurse Scheduling*. *Foun. Comp. Dec. Sci.*, Vol. 22, No 3, 1997, s. 169 - 183.
- [18]. Jennings O. B., Mandelbaum A., Massey W.A, Whitt W.: *Server Staffing To Meet Time-Varying Demand*. *Management Science*, Vol.42, No 10, 1996, s. 1383 - 1394.
- [19]. Lewis G., Srinivasan A., Subrahmanian E.: *Staffing and Allocation of Workers in an Administrative Office*. *Management Science* Vol. 44, No 4, 1998, s. 1058 - 1072.
- [20]. Lotfi V., Pegels C.: *Decision Support Systems for Management Science/Operations Research*. Irwin, Homewood, 1989.

- [21]. Moondra S.L.: *An L.P. Model for Work Force Scheduling for Banks*. J. Bank Res., Vol.7, No. 4, 1976, s. 299 -301.
- [22]. Parker M., Smith B.: *Two Approaches to Computer Crew Scheduling of Public Transport*. W: Wren A. (ed.): *Computer Scheduling of Public Transport*. North-Holland, Amsterdam, 1981, s. 59 - 113.
- [23]. Schmenner R.: *Production / Operations Management*. McMillan Publishing Company, New York, 1993.
- [24]. Sousa J.F.: *A Computer Based Interactive Approach to Crew Scheduling*. Eur. J. Oper. Res., Vol. 55, No 3, 1991, s. 382 - 393.
- [25]. Stoner J., Freeman R., Gilbert D.: *Management*. Prentice Hall, Englewood Cliffs, 1995.
- [26]. Thompson G.M.: *Implicit Modeling of Shifts and Breaks in Labor Scheduling*. Working Paper 91 – 1b, David Eccles School of Business, University of Utah, Salt Lake City, 1991.
- [27]. Verbeek P.: *Decision Support Systems – An Application in Strategic Manpower Planning of Airline Pilots*. Eur. J. Oper. Res., Vol. 55, No 3, 1991, s. 110 - 143.
- [28]. Żak J.: *The Decision Support System (DSS) for the Multiobjective Crew Scheduling Problem in the Transportation Company*. Proceedings of the International Conference "Modeling and Management in Transportation." Poznan – Cracow 1999, Vol. 1, s. 351 – 360.

Streszczenie

W artykule przedstawiono metodykę wielokryterialnej optymalizacji liczby pracowników w przedsiębiorstwie transportowym. Problem decyzyjny został zdefiniowany w postaci zagadnienia harmonogramowania pracy, które w konsekwencji prowadzi do zdefiniowania optymalnej liczby pracowników w konkretnym przedsiębiorstwie transportowym. Zaproponowany model matematyczny problemu sformułowany jest w postaci wielokryterialnego programowania binarnego.

Procedura rozwiązania problemu składa się z dwóch etapów. W pierwszym etapie wygenerowany został zbiór rozwiązań dopuszczalnych, z wykorzystaniem oryginalnego oprogramowania *PEOPLE* (oprogramowanie oparte na procedurze PSA). W drugim etapie wygenerowany wcześniej zbiór został poddany filtracji, co doprowadziło do odrzucenia rozwiązań zdominowanych, natomiast pozostałe rozwiązania niezdominowane poddane zostały przeglądowi i ocenie. W konsekwencji, wykorzystując metodę LBS, wybrano rozwiązanie najbardziej satysfakcjonujące decydenta.

THE MULTIOBJECTIVE OPTIMISATION OF THE STAFFING PROBLEM IN THE TRANSPORTATION COMPANY

Summary

The paper presents the multiobjective optimization of the number of employees in the transportation company. The decision problem is defined as a crew scheduling problem that finally results in the definition of the optimal number of employees in a certain transportation company. The mathematical model is formulated in terms of multiple objective binary – programming problem.

The solution procedure is composed of two general phases. In the first phase a sample of feasible solutions is generated. To this end original software, called *PEOPLE* (based on the PSA procedure) is applied. In the second phase this sample is filtered, which leads to the rejection of the dominated solutions. All non – dominated solutions are then reviewed and evaluated. Finally, the most satisfactory solution is selected. The LBS method is applied in this phase.

Referat recenzowany

WIELOKRYTERIALNA OCENA WARIANTÓW SYSTEMU DYSTRYBUCYJNEGO W OPARCIU O METODY ELECTRE III, ORESTE I MAPPAC

1 Wprowadzenie

Dystrybucja jest działalnością polegającą na pokonywaniu przestrzennych, czasowych, ilościowych, asortymentowych i własnościowych barier oddzielających producentów od finalnych nabywców ich towarów [1]. Działalność dystrybucyjna polega na zakupie towarów od producentów lub dostawców oraz ich rozprowadzeniu i rozmieszczeniu za pomocą własnych lub niezależnych kanałów dystrybucji, na ustalonym terytorium [1, 6]. Dystrybucja obejmuje zasadniczo dwie funkcje:

- magazynowanie i zarządzanie zapasami towarów,
- przewóz, czyli transport towarów.

Branżę dystrybucyjną, rozwijającą się w Polsce szczególnie dynamicznie od początku lat 90-tych, kształtują następujące trzy procesy [1, 6]:

- globalizacja rynku,
- reinżynieria przedsiębiorstw zamierzająca do wyraźnej poprawy poziomu obsługi klienta,
- szybki rozwój technologii informacyjnej.

Systemem dystrybucyjnym nazywamy zespół wszystkich obiektów i zasad umożliwiających realizację przemieszczania towarów z punktów nadania do punktów przeznaczenia [1, 6]. W skład systemu dystrybucyjnego wchodzi następujące elementy: infrastruktura magazynowa, tabor pojazdów, kadra pracownicza, zasady i metody zarządzania.

W niniejszej pracy przedstawiono propozycję przebudowy (reinżynierii) wybranego systemu dystrybucji paliw. W fazie tworzenia koncepcji przebudowy opracowano kilka wariantów systemu dystrybucji. Konstrukcja poszczególnych wariantów oparta jest o eliminację słabych stron systemu dystrybucyjnego, zidentyfikowanych na etapie diagnozy.

Do oceny wariantów i wyboru najlepszego rozwiązania zastosowano metodykę wielokryterialnego wspomaganie decyzji [9, 10, 15, 16]. Metodyka ta pozwala na rozwiązywanie złożonych problemów decyzyjnych, w których wiele, często przeciwstawnych punktów widzenia musi być uwzględnionych. Do uporządkowania

* *Politechnika Poznańska, Instytut Maszyn Roboczych i Pojazdów Samochodowych, ul. Piotrowo 3, 60-965 Poznań, telefon: (0-61) 665 22 30, fax: (0-61) 665 27 36, e-mail: jacekzak@put.poznan.pl, hanna.wlodarczak@put.poznan.pl, marcin.kicinski@put.poznan.pl*

zbioru opracowanych wariantów wykorzystano trzy wielokryterialne metody wspomaganie decyzji ELECTRE [8, 13], ORESTE [7] i MAPPAC [4]. Wszystkie warianty zostały ocenione za pomocą spójnej rodziny kryteriów. Rezultaty eksperymentów obliczeniowych przeprowadzone wszystkimi trzema metodami zostały ze sobą porównane. W efekcie przedstawiono rekomendacje zmierzające do wyboru rozwiązania optymalnego.

2 Opis i diagnoza systemu dystrybucyjnego przedsiębiorstwa

Opisywane w referacie przedsiębiorstwo dystrybucyjne rozpoczęło działalność na polskim rynku paliwowym w 1998 roku. Zajmuje się ono handlem hurtowym i sprzedażą detaliczną paliw płynnych takich, jak olej napędowy, olej napędowy miejski, benzyna etylizowana (E94), benzyna etylizowana z dodatkiem alkoholu (E94 A), benzyna bezołowiowa (Pb95, Pb98), olej opałowy lekki. Przedsiębiorstwo to posiada sieć piętnastu stacji paliw zlokalizowanych na terenie województwa Wielkopolskiego, Lubuskiego, Zachodnio-Pomorskiego i Kujawsko-Pomorskiego.

Zakres działalności przedsiębiorstwa obejmuje przede wszystkim planowanie, organizację i kontrolę sposobu rozmieszczania paliw na rynku i oferowanie ich do sprzedaży. Paliwa są sprzedawane we wszystkich możliwych punktach sprzedaży, zatem charakter dystrybucji można określić jako intensywny.

Jednym z podstawowych zadań zaprezentowanego przedsiębiorstwa jest dostarczenie nabywcom pożądaných przez nich produktów w odpowiadającym im czasie i miejscu i po odpowiedniej cenie. W związku z tym istotnym elementem funkcjonowania przedsiębiorstwa jest transport.

Diagnoza funkcjonowania systemu dystrybucyjnego została przeprowadzona dla okresu 3 miesięcy: marzec, kwiecień, maj 2000 roku. Uwzględnia ona ocenę podstawowych elementów systemu dystrybucji tj. środków transportowych, infrastruktury, zasad organizacji oraz zatrudnionej kadry pracowniczej. Dokonano również globalnej oceny funkcjonowania całego systemu dystrybucji w oparciu o wskaźniki zagregowane, takie jak:

- poziom i struktura kosztów,
- wielkość i dynamika sprzedaży,
- poziom obsługi klienta,
- poziom inwestycji i inne.

Na etapie diagnozy wykorzystano tradycyjną analizę benchmarkingową, pozwalającą na porównanie omawianego przedsiębiorstwa z innymi podmiotami działającymi w branży.

Ocena potencjału materialnego infrastruktury magazynowej i środków transportowych oparta jest o dane uzyskane z przedsiębiorstwa. Umożliwiają one określenie zużycia moralnego i technicznego środków transportowych. Ze względu na wagę taboru w omawianym przedsiębiorstwie dystrybucyjnym, środki transportowe poddano szczegółowej analizie wskaźnikowej. Obejmuje ona takie elementy, jak współczynnik gotowości technicznej pojazdu, współczynnik wykorzystania pojazdu, współczynnik wykorzystania pojazdu technicznie sprawnego, średnia prędkość eksploatacyjna, średni

roczny przebieg pojazdu. Ocena funkcjonowania taboru uwzględnia także analizę zdolności przewozowych oraz ich wykorzystania.

W obszarze zasad organizacji uwzględniono: diagnozę systemu przewozów, ocenę przepływu informacji, ocenę reguł i metod zakupu paliw i realizacji dostaw, ocenę metod gospodarowania zapasami.

Ocenę kadry pracowniczej przeprowadzono w następujących przekrojach: wykształcenie i kwalifikacje pracowników, staż pracy i rotacja pracowników w analizowanym przedsiębiorstwie, płeć i wiek pracowników (powiązane z analizą przydatności), dynamika zatrudnienia.

Diagnozę podsumowano analizą *SWOT* (ang.: *Strengths, Weaknesses Opportunities and Threats*). Wyniki tej analizy przedstawiono syntetycznie w tabelicy 1. Wskazują one na istnienie licznych niedomagań analizowanego systemu dystrybucyjnego. Zidentyfikowanie słabych stron systemu posłużyło do opracowania koncepcji jego przebudowy.

Tablica 1. Analiza *SWOT* – słabe i mocne strony analizowanego systemu dystrybucji paliw
Table 1. *SWOT* – Analysis strengths and weaknesses of the distribution system

Obszar analizy	Słabe strony	Mocne strony
Środki transportowe	<ul style="list-style-type: none"> • niska wartość współczynnika gotowości technicznej części ciągników siodłowych, • niska wartość współczynnika wykorzystania pojazdu, • wysokie koszty eksploatacji części eksploatowanych ciągników siodłowych, 	
Infrastruktura magazynowa	<ul style="list-style-type: none"> • bliskość usytuowania magazynów, • znaczne odległości niektórych odbiorców od magazynów 	
Kadra pracownicza	<ul style="list-style-type: none"> • większość osób zatrudnionych jest przez okres maksymalnie 1 roku (niewielkie doświadczenie), 	<ul style="list-style-type: none"> • duży odsetek osób posiadających wykształcenie wyższe, • korzystny poziom wieku kadry pracowniczej,
Poziom obsługi	<ul style="list-style-type: none"> • znaczny czas realizacji dostawy 	<ul style="list-style-type: none"> • terminowa realizacja zleceń

3 Warianty systemu dystrybucyjnego oraz kryteria ich oceny

Mając na uwadze wnioski, które zostały sformułowane na podstawie diagnozy systemu dystrybucyjnego oraz uwzględniając dążenia analizowanego przedsiębiorstwa do osiągnięcia wyznaczonego celu (poprawa pozycji konkurencyjnej), propozycje zmian w systemie dystrybucyjnym są oparte o:

- zmianę liczby i lokalizacji centrów dystrybucji (magazyn, ośrodek podejmowania decyzji);
- rozproszenie odpowiedzialności komórek organizacyjnych przy jednoczesnej integracji zadań;
- poszukiwanie takich rozwiązań, które będą gwarantowały wyższą satysfakcję klienta (np.: poprzez skrócenie czasu realizacji dostawy);

- wymianę taboru na taki, który gwarantowałby lepsze dostosowanie do realizowanych przewozów;
- zmianę struktury i poziomu zatrudnienia.

Przebudowa systemu dystrybucyjnego uwzględnia 10 wariantów, oznaczonych symbolami od A_1 do A_{10} . Pierwszy z nich jest odzwierciedleniem obecnie istniejącej sytuacji systemu. Poszczególne warianty różnią się od siebie liczbą magazynów paliw, z których korzysta przedsiębiorstwo i ich lokalizacją. Zmienia się także liczba i lokalizacja ośrodków podejmowania decyzji. Niektóre warianty zakładają istnienie kilku ośrodków podejmowania decyzji.

Wiek taboru wymusza na przedsiębiorstwie inwestycje o charakterze odtworzeniowym i modernizacyjnym. Polegają one na sprzedaży pojazdów o najdłuższym okresie eksploatacji, które generują wysokie koszty remontów i napraw bieżących oraz pojazdów o nie w pełni wykorzystanych zdolnościach przewozowych. Efektem programu dezinvestycji są: wpływy ze sprzedaży jednostek transportu, zmniejszenie kosztów eksploatacji i remontów, zmniejszenie zdolności przewozowych.

Zwiększenie potencjału przewozowego jest możliwe na drodze zakupu ciągników siodłowych. Otwiera to drogę do dalszej ekspansji przedsiębiorstwa na rynku. W efekcie realizacji programu inwestycyjno–dezinvestycyjnego zmienia się całkowita liczba dostępnych środków transportowych.

Pomimo istniejących różnic pomiędzy proponowanymi wariantami przebudowy systemu dystrybucyjnego, które przedstawiono w tablicy 2, można wyróżnić wiele wspólnych elementów. Są nimi magazyny, środki transportowe, centra dystrybucji, odbiorcy. Niżej opisane warianty są tak dobrane, aby można je było ze sobą porównać. Dobór ten daje możliwość wyboru propozycji najlepszej ze względu na przyjęte kryteria oceny. Parametry oceniające warianty uwzględniają możliwie jak najwięcej aspektów charakteryzujących propozycje przebudowy systemu.

Tablica 2. Proponowane warianty przebudowy systemu dystrybucyjnego

Table 2. All alternatives of the distribution system

Wariant	Liczba magazynów	Liczba ośrodków podejmowania decyzji	Środki transportowe	
			Ogółem	w tym nowe
A_1	2	1	6 x CS, 7 x N	-
A_2	2	1	5 x CS, 6 x N	2 x CS
A_3	3	1	6 x CS, 6 x N	-
A_4	3	1	5 x CS, 6 x N	2 x CS
A_5	3	2	5 x CS, 6 x N	2 x CS
A_6	4	1	6 x CS, 6 x N	-
A_7	4	1	5 x CS, 6 x N	2 x CS
A_8	4	3	5 x CS, 6 x N	2 x CS
A_9	6	1	5 x CS, 6 x N	2 x CS
A_{10}	6	5	5 x CS, 6 x N	2 x CS

CS – ciągnik siodłowy, N – naczepa

Zbiór 10 wariantów jest oceniany przy pomocy rodziny 6 kryteriów. Zostały one oznaczone symbolami od c_1 do c_6 .

Kryterium c_1 [godz.] jest to średni czas potrzebny na pokonanie drogi magazyn paliw–odbiorca paliw (stacja paliw). Czas ten jest obliczany z zależności na prędkość w ruchu jednostajnym prostoliniowym. Średnia prędkość, jaka została uwzględniona w obliczeniach, jest przyjęta na podstawie danych zebranych z analizowanego przedsiębiorstwa i wynosi 45 km/h. Kryterium to jest podstawowym parametrem oceny jakości usług dystrybucyjnych. Jest ono minimalizowane.

Kryterium c_2 [-] jest to współczynnik gotowości technicznej pojazdu K_g . Jest on wyrażony stosunkiem czasu użytkowania pojazdu $T_u(t)$ do sumy czasu użytkowania pojazdu $T_u(t)$ i czasu obsługiwanego pojazdu $T_o(t)$ w okresie t . Kryterium to jest miernikiem sprawności taboru i jego gotowości do realizacji zadań przewozowych. Jest ono maksymalizowane.

Kryterium c_3 jest to liczba osób zatrudnionych L_z . Kryterium jest minimalizowane.

Kryterium c_4 [zł] są to koszty inwestycji. Zostały one uwzględnione w wariantach przewidujących wymianę taboru i powstanie nowych magazynów. Kryterium jest minimalizowane.

Kryterium c_5 [zł] są to koszty dezinvestycji związane ze sprzedażą pewnej grupy ciągników siodłowych, których wiek przekracza 10 lat. Kryterium jest maksymalizowane.

Kryterium c_6 [zł] są to koszty dystrybucji. Stanowią one sumę kosztów transportu, utrzymywania magazynów i utrzymywania zapasów. Koszty obsługi zamówień oraz koszty utraconych możliwości sprzedaży zostały pominięte, ze względu na brak danych. Kryterium minimalizowane.

4 Eksperyment obliczeniowy

Eksperyment obliczeniowy został oparty o metody wielokryterialnego wspomaganie decyzji: ELECTRE III [8, 12], ORESTE [7] i MAPPAC[4]. Metody te są narzędziami, które mają wspomóc decydenta – zarząd przedsiębiorstwa dystrybucyjnego w procesie podejmowania decyzji dotyczących rozwoju systemu dystrybucji paliw.

Wielokryterialne wspomaganie decyzji nazywane z francuskiego „analizą wielokryterialną” (*analyse multicritere*) lub z angielskiego wielokryterialnym podejmowaniem decyzji (*multiple criteria decision making - MCDM*) jest dziedziną naukową wywodzącą się z badań operacyjnych. Dyscyplina ta, dynamicznie rozwijająca się w ostatnim dziesięcioleciu [2, 12, 13, 14] zmierza do wyposażenia decydenta w narzędzia umożliwiające mu rozwiązywanie złożonych problemów decyzyjnych, w których wiele, często przeciwstawnych, punktów widzenia musi być uwzględnionych. Przy rozwiązywaniu tego rodzaju problemów mało aktualne staje się klasyczne rozumienie optymalności, gdyż niemożliwe jest uzyskanie wyników (rozwiązań) optymalnych, czyli najlepszych, jednocześnie ze wszystkich punktów widzenia. W takiej sytuacji znacznie bardziej realne wydaje się być pojęcie rozwiązania kompromisowego, uwzględniającego jednocześnie preferencje decydenta oraz analizę strat i zysków (z ang. „trade-offs”) pomiędzy kryteriami.

Wielokryterialne problemy decyzyjne można podzielić na trzy główne grupy [9, 13]:

- problemy wielokryterialnego wyboru, w których problem decyzyjny polega na wybraniu jednego wariantu spośród danego ich zbioru,
- problemy wielokryterialnego porządkowania, w których problem decyzyjny polega na uporządkowaniu zbioru wariantów,
- problemy wielokryterialnej klasyfikacji, polegające na przydzieleniu poszczególnych wariantów do predefiniowanych klas.

Ze względu na sposób tworzenia modelu preferencji decydenta metody wielokryterialnego wspomagania decyzji można podzielić na:

- metody wykorzystujące funkcję użyteczności [3],
- metody wykorzystujące relację przewyższania [8, 9].

Dwie wykorzystane metody ELECTRE III i ORESTE [5, 11] są oparte o relację przewyższania, która jest relacją binarną S określoną w zbiorze wariantów A tak, że aSb , jeśli dostępna informacja dotycząca preferencji decydenta, jakości ocen poszczególnych wariantów oraz natury problemu dostarcza wystarczająco dużo argumentów, aby uznać, że wariant a jest co najmniej tak dobry jak b , przy jednoczesnym braku znaczących powodów aby odrzucić to założenie [9]. W metodach wykorzystujących relację przewyższania zakłada się możliwość wystąpienia nieporównywalności pomiędzy wariantami.

Z kolei metoda MAPPAC [5, 11] jest swoistym „kompromisem” pomiędzy podejściem opartym o relację przewyższania i podejściem wykorzystującym wieloatrybutową teorię użyteczności [3]. Teoria ta zakłada, że wszystkie warianty danego problemu są porównywalne. W metodach tej grupy następuje agregacja wielu kryteriów do jednego kryterium globalnego – funkcji użyteczności, które jest optymalizowane.

Wszystkie wymienione metody pozwalają na ocenę wariantów systemu dystrybucyjnego, stanowiących koncepcje jego przebudowy. W pierwszym etapie obliczeń warianty poddane są walidacji, czyli każdy z nich zostaje oceniony za pomocą wszystkich kryteriów.

W tabelicy 3 przedstawiono macierz ocen proponowanych 10 wariantów. Ponadto zamieszczona została wartość maksymalna $c_j \max$, wartość minimalna $c_j \min$ oraz minimalna różnica $\min \Delta c_i$ ocen dla każdego kryterium c_j . Wartości $c_j \min$, $c_j \max$ i $\min \Delta c_j$ posłużyły w dalszym etapie obliczeń do zdefiniowania preferencji decydenta.

W następnym etapie obliczeń opracowano właśnie model lokalnej preferencji decydenta względem poszczególnych kryteriów [5]:

- w metodzie ELECTRE III – kryteriom przypisano wagi w_j oraz progi preferencji p_j , równoważności q_j i weta v_j ,
- w metodzie ORESTE – w zbiorze kryteriów i wariantów zbudowano preporządki zupełne oparte o relację preferencji P i równoważności I ,
- w metodzie MAPPAC – kryteriom przypisano wagi w_j oraz ustalono wartości maksymalne i minimalne ocen kryteriów x_j, y_j .

Tablica 3. Macierz ocen wariantów systemu dystrybucyjnego
 Table 3. Matrix of performances for alternatives of the distribution system

L.p.	Wariant	Oceny kryteriów					
		c_1 [h]	c_2 [-]	c_3 [osoba]	c_4 [mln PLN]	c_5 [tys.PLN]	c_6 [mln PLN]
1.	A_1	1,99	0,88	160	0	0	2,62
2.	A_2	1,99	0,98	160	0,51	45	2,83
3.	A_3	1,37	0,98	163	5	0	3,52
4.	A_4	1,37	0,98	163	5,51	45	3,73
5.	A_5	1,37	0,98	167	5,51	45	3,73
6.	A_6	1,24	0,88	166	10	0	4,42
7.	A_7	1,24	0,98	166	10,51	45	4,63
8.	A_8	1,24	0,98	174	10,51	45	4,63
9.	A_9	0,95	0,98	172	20,51	45	6,43
10.	A_{10}	0,95	0,98	188	20,51	45	6,43
11.	$c_j \min$	0,95	0,88	160	0	0	2,62
12.	$c_j \max$	1,99	0,98	188	20,51	45	6,43
13.	$\min \Delta c_j$	0,13	0,1	1	0,51	45	0,21

W tablicy 4 przedstawiony został model preferencji decydenta zastosowany w poszczególnych metodach. Jest on uzupełniony o kierunek preferencji kryteriów, który jest następujący:

- dla metody ELECTRE III i dla metody MAPPAC kryteria c_1, c_3, c_4, c_6 są minimalizowane, a kryteria c_2, c_5 są maksymalizowane;
- dla metody ORESTE: $c_6 P c_1 P c_4 I c_5 P c_2 P c_3$.

Tablica 4. Model preferencji decydenta zastosowany w poszczególnych metodach wielokryterialnego wspomaganie decyzji

Table 4. Model of preferences applied in the Multicriteria Decision-Aid methods

Kryteria	Metody wielokryterialnego wspomaganie decyzji									
	ELECTRE III				ORESTE			MAPPAC		
	q_j	p_j	v_j	w_j	preporządek zupełny			x_j	y_j	w_j
C_1	0,11	0,43	0,55	9	$A_{10} I A_9 P A_8 I A_7 I A_6 P A_5 I A_4 I A_3 P A_2 I A_1$			0,95	1,99	9
c_2	0,01	0,03	0,05	6	$A_2 I A_3 I A_4 I A_5 I A_7 I A_8 I A_9 I A_{10} P A_1 I A_6$			0,88	0,98	6
c_3	3,00	8,00	13,00	4	$A_1 I A_2 P A_3 I A_4 P A_6 I A_7 P A_5 P A_9 P A_8 P A_{10}$			160	188	4
c_4	2,00	6,20	10,2	7	$A_1 P A_2 P A_3 P A_4 I A_5 P A_6 P A_7 I A_8 P A_9 I A_{10}$			0	20,51	7
c_5	5,00	14,00	23,00	7	$A_2 I A_4 I A_5 I A_7 I A_8 I A_9 I A_{10} P A_1 I A_3 I A_6$			0	45	7
c_6	0,38	1,14	2,02	10	$A_1 P A_2 P A_3 P A_4 I A_5 P A_6 P A_7 I A_8 P A_9 I A_{10}$			2,62	6,43	10

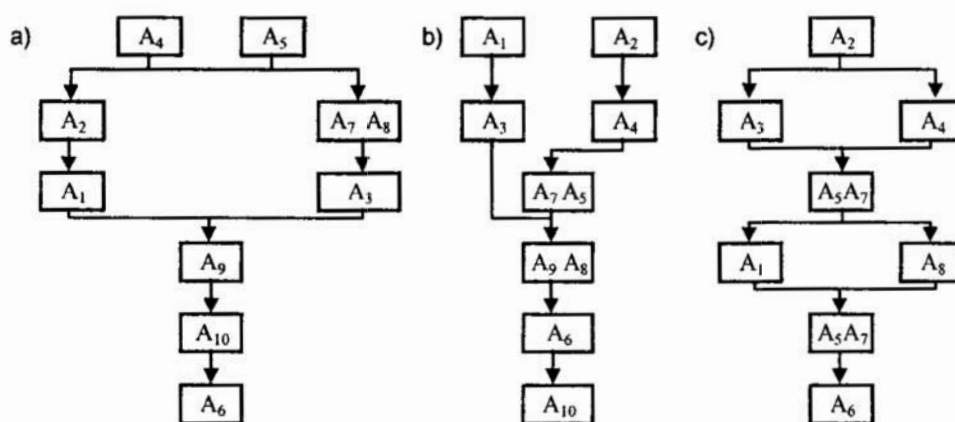
W kolejnym kroku eksperymentu obliczeniowego budowana jest relacja przewyższania na podstawie której porządkowane są warianty [5, 8, 13]. Ranking finalny wariantów powstaje w wyniku przecięcia dwóch preporządków zupełnych (ELECTRE, MAPPAC), wygenerowanych z wykorzystaniem algorytmów klasyfikacyjnych – destylacji wstępującej i zstępującej [5, 13]. W przypadku metody ORESTE,

w pierwszej kolejności odbywa się konstrukcja globalnego preporządku zupełnego, a następnie globalnego preporządku częściowego w zbiorze wariantów decyzyjnych.

Rezultat końcowy przedstawiony może być w postaci macierzy uporządkowania oraz końcowego grafu uporządkowania, prezentującego ranking finalny wariantów. W macierzy uporządkowania mogą wystąpić następujące sytuacje preferencyjne: równoważności I , preferencji P , braku preferencji $P\sim$ oraz nieporównywalności R .

Końcowy graf uporządkowania umożliwia z kolei przedstawienie następujących sytuacji preferencyjnych: równoważności (warianty umieszczone w jednym polu), preferencji (warianty połączone grafem – wariant lepszy – preferowany umieszczony nad wariantem gorszym) i nieporównywalności (brak połączenia między wariantami).

Na rysunku 1 przedstawiono wyniki eksperymentów obliczeniowych, w postaci końcowych grafów uporządkowania, uzyskane za pomocą metod: ELECTRE III, ORESTE i MAPPAC.



Rys. 1. Uporządkowanie końcowe - ranking finalny wariantów dla metody:

a) ELECTRE III, b) ORESTE, c) MAPPAC

Fig. 1. Final rankings of alternatives generated by the following methods:

a) ELECTRE III, b) ORESTE c) MAPPAC

5 Wnioski

Przeprowadzone eksperymenty obliczeniowe wskazują na możliwość zastosowania szerokiego wachlarza metod pozwalających wspomóc decydenta przy wyborze określonej koncepcji przebudowy systemu dystrybucyjnego. Każda z zaprezentowanych metod porządkuje proponowane warianty przebudowy systemu dystrybucyjnego od najlepszego do najgorszego, przy czym możliwe jest wystąpienie sytuacji nieporównywalności pomiędzy wariantami.

Zastosowane w niniejszym artykule podejście do oceny wariantów systemu dystrybucyjnego pozwala na obiektywizację uzyskanych wyników. Wykorzystanie trzech różnych metod wielokryterialnego wspomaganie decyzji umożliwia kompleksową ocenę wariantów i przedstawienie końcowych rekomendacji w odniesieniu do koncepcji przebudowy systemu dystrybucyjnego.

Wyniki eksperymentu obliczeniowego dowodzą, że pomimo zastosowania różnych metod obliczeniowych, końcowe uporządkowania wariantów są do siebie zbliżone,

choć nie identyczne. Na dwóch górnych poziomach wszystkich rankingów znajdują się następujące warianty: A_1 , A_2 , A_3 , A_4 , A_5 , A_7 i A_8 . Spośród nich na najwyższych pozycjach we wszystkich rankingach pojawiają się najczęściej warianty A_2 i A_4 . Metody ORESTE i MAPPAC wskazują, iż wariant A_2 jest najlepszy ze względu na przyjęte kryteria oceny i model preferencji decydenta. Ostatnia z wymienionych metod sugeruje także wybór wariantu A_7 . Ranking finalny uzyskany w oparciu o metodę ELECTRE III wskazuje, że wariantami najlepszymi i jednocześnie nieporównywalnymi są warianty A_4 i A_5 . Koncepcja przebudowy systemu dystrybucyjnego zgodnie z wariantem A_4 pojawia się także jako jedna z najlepszych w pozostałych metodach.

Rezultaty eksperymentu obliczeniowego sugerują wyraźnie odrzucenie wariantów A_6 i A_{10} . Oba te warianty znajdują się na końcowych pozycjach we wszystkich trzech rankingach końcowych.

Wybór ostatecznej koncepcji przebudowy systemu dystrybucyjnego należy oczywiście do decydenta. Rozstrzygnięcie, który z przedstawionych wariantów można uznać za najlepszy jest niewątpliwie kwestią subiektywną. Przedstawione rankingi finalne są jednak istotną wskazówką pomocną przy podjęciu tej decyzji. Na ich podstawie autorzy artykułu rekomendują wybór wariantów A_2 i A_4 , jako najkorzystniejszych koncepcji przebudowy systemu dystrybucji paliw. Jednocześnie autorzy opracowania sugerują całkowite odrzucenie wariantów A_6 i A_{10} , które zajmują końcowe pozycje we wszystkich rankingach.

W wariantach A_2 i A_4 założono, że liczba ciągników siodłowych będzie wynosiła 5, przy czym 2 będą nowe oraz niezbędna liczba naczep do realizacji zadań dystrybucyjnych wynosić będzie 6. W obu przypadkach zaproponowano jeden ośrodek decyzyjny zlokalizowany w tym samym miejscu. Proponowane najkorzystniejsze warianty różnią się między sobą liczbą magazynów ($A_2 = 2$, i $A_4 = 3$). Zwiększona liczba magazynów dla wariantu A_4 , z jednej strony umożliwia skrócenie czasu potrzebnego na przebycie drogi magazyn – odbiorca oraz wprowadzenie rejonizacji odbiorców paliw, z drugiej natomiast, pociąga za sobą wzrost kosztów utrzymania magazynów, zmiany w zasadach organizacji oraz zasobach ludzkich. W wariantach A_2 i A_4 liczba zatrudnionych wynosi odpowiednio 160 i 163 osoby.

Literatura

1. Czubała A.: *Dystrybucja produktów*. PWE, Warszawa, 1996.
2. Hwang C.-L., Masud A.S.M.: *Multiple Objective Decision Making Methods and Applications*. Springer-Verlag, Berlin-Heidelberg-New York, 1979.
3. Keeney R., Raiffa H.: *Decision with Multiple Objectives. Preferences and Value Tradeoffs*. Cambridge University Press, Cambridge, 1993.
4. Matarazzo B.: *MAPPAC as a Compromise Between Outranking Methods and MAUT*. European Journal of Operational Research, Vol.54, No 1, 48–65, 1991.
5. PROSOFT.: *Users Handbook of EOM: Electre, Oreste, Mappac*. Poznań, 1994.
6. Ross D.: *Distribution. Planning and Control*. Kluwer Academic Publishers, Boston, Dordrecht, London 1988.
7. Roubens M.: *Preference Relations on Actions and Criteria in Multicriteria Decision Making*. European Journal of Operational Research, Vol. 10, 51–55, 1982.

8. Roy B.: *The Outranking Approach and the Foundations of ELECTRE Methods*. In: Bana e Costa C.A., (ed). *Readings in Multiple Criteria Decision Aid*. Springer-Verlag, Berlin, 155–183, 1990.
9. Roy B.: *Wielokryterialne wspomaganie decyzji*. Wydawnictwo Naukowo Techniczne, Warszawa, 1990.
10. Roy B., Vanderpooten D.: *The European School of MCDA; A Historical Review*. 14–th European Conference on Operational Research, Jerusalem, 39–65, lipiec 1995
11. Sawicki P., Żak J., Redmer A.: *The Comparison of Electre, Oreste and Mappac Methods Applied to the Quality Evaluation of Transportation Systems*. Proceedings of the International Conference: Modelling and Management in Transportation, Vol. 1, 223–229, Poznań-Kraków, 1999.
12. Steuer R.: *Multiple Criteria Optimization, Theory, Computation and Application*. John Wiley & Sons, New York 1986
13. Vincke P.: *Multicriteria Decision–Aid*. John Wiley & Sons, Chichester, 1992.
14. Zeleny M.: *Multiple Criteria Decision Making*. McGraw Hill, New York, 1982.
15. Żak J.: *Modelowanie i optymalizacja wielokryterialna funkcjonowania systemów transportowych komunikacji miejskiej*. Praca doktorska, Politechnika Poznańska, Wydział Maszyn Roboczych i Pojazdów, 1994.
16. Żak J., Sawicki P.: *The Multiobjective Ranking of the Warehouses in the Physical Distribution System*. 4th International Workshop on „Transportation Planning Methodologies for Developing Countries”, Bombay December 5–7, 2000 (Conference Proceedings CD–ROM).

Streszczenie

W artykule przedstawiono zastosowanie metodyki wielokryterialnego wspomaganie decyzji (WWD) do oceny różnych wariantów systemu dystrybucyjnego. Analizie poddano 10 wariantów przedstawiających różne koncepcje przebudowy systemu dystrybucji. Każdy z wariantów został skonstruowany w oparciu o diagnozę obecnego systemu dystrybucyjnego. Wszystkie warianty zostały ocenione za pomocą spójnej rodziny kryteriów. Rankingi finalne wariantów uzyskano za pomocą trzech metod WWD: ELECTRE III, ORESTE i MAPPAC.

MULTIPLE CRITERIA EVALUATION OF DIFFERENT ALTERNATIVES OF THE DISTRIBUTION SYSTEM

Summary

The paper presents the application of the MCDA methodology to the evaluation of different alternatives of the distribution system. 10 alternatives representing different concepts of the redesign of the distribution system are considered. Each alternative is constructed based on the diagnosis of the existing distribution system. All alternatives are evaluated by a consistent family of criteria. The final rankings of alternatives are generated by 3 MCDA methods: ELECTRE III, ORESTE and MAPPAC.

Referat recenzowany