

WYŻSZA SZKOŁA INŻYNIERSKA W KOSZALINIE
KATEDRA PROJEKTOWANIA SYSTEMÓW TECHNICZNYCH

Materiały XI Ogólnopolskiej Konferencji



**POLIOPTYMALIZACJA
I KOMPUTEROWE
WSPOMAGANIE
PROJEKTOWANIA
MIELNO 1993**

KOSZALIN - MIELNO

Wyższa Szkoła Inżynierska w Koszalinie
Katedra Projektowania Systemów Technicznych

Materiały XI Ogólnopolskiej Konferencji

**Poliptymalizacja i Komputerowe
Wspomaganie Projektowania
Mielno 1993**

Koszalin - Mielno

Zeszyt Naukowy Wydziału Mechanicznego nr 17
ISSN 0860-0325

Materiały recenzowane

Redaktor: **Wojciech TARNOWSKI**

Projekt okładki: **Ryszard TOMASZEWSKI**

Wydano za zgodą Rektora WSInż. w Koszalinie

Wydanie Materiałów dofinansowane przez KBN

Wydawnictwo Wyższej Szkoły Inżynierskiej w Koszalinie
75-620 KOSZALIN, ul. Raławicka 15-17, tel. 427-881

1994, wyd.1, ark. wyd. 5,39, nakład 150 egz., format B5

Druk: Prac. Poligrafii WSInż. zam. O/9/94 r.

SPIS TREŚCI

Ryszard ARENDT	5
Zastosowanie programu SLOG do symulacji binarnych układów sterowania	
Tadeusz BIL	13
Możliwości analizy i syntezy mechanizmów w systemie komputerowego wspomaganie mechanizmów pomiarowych	
Szymon GRYMEK	21
Aplikacyjne właściwości sieci neuronowych	
Stanisław KRAWIEC	31
Wykorzystanie komputera do optymalnego zaprojektowania przekładni zębatej walcowej	
Leszek KUŚMIERZ, Grzegorz PONIEWAŻ	37
Badania właściwości filmu smarnego wzdłużnego łożyska ślizgowego ze stałymi segmentami	
Witold POGORZELSKI, Tomasz BRZozowski	45
Optymalizacja wielofunkcyjnych systemów technicznych metodą wagowo-korelacyjną	
Andrzej STĘPNIEWSKI	53
Symulacja ruchu oraz dobór parametrów jednostek napędowych manipulatora typu 5R	
Bogdan WILCZYŃSKI	61
Shape optimization of notches in 2-D machine components	

Krzysztof WITUSZYŃSKI, Paweł DROŹDZIEL, 71
Leszek KRZYWONOS, Andrzej WÓJCIK

Jak nauczać CADD na wyższych studiach technicznych ?

Roman MUSZYŃSKI, Ryszard DUBIŃSKI 79

Program do wyznaczania strat w układzie silnika przekształtnikowego i optymalizacji statycznej sterowania

ZASTOSOWANIE PROGRAMU SLOG DO SYMULACJI BINARNYCH UKŁADÓW STEROWANIA

1. Wstęp

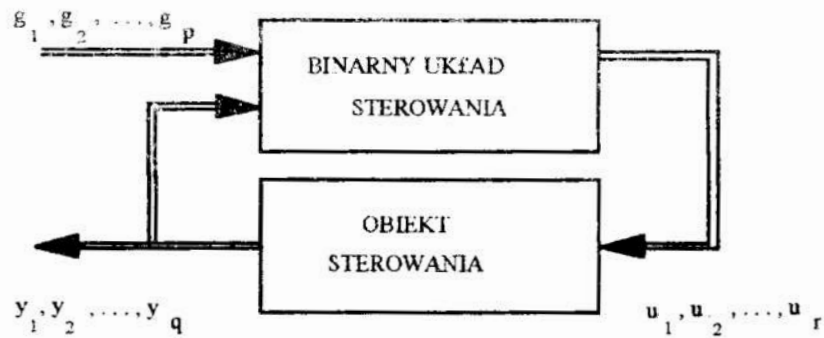
Badania symulacyjne są powszechnie stosowaną metodą wyboru struktury, określania poprawności pracy układów sterowania oraz generacji testów diagnostycznych, które można przeprowadzić już na etapie projektowania. Podstawą do badań symulacyjnych jest znajomość modeli matematycznych układów i obiektów sterowania oraz ich przedstawienie w języku programu. Ocena poprawności sterowania binarnego metodami symulacyjnymi wymaga zastosowania modeli układu i obiektu sterowania, tj. modeli dyskretnych i analogowych. Zastosowanie badań symulacyjnych do generacji testów diagnostycznych binarnych układów sterowania wymaga dodatkowo stosowania modeli uszkodzeń elementów dyskretnych. Przy badaniach obserwuje się wpływ uszkodzenia wybranego elementu na pracę układu.

Wiele urządzeń stosowanych w przemyśle, to układy sterowania binarnego, które generują sekwencje sygnałów dwustanowych zgodnie z przyjętym algorytmem sterowania [5,6]. Zazwyczaj stosuje się sterowanie w układzie otwartym, a układ sterujący nie kontroluje wykonywanych operacji. Przy wymogach kontrolowanej zmiany stanu pracy obiektu tj. przejściu z jednego trwałego stanu do drugiego, z zachowaniem określonych ograniczeń dotyczących sterowania wynikających ze względów technologicznych, bezpieczeństwa i innych, stosuje się zamknięte układy sterowania binarnego (rys.1). Sterowanie binarne w zamkniętym układzie stosowane jest zarówno do obiektów o charakterze dyskretnym np. ustawienie podajnika, jak i o charakterze ciągłym np. układ zdalnego sterowania silnika okrętowego [1,3].

Istnieje wiele licencjonowanych programów umożliwiających symulację analogowych oraz dyskretnych układów sterowania jak np.: SIMULATE współpracujący z ORCAD'em (OrCAD System, Corp.) [8], SIMNON (Lund University, Sweden) [4], ACSL (Mitchel & Gauthier Associates, Inc.) [7], (MathWork, Inc.) [7] i inne. Program SIMULATE przeznaczony jest jedynie do symulacji dyskretnych układów sterowania zbudowanych ze scalonych elementów elektronicznych. Programy SIMNON, ACSL, SIMULINK/MATLAB umożliwiają przede wszystkim symulację analogowych układów sterowania. Przy symulacji dyskretnych układów wymagają tworzenia bibliotek modeli elementów dyskretnych.

Poniżej przedstawiono specjalizowany program SLOG do symulacji binarnych układów sterowania obiektów o charakterze ciągłym i dyskretnym, posiadający możliwość modelowania uszkodzeń dwustanowych elementów układu.

*Katedra Automatyki Wydziału Elektrycznego Politechniki Gdańskiej, Gdańsk ul.
G. Narutowicza 11/12



Rys. 1. Binarne sterowanie obiektu w układzie zamkniętym
 Fig. 1. A closed loop binary control

2. Program SLOG

Program SLOG (Symulacja LOGicznych układów) przeznaczony jest do symulacji binarnych układów sterowania obiektów o charakterze ciągłym i dyskretnym. Posiada możliwość symulowania układu, w którym są uszkodzone elementy dwustanowe. Program opracowany został w celu weryfikacji heurystycznych metod poszukiwania testów diagnostycznych binarnych układów sterowania.

Przy użyciu programu SLOG możliwe jest modelowanie dynamiki i statyki dowolnych sieci logicznych złożonych z elementów składowych, których modele zawarte są w bibliotece programu, jak również modelowanie binarnych układów sterowania wraz z wybranymi obiektami sterowania o charakterze ciągłym.

Strukturę modelowanego układu przedstawia się w postaci danych liczbowych opisujących: numerację elementów dwustanowych i połączeń, wzajemne powiązania, typy elementów, opóźnienia sygnałów wnoszone przez elementy oraz parametry analogowych bloków funkcjonalnych.

Podczas symulacji wykorzystuje się modele matematyczne elementów i bloków badanego układu. Każdy typ elementu i bloku składowego posiada swój model matematyczny. Elementy dwustanowe opisane są funkcją logiczną i skupionym opóźnieniem na wyjściu:

$$y_{wy} = \begin{cases} y_i & \text{dla } t < t_0 \\ f_i(u_1, \dots, u_n, x_1, \dots, x_m) & \text{dla } t \geq t_0 \end{cases} \quad (1)$$

gdzie: y - wartość sygnału logicznego na wyjściu elementu,
 u_n - wartości sygnałów logicznych na kolejnych wejściach elementu,
 x_m - wartości logiczne opisujące stany elementu z pamięcią,
 t_0 - czas opóźnienia zadziałania elementu.

Do elementów dwustanowych zaliczono również linię opóźniającą sygnał dwustanowy, np. długie połączenie pneumatycznego sygnału. Propagację zmiany sygnału w linii opóźniającej opisano następująco:

$$y_{wy} = \begin{cases} x_{wy} & \text{dla } t < t_0 \\ y_{we} & \text{dla } t \geq t_0 \end{cases} \quad (2)$$

gdzie: y_{wy} - wartość sygnału logicznego na wyjściu linii,
 x_{wy} - wartość sygnału logicznego na wyjściu linii, jaka występowała przed zmianą wartości sygnału,
 y_{we} - wartość sygnału logicznego na wejściu linii,
 t_0 - opóźnienie wnoszone przez linię.

Symulacja prowadzona jest z wybranym stałym krokiem czasu. Stan układu podczas symulacji opisują tabele: wartości logicznych w połączeniach, realizacji przemieszczania sygnałów oraz chwil pobudzeń elementów. Propagacja sygnałów logicznych w symulowanym układzie polega na obliczaniu przy pomocy modeli matematycznych wartości sygnałów wyjściowych elementów i wpisywaniu ich do tabeli wartości logicznych. Obliczane i przemieszczane są jedynie te sygnały logiczne, które zmieniają swoją uprzednią wartość.

Sygnał logiczny jest propagowany przez elementy i połączenia do chwili napotkania końca połączenia; elementu, który nie zmienia swojej uprzedniej wartości; elementu lub linii opóźniającej, która wnosi opóźnienie sygnału większe od czasu trwania propagacji. Zatrzymanie propagacji sygnału przez opóźnienie powoduje wpisanie indeksu zatrzymania propagacji do tabeli realizacji przemieszczeń. Ponieważ obliczanie może obejmować tylko drogę propagacji sygnałów, do wyszukiwania innych gałęzi wprowadzono indeksy rozpoczęcia propagacji. Przypisuje się je połączeniom i elementom, dla których należy rozpocząć proces obliczania przemieszczeń sygnałów, po zakończeniu obliczeń dla poprzedniej drogi. Wykonanie obliczeń przemieszczeń sygnału w danej drodze powoduje kasowanie danego indeksu rozpoczęcia propagacji, a rozgałęzienie drogi lub element wielowyjściowy powoduje wpisanie odpowiednich indeksów rozpoczęcia propagacji do tabeli realizacji przemieszczeń. Dla danej jednostki kroku czasu obliczanie przemieszczeń sygnałów kontynuuje się do chwili wykasowania wszystkich indeksów rozpoczęcia propagacji. Po zmianie jednostki czasu następuje wpisanie indeksów rozpoczęcia propagacji w miejsca indeksów zatrzymania propagacji i procedura obliczania wartości logicznych sygnałów jest powtarzana.

Przy modelowaniu uszkodzeń elementów dwustanowych przyjęto założenie, że uszkodzenie reprezentowane jest przez określone wartości logiczne sygnałów na wybranych wejściach i wyjściach elementu. Przyjęte wartości logiczne sygnałów nie zmieniają swoich stanów w czasie symulacji - uszkodzenie trwałe, a obliczone wartości tych sygnałów są ignorowane. Dobór odpowiednich kombinacji wartości logicznych i ich umiejscowienie na wyprowadzeniach elementu dwustanowego stwarza możliwość modelowania różnych klas uszkodzeń.

W bibliotece programu zawarto modele następujących elementów dwustanowych:

- pneumatycznych i hydraulicznych, tj. zaworów i łączników ciśnieniowych,
- logicznych, tj. elementów scalonych serii TTL i CMOS;
- elektrycznych, tj. przekaźników i styczników

oraz elementów pomocniczych, uwzględniających symbole graficzne schematów ideowych, jak np. rozgałęzienie połączeń. Dodatkowo w bibliotece zawarto modele

analogowe: wysokoprężnego silnika spalinowego jako obiektu sterowania binarnego, progowego przetwornika A/C oraz multipleksera (klucza analogowego).

Program SLOG napisany został w języku PASCAL, pracuje w trybie konwersacyjnym na komputerach typu IBM-PC. Umożliwia zamodelowanie układu złożonego z 1000 elementów i 2000 połączeń. Zapewnia obserwowanie 50 punktów pomiarowych w dowolnie wybranych miejscach układu.

3. Przykład zastosowania programu SLOG przy symulacji binarnego układu sterowania

Jako przykład zastosowania programu SLOG przyjęto uproszczony układ sterowania binarnego wysokoprężnego silnika spalinowego (rys.2).

W celu zestawienia danych opisujących strukturę układu kolejne elementy i połączenia zostały ponumerowane. Strukturę opisują tabele elementów IE oraz połączeń IP. Pierwszy składnik tabeli IE określa numer modelu matematycznego elementu, dalsze liczby określają numery połączeń na wejściach i wyjściach elementu. Nie wykorzystane miejsca tabeli uzupełniane są wartościami zerowymi. Tabela TP określa numery elementów generujących sygnały wejściowe połączeń oraz numery elementów, do których przesyłane są sygnały. Cyfra 0 na wejściu połączenia oznacza wejście układu lub zasilanie połączenia niskim stanem sygnału, a liczba -1 zasilanie połączenia wysokim stanem sygnału. Cyfra 0 na wyjściu połączenia określa wyjście układu. Dane opisujące strukturę układu uzupełniono tabelą T1 czasów opóźnień zadziałania elementów dyskretnych.

Do badań symulacyjnych zdefiniowano wejścia układu - numery połączeń traktowanych jako wejścia, które zestawiono w tabeli IU oraz punkty pomiarowe - numery połączeń układu zestawione w tabeli IX. Zdefiniowane wejścia i punkty pomiarowe można zmieniać w trybie konwersacyjnym podczas symulacji. Zestawione dane opisujące strukturę układu przechowywane są na dysku w postaci zbioru DIESEL.STR.

Dane opisujące parametry użytych bloków analogowych - progowego przetwornika A/C i wysokoprężnego silnika spalinowego zawarto w zbiorze DIESEL.ANL. Parametry bloków analogowych określają: górny i dolny próg histerezy przetwornika progowego A/C, prędkość zapłonową silnika, maksymalną prędkość silnika napędzanego powietrzem rozruchowym, zadaną wartość prędkości kątowej silnika, stałą czasową silnika oraz stałą sprzęgła i śruby okrętowej. Parametry bloków analogowych można zmieniać w trybie konwersacyjnym programu.

Po rozpoczęciu symulacji obliczane są wartości sygnałów połączeń układu dla niskich stanów logicznych na jego wejściach. Rozruch silnika uzyskuje się podając na We1 wysoki stan logiczny. Powietrze rozruchowe poprzez zawór U1, zespół dławika i butli U2, zawór U4 dochodzi do silnika powodując obroty wału. Prędkość kątowa wału silnika zaczyna wzrastać przekraczając prędkość progową przetwornika A/C. Wartość sygnału wyjściowego przetwornika przyjmuje stan wysoki, co powoduje przełączenie zaworu U1 i odcięcie powietrza rozruchowego. Silnik uzyskał nowy stabilny reżim pracy "praca silnika", który można zmienić za pomocą sterowania binarnego.

ZESTAWIENIE DANYCH

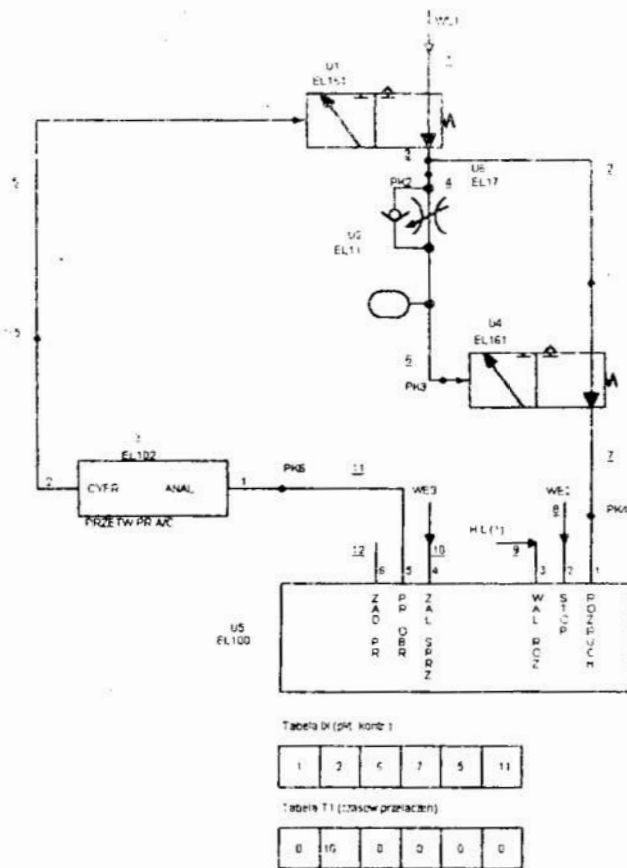


Tabela E

1	16	1	1	0	0	0	2
2	11	4	6	0	0	5	0
3	102	11	1	0	0	0	0
4	16	2	6	0	0	7	0
5	100	7	8	9	10	11	0
6	17	0	0	0	0	4	0

Tabela IP

1	0	1
2	6	4
3	1	6
4	6	2
5	3	1
6	2	4

7	4	5
8	0	5
9	-1	5
10	0	1
11	5	3
12	0	12

Tabela IU (wejści.)

1	0	10
---	---	----

Rys. 2. Schemat uproszczonego binarnego układu sterowania rozruchem wysokoprężnego okrętowego silnika spalinowego

Fig. 2. The diagram of a simplified binary control system of a Diesel engine start

Wydruk symulowanych wartości czasu, prędkości kątovej wału silnika i wybranych punktów pomiarowych przy rozruchu silnika przedstawiono na rysunku 3.

Zespół dławika i butli tworzy pneumatyczną linię opóźniającą, której czas opóźnienia jest w normalnych warunkach pracy silnika dłuższy od czasu trwania rozruchu silnika. Przy zwiększeniu stałej czasowej silnika (modelowanie awarii silnika) uzyskuje się sytuację, gdy silnik nie osiągnął jeszcze prędkości zapłonowej, a przesłany został sygnał przez opóźnienie, powodując zadziałanie zaworu U4 i odcięcie powietrza rozruchowego - manewr "nieudany rozruch". Podobne rozwiązania stosowane są w rzeczywistych układach, w celu oszczędności powietrza rozruchowego.

Po udanym rozruchu silnika zmiana stanu logicznego We1 na stan niski nie powoduje zmiany reżimu pracy silnika. Zatrzymanie silnika jest możliwe jedynie poprzez podanie na We2 wysokiego stanu logicznego (manewr "stop"). W rzeczywistych układach sygnał stopu blokuje działanie pomp paliwowych i regulatora

Pobudzenia wejść - 1 0 0

czas =	1.000E+00	1	1	0	1	0	0.000E+00,
czas =	2.000E+00	1	1	0	1	0	2.211E+01,
czas =	3.000E+00	1	1	0	1	0	3.934E+01,
czas =	4.000E+00	1	1	0	1	0	5.276E+01,
czas =	5.000E+00	1	1	0	1	0	6.321E+01,
czas =	6.000E+00	1	1	0	1	0	7.134E+01,
czas =	7.000E+00	1	0	0	0	1	7.768E+01,
czas =	8.000E+00	1	0	0	0	1	1.268E+02,
czas =	9.000E+00	1	0	0	0	1	1.651E+02,
czas =	1.000E+01	1	0	0	0	1	1.949E+02,
czas =	1.100E+01	1	0	0	0	1	2.182E+02,
czas =	1.200E+01	1	0	0	0	1	2.363E+02,
czas =	1.300E+01	1	0	0	0	1	2.503E+02,
czas =	1.400E+01	1	0	0	0	1	2.613E+02,
czas =	1.500E+01	1	0	0	0	1	2.699E+02,
czas =	1.600E+01	1	0	0	0	1	2.765E+02,
czas =	1.700E+01	1	0	0	0	1	2.817E+02,
czas =	1.800E+01	1	0	0	0	1	2.857E+02,
czas =	1.900E+01	1	0	0	0	1	2.889E+02,
czas =	2.000E+01	1	0	0	0	1	2.913E+02,

Rys. 3. Symulowane wartości sygnałów przy rozruchu silnika

Fig. 3. The simulated signal values at a start of Diesel Engine

Wtedy silnik nie jest zasilany paliwem i na skutek działania momentów tarcia zmniejsza prędkość kątową do zera. Zatrzymany silnik posiada stabilny reżim i zmiana stanu logicznego We2 nie powoduje żadnych skutków.

We3 służy do załączania sprzęgła, co modelowane jest zmianą stałej czasowej silnika.

Badania symulacyjne binarnego układu sterowania wysokoprężnego silnika spalinowego można powtarzać dla różnych parametrów bloków analogowych i czasów opóźnień elementów dyskretnych. W przypadku nieprawidłowego sterowania na ekranie monitora wyświetlane jest odpowiednie ostrzeżenie.

4. Uwagi i wnioski

Program SLOG stosowany jest w Katedrze Automatyki Wydziału Elektrycznego Politechniki Gdańskiej w dwóch ćwiczeniach laboratoryjnych przedmiotu "Niezawodność i Diagnostyka" na czwartym roku kierunku "Automatyka i Robotyka". W pierwszym ćwiczeniu program wykorzystywany jest do symulacji kombinacyjnego układu logicznego, złożonego z bramek serii TTL, a w drugim ćwiczeniu do symulacji prostego układu binarnego sterowania zaprezentowanego w p.3. Zadaniem studentów jest dobór sekwencji sterującej i zbioru punktów pomiarowych, umożliwiających przy zadanym zbiorze pojedynczych uszkodzeń elementów identyfikację uszkodzonego

elementu - diagnostykę układu. Mimo stosowania prostych modeli studenci oceniają ćwiczenia jako ciekawe i zajmujące.

Przewiduje się opracowanie szaty graficznej programu SLOG oraz nowych ćwiczeń laboratoryjnych dotyczących sterowania i diagnostyki binarnych układów.

W pracach badawczych program SLOG wykorzystany został do symulacji układu automatycznego sterowania wysokoprężnymi silnikami spalinowymi typu PC-3V pracującymi równolegle w zespole napędu głównego statku i generacji testów diagnostycznych [2, 3].

Literatura

1. Arendt R.: *Metoda modelowania symulacyjnego obiektów o charakterze ciągłym z opisem matematycznym zależnym od dyskretnych sygnałów sterujących*. VIII Krajowa Konferencja Automatyzacji Dyskretnych Procesów Przemysłowych, Kozubnik. 9-12 września 1992.
2. Arendt R.: *The method of diagnostic tests generation for chosen class of the binary control systems with application of simulation investigation*. Abstracts of Dissertations, Politechnika Gdańska, (w druku).
3. Arendt R.: *Diagnostyka binarnych układów sterowania okrętowych zespołów napędowych*. IV Sympozjum Wojskowej Techniki Morskiej, Gdynia, 26-26 października 1993.
4. Jamshidi M., Herget C.J.(ed). *Computer-aided control systems engineering*. North-Holland 1985.
5. Michel G.: *Programmable Logic controllers-architecture and applications*. New York: Wiley, 1990.
6. Miller R.E.: *Switching theory*. Vol.1,2. New York 1965, Wiley.
7. Rimvall C.M.: *Computer-aided control system design*. IEEE Control Systems Magazine. Vol. 13, N.2 april, 1992, pp.14-16.
8. Zielinski M.: *OrCAD VST*. PWN Warszawa 1990.

Streszczenie

W referacie zaprezentowano program SLOG do symulacji binarnych układów sterowania. Program zawiera bibliotekę modeli pneumatycznych, hydraulicznych, elektrycznych i elektronicznych elementów dwustanowych oraz modele wybranych ciągłych obiektów sterowania binarnego. Przedstawiono przykład zastosowania programu SLOG do symulacji układu zdalnego sterowania okrętowego wysokoprężnego silnika spalinowego.

AN APPLICATION OF THE PROGRAM SLOG FOR SIMULATION OF BINARY CONTROL SYSTEMS

Summary

In the paper the program SLOG for simulation of binary control systems is presented. Program includes a library of models of pneumatic, hydraulic, electric and electronic two stable elements and chosen binary controlled continuous objects. An example concerning simulation of a remote control system for Diesel engine is shown. The program SLOG is used for research works connected with diagnostic tests generation of binary control systems using simulation investigations and in teaching "Reliability and Diagnostic", 8 sem. Automatic Control and Robotics, Electrical Department of Technical University of Gdansk.

Tadeusz BIL*

MOŻLIWOŚCI ANALIZY I SYNTEZY MECHANIZMÓW W SYSTEMIE KOMPUTEROWEGO WSPOMAGANIA PROJEKTOWANIA MECHANIZMÓW POMIAROWYCH

1. Wstęp

We współczesnej technice znana jest ogromna różnorodność układów kinematycznych i mechanizmów, przy projektowaniu których pojawia się potrzeba porównywania różnych struktur w celu wybrania najlepszej z określonego punktu widzenia. Takie porównanie jest możliwe jedynie przy znajomości podstawowych charakterystyk struktur co prowadzi do konieczności analizy wielu możliwych rozwiązań. Proces wyboru wariantu mechanizmu spełniającego założenia wymaga dwuetapowego procesu syntezy: synteza (określenie) struktury i synteza parametryczna. Synteza parametryczna powtarzana jest dla każdej struktury a ostateczny wynik daje porównanie struktur. Takie postępowanie prowadzi do potrzeby opracowania ogromnej liczby modeli matematycznych mechanizmów dostosowanych do wymagań [1], w celu umożliwienia ich porównań.

Dla całej grupy mechanizmów został stworzony model przestrzenny, który umożliwia jednoetapową syntezę mechanizmów w postaci tylko syntezy parametrycznej [2]. Model ten obejmuje grupę mechanizmów pomiarowych służących do przetwarzania ruchu postępowego lub obrotowego na obrotowy, takich jak sinusowy, tangensowy, korbowo-wodzikowy, mechanizmy kulisowe, mechanizm czworoboku przegubowego [3]. Stanowi on podstawę prezentowanego systemu komputerowego.

2. Wymagania stawiane mechanizmom pomiarowym.

Mechanizmom w przyrządach pomiarowych stawia się wysokie i coraz większe wymagania, w związku z czym ich synteza konstrukcyjna powinna odbywać się na podstawie dokładnych modeli matematycznych. Dotychczas jednak konstruktorzy operowali uproszczonymi modelami, analitycznymi lub częściej graficznymi, ponieważ nie było możliwości wykorzystania modeli dokładnych. Obecnie powstała możliwość dokładniejszej analizy i syntezy dzięki wykorzystaniu sprzętu informatyki, w szczególności mikrokomputerowego, o łatwym dostępie dla konstruktora i możliwościom wielokrotnego eksperymentu, np. symulacji komputerowej. Pojawiają się przy tym trudności i ograniczenia: wielka liczba zmiennych i kryteriów.

W pracy przedstawiony jest komputerowy system wspomaganie projektowania mechanizmów pomiarowych stworzony na podstawie przestrzennego modelu mechanizmu [3], uwzględniający właściwości metrologiczne i koszty mechanizmu. Zakłada się, że projektowanym obiektem może być złożony mechanizm pomiarowy płaski lub przestrzenny, który da się przedstawić jako szeregowo połączenie co najwyżej trzech mechanizmów elementarnych. Przez projektowanie rozumie się tu dobór struktury mechanizmu, a także określenie jakie mają być jego główne wymiary i ich

* Wyższa Szkoła Inżynierska, ul. Raclawicka 15/17, 75-620 KOSZALIN

tolerancje wykonawcze. Kryteria syntezy mogą być wybrane z następujących:

- 1) błąd nominalny (błąd poprawności) - odchylenie charakterystyki mechanizmu teoretycznego (posiadającego wymiary nominalne i żadnych luzów) od charakterystyki żądanej, np. prostoliniowej lub krzywoliniowej zdefiniowanej przez użytkownika [3,4];
- 2) błąd nominalny i od odchyłek wymiarów (składnik błędu wierności) dodatkowe odchylenie, spowodowane tym, że wymiary mechanizmu (np. długość dźwigni) są inne niż nominalne [3,4];
- 3) błąd nominalny i od luzów w parach kinematycznych (składnik błędu wierności) - dodatkowe odchylenie, spowodowane luzami w parach kinematycznych np. w łożyskach, prowadnicach [3,4];
- 4) sumaryczny błąd mechanizmu (algebraiczna suma błędu poprawności i błędu wierności p. 1,2,3);
- 5) wskaźnik trudności technologicznych wykonania struktury.

3. Charakterystyka systemu komputerowego

System MECH3POM wersja 2.0 jest programem napisanym w języku Turbo-Pascal wersja 5.5 na podstawie schematu blokowego przedstawionego na rys. 1. Bezpośrednio z terminala lub z dysku wprowadzane są tylko niezbędne informacje:

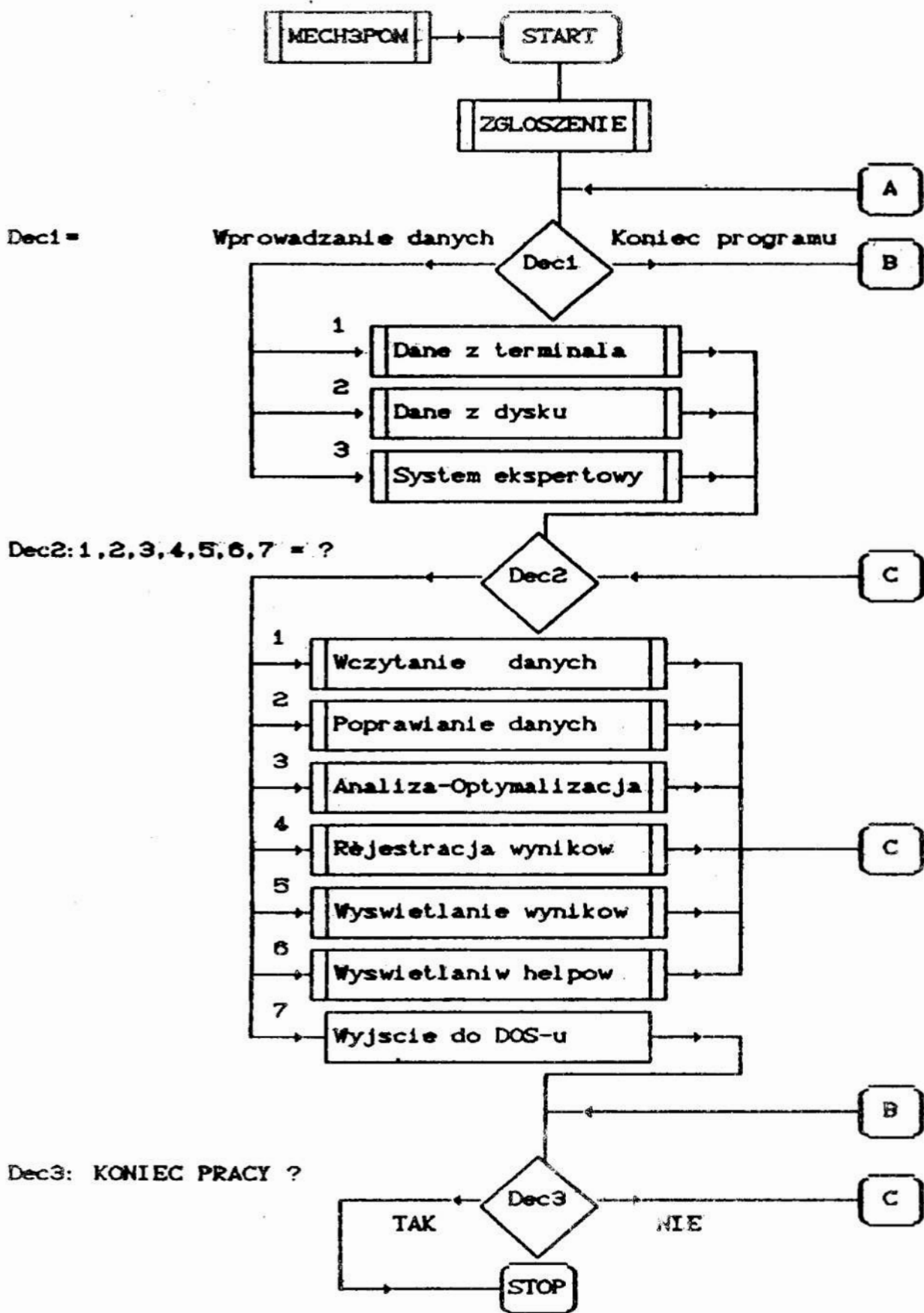
- liczba mechanizmów elementarnych;
- rodzaj ruchu na wejściu (postępowy lub obrotowy);
- zakres ruchu na wejściu i wyjściu kolejno wszystkich mechanizmów składowych;
- minimalne wymiary elementów mechanizmu;
- typ charakterystyki pomiarowej (liniowa lub nieliniowa).

Jeżeli wybrano opcje wczytania danych z dysku, to następuje wczytanie postaci strukturalnej mechanizmu z wcześniej założonego pliku dyskowego. Program wyświetli na ekranie monitora wszystkie istniejące na wskazanym katalogu pliki danych spełniające podany przez użytkownika warunek. Jeżeli warunek będzie w postaci **, wtedy zostaną wyświetlone nazwy wszystkich plików na podanym wcześniej katalogu. Dyskowy plik danych zawiera pełne informacje o mechanizmie. Każdy rekord zawiera informacje o jednym mechanizmie w strukturze. Liczba rekordów odpowiada więc liczbie mechanizmów składowych mechanizmu złożonego.

Kolejnym blokiem programu jest menu posiadające 7 opcji: **WPROWADZANIE DANYCH, POPRAWIANIE DANYCH, ANALIZA-OPTYMALIZACJA, WYŚWIETLANIE WYNIKÓW, DRUKOWANIE WYNIKÓW, WYŚWIETLANIE HELP'ÓW, WYJŚCIE DO DOS-u.**

Wybór opcji WPROWADZANIE DANYCH prowadzi do ponownego wczytania danych podstawowych ze skasowaniem danych wczytanych poprzednio.

Wybór opcji POPRAWIANIE DANYCH daje możliwość przeglądania wszystkich parametrów poszczególnych mechanizmów składowych takich jak: parametry konstrukcyjne, tolerancje, luzy, ograniczenia na parametry, tolerancje i luzy, a także współczynniki trudności wykonania, współczynnik rozszerzalności liniowej poszczególnych elementów mechanizmu i współczynnik aktywności. Współczynnik aktywności określa, które parametry konstrukcyjne, luzy czy tolerancje są zmiennymi



Rys. 1. Schemat blokowy programu
 Fig.1. Flow chart of the program

decyzyjnymi w trakcie optymalizacji i polioptymalizacji. Jeżeli wartość tego współczynnika jest niezerowa, wtedy parametr jest zmienną decyzyjną. Wartość tego współczynnika jest ponadto parametrem, na podstawie którego oblicza się wpływ danego parametru na funkcję kryterialną (gradient)

Program poprawiania danych został opracowany w celu zmniejszenia czasu potrzebnego na modyfikację analizowanego lub syntezowanego mechanizmu. Pozwala on na modyfikację tylko niektórych zmiennych wymienionych wyżej. Na początku programu tolerancje, luzy i współczynniki rozszerzalności liniowej przyjmują wartości zerowe, a współczynnik trudności wykonania jest przyjmowany jednakowy dla wszystkich mechanizmów.

4. Analiza, optymalizacja, polioptymalizacja

Opcja ANALIZA służy do analizy błędów mechanizmów złożonych maksimum z trzech mechanizmów elementarnych. Program ten oparto na wspólnym modelu matematycznym dla całej grupy mechanizmów dźwigniowych elementarnych. Model ten przedstawiony jest w pracy [2], a jego możliwości w pracy [3]. W przedstawianym programie mechanizm złożony składa się z maksimum trzech mechanizmów elementarnych. Połączenie ich polega na dopasowaniu sygnałów wejściowego następnego mechanizmu z sygnałem wyjściowym poprzedniego. Niemożliwa stała się tutaj uproszczona analiza mechanizmów [4,5], która była możliwa dla mechanizmów elementarnych. Niemożność ta wynika z tego, że w mechanizmie złożonym korzystnym jest zjawisko kompensacji błędów jednego mechanizmu przez pozostałe. Zjawisko to nakłada jednak obowiązek dokładnego analizowania każdego mechanizmu wchodzącego w skład mechanizmu złożonego. Analiza ta jest oparta na następującym algorytmie:

1. Obliczanie sygnału wyjściowego mechanizmu pierwszego dla stałej wartości sygnału wejściowego.
2. Na podstawie sygnału wyjściowego poprzedniego mechanizmu obliczany jest sygnał wyjściowy następnego itd., aż do wyczerpania liczby mechanizmów.
3. Zmiana wartości sygnału wejściowego pierwszego mechanizmu i powrót do p.1. aż do wyczerpania zakresu zmian sygnału (liczby punktów charakterystyki).

Dokładna analiza mechanizmów w każdym etapie powoduje znaczne zwiększenie czasu analizy mechanizmów złożonych w porównaniu z analizą mechanizmów elementarnych. Czas ten jest kilka do kilkudziesięciu razy większy niż by to wynikało z sumy czasów analizy mechanizmów elementarnych.

Po wykonaniu analizy komputer wyświetli wartości parametrów konstrukcyjnych (w lewym dolnym rogu), wykresy błędów jednego, dwóch lub trzech mechanizmów składowych (z prawej strony od góry ekranu) i wykres błędu mechanizmu złożonego (w lewym górnym rogu).

OPTYMALIZACJA - jest to synteza mechanizmów złożonych maksymalnie z trzech mechanizmów elementarnych.

Program OPTYMALIZACJA służy do określenia wartości parametrów konstrukcyjnych, parametrów określających położenie początkowe mechanizmu, odchyłek wykonawczych elementów mechanizmu i luzów w parach kinematycznych na

podstawie różnych kryteriów, przedstawionych w p. 2.

W związku z tym, że analiza mechanizmu złożonego trwa znacznie dłużej niżby to wynikało z sumy czasów analizy mechanizmów elementarnych, zaleca się przeprowadzenie dekompozycji zadania np. najpierw syntezę mechanizmów elementarnych a następnie optymalizację mechanizmów złożonych. Po wykonaniu syntezy mechanizmów elementarnych, wyniki należy zapisać na dysk pod dowolną nazwą, a następnie wczytać uzyskane rozwiązania jako elementy składowe mechanizmu złożonego.

W trakcie optymalizacji istnieje możliwość wyłączania poszczególnych zmiennych decyzyjnych z procesu optymalizacji. Możliwość ta daje efekty w postaci skrócenia czasu optymalizacji. Można to uzyskać poprzez zmianę wartości współczynnika aktywności (patrz POPRAWIANIE DANYCH).

POLIOPTYMALIZACJA - jest optymalizacją przy wybraniu jednocześnie dwóch kryteriów oceny. Polioptymalizacja jest realizowana jako optymalizacja ze skalarnym kryterium utworzonym jako suma ważona wybranych kryteriów [4]:

$$F = (1-w) * u_1(k_1) + w * u_2(k_2),$$

gdzie:

$k_i = k_i(x_1, \dots, x_p)$, ($i=1, 2$), są jawnymi funkcjami zmiennych decyzyjnych,

$u_i(k_i)$ - są funkcjami użyteczności,

w- współczynnik wagi.

Kryteria oceny są takie same jak przy optymalizacji. Po wybraniu kryterium pierwszego system proponuje określenie funkcji użyteczności [3]. Funkcja ta określa minimalne maksymalne wartości kryterium. W programie przyjęto określenie funkcji użyteczności na podstawie siedmiu wartości funkcji. Obliczanie wartości funkcji użyteczności dla wartości pośrednich kryterium przeprowadza się na podstawie liniowej interpolacji wartości poprzedniej i następnej.

Następnie w analogiczny sposób przetwarzane jest drugie kryterium. Po przeprowadzeniu skalaryzacji wprowadzana jest wartość współczynnika wagi. Współczynnik wagi powinien mieć wartość z przedziału $0 \leq w \leq 1$. Wartość zerowa odpowiada optymalizacji na podstawie kryterium wybranego jako pierwsze, wartość $w=1$ odpowiada optymalizacji na podstawie drugiego wybranego kryterium.

Klawisz <Esc> przerywa proces optymalizacji lub polioptymalizacji w momencie wydruku wartości na ekran. Przerwanie może więc dopiero nastąpić po dłuższej chwili. Po zatrzymaniu procesu na ekranie pojawi się pytanie czy rzeczywiście przerwać optymalizację.

5. Wyniki działania programu

REJESTRACJA WYNIKÓW jest blokiem umożliwiającym zapis na dysk lub wyprowadzenie na drukarkę danych lub wyników zarówno w trybie graficznym (wykresy, schematy mechanizmów) jak i tekstowym. Możliwe jest ustawienie katalogu, z którego są wczytywane lub zapisywane dane (wyniki) i interaktywnego wyboru nazwy zbiorów. WYŚWIETLANIE WYNIKÓW pozwala na obserwację wyników uzyskanych w wyniku działania programów ANALIZA, OPTYMALIZACJA i POLIOPTYMALIZACJA zorganizowanych jako drugi ekran graficzny. Istnieje

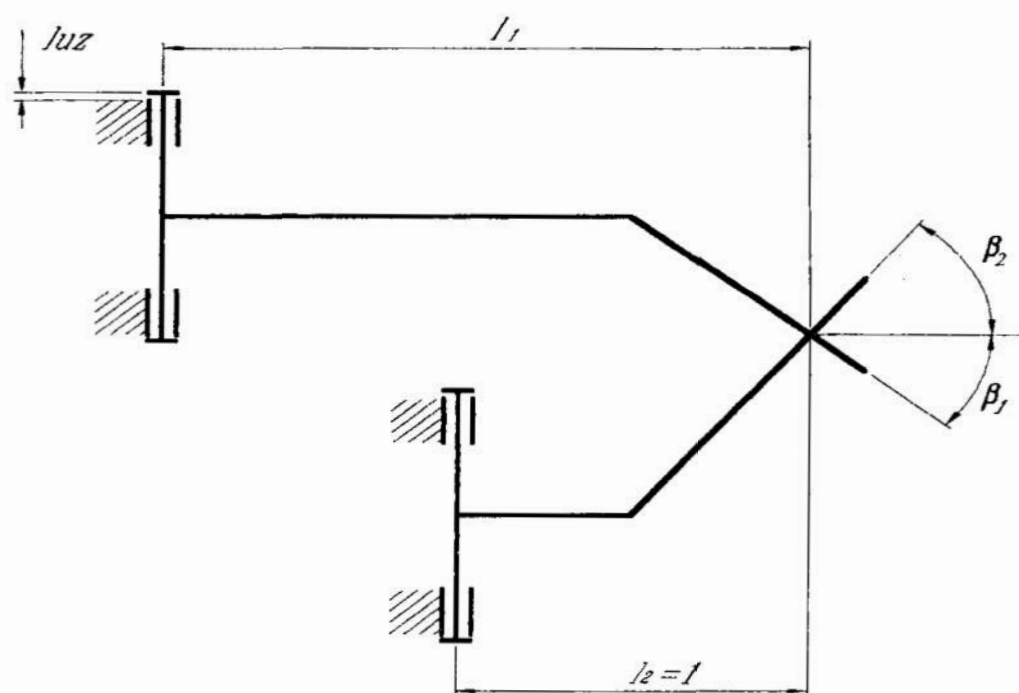
możliwość kopiowania obu ekranów graficznych na drukarkę.

Opcja WYŚWIETLANIE HELPÓW pozwala na odczytywanie z dysku, zapis na dysk lub na drukarkę pomocniczych tekstów informacyjnych dotyczących całego systemu. Jednym z bloków HELP jest tablica tolerancji wymiarów od 0 do 250 mm, od 4 do 12 klasy dokładności, pomocna przy ustalaniu tolerancji wymiarów mechanizmu.

Blok WYŚWIETLANIE HELPÓW może być również wykorzystany do zapisu na dysk informacji dotyczących uzyskanych rozwiązań czy wprowadzonych danych. Ponieważ cały system korzysta z trybu graficznego więc i okno w którym pojawiają się teksty informacyjne jest w trybie graficznym.

Ostatni blok WYJŚCIE do DOS-u ma dwie możliwości: powrót na początek programu, lub zakończenie sesji z programem i ma na celu zabezpieczenie przed przypadkowym zakończeniem pracy z programem..

Ponadto w każdym bloku wyboru opcji istnieje możliwość powrotu do bloku pierwszego (ESC) i ponowny wybór opcji, również przerwanie pracy systemu przy pomocy kombinacji ^END, druku zawartości ekranów graficznych na drukarkę (Alt-1 - ekran główny, Alt-2 -ekran wyników, Alt-3 - główny powiększony, Alt-4 - wyniki powiększony). W niniejszej pracy zamieszczono krótkie opisy jedynie tych opcji na których skupia się główna uwaga użytkownika systemu. Konstrukcja systemu jest przejrzysta i nie wymaga na ogół dodatkowych komentarzy przy posługiwaniu się programem.



Rys. 2. Przykład syntezowanego mechanizmu.

Fig. 2. Exemplar mechanism subjected to synthesis

Jako przykład uzyskanego rozwiązania przedstawiono mechanizm drążkowy, od którego wymagano minimalnego błędu przy przetwarzaniu ruchu obrotowego dźwigni o długości l_1 na ruch obrotowy dźwigni $l_2 = l_1$ o kąt obrotu ± 0.5 rad. z przełożeniem i

= H (rys.2). Założono przy tym, że dźwignie posiadają luz poosiowy. Określano wartości trzech parametrów l_1 , β_1 i β_2 . Wyniki syntezy wartości parametrów w zależności od wartości luzu, przedstawione są w tabelicy 1 [4].

Tablica 1.

Parametry	Rozwiązania optymalne				
luz poosiowy mm	0	0.01	0.05	0.1	0.5
l_1	10.00172	10.00172	10.00177	10.00175	10.8076
β_1	-0.56696	-0.47177	-0.37582	-0.46571	1.5708
β_2	0.97618	0.88227	0.8680	0.92444	0

Rozwiązanie pierwsze jest optymalnym ze względu na błąd liniowości charakterystyki. Rozwiązanie ostatnie jest niewrażliwe na luz poosiowy a pozostałe są kompromisem między wpływem błędu nieliniowości i luzu poosiowego.

2. Wymagania sprzętowe i ograniczenia

Program MECH3POM może być zainstalowany na mikrokomputerach typu IBM PC/XT/AT z kartą graficzną HERCULES (720x348, 2 strony) i koprocesorem arytmetycznym. Wymagana wolna pamięć operacyjna ok. 200 kB. Komputer może być wyposażony w drukarkę i ploter. Programy przetestowano we współpracy z drukarkami STAR SG-10, STAR NX-15 i ploterem produkcji POLITECH&NISS - PEN3A. System został opracowany w ramach CPBP 02.20 [4,5] przez zespół pod kierunkiem Prof. W. Tarnowskiego w języku TurboPascal i przetestowany na mikrokomputerze typu IBM PC/XT/AT. Posiada on szerokie możliwości analizy i optymalnej syntezy mechanizmów pomiarowych. Może być wykorzystany w pracowniach konstruktorów i w dydaktyce.

Literatura

- [1] W. Tarnowski: Wykorzystanie polioptymalizacji do jednoczesnej optymalizacji struktury konstrukcji i jej parametrów. Zeszyty Naukowe Wydziału Mechanicznego nr 10, WSInż Koszalin 1987.
- [2] T.Bil : Synteza mechanizmu dźwigniowego z wyższą parą kinematyczną w postaci powierzchni cylindrycznych. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej 1987, seria Mechanika z. 85.
- [3] T.Bil : Przestrzenny model mechanizmu dźwigniowego i jego możliwości. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej 1989, seria Mechanika z. 91.
- [4] Komputerowo wspomaganą metodyką syntezy mechanizmów przyrządów pomiarowych ze względu na ich błędy statyczne (praca zbiorowa). Raport CPBP 02.20, Etap I-V.Koszalin 1986-1990.
- [5] W. Tarnowski, T. Bil, T. Kiczkiwiak :Komputerowy system wspomagania projektowania mechanizmów pomiarowych. Metrologia i systemy pomiarowe. Nr 2. Warszawa 1989.

Streszczenie

W pracy przedstawiono program komputerowego wspomagania projektowania mechanizmów pomiarowych. Program oparty jest na przestrzennym modelu mechanizmu uogólniającym grupę elementarnych mechanizmów. Model taki pozwala na jednorodny opis wszystkich mechanizmów składowych. Mechanizmy te mają zastosowanie w układach przyrządów precyzyjnych. Synteza wybranych mechanizmów odbywa się metodami optymalizacji i polioptymalizacji na podstawie kryteriów określających dokładność realizowania przez mechanizm założonej funkcji lub trudności wykonania mechanizmu.

Analysis and Synthesis of Mechanisms in Computer Aided Design Systems of Measuring Mechanisms

Summary

Computer Aided Design System of Measuring Mechanisms is presented. The algorithm is based on the 3-D space model which generalised a set of elementary mechanisms. A uniform standard description of all elementary mechanisms is possible as a consequence of the model. The mechanisms are applied in measurement devices. Synthesis of chosen mechanisms is completed with optimization and polyoptimization methods, on criteria of the accuracy of the mechanism or of the manufacturing costs.

Aplikacyjne własności sztucznych sieci neuronowych

1. Wprowadzenie

Bardzo często przy rozwiązywaniu problemów technicznych nie są znane ścisłe zależności matematyczne opisujące rozpatrywane zjawisko lub układ, co uniemożliwia zastosowanie metod algorytmicznych przy ich rozwiązywaniu. Także może okazać się niemożliwe określenie reguł niezbędnych do zastosowania Systemu Ekspertowego (Expert System). W takim przypadku wydaje się celowe zbadanie możliwości zastosowania nowego 'dziecka' Sztucznej Inteligencji (AI - Artificial Intelligence) - Sztucznej Sieci Neuronowej (ANN - Artificial Neural Network).

Sztuczne Sieci Neuronowe wykazują wiele interesujących cech [1]:

- umożliwiają rozwiązywanie problemu bez modelowania obiektu (procesu) i bez formułowania jego algorytmu;
- radzą sobie efektywnie z problemem rozpoznawania obrazu ;
- rozwiązują problemy nieliniowe (np. modelowanie obiektów nieliniowych);
- wykazują zadziwiającą tolerancję na błędy danych wejściowych, jak i uszkodzenia struktury sieci neuronowej;
- proste w budowie, w przygotowaniu i w wykorzystaniu;
- mogą być bardzo szybkie w działaniu, co umożliwia wykorzystanie ich w układach czasu rzeczywistego.

W tym tekście przedstawiono niektóre cechy aplikacyjne sieci neuronowych, szczególnie te które predestynują je do rozwiązywania skomplikowanych problemów modelowania, sterowania, diagnostyki i innych problemów technicznych.

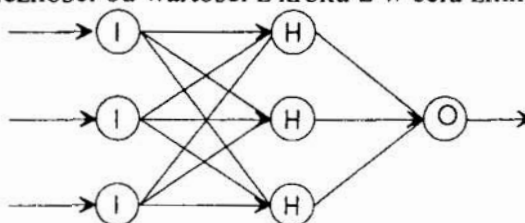
Cechy aplikacyjne sieci neuronowych zademonstrowano na trzech przykładach. Pierwszy przykład dotyczy rozpoznawania liczb dodatnich i ujemnych; program został napisany przez

¹ Politechnika Gdańska
Narutowicza 11/12 80-952 Gdańsk

Autora w języku Turbo Pascal 7.0 firmy Borland. Drugi przykład - klasyfikacja znaków - oraz trzeci przykład diagnostyka silnika spalinowego - zostały wykonane z użyciem gotowego symulatora (shella) sieci neuronowych ANSIM firmy Science Applications International Corporation. Symulator ten ma wbudowanych 13 algorytmów (tzw. paradygmatów) sieci neuronowych [2], w tym wsteczną propagację (Back Propagation). W obu przykładach (drugim i trzecim) wykorzystano właśnie ten algorytm.

Algorytm ten polega na:

1. określeniu błędu kwadratowego pomiędzy wartością żadaną a wartością wyliczoną przez sieć na podstawie danych wejściowych, struktury sieci i parametrów sieci (wag połączeń);
2. określeniu wpływu każdej z wag na błąd z kroku 1;
3. modyfikacji wag w zależności od wartości z kroku 2 w celu zmniejszenia błędu z kroku 1.



- I - węzeł warstwy wejściowej
- H - węzeł warstwy ukrytej
- O - węzeł warstwy wyjściowej

Rys. 1 Przykładowa struktura sieci neuronowej
 Fig. 1 Example of neural network structure

2. Przykład 1: Rozpoznawanie liczb dodatnich i ujemnych

Celem tego przykładu jest zademonstrowanie dwóch cech sieci neuronowej:

- zdolności do wyboru danych wejściowych istotnych i zignorowania nieistotnych (w procesie uczenia sieci) w zbiorze wszystkich danych wejściowych;
- zdolności do rozwiązania zadania z którym sieć się jeszcze nie spotkała (w procesie użytkowania sieci).

Przed siecią postawiono następujące zadanie: w zbiorze liczb całkowitych dodatnich i ujemnych w zakresie od -50 do +50 rozróżniać znak liczby (oczywiście bez uprzedniego wprowadzenia jakichkolwiek zależności algebraicznych przez człowieka).

Do rozwiązania problemu zastosowano najprostszą dwuwarstwową sieć neuronową z jednym węzłem w warstwie wyjściowej, czyli sieć odpowiadającą w swojej budowie pojedynczemu neuronowi.

Warstwa wejściowa sieci składa się z dziewięciu wejść ponumerowanych od 0 do 8. Wejścia od 1 do 8 służą do wprowadzania liczby badanej. Wejście 0 służy do ustalenia progu w węźle warstwy wyjściowej. Na wejście to stale podaje się sygnał (-1). Powoduje to, że próg w węźle warstwy wyjściowej jest równy wadze W_0 , czyli wadze połączenia węzła wejściowego 0 z węzłem warstwy wyjściowej. Dla jednej liczby stosujemy wejścia od 1 do 8 ponieważ przed wprowadzeniem do sieci dokonujemy jej przekodowania na postać bitową (postać liczby typu Short Integer; w tym kodzie ósmy bit odpowiada za znak). Bitowi aktywnemu odpowiada wprowadzenie na wejście wartości (0.5) a nieaktywnemu (-0.5). W tabelicy 1 przedstawiono przykład przekodowania liczby (-37).

Numer bitu i wejścia	8	7	6	5	4	3	2	1
Postać bitowa liczby (-37)	1	0	1	0	0	1	0	1
Sygnał na wejściu	0.5	-0.5	0.5	-0.5	-0.5	0.5	-0.5	0.5

Tablica 1 Przykład kodowania liczby -37.

Table 1 Example of coding of number -37

Zbiór uczący sieci składa się z dwóch trzydziesto-elementowych zbiorów. Zbiór pierwszy to 30 losowo wybranych liczb z zakresu (-50) do 50, natomiast drugi to zestaw przyporządkowanych im poprawnych odpowiedzi w postaci predefiniowanego typu wyliczeniowego (DODATNIA, UJEMNA).

Jako algorytm nauczania zastosowano poniższy algorytm wywodzący się od algorytmu stosowanego w literaturze dla uczenia Perceptronu [3]; zastosowano następujące oznaczenia:

- i - numer wejścia lub wagi;
- j - numer kolejnej prezentacji ze zbioru uczącego;
- n - liczba węzłów wejściowych i liczba wag;
- I - dane wejściowe ze zbioru uczącego;
- O - dane wyjściowe obliczone przez sieć;
- T - dane wyjściowe wzorcowe ze zbioru uczącego;
- W - wektor wag;
- f - funkcja progowa;

1. Krok pierwszy
 - określenie funkcji progowej;
 - nadanie początkowej, np. losowej wartości wagom;
2. Krok drugi


```

REPEAT
error := false;
FOR j := 1 TO ilosc_prezentacji DO
  BEGIN
    Qj=f(Σ(Iji*Wji))
    IF Oj <> Tj THEN
      BEGIN
        error := true;
        IF Oj>Tj THEN FOR i:=1 TO n DO wji=wji-Iji;
        IF Oj<Tj THEN FOR i:=1 TO n DO wji=wji+Iji;
      END
    END
  END
UNTIL NOT error;
```

Na podstawie przedstawionego zbioru treningowego i algorytmu uczącego zrealizowano w systemie Turbo Pascal 7.0 symulator sieci neuronowej uczącej się rozpoznawać znak liczby z zakresu (-50..50) i przetestowano ją dla losowo wybranych liczb z tego zakresu. Program budował sieć, uczył ją rozwiązywać problem, testował wyuczoną sieć i, w postaci pliku tekstowego, raportował przebieg nauczania i testu. Przykładową zawartość pliku podaje tablica 2 i tablica 3.

Cykl	Próg	Waga 1	Waga 2	Waga 3	Waga 4	Waga 5	Waga 6	Waga 7	Waga 8
Start	0.030	0.360	0.240	-0.360	-0.340	0.190	0.040	0.390	-0.450
1	0.030	0.360	-0.760	0.640	-0.340	0.190	-0.960	-1.610	-2.450
2	0.030	-0.640	-0.760	0.640	-0.340	0.190	0.040	-2.610	-3.450
3	0.030	1.360	0.240	0.640	0.660	0.190	0.040	-2.610	-3.450

Tablica 2 Raport o procesie uczenia.

Table 2 Learning process raport

Liczba	13	30	28	-43	-8	43	10	-9	21	-49	-2	-43	2
Znak	(+)	(+)	(+)	(-)	(-)	(+)	(+)	(-)	(+)	(-)	(-)	(-)	(+)

Tablica 3 Raport o procesie testowania

Table 3 Test raport

Tabela 2 pokazuje zmianę wag w kolejnych cyklach iteracji procesu uczenia, natomiast tabela 3 podaje 12 losowo wybranych liczb i ich znak rozpoznany przez sieć. Jak widać, sieć wszystko rozpoznała poprawnie. Ilość powtórek mówi ile liczb ze zbioru testującego występowało w zbiorze uczącym.

Przykład udowadnia, że sieć potrafiła wywnioskować, który bit i w jaki sposób odpowiada za znak liczby. Umożliwiło to prawidłową odpowiedź dla liczb nie wchodzących w skład zbioru uczącego, czyli rozwiązanie przypadków z którymi sieć się jeszcze nie spotkała.

3. Przykład 2: Rozpoznawanie obrazu i klasyfikacja znaków

Celem tego przykładu jest zademonstrowanie zdolności sieci neuronowej:

- do rozpoznawania obrazu;
- do wyeliminowania (lub minimalizacji) wpływu błędów danych na wejściu na odpowiedź sieci (na przykład uszkodzenie jednego z czujników pomiarowych).

Postawiono następujące zadania:

- na podstawie zbioru treningowego nauczyć sieć klasyfikacji dużych i małych liter oraz cyfr przedstawianych jako obraz pikselowy w matrycy 8 na 8 punktów;
- wykorzystać sieć do klasyfikacji obrazów również po wprowadzeniu zaburzeń w postaci zgaszenia (lub zapalenia) pewnej liczby punktów w matrycy znaku.

Stan	Wyjście 1	Wyjście 2	Wyjście 3
Duża litera	0.5	-0.5	-0.5
Mała litera	-0.5	0.5	-0.5
Cyfra	-0.5	-0.5	0.5

Tablica 4 Opis odpowiedzi sieci neuronowej

Table 4 Neural network answer code

Do rozwiązania zadania zaprojektowano, używając symulatora ANSIM, trzywarstwową sieć neuronową. Liczba wejść określona jest przez rozmiar matrycy znaku i wynosi 64. W warstwie ukrytej zaprojektowano również 64 węzły.

Wyjście natomiast składa się z trzech węzłów (tablica 4).

Każdemu punktowi z matrycy znaku przyporządkowano jedno wejście do sieci na które podawano sygnał X zgodnie z zasadą: jeżeli punkt jest zapalony to $X=-0.5$, w przeciwnym wypadku $X=0.5$.

W procesie nauczania sieci zastosowano algorytm wstecznej propagacji (BP).

Zbiór uczący składał się z matryc opisujących znaki A..Z, a..z i 0..9 oraz odpowiadających im numerów klas do których należą.

Po zakończeniu treningu sprawdzono czy sieć przeprowadza prawidłową klasyfikację. Próba ta zakończyła się sukcesem. Jedynym nie rozwiązany problemem była przynależność znaków 0 (zero) i O (duża litera). Przyczyna leży w tym że matryce tych znaków są identyczne. Powodzenie tej próby udowadnia zdolność sieci do rozpoznawania obrazu bitowego. Jednak w rzeczywistości obraz nigdy nie jest tak ostry i powtarzalny jak w przeprowadzanym teście. Dlatego w drugiej próbie wprowadzono zakłócenia obrazu. Przygotowując zbiór treningowy dla każdej matrycy znaku wylosowano dwa punkty i zmieniono ich wartości na przeciwne. W ten sposób wprowadzono dwa błędne sygnały (z 64 sygnałów wejściowych).

Ponowny test również zakończył się sukcesem. Sieć przeprowadziła poprawnie klasyfikację znaków, oczywiście z wyjątkiem znaku 0 i O. Drugi test potwierdza zdolność sieci do rozpoznawania obrazu i ukazuje jej odporność na błędy na wejściu.

Rozpoznawanie obrazu nie musiało zakończyć się sukcesem. W przypadku błędnego zdefiniowania wejść nie uzyskano by poprawnych rezultatów. Załóżmy, że ośmiu punktom odpowiada nie osiem wejść binarnych tylko jedno liczbowe, a punkty zakodowane są w postaci liczby typu byte. Przeanalizujemy liczby 128, 127 i 126. Postacie binarne tych liczb są następujące:

Liczba	bit 8	bit 7	bit 6	bit 5	bit 4	bit 3	bit 2	bit 1
128	1	0	0	0	0	0	0	0
127	0	1	1	1	1	1	1	1
126	0	1	1	1	1	1	1	0

Tablica 5 Bitowa reprezentacja liczb

Table 5 Bit structure of numbers

Analiza powyższej tablicy nasuwa następujące wnioski:

- pary liczb (128,127) i (127,126) różnią się o tą samą wartość bezwzględną;
- zestaw punktów reprezentowanych przez liczby 127 i 126 jest zbliżony;
- zestaw punktów reprezentowanych przez liczby 128 i 127 jest całkowicie różny.

Można więc stwierdzić, że taki sposób (w postaci jednej liczby) kodowania obrazu jest niereprezentatywny dla sieci (różniącemu się układowi punktów może odpowiadać podobna liczba) i błędny. Uniemożliwi on poprawne wyuczenie sieci rozpoznawania obrazu.

4. Diagnostyka uszkodzeń silnika

Przykład ilustruje niepowodzenie w procesie trenowania sieci spowodowane zbyt ubogim zbiorem treningowym i drogą która doprowadziła do określenia tej przyczyny.

Przed siecią neuronową postawiono zadanie rozpoznawania stanu awaryjnego okrętowego silnika spalinowego. Zbiór uczący składał się z 50 zestawów danych pomiarowych istotnych z punktu widzenia diagnostyki ograniczając się tylko do dwóch stanów silnika: sprawny i z zapchanym filtrem turbosprężarki.

Zaprojektowano sieć neuronową trzywarstwową o trzynastu wejściach (tylę danych opisywało stan silnika), trzynastu węzłach w warstwie ukrytej i jednym wyjściu określającym stan silnika.

Jako algorytm nauczania ponownie wybrano wsteczną propagację (BP).

Przed przystąpieniem do treningu dane wejściowe poddano normalizacji sprowadzając ich wartość do przedziału od -0.5 do 0.5. Ustawiono również dokładność treningową, czyli wartość globalnego błędu kwadratowego pomiędzy wartością wyliczoną przez sieć a wartością wzorcową podaną w zbiorze treningowym. Następnie przystąpiono do treningu. Algorytm uczenia dość szybko osiągnął błąd niższy od granicznego i zakończył trening. Niestety test wykazał, że sieć nie

nauczyła się rozpoznawać stanów silnika. Nasunęło to przypuszczenie, że struktura sieci jest zbyt uboga, więc zwiększono liczbę warstw do pięciu. Jednak nie dało to rezultatów. Ponieważ praktycznie nie stosuje się sieci neuronowych oliczbie warstw większych od pięciu [3, 4], więc dalszą rozbudowę sieci realizowano poprzez zwiększanie liczby węzłów w warstwach ukrytych. I to również nie dało pozytywnych rezultatów. Nasuwały się trzy wnioski:

- dane są niereprezentatywne;
- algorytm BP nie jest zbyt skuteczny dla charakteru istniejących danych;
- jest zbyt mało danych w zbiorze treningowym .

Uznano, że dane są reprezentatywne, ponieważ na ich podstawie człowiek potrafił określić stan silnika. Algorytm BP jest najszerzej stosowanym algorytmem i nadaje się praktycznie do wszystkich zastosowań. Ponadto z literatury wynika, że zastosowanie tego algorytmu dla podobnego zagadnienia w Ford Motor Company [5, 6] dało dobre rezultaty.

Pozostała więc trzecia przyczyna: zbyt mały zbiór treningowy. Przeanalizowanie tego zbioru doprowadziło do stwierdzenia, że istniejący zbiór wyników pomiarów można podzielić na grupy, w których wartości różnią się jedynie o wartość błędu pomiarowego. Spowodowało to, że faktycznie zbiór treningowy zawierał tylko 10 różniących się prezentacji uczących. Porównanie tej ilości z ilością zastosowaną w Ford Motor Company oraz fakt że, algorytm wstecznej propagacji 'lubi' liczne zbiory uczące, utwierdza w przekonaniu, że przyczyną niepowodzenia był zbyt ubogi zbiór uczący.

5. Zakończenie

Mając na względzie to jak młodą dziedziną są sieci neuronowe, a szczególnie ich komercyjne zastosowania, zadziwiający jest zakres branż w których znalazły już zastosowanie. Należą do nich: medycyna, geologia, transport, CAD, obronność, robotyka, sterowanie procesami, technologia maszyn, elektronika, chemia, systemy zabezpieczenia, ubezpieczenia, telekomunikacja, sport, finanse, reklama, bankowość, klimatologia, przewidywanie katastrof, lotnictwo, kosmonautyka, astronomia i inne.

W obszarze zainteresowań inżyniera mechanika można przykładowo wymienić następujące zastosowania [1, 4]:

- kompresja map bitowych, identyfikacja elementów składowych zespołów maszyn;

- robotyka: algorytmy systemów wizyjnych, systemy sterowania ruchu, analiza trajektorii ruchu, orientacja w przestrzeni trzywymiarowej;
- sterowanie procesami: symulacja procesów chemicznych, diagnostyka systemów sterowania, sterowanie procesami nieliniowymi itd;
- konstrukcja i eksploatacja środków transportu: algorytmy działania autopilotów, diagnostyka silników, diagnostyka układów hamulcowych, analiza napraw gwarancyjnych, systemy decyzyjne w sytuacjach awaryjnych (szczególnie w lotnictwie i transporcie morskim);
- technologia i produkcja: kontrola procesów spawania, interpretacja testów nieniszczących, samotrenujące systemy dozoru jakości.

Przykładem udanego zastosowania sieci neuronowej w przemyśle jest wprowadzony przez firmę Ford Motor Company system poprodukcyjnej kontroli silników. Wcześniejsze próby zautomatyzowania i skomputeryzowania tego etapu nie powiodły się. Powodzeniem natomiast zakończyły się próby wykorzystania sieci neuronowej z algorytmem nauczania Back Propagation. Dla silnika sześciocylindrowego przedstawiono sieci zbiór uczący zawierający 868 prezentacji. Sieć nauczyła się reagować na 23 uszkodzenia mogące wystąpić podczas diagnozy. Skuteczność działania systemu diagnostycznego z siecią neuronową określono na 100% [5, 6].

Innym przykładem jest zastosowanie sieci do regulacji poziomu pH w zbiorniku. Przy niewielkich wahaniach zadawalające wyniki dawało użycie klasycznego regulatora. Jednak przy dużych zakłóceniach dopiero zastosowanie sieci neuronowej w wyraźny sposób poprawiło jakość regulacji [7].

Według danych firmy NeuralWare Inc. [1], zajmującej się profesjonalnie sieciami neuronowymi, wprowadzenie ich produktów (czyli sieci neuronowych) do sterowania procesami produkcyjnymi w zakładach na terenie Pittsburgh'a dało średnie oszczędności finansowe rzędu 20 do 30% na skutek spadku zużycia materiałów i energii oraz podniesienia jakości wyrobów. Przy wykorzystaniu sieci do modelowania procesów w celu dalszej optymalizacji uzyskano korelacje zgodności modelu z obiektem rzeczywistym rzędu od 0.95 do 0.999.

Ciekawe nowe cechy aplikacyjne sieci neuronowych, efekty uzyskiwane dzięki ich zastosowaniu oraz coraz szybsze i tańsze komputery wróżą dalszy dynamiczny rozwój sieci neuronowych w nowych dziedzinach i zastosowaniach.

Literatura

1. An Overview Of Neural Computing v 2.0 (na dyskietce), NeuralWare Inc. (Pittsburgh, Pennsylvania USA);
2. ANSim Artificial Neural Systems Simulation The Manual, Science Applications International Corporation;
3. Beale R., Jackson T.: Neural Computing: An Introduction. ADAM HOLDER Bristol, Philadelphia, New York;
4. Tadeusiewicz R.: Sieci Neuronowe. Akademicka Oficyna Wydawnicza W-wa 1993;
5. Ford Motor Company Scientific Research Laboratories, Michigan, 1990 IJCNN San Diego;
6. Marko K., James J., Dossall J., Murphy J. : Automotive Control System Diagnostics. Ford Motor Company, 1989 IJCNN;
7. IEE Control System Magazine vol. 10 No 3 1990, raport University of Maryland, Chem. Eng. Dept.;

Streszczenie

Artykuł przedstawia aplikacyjne cechy sztucznych sieci neuronowych, predestynujące je do zastosowań przy rozwiązywaniu skomplikowanych problemów naukowo-technicznych. Trzy przykłady ilustrują omawiane cechy (zdolność do generalizacji wiedzy, zdolność do rozpoznawania obrazu, odporność na błąd danych wejściowych i inne).

Applicable features of artificial neural networks

Some interesting applicable features of artificial neural networks are presented. Three examples introduce knowledge generalization ability, image recognition, fault tolerance and others.

Wykorzystanie komputera do optymalnego zaprojektowania przekładni zębatej walcowej

Konieczność ciągłego podwyższania niezawodności i trwałości maszyn stawia i w stosunku do przekładni zębatach zastrzone wymagania konstrukcyjne. Przeprowadzenie obliczeń konstrukcyjnych kół zębatach zwykłymi technikami obliczeniowymi stwarza znaczne trudności zarówno na etapie doboru parametrów uzębienia jak i przy wyznaczaniu nośności kół, szczególną trudność stanowi optymalizacja przekładni

Podstawową trudnością przy doborze parametrów uzębienia jest konieczność jednoczesnego spełnienia kilku wymogów jak np. uzyskanie znormalizowanej odległości osi i znormalizowanego modułu przy równoczesnym utrzymaniu wartości czołowego kąta przyporu α_{tw} i współczynników przesunięcia zarysu (korekcji) w wąskim przedziale.

Czasochłonność obliczeń wytrzymałościowych przekładni zębatach i iteracyjne metody optymalizacji ich konstrukcji powodują, że tradycyjne metody obliczeń tych zespołów są żmudne i obciążone ryzykiem pomyłki. Trudności te eliminuje zastosowanie elektronicznej techniki obliczeniowej. Dzięki szybkości obliczeń, jaką zapewnia użycie maszyny cyfrowej, konstruktor dysponując odpowiednim programem komputerowym ma możliwość przeprowadzenia w krótkim czasie dużej ilości obliczeń uwzględniających wpływ zmian wybranych parametrów na wielkości weryfikujące konstrukcję. Z otrzymanych wyników, użytkownik może już stosunkowo łatwo wybrać wariant optymalny w świetle przyjętego kryterium.

Jednak, aby proces projektowania mógł być wspomagany komputerem, potrzebne są odpowiednie programy komputerowe. Programy takie nie zawsze są dostępne na rynku i dlatego zazwyczaj są one tworzone przez samych użytkowników.

Przykładem takiego programu wspomagającego projektowanie przekładni zębatach jest program opracowany w Zespole Podstaw Konstrukcji Maszyn Instytutu Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn Politechniki Wrocławskiej.

Program ten umożliwia:

- dobranie cech konstrukcyjnych dla kół zębatach walcowych o zębach prostych lub skośnych oraz dokonanie weryfikacji dobranych cech według kryteriów nośności tj. odporności na zmęczeniowe złamanie zęba i na pitting,
- takie dobranie cech konstrukcyjnych kół, aby odległość ich osi była znormalizowana,
- przeprowadzenie oceny nośności przekładni już wytworzonej na podstawie obliczonej wartości współczynników bezpieczeństwa ze względu na zmęczeniowe złamanie zęba u jego podstawy i na naprężenia stykowe,
- przeprowadzenie analizy wpływu wybranej cechy konstrukcyjnej kół zębatach na ich nośność,

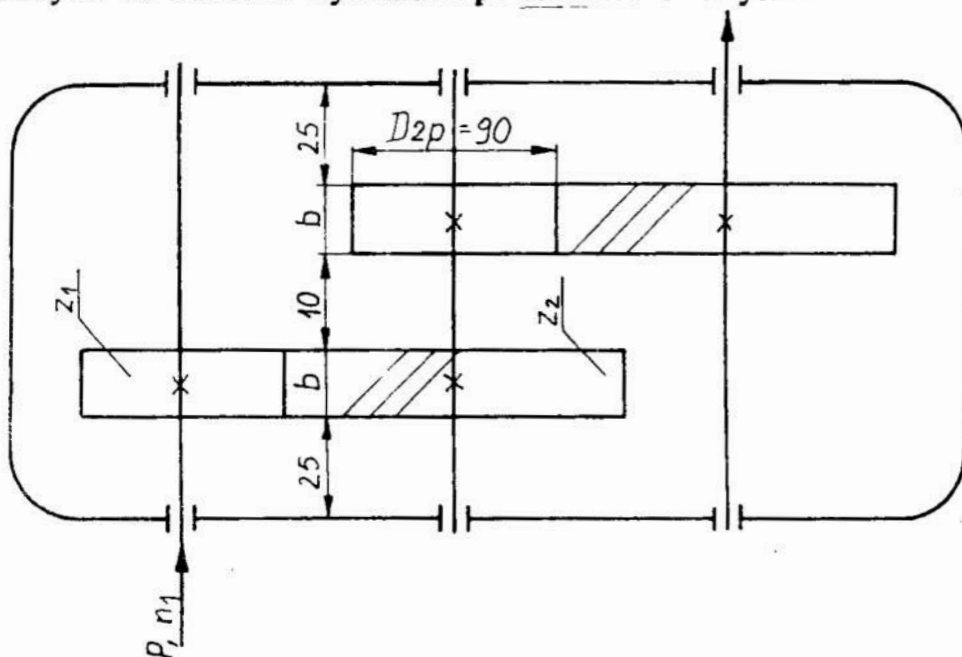
*Politechnika Wroclawska, Wroclaw

- obliczenie nominalnych i maksymalnych wartości sił działających w ząbieniu,
- zaprojektowanie kół zębatach o znormalizowanym i dowolnym zarysie odniesienia,
- wyznaczenie nośności kół zębatach przy obciążeniu zmiennym oraz stopniowo się zmieniającym (wg cyklogramu obciążeń).

Obliczenia sprawdzające kół, tj. wyznaczenie współczynników bezpieczeństwa ze względu na zmęczeniowe złamanie zęba u jego podstawy i na naprężenia stykowe są oparte na wzorach podanych w [1]. Dokładny opis tego programu wraz z algorytmem zamieszczony jest w [2].

Dla zilustrowania korzyści jakie daje konstruktorowi wykorzystanie ETO w procesie projektowania, podano przykład rozwiązania zadania konstrukcyjnego przeprowadzonego za pomocą omówionego programu.

Treścią zadania jest dobranie cech konstrukcyjnych dla pierwszego stopnia przekładni zębatej, która ma przenieść moc $P=5,5$ kW. Prędkość obrotowa zębnika $n_1=1430$ obr/min, a przełożenie $u=3,15$. Schemat kinematyczny przekładni wraz z niezbędnymi do obliczeń wymiarami przedstawiono na rys.1.



Rys.1. Schemat kinematyczny projektowanej przekładni zębatej.

Fig.1. The kinematic diagram of designing gear.

Obliczenia konstrukcyjne projektowanych kół wykonano dla współczynnika nadwyżki dynamicznej zewnętrznej (współczynnika warunków pracy) $K_a=1,5$ oraz trwałości $L_h=20000$ h. Jako kryterium optymalnego doboru cech geometrycznych projektowanych kół, przyjęto kryterium ekstremalnej wartości współczynników bezpieczeństwa na złamanie zęba i na pitting.

Poszukiwanie najwłaściwszego rozwiązania przekładni prowadzono w obszarze różnych wartości szerokości kół zębatach i różnych klas dokładności ich wykonania. Badano wpływ szerokości kół zębatach oraz klasy dokładności ich wykonania na wartość współczynników bezpieczeństwa na złamanie zęba i na pitting. Analizie pod-

dano trzy klasy dokładności wykonania t.j. 6,7,8 oraz szerokości kół w zakresie od 10 do 40 mm.

Wyniki przeprowadzonych 21 wariantów obliczeń ilustrujących wpływ szerokości kół zębatach i klasy dokładności ich wykonania na wartość współczynników bezpieczeństwa zębów na złamanie i pitting przedstawiono w tabeli 1 oraz graficznie na rys.2.

Tabela 1

Wyniki przeprowadzonych wariantów obliczeń

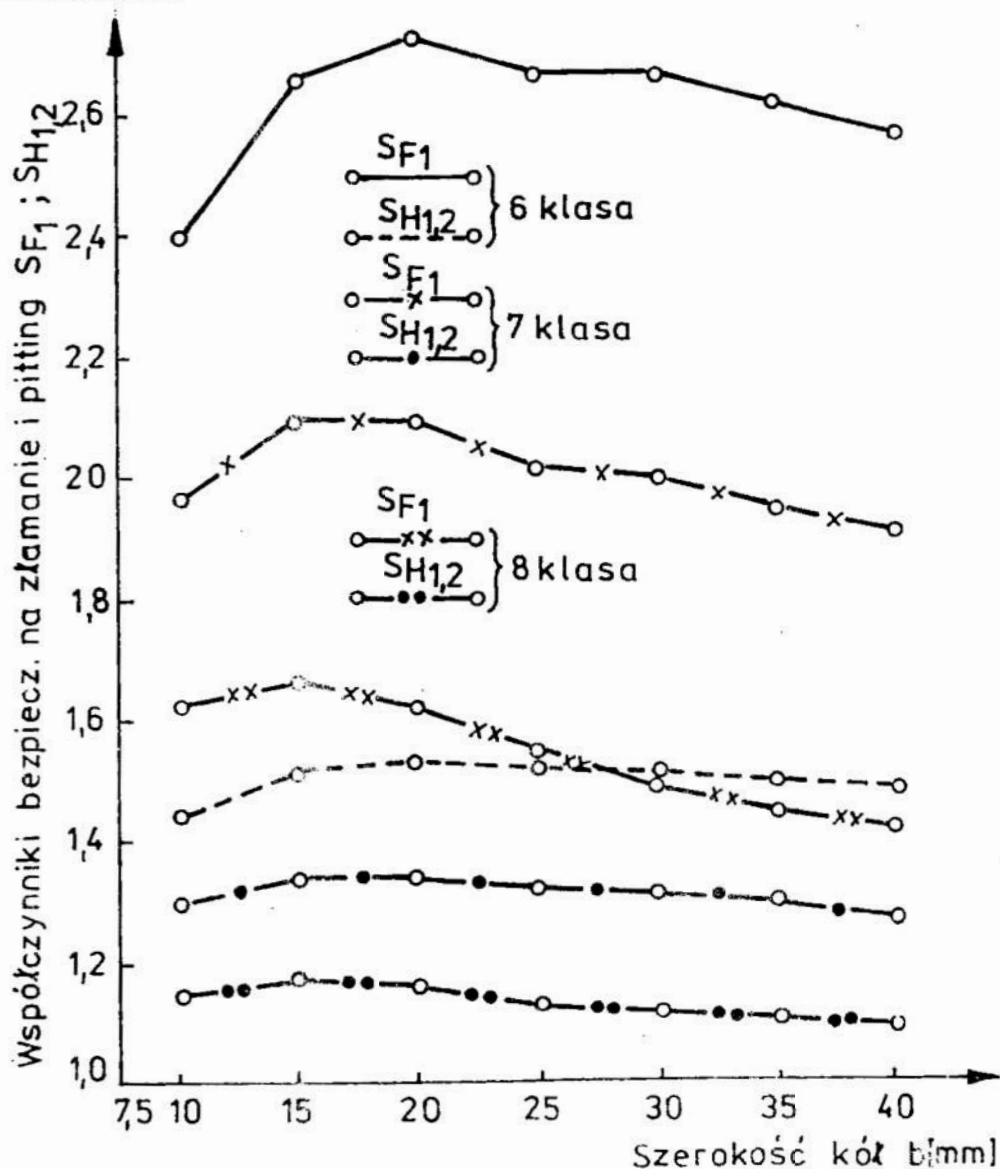
Szerokość kół [mm]	Klasa dokładności wykonania	Wartość współczynnika bezpieczeństwa na:		
		złamanie		pitting
		S_{F1}	S_{F2}	S_{H1}, S_{H2}
10	6	2.404	2.458	1.441
	7	1.971	2.016	1.296
	8	1.626	1.602	1.146
15	6	2.665	2.726	1.516
	7	2.103	2.151	1.341
	8	1.666	1.704	1.167
20	6	2.723	2.785	1.534
	7	2.098	2.145	1.340
	8	1.619	1.656	1.158
25	6	2.670	2.730	1.521
	7	2.025	2.071	1.323
	8	1.537	1.572	1.135
30	6	2.677	2.737	1.524
	7	2.007	2.053	1.319
	8	1.507	1.541	1.129
35	6	2.622	2.681	1.508
	7	1.951	1.985	1.301
	8	1.455	1.488	1.113
40	6	2.576	2.634	1.490
	7	1.916	1.960	1.285
	8	1.427	1.459	1.101

Otrzymane wyniki pozwalają wyciągnąć następujące wnioski:

1. Funkcja przedstawiająca wpływ szerokości kół zębatach na wartość współczynników bezpieczeństwa na złamanie zęba i pitting nie jest monotoniczna i w zależności od klasy wykonania, osiąga maksimum przy szerokości kół równej 15 lub 20 mm.
2. Znacznie większy wpływ na nośność przekładni wywiera zmiana klasy dokładności wykonania kół od zmiany ich szerokości. Przykładowo, w kołach wykonanych w 7 klasie dokładności, największy przyrost współczynnika bezpieczeństwa na pitting w zakresie analizowanych szerokości kół (od 10 do 40 mm) osiągnął wartość 0,058, a

przy zmianie klasy dokładności ich wykonania z 7 na 6, przyrost ten jest trzykrotnie większy.

Stosując przyjęte kryterium oraz mając na uwadze to, że dolne dopuszczalne wartości współczynników bezpieczeństwa na złamanie i pitting wynoszą odpowiednio 1,3 i 1,1, jako rozwiązanie optymalne przyjęto koła o szerokości 15 mm wykonane w 7 klasie dokładności.



Rys.2. Wpływ szerokości kół zębatach i klasy dokładności ich wykonania na wartość współczynników bezpieczeństwa na złamanie i pitting.

Fig.2. Influence of the width and precision class of toothed wheels on the values of bending and pitting factors of safety.

Należy podkreślić, że przeprowadzenie tych 21 wariantów obliczeń, zajęło około dwóch godzin pracy na komputerze. Fakt ten świadczy dobitnie jak wydajnym i pomocnym narzędziem w pracy konstruktora jest komputer.

Poniżej podano pełny wydruk obliczeń dla rozwiązania optymalnego.

WYNIKI OBLICZEN KONSTRUKCYJNYCH PRZEKLADNI ZEBATEJ

DANE:

Moc P=..... 5.5 kW Przelozenie U=..... 3.15

Predkosc obrotowa zebnika n1= 1430 obr/min

WIELKOSCI ZALOZONE:

Wspol.: Ka= 1.5 PSId= .2021

Materal zebnika i kola...40H (SIGH= 1250 NHL= 100000000 qh= 10

SIGF1,2= 350 NFL= 3000000 qf= 9)

Twardosc powierzchni zebow:

-zebnika...56 HRC -kola.....56 HRC

Twardosc rdzenia zebow:

-zebnika...255 HB -kola.....255 HB

Metoda wykonania kol.....frezowanie+szlifowanie

Klasa dokl. wykonania zazebiecia Kdw= 7 Liczba cykli naprezen Nk= 1680000000

Parametry chropowatosci: Rz1= 5 Rz2= 6

Dopuszczalne wartosci odchytek wykonawczych:

fb1= 11 fb2= 11 fy= 5.6 fx= 11

Max. odchyłka podzialki przyporu fpb= 15

WYNIKI OBLICZEN:

(Kola o zebach skosnych, zebny utwardzane, zarys odniesienia zeba znormal.:Ha= 3
C1= .75 ROF= 1.14)

Przelozenie U=..... 3.208

Liczba zebow zeb. Z1=..... 24

Liczba zebow kola Z2=..... 77

Kat poch. BETA=..... 14 stop.

Szer. zebnika, kola b=..... 15 mm

Wspolczynnik PSId=..... .2021

Modul normalny Mn=..... 3

Kat przyporu AN=..... 20 stop

Odleglosc osi Aw=..... 159.9999 mm

Suma wspolczynnikow X1+X2=.... 1.3921

Wspol. korekcji zebnika X1=.... .65

Wspol. korekcji kola X2=..... .742

Wspol. skrocenia glowy zeba k= .1429

Kat przyporu AT=..... 20.562 stop.

Kat przyp. ATW=..... 23.979 stop.

Podzialki:

-czolowa Pt=..... 9.7133

-zasadnicza Pb=..... 9.0945

Wskaznik zazeb. poskokowy EB= .385

Wskaznik zazebiecia czolowy EA= 1.3576

Srednica toczna:

-zebnika dw1= 76.0395 mm

-kola dw2= 243.9602 mm

Srednica podzialowa:

-zebnika d1= 74.2041 mm

-kola d2= 238.0717 mm

Srednica okregow wierzcholkow:

-zebnika da1= 83.4761 mm

-kola da2= 247.8957 mm

Srednic stop:

-zebnika df1= 70.6041 mm

-kola df2= 235.0237 mm

Grubosc zeba na walcu wierzcholkowym:

-zebnika Sa1= 1.8439 mm

-kola Sa2= 2.3815mm

Grubosc wzgledna zeba:
 -zebniaka $Sa1/Mn= 0.6146$ -kola $Sa2/Mn= 0.7938$
 Rzeczywisty luz miedzy:
 $da1$ i $df2= 0.750$ mm $da2$ i $df1= 0.750$ mm
 Zastepcza liczba zebow:
 -zebniaka $Zn1= 26.0827$ -kola $Zn2= 83.681$
 Liczba zebow Zw objetych pomiarem:
 -w zebniku $Zw1= 4.0000$ -w kole $Zw2= 11.0000$
 Wartosc pomiarowa Wn dla:
 -zebniaka $Wn1= 33.4302$ mm -kola $Wn2= 98.0407$ mm
 Predkosc obwodowa zazebienia $V1= 5.55$ m/s

Wspolczynniki bezpieczenstwa na naprezenia stykowe dla:
 - zebniaka $Sh1= 1.341$ - kola $Sh2= 1.341$

Wspolczynnik bezpieczenstwa na zlamanie dla:
 - zebniaka $Sf1= 2.103$ - kola $Sf2= 2.151$

Objetosc kol zebatych $Vk= 0.0007693$ m³

Nominalne wartosci sil w zazeb.:

-obwodowa $Ft= 989.918$ N -poosiowa $Fa= 246.814$ N
 -promieniowa $Fr= 440.305$ N

Obliczenia wykonal: S.K

Literatura

- [1] Dziama A., Michniewicz M., Niedźwiedzki A., Przekładnie zębate, Warszawa PWN, 1989.
- [2] Krawiec S., Obliczenia konstrukcyjne przekładni pasowych i zębatach wspomagane mikrokomputerem, skrypt Politechniki Wrocławskiej, 1991.

Streszczenie

Omówiono program komputerowy do projektowania przekładni zębatej walcowej. Podano przykład rozwiązania zadania projektowego z wykorzystaniem tego programu. Pokazano, jak metodą iteracyjną konstruktor może szybko znaleźć rozwiązanie optymalne w świetle przyjętego kryterium.

Designing of the cylindrical gear using computer

Summary

In the paper, a computer aided procedure for the design of spur gear transmissions is being discussed. Demonstrated is an iterative method yielding quickly the best solution for a given criterion. The application of the procedure for an exemplary design task is also included.

Leszek KUŚMIERZ
Grzegorz PONIEWAŻ

BADANIA WŁASNOŚCI FILMU SMARNEGO WZDŁUŻNEGO ŁOŻYSKA ŚLIZGOWEGO ZE STAŁYMI SEGMENTAMI

1. Wstęp

Łożyska wzdłużne smarowane hydrodynamicznie są stosowane m.in. jako łożyska oporowe wałów okrętowych, wrzecion ciężkich obrabiarek, turbin parowych i wodnych, dużych przekładni itp. Koszty związane z produkcją i montażem tego typu podzespołów są wysokie. Łożyska tego typu przenoszą często bardzo duże obciążenia i ich pracy towarzyszą znaczące wartości strat mocy. Na własności filmu smarnego określone m.in. minimalną grubością filmu, przyrostem temperatury w szczelinie, wartością ciśnienia maksymalnego, stratami tarcia, wydatkiem oleju zasilającego szczelinę smarną wpływają głównie: proces wymiany ciepła w filmie smarnym i między filmem a otoczeniem oraz kształt szczeliny, który w wielu przypadkach wynika z procesu deformacji, głównie segmentów stałych czy też wahliwych łożyska. Uwzględnienie tego ostatniego zjawiska w modelu łożyska wzdłużnego jest aktualnym i ważnym problemem, rozwiązanie którego winno zaowocować bardziej racjonalnymi rozwiązaniami konstrukcyjnymi.

2. Model łożyska

Do badań przyjęto model stacjonarnie obciążonego ślizgowego łożyska wzdłużnego ze stałymi segmentami, utworzonymi z podzielenia na równe sektory nieruchomego pierścienia łożyska. Założono, że szczelina smarna jest całkowicie wypełniona przepływającym przez nią olejem, którego lepkość zmienia się jedynie ze zmianami temperatury wg zależności : [6]

$$\eta = \eta_0 e^{A(T-T_0) + B(T-T_0)^2} \quad (1)$$

Przyjęto, iż temperatura czynnika wzdłuż grubości filmu smarnego jest stała, a jej zmiany w kierunkach obwodowym i promieniowym wynikają z założenia, że wymiana ciepła wewnątrz szczeliny smarnej odbywa się na drodze konwekcji przy pominięciu, jako mało znaczącego, zjawiska przewodzenia ciepła w filmie olejowym. Uproszczenie modelowe dotyczyło również założenia braku wymiany ciepła między filmem smarnym

z powierzchniami tarcia ograniczającymi jego przestrzeń (adiabatyczny model przepływu). W świetle badań teoretycznych stanowi ono dobre przybliżenie modelu diatermicznego [1].

Równania :

rozkładu ciśnienia

$$\frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial r} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \varphi} \left(\frac{h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial \varphi} \right) = 6\omega r \frac{\partial h}{\partial \varphi} \quad (2)$$

oraz pola temperatury

$$\rho c_p \left(q_r \frac{\partial T}{\partial r} + q_\varphi \frac{\partial T}{r \partial \varphi} \right) = \frac{h^3}{12\eta} \left[\left(\frac{\partial p}{\partial r} \right)^2 + \left(\frac{\partial p}{r \partial \varphi} \right)^2 \right] + \frac{(r\omega)^2 \eta}{h} \quad (3)$$

zostały rozwiązane dla założonych warunków brzegowych, które w odniesieniu do równania (2) dotyczyły przyjęcia wartości ciśnienia równej ciśnieniu otoczenia ($p=0$) na krawędziach ograniczających obszar filmu smarnego, natomiast wewnątrz tego obszaru $p \geq 0$. Dla równania (3) przyjęto, że na krawędzi wpływu temperatura jest stała, natomiast na zewnętrznej krawędzi obwodowej jej rozkład został aproksymowany wielomianem 2-go stopnia.

Układ równań (1), (2) oraz (3) może być rozwiązany jedynie przy użyciu metod przybliżonych z wykorzystaniem procedury iteracyjnej [7].

Badaniom teoretycznym poddano dwie odmiany konstrukcyjne łożyska wzdłużnego (rys. 1a oraz 1b) :

- z segmentami odkształcalnymi (płaskimi w stanie nieobciążonym)
- z segmentami sztywnymi z płaską, klinowo ściętą powierzchnią tarcia.

Odpowiednio dla wyżej wymienionych odmian konstrukcyjnych, równania opisujące grubość szczeliny smarnej wyrażono za pomocą zależności :

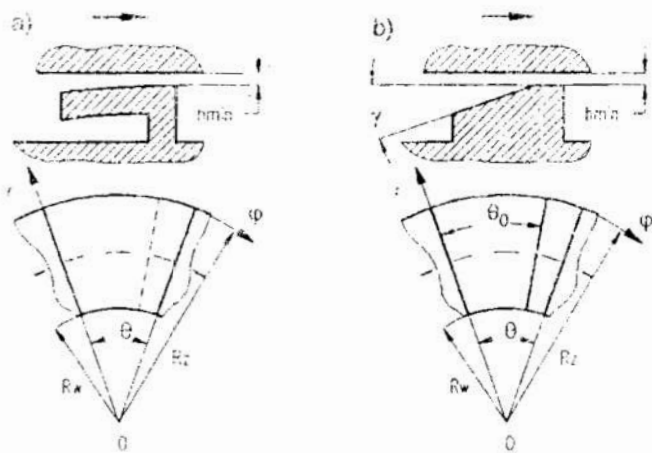
$$h(r, \varphi) = h_{\min} + w(r, \varphi) \quad (4)$$

oraz

$$h(r, \varphi) = h_{\min} + r \operatorname{tg} \gamma \sin(\varphi - \theta_0) \quad (5)$$

gdzie :

h_{\min} oznacza minimalną grubość filmu smarnego, $w(r, \varphi)$ - ugięcie segmentu podatnego wywołane działaniem pola ciśnienia.



Rys. 1. Geometria łożyska oraz kształt filmu smarowego :
 a) segment odkształcalny
 b) segment sztywny

Fig. 1. Bearing and oil film geometry:
 a) deformed pad
 b) rigid pad

3. Procedura, wyniki obliczeń numerycznych i wnioski

Równania różniczkowe cząstkowe (2) oraz (3) zostały przekształcone do postaci równań różnicowych. Układ tych równań jest rozwiązywany iteracyjnie, aż do uzyskania założonej nośności łożyska. Ugięcia segmentów podatnych wywołane wytworzonym polem ciśnienia w filmie smarnym obliczono wykorzystując licencjonowany system MES "Algor". Wartości ugięć przekazywane są w postaci pliku do własnego programu komputerowego realizującego obliczenia pola ciśnienia i temperatury w szczelinie smarnej. Proces obliczeń odbywa się iteracyjnie i jest on szybkozbieżny.

W oparciu o opisaną wyżej metodę przeprowadzono obliczenia numeryczne dla wybranych 6 zmiennych wartości parametru $B^*=B/L$. W tabelicy 1 podane wartości promieni : wewnętrznego R_w i zewnętrznego R_z odpowiadających założonym wartościom parametru B^* .

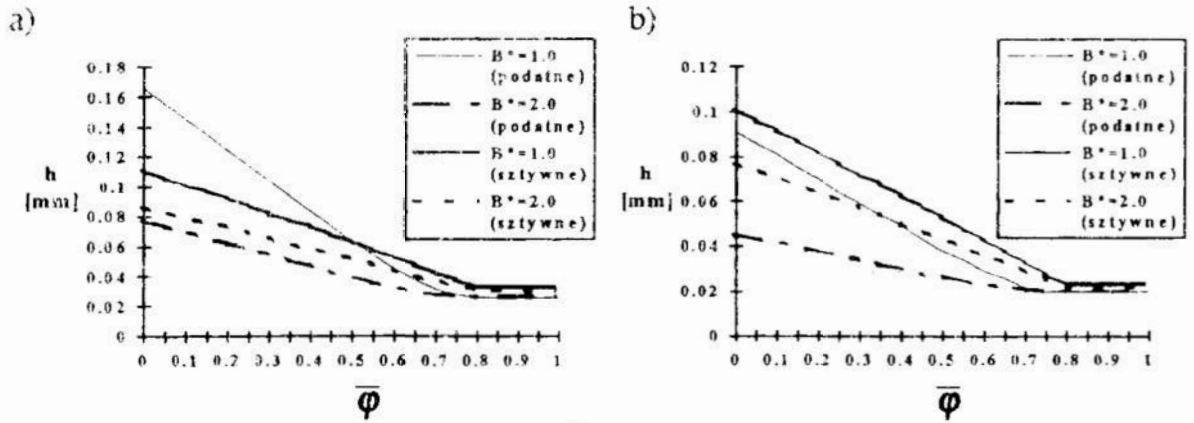
Tabela 1

B^*	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0
R_w [m]	0,130	0,128	0,110	0,095	0,082	0,071
R_z [m]	0,255	0,238	0,228	0,221	0,216	0,212

Przyjęto jako czynnik smarujący olej gearolub 15Z, dla którego $\eta_0 = 0,105$ [Pas] przy $T_p = 20$ [°C], współczynniki $A = 0,0572$ oraz $B = 0,00025$ [6]. Założono wartość temperatury $T_p = 30$ [°C], oraz prędkość kątową $\omega = 25$ [rad/s]. Obliczenia przeprowadzono dla 2 przypadków segmentów podatnych: o grubości 10 i 15 [µm], oznaczonych jako warianty H1 oraz H2, przy czym w trakcie obliczeń dla wariantu H1 wartości ciśnienia średniego p_m wynosiły 1,5 [MPa], a dla wariantu H2: 2,0 oraz 2,5 [MPa].

W przypadku modelu łożyska z segmentami sztywnymi obliczenia dotyczyły wymienionych wyżej wszystkich wartości ciśnienia średniego.

Przykładowe wykresy przedstawiające kształt filmu smarowego, rozkłady ciśnienia i temperatury w szczelinie dla podatnych i sztywnych segmentów pokazano na rys.2-4. Odnoszą się one do przekroju obwodowego szczeliny olejowej, określonego wartością $\phi = 0$ w równaniu (1) dla łożyska.



Rys. 2. Kształt filmu olejowego ($\bar{\varphi} = \varphi/\theta$):

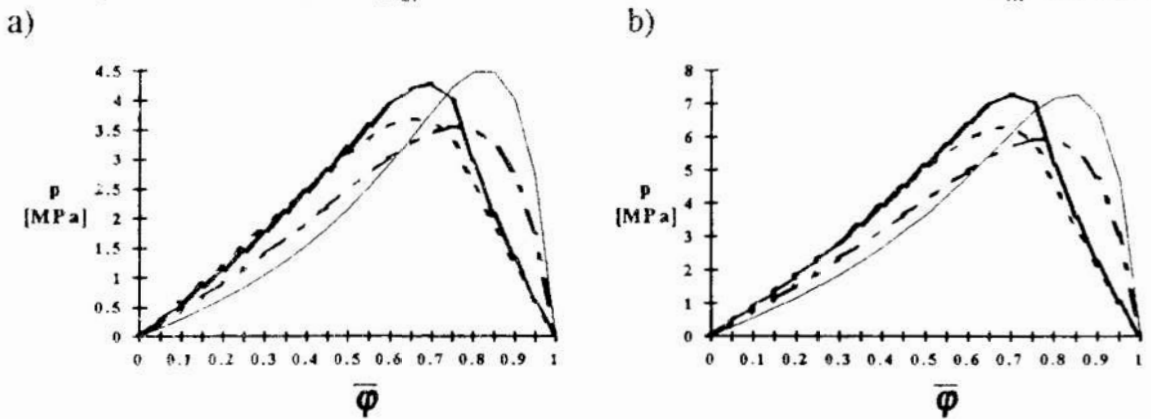
Fig. 2. Oil film geometry :

a) wariant H1 (dla $p_{sr} = 1.5$ MPa)

b) wariant H2 (dla $p_{sr} = 2.5$ MPa)

H1 variant (for $p_m = 1.5$ MPa)

H2 variant (for $p_m = 2.5$ MPa)



Rys. 3. Rozkład ciśnienia w filmie olejowym :

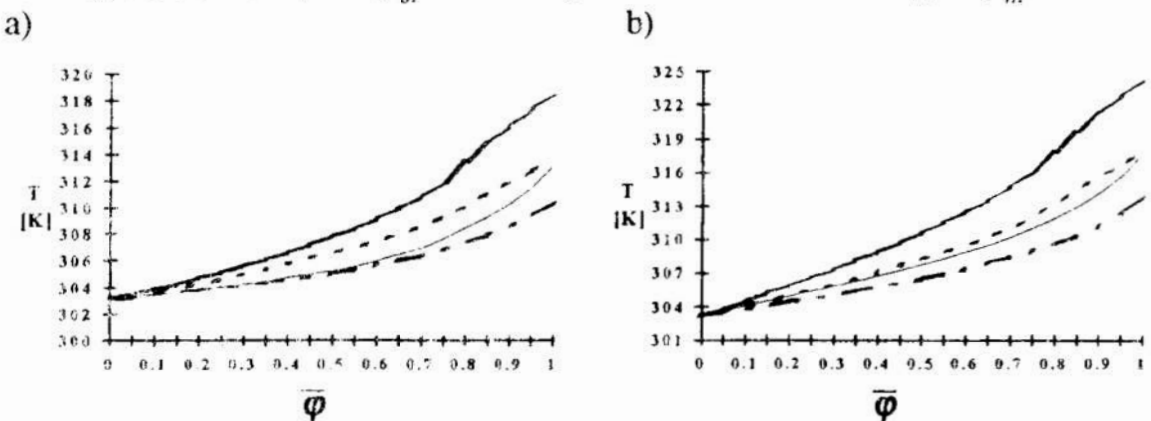
Fig. 3. Oil film pressure :

a) wariant H1 (dla $p_{sr} = 1.5$ MPa)

b) wariant H2 (dla $p_{sr} = 2.5$ MPa)

H1 variant (for $p_m = 1.5$ MPa)

H2 variant (for $p_m = 2.5$ MPa)



Rys. 4. Rozkład temperatury w filmie olejowym :

Fig. 4. Oil film temperature :

a) wariant H1 (dla $p_{sr} = 1.5$ MPa)

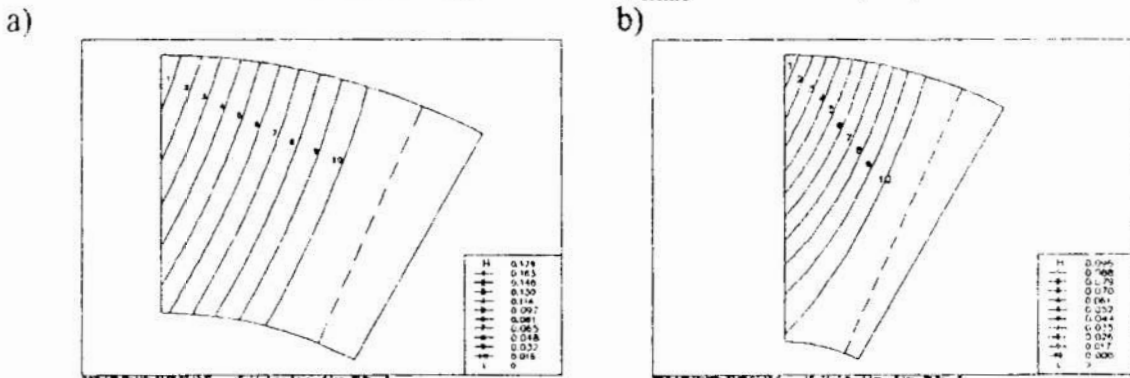
b) wariant H2 (dla $p_{sr} = 2.5$ MPa)

H1 variant (for $p_m = 1.5$ MPa)

H2 variant (for $p_m = 2.5$ MPa)

Na rys.5-6 przedstawiono ugięcia segmentów oraz rozkład naprężeń zredukowanych wg hipotezy Hubera-Misesa w postaci map warstwicznych.

Zbadano wpływ parametru B^* na własności filmu smarnego. Rys.7 do 10 pokazują zmiany minimalnej grubości filmu h_{min} , momentu tarcia M_t , przyrostu temperatury ΔT w szczelinie oraz maksymalnego ciśnienia p_{max} w filmie olejowym.

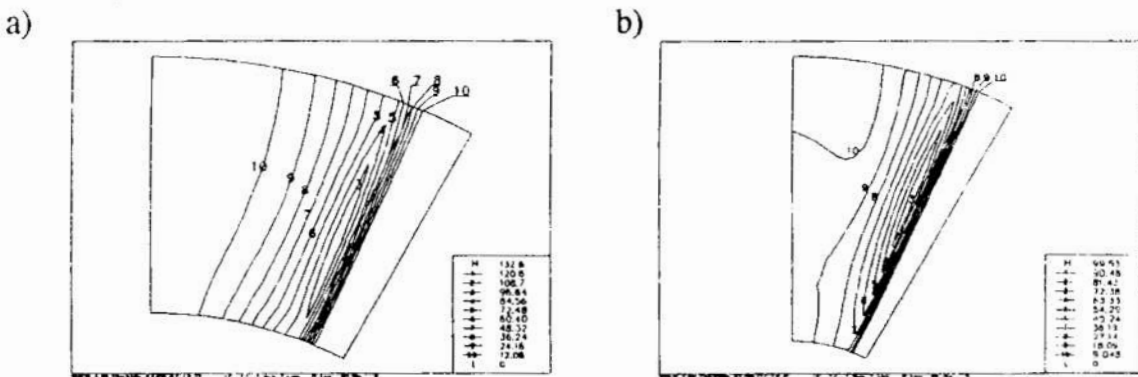


Rys. 5. Rozkład ugięć segmentu podatnego [mm] :

Fig. 5. Thrust pad deflections distribution [mm] :

a) $B^* = 1.0$

b) $B^* = 2.0$

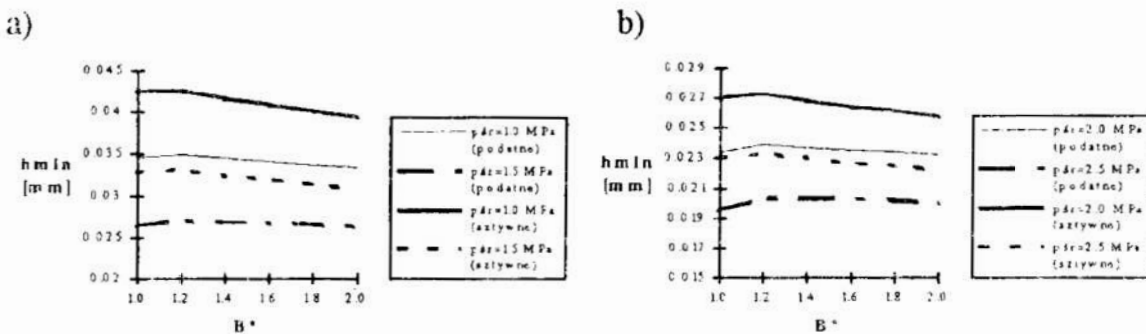


Rys. 6. Rozkład naprężeń zredukowanych w segmencie podatnym [N/mm^2] :

Fig. 6. Thrust pad reduced stresses distribution [N/mm^2] :

a) $B^* = 1.0$

b) $B^* = 2.0$



Rys. 7. Wpływ parametru B^* na minimalną grubość filmu olejowego :

Fig. 7. Variation of minimum film thickness with B^* parameter :

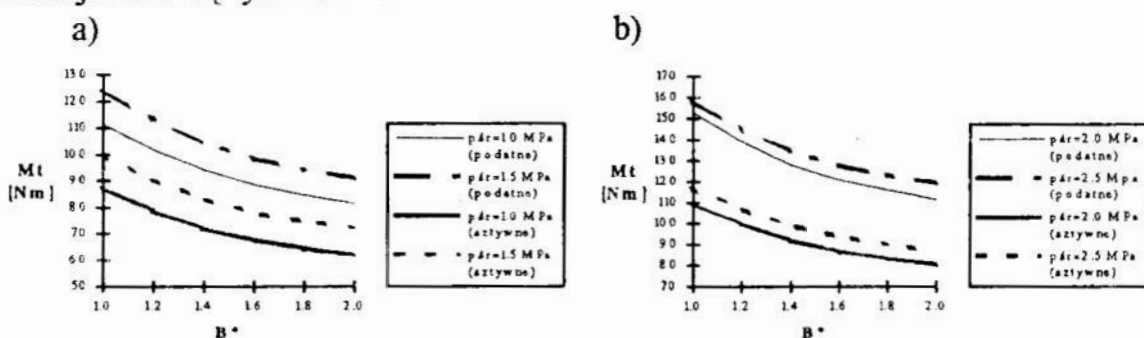
a) wariant H1

H1 variant

b) wariant H2

H2 variant

Można zauważyć mało istotny wpływ wartości parametru B^* na minimalną grubość filmu dla obu rozpatrywanych odmian konstrukcyjnych łożyska. Wyższe wartości h_{\min} występują w przypadku segmentu sztywnego. Wzrostowi obciążenia łożyska towarzyszy zmniejszanie się tych różnic.



Rys. 8. Wpływ parametru B^* na moment tarcia :

Fig. 8. Variation of moment of friction with B^* parameter :

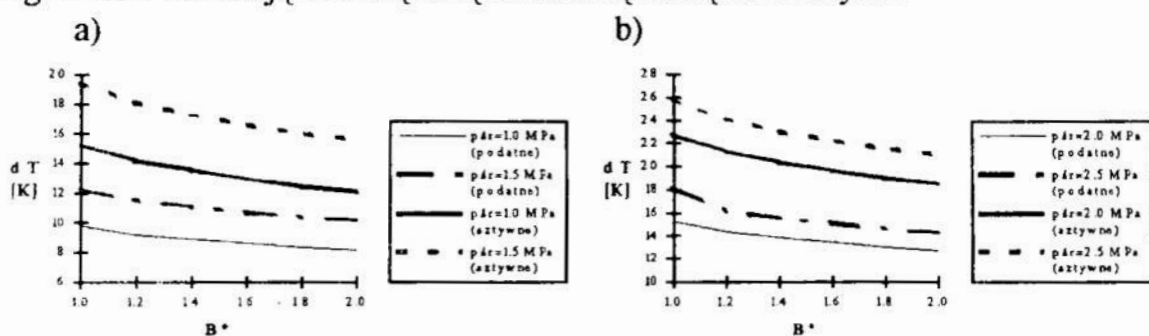
a) wariant H1

H1 variant

b) wariant H2

H2 variant

Zmiany momentu tarcia M_t są jakościowo podobne dla obu rozpatrywanych przypadków konstrukcji, przy czym zwiększanie się wartości parametru B^* powoduje obniżanie się strat tarcia. Różnice wartości strat tarcia dla sztywnych i podatnych segmentów wzrastają w miarę zwiększania się obciążenia łożyska



Rys. 9. Wpływ parametru B^* na przyrost temperatury :

Fig. 9. Variation of temperature rise in the oil film with B^* parameter :

a) wariant H1

H1 variant

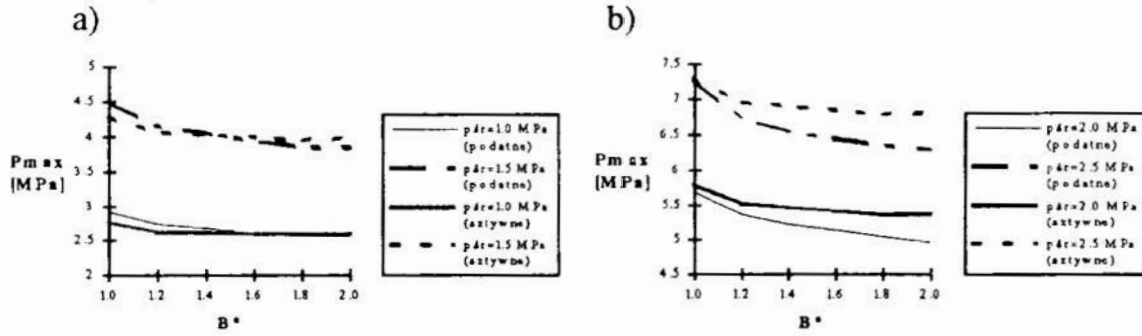
b) wariant H2

H2 variant

Znaczące różnice przyrostu temperatury dla rozpatrywanych rozwiązań konstrukcyjnych segmentów pokazuje rys. 9. Z uwagi na minimalizację przyrostu temperatury bardziej korzystne jest rozwiązanie z segmentami podatnymi.

Na podstawie rys.10 można stwierdzić, iż zwiększenie wartości parametru B^* powoduje spadek p_{\max} , przy czym w miarę zwiększania się obciążenia łożyska zmiany ciśnienia maksymalnego są większe w przypadku zastosowania segmentów podatnych. Tym samym stosowanie tego typu segmentów sprzyja powstawaniu bardziej równomiernego rozkładu ciśnienia w filmie, szczególnie w zakresie wyższych wartości parametru B^* .

Na rys.11-13 przedstawiono zmiany h_{\min} , ΔT , oraz M_t w funkcji obciążenia łożyska przy założonej wartości parametru $B^*=2.0$ oraz grubości segmentu podatnego $H=15$ [mm].



Rys. 10. Wpływ parametru B^* na wartość ciśnienia maksymalnego :

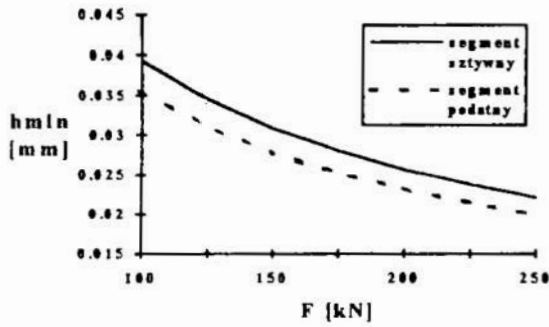
Fig. 10. Variation of maximum pressure in the oil film with B^* parameter :

a) wariant H1

H1 variant

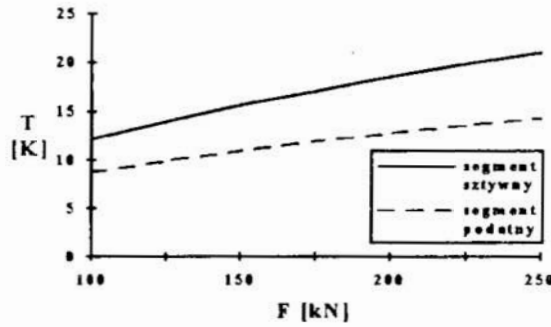
b) wariant H2

H2 variant



Rys. 11. Wpływ obciążenia łożyska na minimalną grubość filmu

Fig. 11. Variation of minimum oil film thickness with bearing load

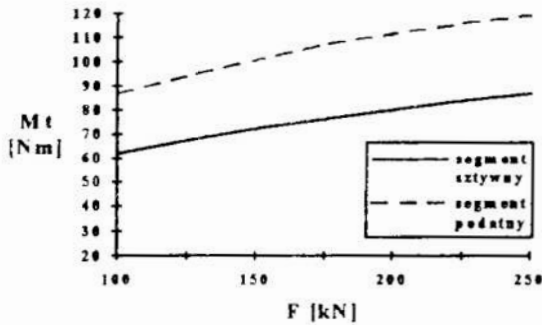


Rys. 12. Wpływ obciążenia łożyska na przyrost temperatury w szczelinie

Fig. 12. Variation of temperature rise in the oil film with bearing load

Rys. 13. Zmiany momentu tarcia w funkcji obciążenia łożyska

Fig. 13. Variation of moment of friction with bearing load



Można stwierdzić jakościowo podobne zmiany wszystkich trzech wymienionych wyżej wielkości w funkcji obciążenia łożyska dla obu badanych odmian konstrukcyjnych segmentów łożyska wzdłużnego.

Literatura

- Huebner K. H.: *A Three Dimensional Thermohydrodynamic Analysis of Sector Thrust Bearings*. ASLE Transactions, vol 17,1/1974.

2. Ettles C.: *The Development of a Generalized Computer Analysis for Sector Shaped Tilting Pad Thrust Bearings*. ASLE Transactions, vol.19,1975.
3. Tieu A. K.: *An Investigation of "Diaphragm" Type Thrust Bearings. Part I: Experiment*. Transactions of the ASME, vol.97, October 1975.
4. Tieu A. K.: *An Investigation of "Diaphragm" Type Thrust Bearings. Part II: Theory*. Transactions of the ASME, vol.97, October 1975.
5. Kaniewski W., Murdzia E.: *Algorytm metody obliczeniowej wzdłużnego łożyska ślizgowego ze stałymi segmentami*. VI Konferencja "Metody i środki projektowania wspomaganego komputerowo". Warszawa 1987.
6. Świdorski W., Latuszkiewicz J.: *Program do wspomaganie projektowania poprzecznego łożyska ślizgowego*. VII Konferencja "Metody i środki projektowania wspomaganego komputerowo". Warszawa 1989.
7. Kisiel J., Kuśmierz L., Olszewski M.: *Wspomagana komputerowo metoda wyznaczania charakterystyk pracy wzdłużnego łożyska ślizgowego ze stałymi segmentami*. VIII Konferencja "Metody i środki projektowania wspomaganego komputerowo". Warszawa 1991.
8. Oser J. : *Ein hydrodynamisches Axiallager mit elastischen Gleitflächen*. 23, Heft 9, 1971.
9. Ettles C. : *Size Effects in Tilting Pad Thrust Bearings*. Wear, 59, 1980.

Streszczenie

W pracy przedstawiono komputerowo wspomaganą metodę umożliwiającą określenie własności filmu olejowego wzdłużnego łożyska ślizgowego. Wykorzystano system metody elementów skończonych "Algor" dla obliczenia ugięć segmentów łożyska, mających wpływ na kształtowanie się geometrii filmu smarnego. Zbadano wpływ parametru szerokości łożyska $B^* = B/L$ oraz obciążenia na charakterystyki łożyska. Wyniki obliczeń numerycznych wykazały istotny wpływ ugięć segmentów na własności filmu smarnego.

THE INVESTIGATIONS OF OIL FILM PROPERTIES OF SECTOR THRUST SLIDER BEARING

Summary

The computer aided method to obtain oil film properties of sector thrust bearing was shown in the paper. The FEA system "Algor" was applied to calculate pads deflections influenced on the oil film geometry. The influence of the relative width of the bearing $B^* = B/L$ parameter and the bearing load on the characteristics was investigated. The results of computations show the essential influence of the pads deflections on the oil film properties.

OPTYMALIZACJA WIELOFUNKCYJNYCH SYSTEMÓW TECHNICZNYCH METODĄ WAGOWO-KORELACYJNĄ

1. Wstęp

Jednym z podstawowych pojęć we współczesnych rozważaniach na pograniczu techniki i nauki jest pojęcie "systemu" [1]. Jest to pojęcie bardzo stare, sięgające swymi korzeniami starożytnej Grecji. Przechodzenie od jednostkowego i konkretnego do wielości przenikniętej abstrakcyjnym wspólnym zapoczątkowały pojęcia "rodzaj" i "postać". To od nich Arystoteles przeszedł do pojęcia "całości" przeciwstawianej "niecałości". Dzisiejsze pojęcie "system" jest spadkobiercą arystotelesowskiej "całości". Współczesne badania systemowe zapoczątkowała dopiero książka biologa Ludwika von Bertalanffy - ego z roku 1928 poświęcona systemowej teorii organizmu. Współczesna wiedza systemowa rozróżnia aż 8 poziomów wysublimowania rozważań, poczynając od heurystycznego i później dynamicznego, a kończąc na najwyższym, lingwistycznym. Na poziomie dynamicznym wyróżnia się wielkości u sterującego systemem oraz parametry p systemu. System może być jednofunkcyjny (jeden komplet u) lub wielofunkcyjny.

Przed przystąpieniem do użytkowania systemu należy nadać wartości jego parametrom $p=(p_1, \dots, p_N)$. Jednym ze sposobów jest tu optymalizacja. Rozróżnia się optymalizację jednokryterialną i wielokryterialną. W tym drugim przypadku staramy się przez dobór wartości p nadać jak największe wartości kilku kryteriom jednocześnie, najczęściej wybranym osiągom systemu przy wypełnianiu przez niego pewnej nominalnej funkcji. Liczba kryteriów wzrasta o rząd wielkości, gdy chcemy brać pod uwagę osiągi dla wielu funkcji. Nazwiemy to optymalizacją multikryterialną, by językowo odróżnić je od optymalizacji z kilku kryteriami (wielokrotnej). Jej realizacja wymaga jednak odpowiedniej metody.

2. Rachunek wagowo-korelacyjny

Autorzy chcą zaproponować narzędzie do przeprowadzania optymalizacji multikryterialnej. Jest to tzw. rachunek wagowo-korelacyjny rozwijany przez jednego z autorów od 1986 roku i w proponowanej wersji przedstawiony w [7]. Implementację komputerową metody, pod nazwą WAKOR-4, opracowali wspólnie obaj autorzy.

Rachunek wagowo-korelacyjny jest w optymalizacji metodą zupełnie nowej klasy, opartą na głębokich matematycznych podstawach. Punktem wyjścia rachunku jest kryterium rozróżnialności zmiennych losowych, najpierw zaproponowane jako heurystyczne kryterium o dobrych właściwościach przez H. Jeffreysa w 1946 roku [3], a w 5 lat później wyprowadzone przy użyciu pojęcia informacji i zbadane przez S. Kullbacka i R.A. Leiblera [5]. Ci ostatni zresztą wykorzystują Shanonowsko-Wienerowskie pojęcie

* Ośrodek Naukowo-Dydaktyczny w Płocku Politechniki Warszawskiej, 09-400 Płock, ul. Łukasiewicza 17

informacji ogłoszone dopiero w 1948 roku; wcześniej jedynie R.A. Risher w 1925 roku wprowadził korespondujące pojęcie związane z estymacją statystyczną. Wyprowadzimy kryterium Jeffresa-Kullbacka-Leiblera w oparciu o pojęcia teorii miary i teorii informacji, mniej formalnie niż Kullback i Leibler.

Niech będą dwa zdarzenia losowe A i B . Ilością informacji o zdarzeniu A zawartą w B nazywa się różnicę entropii

$$I(A, B) = H(A) - H(A|B), \quad (1)$$

natomiast entropię zdarzenia nazywa się wartość oczekiwaną logarytmu prawdopodobieństwa zajścia zdarzenia wziętą ze znakiem minus. Entropia jest miarą nieokreśloności zdarzenia; podana wyżej jej postać wynika z dokładnością do stałego mnożnika z koniecznych właściwości takiej miary nieoznaczoności [2].

Niech (Ω, S, λ) będzie przestrzenią probabilistyczną, na której mamy zadane alternatywne zmienne losowe X_1 i X_2 o gęstościach odpowiednio $f_1(\omega)$ i $f_2(\omega)$. Niech E oznacza realizację zdarzenia elementarnego $\omega \in \Omega$, A_i zaś zdarzenie zaistnienia zmiennej losowej X_i . Miarą nierozróżnialności zmiennych losowych X_1 i X_2 jest ilość informacji o ich alternatywie wyłączającej się, którą zawiera E . Mamy przy tym

$$I(A_1 \underline{U} A_2, E) = I(A_1 - A_2, E) + I(A_2 - A_1, E), \quad (2)$$

gdzie zgodnie z zależnością (1) ilość informacji w E o tym, że realizuje się zmienna losowa X_i , a nie X_j wynosi

$$I(A_i - A_j, E) = H(A_i - A_j) - H(A_i - A_j | E), \quad i, j = 1, 2, \quad i \neq j. \quad (3)$$

Jeśli teraz przez $P(A_i)$ oznaczyć prawdopodobieństwo a priori tego, że mamy do czynienia z X_i , zaś przez $P(A_i | \omega)$ prawdopodobieństwo a posteriori tegoż zdarzenia po zrealizowaniu zdarzenia elementarnego ω , to

$$\begin{aligned} H(A_i - A_j) &= - \int f_i(\omega) \log P(A_i) d\lambda(\omega) + \int f_j(\omega) \log P(A_j) d\lambda(\omega) = \\ &= - \log P(A_i) + \log P(A_j), \end{aligned} \quad (4)$$

$$\begin{aligned} H(A_i - A_j | E) &= - \int f_i(\omega) \log P(A_i | \omega) d\lambda(\omega) + \\ &+ \int f_j(\omega) \log P(A_j | \omega) d\lambda(\omega), \end{aligned} \quad (5)$$

gdzie $i, j = 1, 2, i \neq j$, zaś całkowanie rozciągnięte jest na cały zbiór Ω .

Podstawiając powyższe wyrażenia do formuł (3) i (2) otrzymujemy

$$I(A_1 \underline{U} A_2, E) = \int [f_1(\omega) - f_2(\omega)] \log \frac{P(A_1 | \omega)}{P(A_2 | \omega)} d\lambda(\omega) \quad (6)$$

Prawdopodobieństwo a posterior określa dobrze znany wzór Byesa: Dla każdego ω z wyjątkiem $\omega \in A \in S$ i takiego, że $\lambda(A) = 0$ mamy

$$P(A_i|\omega) = \frac{P(A_i)f_i(\omega)}{P(A_1)f_1(\omega) + P(A_2)f_2(\omega)}, \quad i = 1, 2, \quad (7)$$

tak że

$$\frac{P(A_1|\omega)}{P(A_2|\omega)} = \frac{P(A_1) f_1(\omega)}{P(A_2) f_2(\omega)} \quad (8)$$

Ponieważ

$$\int [f_1(\omega) - f_2(\omega)] \log[P(A_1) / P(A_2)] d\lambda(\omega) = 0, \quad (9)$$

zatem ostatecznie

$$I(A_1 \underline{U} A_2, E) = \int [f_1(\omega) - f_2(\omega)] \log \frac{f_1(\omega)}{f_2(\omega)} d\lambda(\omega) \quad (10)$$

Wyrażenie to stanowi miarę stopnia trudności rozróżnienia między zmiennymi losowymi X_1 i X_2 . Kullback i Leibler oznaczają tę informację przez $J(1,2)$ i nazywają rozbieżnością (dywergencją) między miarami μ_1 i μ_2 określającymi odpowiednie X_1 i X_2 ($d\mu_i(\omega) = f_i(\omega)d\lambda(\omega)$, $i = 1, 2$) [5, str. 81].

W pracy [7] jeden z autorów niniejszego referatu wykorzystał kryterium Jeffreysa-Kullbacka-Leiblera do mierzenia stopnia zgodności jednej zmiennej losowej z inną. Niech mianowicie będzie zmienna losowa Y , ewentualnie wielowymiarowa, o wartościach Y i gęstości $h(y)$. Zmienna losowa X o wartościach x i gęstości $g(x)$ oraz gęstości łącznej $f(x,y)$ ze zmienną losową Y , dobrze reprezentuje zmienną losową Y , jeśli trudno rozróżnić w eksperymentach czy mamy do czynienia ze zmienną łączą (X,Y) , czy też z dwoma niezależnymi zmiennymi losowymi X i Y . A zatem należy tak dobrać zmienną losową X , by

$$\int [f(x,y) - g(x)h(y)] \log \frac{f(x,y)}{g(x)h(y)} dx dy = Max! \quad (11)$$

W przypadku, gdy zmienne losowe X , Y , (X,Y) są normalne, to całka (11) przyjmuje wartość [4, ćwic. 4.4]

$$\rho^2 / (1 - \rho^2) = Max! \quad (12)$$

gdzie ρ jest współczynnikiem korelacji liniowej między X i Y . Zostało to wykorzystane w rachunku wagowo-korelacyjnym. Mianowicie, w rzeczywistości nie dysponujemy

prawdziwą wartością współczynnika korelacji liniowej ρ między zmiennymi losowymi X i Y , a jedynie próbka realizacji tych zmiennych. Możemy więc jedynie obliczyć realizację r współczynnika korelacji ρ . Realizacja ta ma pewną dyspersję. W przybliżeniu, chcąc maksymalizować wyrażenie (12), powinniśmy maksymalizować kwadrat empirycznie określonego współczynnika korelacji liniowej.

Tyle tytułem wyjaśnienia podstaw rachunku wagowo-korelacyjnego i jako uzupełnienie prac [3], [4] i [5]. Dalsze wywody zainteresowany Czytelnik znajdzie w [7].

Dla wygody Czytelnika przypomnimy jedynie, że stosowanie rachunku wagowo-korelacyjnego w wersji implementacji WAKOR-4 polega na maksymalizacji sumy motywacji E_i ze strony poszczególnych kryteriów, przy czym

$$E_i = \alpha_i |\rho_i| \rho_i,$$

tak że maksymalizujemy funkcję

$$I / \Psi_{01}, \dots, \Psi_{0N} / = \sum_{i=1}^M E_i = \sum_{i=1}^M \alpha_i |\rho_i| \rho_i$$

drogą doboru optymalnych wartości kryterium globalnego dla poszczególnych wariantów systemu, gdzie α_i jest wagą, zaś ρ_i jest współczynnikiem korelacji liniowej kryterium cząstkowego i -tego z kryterium kompromisowym. Ta maksymalizacja - można ją wykonać w zamkniętej postaci z warunków zerowania się pierwszych pochodnych - prowadzi do wyrażenia na kryterium globalne (kompromisowe)

$$\Psi_0 = \sum_{i=1}^M \alpha_i |\rho_i| \frac{\Psi_i}{\sigma_i},$$

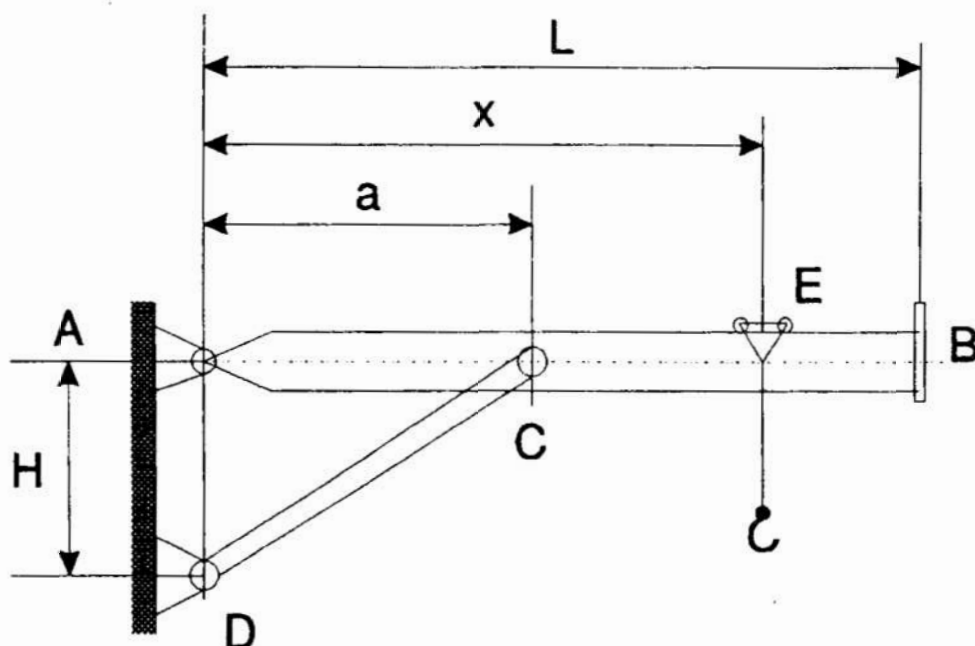
gdzie σ_i oznacza odchylenie standardowe dla i -tego kryterium na rozważanym zbiorze wariantów. W wersji WAKOR-4 rachunku obowiązuje założenie, że poszczególne kryteria cząstkowe traktujemy jako stochastyczne niezależne.

Kluczową sprawą jest dobór wartości wag. Otóż wpływ kryterium cząstkowego i -tego na wynik, na wartości kryterium globalnego, jest tym większy, im większa jest motywacja E_i w porównaniu z pozostałymi motywacjami. Taka interpretacja składników maksymalizowanej funkcji $I / \Psi_{01}, \dots, \Psi_{0N} /$ umożliwia kształtowanie wag kryteriów w taki sposób, by uzyskać pożądane relacje między stopniami wpływu poszczególnych kryteriów cząstkowych na wynik końcowy.

3. Przykład liczbowy

Nasze rozważania zilustrujemy przykładem optymalizacji skrajnie uproszczonego urządzenia dźwigowego, tak by wyniki doprowadzić do wartości liczbowych. Mimo swojej prostoty przykład wydaje się dobrze ilustrować różnice pomiędzy optymalizacją wielokryterialną i multikryterialną oraz sposób posługiwania się rachunkiem wagowo-korelacyjnym. Prezentowany sposób podejścia jest wielce obiecujący w odniesieniu do

rzeczywistych zadań technicznych, na co wskazują doświadczenia badawcze jednego z autorów (np. [6]).



Rys. 1. *Optymalizowane urządzenie dźwigowe.*

Fig. 1. *Optimizing technical system.*

Pomost A, B o długości L zamocowany przegubowo w osi A podparty jest prętami CD w sposób pokazany na rysunku 1. Po pomoście może jeździć wózek o ciężarze P_0 obciążony ciężarem użytecznym P . Ciężar własny pomostu wynosi Q , zaś metr bieżący prętów CD waży q . Przyjmujemy, że środek ciężkości pomostu leży w odległości $0,4 L$ od osi A, zaś środek ciężkości prętów CD w połowie ich długości. Chcemy dobrać optymalną wartość wymiaru a , przy której będą małe maksymalne wartości modułów reakcji R_A i R_D , minimalizując przy tym te wartości dla całego zakresu zmienności wartości parametrów pracy (P, x) .

Przyjąć dane liczbowe: $L = 2\text{m}$, $H = 0,9\text{m}$, $Q = 2,5\text{ kN}$, $q = 0,35\text{ kN/m}$, $P_0 = 0,4\text{ kN}$. Udźwig $P_{\max} = 4,0\text{ kN}$. Rozważyć wartości $x = 0,3$ (0,15) 1,95 m oraz $a = 0,4$ (0,1) 1,7 m.

Rozważane urządzenie dźwigowe jest wielofunkcyjnym systemem technicznym. Rolę parametru pełni wielkość a , zaś rolę sterowania P i x . Kryteriami są wartości reakcji R_A i R_D , które łatwo wyznaczamy w funkcji (P, x, a) na podstawie elementarnych rozważań statycznych. Załóżmy, że będziemy rozważali jedynie obciążenie siłą maksymalną P_{\max} . W tej sytuacji mamy do rozpatrzenia 12 pozycji wózka określonych współrzędną x oraz do wyboru 14 wartości wymiaru a .

Na gruncie optymalizacji wielokryterialnej decydent zapewne ograniczyłby się do rozpatrzenia pozycji $x=1,95\text{m}$ jako najbardziej niebezpiecznej i rozpatrzyłby zadanie dwukryterialne: $R_A = \min!$ oraz $R_D = \min!$. Ponieważ reakcja R_A jest bardziej kłopotliwa, to w funkcji skalaryzującej należy R_A nadać większą wagę, np. weźmiemy

$$q_o(a) = 3R_A + R_D = \min! \quad (13)$$

Zbiór Pareto tworzy 5 rozwiązań $a = 1,3$ (0,1) 1,7m. Rozwiązanie pozostałe są zdominowane przez rozwiązanie $a = 1,3$ m (obie reakcje są dla nich większe od reakcji R_A i R_D przy $a = 1,3$ m). Okazuje się, że najmniejsze wartości funkcja q_0 osiąga dla $a = 1,5$ m. A zatem jest to poszukiwane minimum dwukryterialne.

Inna jest sytuacja decydenta, który dysponuje narzędziem pozwalającym wziąć pod uwagę jakość pracy rozpatrywanego urządzenia we wszystkich 12 pozycjach i minimalizować 24 kryteria, po 2 kryteria $R_A = \min!$ i $R_D = \min!$ dla każdej pozycji. W naszym prostym przykładzie kryteria dla poszczególnych pozycji wyrażają te same techniczne wielkości (reakcje R_A i R_D). Tym niemniej są to 24 odrębne kryteria, gdyż każde z nich wpływa na wynik optymalizacji. Załóżmy, że nie satysfakcjonują nas wartości a , przy których $R_A > 20$ kN i/lub $R_D > 30$ kN. Takim rozwiązaniem jest $a = 0,4$ m. A zatem je odrzucamy. Dla pozostałych wartości a mamy $13 \cdot 12 = 156$ wartości R_A i 156 wartości R_D . Ich przegląd pozwala nam przyjąć użyteczności kryterium R_A jako

$$u_A = \begin{cases} \exp[-(R_A - 5)^2 / 18] & \text{dla } R_A > 5 \text{ kN} \\ 1,0 & \text{dla } R_A \leq 5 \text{ kN,} \end{cases} \quad (14)$$

oraz kryterium R_D jako

$$u_D = \begin{cases} \exp[-(R_D - 7)^2 / 40,5] & \text{dla } R_D > 7 \text{ kN} \\ 1,0 & \text{dla } R_D \leq 7 \text{ kN.} \end{cases} \quad (15)$$

Naszym zdaniem funkcje u_A i u_D w pożądanym sposób wartościują reakcje. Użyteczności u_A i u_D maksymalizujemy.

System WAKOR-4 na podstawie tablicy obliczonych 312 wartości użyteczności u_A i u_D oraz założonych wartości wag poszczególnych kryteriów sporządza listę rankingową rozwiązań i podaje motywacje dla tej listy ze strony poszczególnych aspektów (kryteriów). Rozpoczynamy od wag jednakowych równych 1,0, uzyskując w rankingu na pierwszej pozycji $a = 1,20$ m. Otrzymaliśmy jednak naszym zdaniem zbyt małą motywację dla dużych x . Wykonujemy kolejno 3 następne iteracje zwiększając stopniowo wagi tych aspektów, aż do otrzymania naszym zdaniem zadawalającego układu motywacji ze strony poszczególnych kryteriów. Ostatecznie najlepszym rozwiązaniem okazuje się $a = 1,3$ m, zaś drugim na liście rankingowej, niewiele gorszym, jest $a = 1,40$ m.

Tak więc otrzymaliśmy optimum multikryterialne inne niż optimum dwukryterialne. Otrzymany wynik optymalizacji multikryterialnej wydaje się być bardziej wyważony i technicznie bardziej trafny.

4. Uwagi końcowe

Znamieniem nowoczesnego urządzenia lub maszyny jest wielofunkcyjność. Przykładem tego są urządzenia dźwidowe, dla których przewidujemy pracę przy wielu różnych pozycjach i obciążeniach. Przy klasycznej optymalizacji wymagania co do udźwigu zwykle są zawarte w warunkach ograniczających, zaś kryteria optymalizacyjne - jedno lub co najwyżej kilka - dotyczą osiągnięć urządzenia najczęściej dla jednej, uznanej za najbardziej wymagającą, funkcji.

Inną sytuację stwarza możliwość efektywnego przeprowadzenia optymalizacji ze względu na kilkadziesiąt kryteriów. Taka sytuacja powstaje np. wówczas, gdy dla urządzenia dźwigowego chcemy, by poza założonymi udźwigami w pozycjach nominalnych urządzenie miało jak największe udźwigi w pozycjach pozostałych. Multikryterialność jest naturalnym skutkiem uwzględnienia wielofunkcyjności urządzenia lub maszyny.

Narzędziem optymalizacji multikryterialnej jest rachunek wagowo-korelacyjny. Na technicznym przykładzie liczbowym sprawdziliśmy efektywność rachunku i jego implementacji WAKOR-4; okazała się ona wielce obiecująca.

5. Literatura

1. Huber R.: *Einführung in die Systemtechnik. Grundlagen, Möglichkeiten und Grenzen*. VDI-Berichte, 1976, Nr 262, s. 5-17.
2. Jagłom A.M., Jagłom I.M.: *Prawdopodobieństwo i informacja*. Książka i Wiedza, Warszawa 1963 (tłum. z rosyjskiego).
3. Jeffreys H.: *An invariant form for the prior probability in estimation problems*. Proc. Roy. Soc. (London), Ser. A, vol. 186 (1946), pp. 453-461.
4. Kullback S.: *Information Theory and Statistics*. Wiley, New York 1959.
5. Kullback S., Leibler R.D.: *On information and sufficiency*. The Annals of Math. Statistics, vol. 22 (1951), pp. 79-86.
6. Pogorzelski W.: *O możliwościach redukowania modelu matematycznego urządzenia technicznego na przykładzie wyznaczania charakterystyki udźwigu teleskopowego wysięgnika żurawia*. Prace naukowe IKiEM Politechniki Wrocławskiej. Nr 30/4, 1975, s. 89-99.
7. Pogorzelski W.: *Wagowo-korelacyjna skalaryzacja wielowymiarowej jakości typu rozmiar o normalnych rozkładach brzegowych*. Wiadomości Statystyczne, 1991, 8, s. 16-21.

Streszczenie

Należyte uwzględnienie wielofunkcyjności systemu prowadzi w naturalny sposób do zadań optymalizacji z liczbą kryteriów o rząd wielkości większą niż w typowych zadaniach wielokryterialnych. Dla takiej multikryterialnej optymalizacji zaproponowano metodę wagowo-korelacyjną. Przedstawiono jej teorio-informacyjne podstawy oparte na kryterium Jeffreysa-Kullbacka-Leiblera. Do rozwiązania prostego zadania technicznego z 24 kryteriami optymalizacji zastosowano implementację WAKOR-4 metody, pokazując jej efektywność i przydatność.

Weight-correlation method based optimization of multifunctional technical systems

Summary

Proper taking into consideration multifunctionality of system leads in natural way to optimization tasks with the number of criteria by order of magnitude greater than in the classical multicriterion optimization. For such a multicriterion optimization a weight-correlation method WAKOR-4 was proposed. Jeffreys-Kullback-Leibler criterion based fundamentals of the method were presented. WAKOR-4 implementation of the method was used to solve a simple technical problem with 24 optimization criteria, pointing its efficiency and usefulness.

SYMULACJA RUCHU ORAZ DOBÓR PARAMETRÓW JEDNOSTEK NAPĘDOWYCH MANIPULATORA TYPU 5R

1. Wprowadzenie

Analiza kinematyki i dynamiki manipulatora pozwala określić jego możliwości wykonania określonych operacji technologicznych. Wyniki takiej analizy zwykle wykorzystuje się przy projektowaniu układu sterowania oraz do określenia parametrów jednostek napędowych. Przy projektowaniu napędów, a także poszczególnych ogniw manipulatora, powinno się dążyć do uzyskania jak największej sztywności elementów. Nie zawsze jednak udaje się zmniejszyć podatności elementów na tyle, by można było uznać ich wpływ za nieistotny. Drgania wpływają niekorzystnie na pracę manipulatora, obniżają precyzję manewrowania oraz powodują powstawanie dodatkowych obciążeń dynamicznych.

W niniejszej pracy, omówiono budowę modelu matematycznego manipulatora IRb-60 oraz strukturę i możliwości komputerowego programu symulacji ruchu.

Model zbudowano w oparciu o równania Lagrange'a II rodzaju, w którym uwzględniono rozkłady mas, charakterystyki napędów oraz podatności skrętne i tłumienie w dwóch końcowych parach obrotowych. Pominięto luzy i histerezę mechaniczną. Przyjęto liniową zależność odkształcenia skrętnego od momentu obciążenia. Zastosowano alternatywnie trzy prawa sterowania prędkością względną w parach kinematycznych – trapezowe, sinusoidalne oraz wielomianowe, umożliwiające aproksymację wielomianem n -tego stopnia.

2. Analiza kinematyczna i dynamiczna

Analizę kinematyczną i dynamiczną manipulatora IRb-60 przedstawiono szczegółowo w pracach [2], [3]. Poniżej zamieszczono krótkie jej omówienie. Analizę kinematyczną przeprowadzono metodą macierzową. Wartości względnych przemieszczeń, prędkości i przyspieszeń kątowych w drugiej i trzeciej parze obrotowej zostały wyznaczone dla zadanego ruchu końca ramienia. Początkowe i końcowe położenie końca ramienia określono za pomocą współrzędnych w przestrzeni roboczej. W pozostałych parach przyjęto czasowe przebiegi kinematyczne dla ruchu obrotowego. Położenia skrajne określono za pomocą kątów. Ruch końca ramienia po zadanej trajektorii oraz ruch w pozostałych parach określają do wyboru trzy prawa prędkości – trapezowe, sinusoidalne i wielomianowe. Wielomianowe prawo prędkości

* Akademia Rolnicza, ul. Doświadczalna 50A, 20-280 Lublin

umożliwia aproksymację wielomianem n -tego stopnia do zbioru $n+1$ punktów, określających wartości prędkości w funkcji czasu, otrzymanych np. z pomiarów. Maksymalne wartości prędkości i przyspieszeń wyznaczono z rozwiązania zadania odwrotnego dynamiki manipulatora, polegającego na wyznaczeniu momentów czynnych obciążających silniki napędowe w funkcji ich prędkości kątowej i zbadaniu czy określone w ten sposób współrzędne znajdują się w obszarze zamkniętym przez charakterystykę mechaniczną danego napędu elektrycznego. Kinematyczne i dynamiczne parametry ruchu, przy założeniu więzów podatnych, uzyskano z rozwiązania równań dynamiki. Do całkowania równań ruchu zastosowano metodę Rungego - Kuty czwartego rzędu. Otrzymane w wyniku zcałkowania wartości uogólnionych kątów odkształceń, wynikających z podatności elementów napędowych przegubu, pozwoliły na oszacowanie dodatkowego wpływu procesów drganiowych na obciążenie jednostek napędowych.

3. Dobór parametrów jednostek napędowych

Zdolności napędowe silnika elektrycznego określa charakterystyka mechaniczna. W robocie IRb-60 zastosowano pięć jednakowych silników prądu stałego, pracujących w układzie serwomechanizmu. Sterownik mocy jest konwencjonalnym prostownikiem tyrystorowym z dławikiem prądów wyrównawczych. Prąd, za tem i prędkość wirnika silnika są regulowane przez zmianę kąta zapłonu tyrystorów. W zależności od kąta zapłonu tyrystorów otrzymuje się rodziny charakterystyk mechanicznych, tzw. charakterystyki regulacyjne, które dla silnika prądu stałego leżą w obszarze ograniczonym przez charakterystykę naturalną. Charakterystyka mechaniczna silnika prądu stałego, przy pominięciu oddziaływania twornika, przedstawia linię prostą, którą opisano równaniem:

$$\omega_n = 420 - 35M_n \quad (1)$$

gdzie: M_n – moment napędowy silnika elektrycznego,
 ω_n – prędkość kątowa wirnika silnika.

Wartości momentów obciążających silniki napędowe oraz wartości wymaganych prędkości kątowych wirnika obliczono według wzorów:

– dla par obrotowych napędzanych przez przekładnie falowe

$$M_{oi} = M_{ui}/u_i, \quad \omega_{oi} = \theta_i u_i \quad i = 1, 4, 5. \quad (2)$$

– dla par obrotowych napędzanych przez przekładnie śrubowe

$$M_{oi} = 0,5 M_{ui} d_s \operatorname{tg}(\gamma \pm \rho')/l_g \sin \delta, \quad \epsilon$$

$$\omega_{oi} = 2\pi l_g \omega_{iiz} \sin(\delta, \epsilon)/h \quad i = 2, 3. \quad (3)$$

gdzie: $\gamma = \operatorname{arc} \operatorname{tg}(h/\pi d_s)$, $\rho' = \operatorname{arc} \operatorname{tg}(t\gamma/\eta) - \gamma$

M_{ui} – moment uogólniony w parze obrotowej "i",

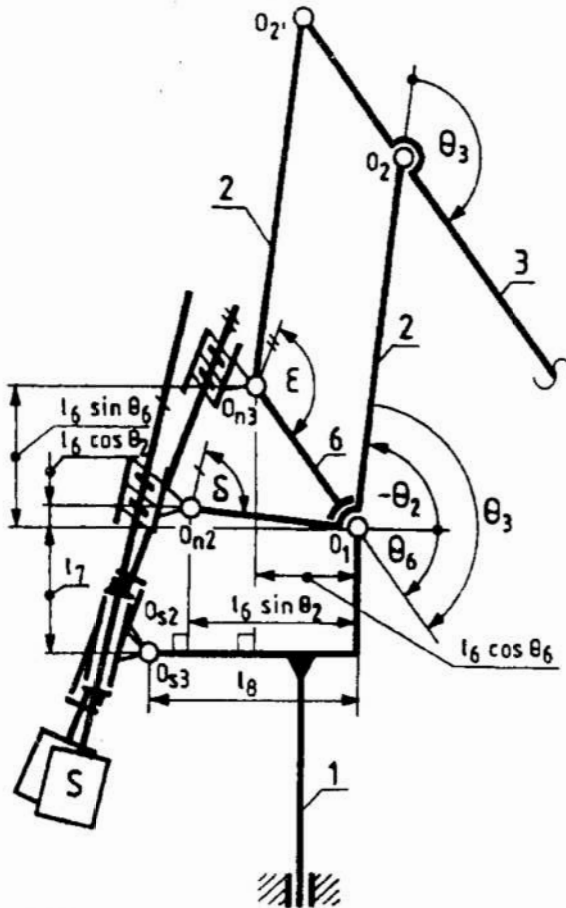
u_i – przełożenie przekładni falowej,

θ_i – względna prędkość kątowa w parze "i",

d_s – średnica podziałowa gwintu śruby napędowej,

h – skok gwintu śruby napędowej,

η – sprawność śrubowej przekładni tocznej,



Rys. 1. Napędy śrubowe manipulatora
Fig. 1. Screw drive's of the manipulator

$\omega_{iiz} = \dot{\theta}_2$ dla $i = 2$,
 $\omega_{iiz} = \dot{\theta}_6 = \dot{\theta}_2 + \dot{\theta}_3$ dla $i = 3$,
 znaczenie pozostałych symboli wyjaśniono na rys. 1.

Zależności $\omega_{oi} = f(M_{oi})$ przedstawiane są na wykresie charakterystyki mechanicznej silnika napędowego. Gdy punkt określony współrzędnymi (M_{oi}, ω_{oi}) znajdzie się poza obszarem pracy silnika, następuje ograniczenie wartości maksymalnych prędkości lub przyśpieszenia (do wyboru) ruchu względnego w parze obrotowej w której przekroczenie nastąpiło. Zmniejszanie wartości maksymalnych odbywa się proporcjonalnie do zaistniałego przekroczenia. Współczynnik proporcjonalności κ_{ni} obliczany jest jako różnica między prędkościami kątowymi wymaganą i określoną przez charakterystykę mechaniczną dla danego momentu obciążenia uwzględniając (1) otrzymano:

$$\kappa_{ni} = |\omega_{oi}| - 420 + 35 |M_{oi}| \quad (4)$$

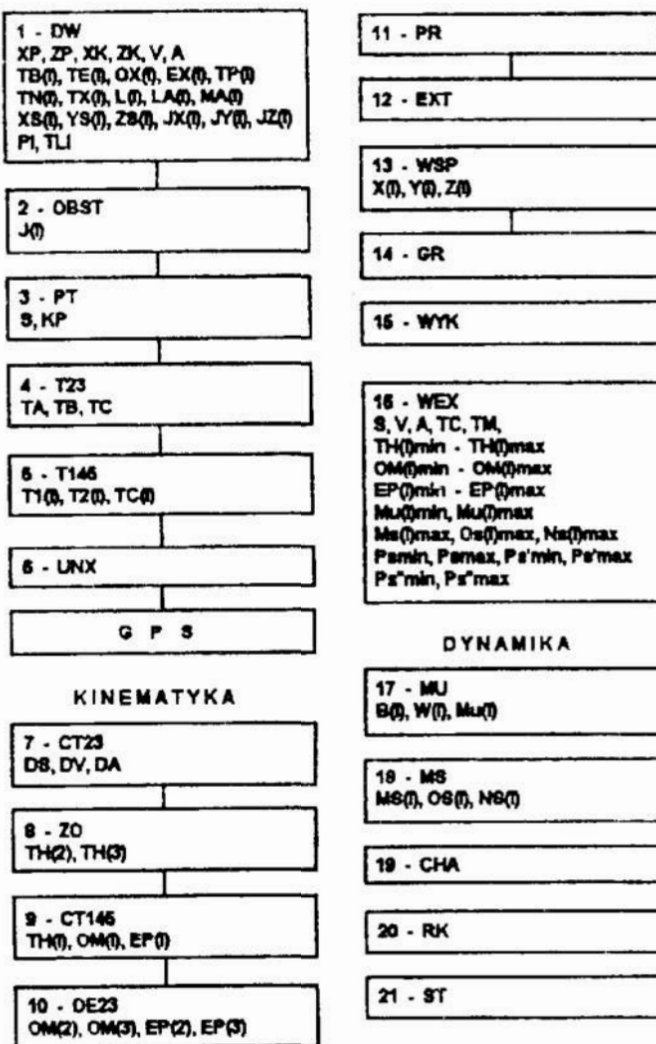
Jeśli $\kappa_{ni} > 0$ to prędkość $\dot{\theta}_{i\max}$ lub przyśpieszenie $\ddot{\theta}_{i\max}$ zostają zredukowane do wartości:

$$\dot{\theta}_{iz} = 0,0015 \kappa_{ni} \text{ lub } \ddot{\theta}_{iz} = 0,001 \kappa_{ni} \quad (5)$$

4. Budowa programu komputerowego

Program komputerowej symulacji kinematyki i dynamiki manipulatora, którego schemat blokowy zamieszczono na rys. 2, składa się z 21 podprogramów: 1-DW – wprowadzanie danych wejściowych, 2-OBST – obliczanie stałych, 3-PT – obliczanie parametrów trajektorii, 4-T23 – obliczanie czasów trwania ruchu nieustalonego i ustalonego końca ramienia, 5-T145 – obliczanie czasów trwania ruchu nieustalonego i ustalonego w parach obrotowych 1, 4, 5, 6-UNX – nadawanie wartości początkowych wskaźnikom wartości ekstremalnych, G P S – główny program sterujący, 7-CT23 – obliczanie kinematycznych parametrów ruchu końca ramienia, 8-ZO – obliczanie przemieszczeń kątowych w parach 1, 2 z zadania odwrotnego, 9-CT145 – obliczanie kin. par. ruchu dla par 1, 4, 5, 10-OE23 – obliczanie prędkości i przyśpieszeń w parach 2, 3 z zadania odwrotnego, 11-PR – badanie ograniczeń przestrzeni roboczej, 12-EXT – zapamiętywanie wart. ekstremalnych, 13-WSP – obliczanie współrzędnych położ.

żenia par, 14-GR – grafika sylwetki manipulatora, 15-WYK – rysowanie wykresów, 16-WEX – wydruk wartości ekstremalnych, 17-MU – obliczanie wartości momentów uogólnionych w parach, 18-MS – obliczanie momentów, prędości kątowych i mocy silników, 19-CHA – badanie obszaru charakterystyk regulacyjnych, 20-RK – całkowanie równań ruchu, 21-ST – strona tytułowa. Ważniejsze oznaczenia: XP, ZP, XK, ZK – współrzędne początku i końca ramienia w układzie wsp. podstawy, V, A – maksymalna prędkość i przyspieszenie ruchu końca ramienia, TB(I), TE(I) – początkowe i końcowe położenie w parze "i", OX(I), EX(I) – maksymalna prędkość i przyspieszenie kątowe w parze "i", TP(I) – czas rozpoczęcia ruchu w parze "i", TN(I), TX(I) – zakresy dopuszczalnych położen kątowych, L(I), LA(I) – wymiary długości ogni, MA(I) – masa ogniwa "i", XS(I), YS(I), ZS(I) – wsp. położenia środka masy ogniwa "i", JX(I), JY(I), JZ(I) – osiowe momenty bezwładności ogniwa "i", PI, TLI – podatność i tłumienie w parze "i".



Rys. 2. Schemat blokowy programu
Fig. 2. Block diagram of program

Połączenia między podprogramami uwidocznione na rysunku oznaczają, narzuconą z góry kolejność ich wykonania. Program graficzny umożliwia rysowanie sylwetki manipulatora w ruchu, w dowolnym miejscu na ekranie i dowolnej podziałce. Wyniki obliczeń przedstawiane są w formie wydruku wartości ekstremalnych oraz na wykresach w maksymalnie trzech układach wsp. z możliwością wykreślania sześciu przebiegów w jednym układzie.

5. Przykład liczbowy

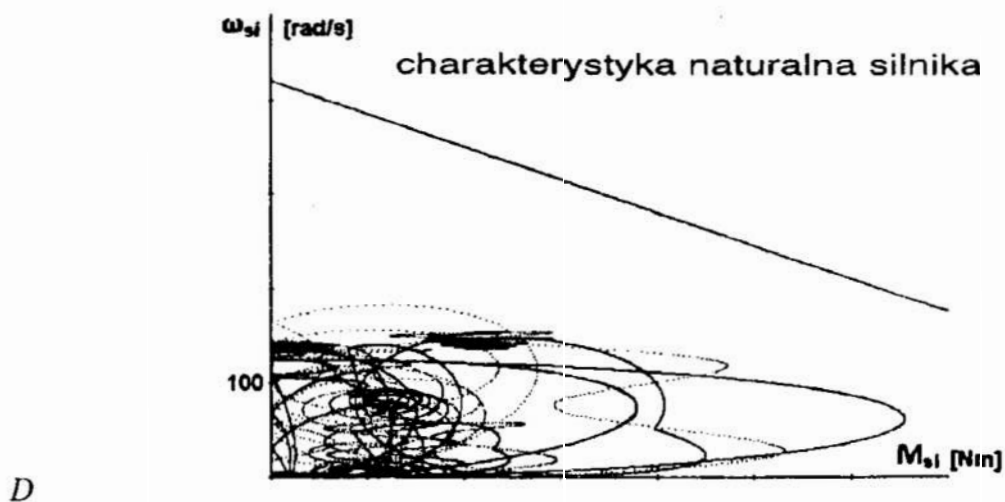
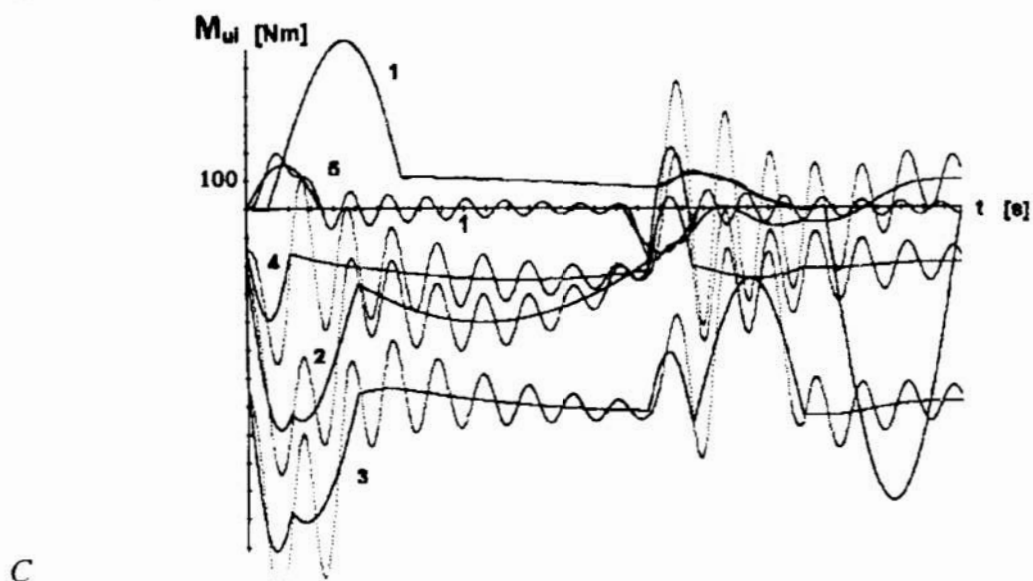
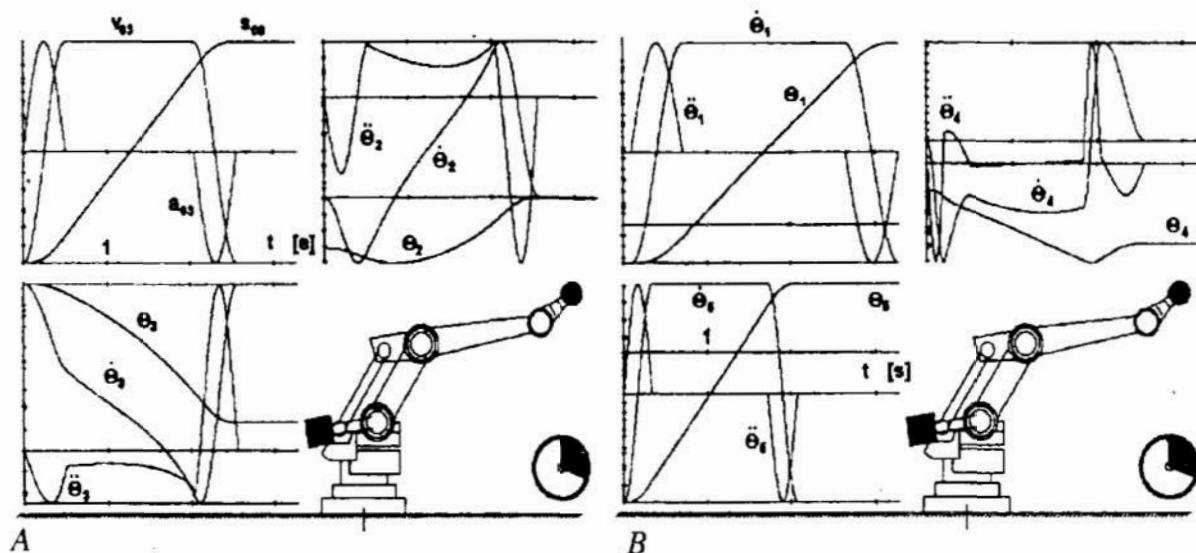
Przeprowadzono symulację ruchu dla następujących danych wejściowych:
 $XP + XK = 1,00 + 1,70$ m, $ZP + ZK = 0,64 + 1,65$ m,
 $V = 0,6$ m/s, $A = 1,85$ m/s²,
 $TB(1) + TE(1) = -20^\circ + 95^\circ$, $TP(1) = 0,1$ s,
 $TB(4) + TE(4) = -55^\circ + 40^\circ$, $TP(4) = 0$ s,
 $TB(5) + TE(5) = -90^\circ + 40^\circ$, $TP(5) = 0$ s,

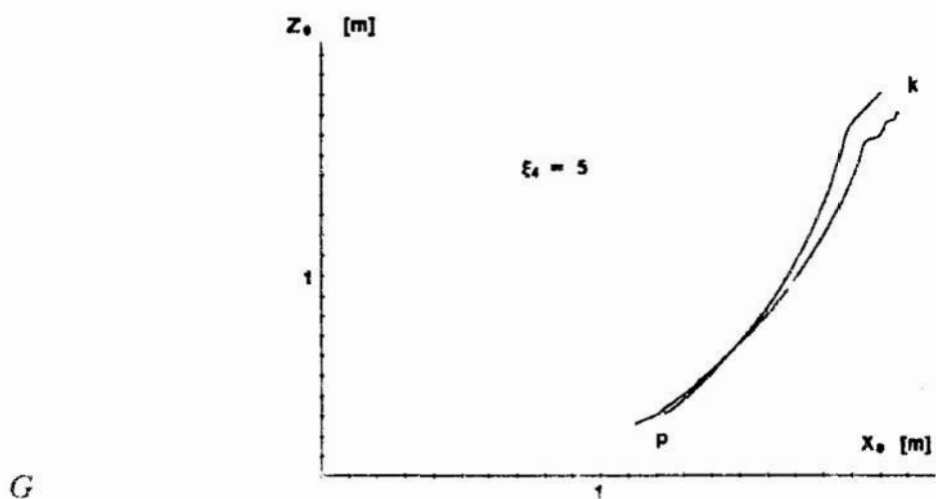
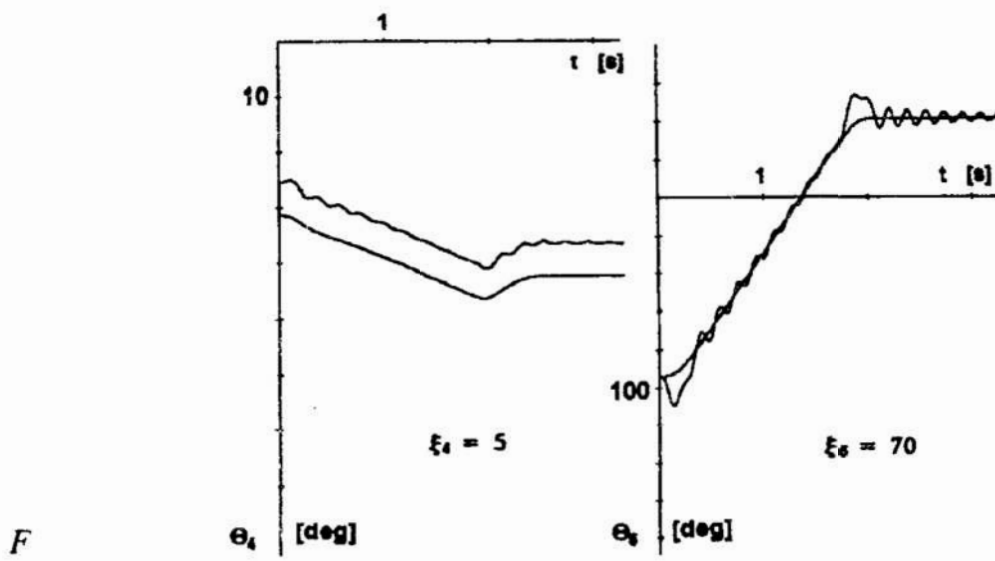
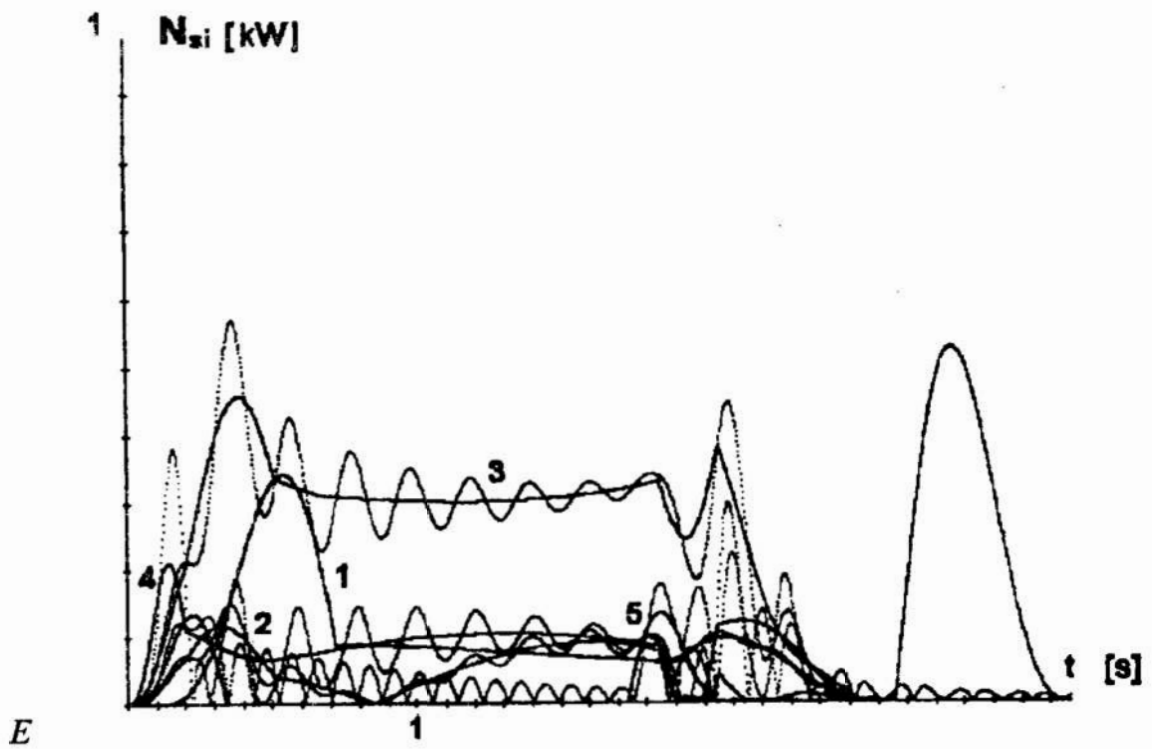
$$OX(1) = 0,785 \text{ rad/s}, EX(1) = 2,00 \text{ rad/s}^2,$$

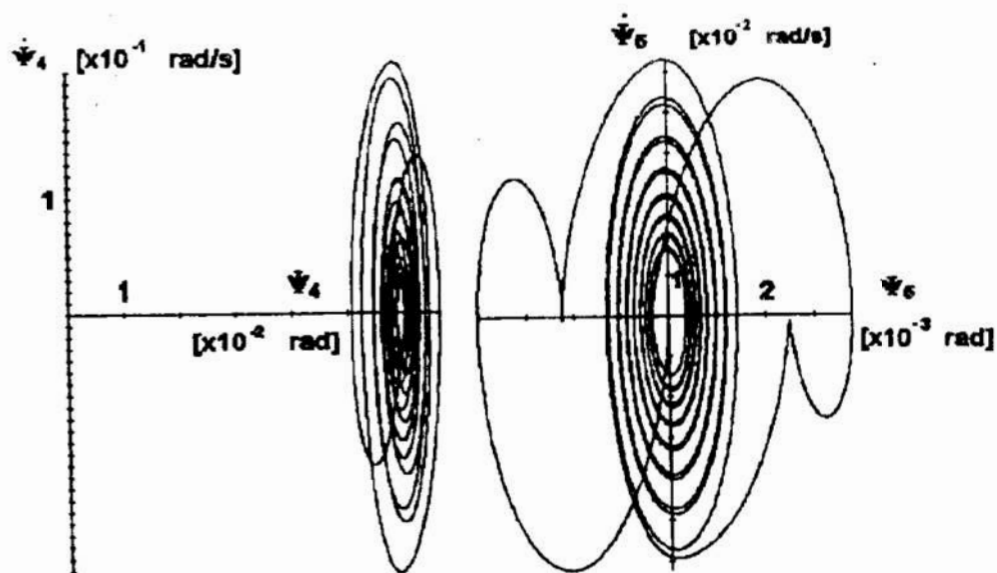
$$OX(4) = 0,900 \text{ rad/s}, EX(4) = 7,00 \text{ rad/s}^2,$$

$$OX(5) = 1,310 \text{ rad/s}, EX(5) = 6,00 \text{ rad/s}^2$$

Wyniki obliczeń w formie wykresów, przedstawiono na rys. 3, w którym:







H

Rys. 3. Wyniki obliczeń

Fig. 3. The effects of the calculation

Objaśnienia:

A – czasowe przebiegi przemieszczeń, prędkości i przyspieszeń ruchu końca ramienia oraz ruchu względnego w parach kinematycznych drugiej i trzeciej,

B – czasowe przebiegi przemieszczeń, prędkości i przyspieszeń ruchu względnego w parach kinematycznych pierwszej, czwartej i piątej,

C – czasowe przebiegi momentów uogólnionych w parach kinematycznych, z uwzględnieniem procesów drganiowych,

D – prędkości kątowe silników w funkcji momentu obciążenia, z uwzględnieniem drgań,

E – czasowe przebiegi mocy silników, niezbędnej dla zapewnienia zaplanowanego ruchu,

F – czasowe przebiegi przemieszczeń w parach czwartej i piątej, z uwzględnieniem drgań,

ξ_i – współczynnik zwiększający wartość przedstawionej na wykresie amplitudy drgań,

G – trajektoria ruchu chwytaka w płaszczyźnie przekroju przestrzeni roboczej przy więzach sztywnych i podatnych,

H – portret fazowy drgań w parze czwartej i piątej.

6. Wnioski

1. Przedstawiony program symulacji ruchu manipulatora IRb-60 umożliwia kompleksową analizę kinematyki i dynamiki z uwzględnieniem wpływu podatności skrętnych w układach napędowych przegubu.

2. Widoczny jest znaczny wpływ procesów drganiowych w układach napędowych przegubu na wzrost obciążeń dynamicznych, również w pozostałych parach.

3. Napędy elektryczne manipulatora IRb-60 zapewniają ze znacznym "zapasem" osiągnięcie katalogowych parametrów kinematycznych i dynamicznych. Dobór parametrów silników na podstawie charakterystyk mechanicznych, z pominięciem charakterystyk dynamicznych wydaje się być w tym przypadku obarczony małym błędem.

Literatura

1. Craig J. J.: *Wprowadzenie do robotyki. Mechanika i sterowanie*. WNT, Warszawa 1993.
2. Knapczyk J., Stępniewski A.: *The Effects of the Manipulator's Joint Drive System Torsional Elasticities on the Performance Accuracy of the Given Trajectory*. Archive of Mechanical Engin. v. XXXIX, pp.27 – 41, Warsaw 1992.
3. Knapczyk J., Stępniewski A.: *Some Effects of the Joint's Drive Systems Torsional Compliances and the Velocity Profiles of the 5R Manipulator's Dynamic Accuracy*. Ro.man.sy 9. Springer-Verlag London Limited 1993, pp.75 – 84, London 1993.

Streszczenie

W oparciu o równania Lagrange'a II rodzaju zbudowano model matematyczny dla więzów sztywnych i podatnych manipulatora ASEA. Zastosowano alternatywnie trzy prawa zmian prędkości względnej w parach kinematycznych – prostokątne, sinusoidalne oraz wielomianowe n-tego stopnia. Drogą symulacji komputerowej, określono funkcyjne przebiegi kinematycznych i dynamicznych parametrów ruchu. Omówiono budowę i możliwości programu komputerowego.

THE SIMULATION OF MOTION AND SELECTION PRAMETERS OF DRIVE UNITS THE MANIPULATOR 5R - TYPE

Summary

The dynamic model of the 5R manipulator has been developed and applied for the ASEA manipulator. The Lagrange's 2nd order equations of motion are derived for each link of the IRb-60 manipulator including the torsional elasticities in 4-th and 5-th joint drive systems. Three laws of relative velocity variations in rotation couples were applied alternatively: rectangular, sinusoidal and polynomial of the n-th order. Course of function kinematical and dynamical parameters of motion, was determinated by way of computer simulation. Construction of computer program, was determinated.

SHAPE OPTIMIZATION OF NOTCHES IN 2-D MACHINE COMPONENTS

1. Introduction

There are some constructional reasons to design holes, fillets, grooves, undercuts, cut-outs etc. (known collectively as "notches"), which perturb and change any uniform stress state. In the cases where the increase in the stress results from the existence of notches the notion of the Stress Concentration Factor (SCF) is introduced. The SCF is defined as the quotient of the highest value of normal (shear) stress in the direct neighborhood of the notch, to the nominal stress computed by the methods of the strength of materials, for the same structural component of constant cross-section diminished by the notch [10]. It is known, that stress concentration is a very determinative factor in the fatigue behaviour of machine components, because the fatigue failure nearly always originates at the root of a notch. It is demonstrated in literature [8] that a decrease in the SCF significantly increases the fatigue life of the components.

To decrease a SCF, a possibility exists to minimize stress by changing the shape of construction part. The design of the optimum shapes of machine components with a least stress concentration to ensure a better fatigue behaviour is of considerable practical importance in structural engineering. Such a class of optimization problems is referred to as the shape optimization of structures. One of the earliest works involving finite element method and numerical shape optimization is by Francavilla, Ramakrishnan and Zienkiewicz [5]. Since then there have been many contributions in which mostly 2-D, or 3-D finite, or boundary element methods have been coupled with numerical optimization techniques [5,7-9,11,13-16]. Because lack of space a review of literature in this field is omitted in this paper.

This paper deals with the shape optimization of the internal or external notches in 2-D machine components (Fig.1), with the object minimizing stress concentrations. Treating this problem equivalently, the objective of the design is to minimize a maximum stress subject to the constraints on stresses at some critical points. The optimization method discussed uses Bezier's curves to locate the curvilinear part of the internal or external boundaries. A special concept of Bezier interpolants inside the so-called characteristic triangle is adopted [6,14-16]. These interpolants can be controlled by two shape parameters. The shape parameters and the position of some control nodes are treated as design variables. The practical application of the technique proposed herein is illustrated in four examples of structure shape design.

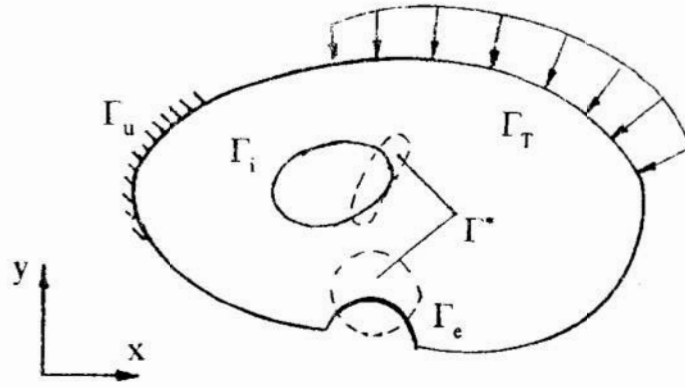


Fig. 1. 2-D body with varying shape of internal Γ_i and external Γ_e notches, Γ_T - boundary with given tractions, Γ_u - boundary with given displacements, Γ^* - variation domain

2. Problem definition

In this paper we consider the optimization problem aimed at finding the best shape for 2D machine components, if the stress concentration factor is to be minimized. Treating this problem equivalently, the objective of the design is to minimize a maximum effective stress σ_e , i.e. $\min [\max \sigma_e]$ for a given load. This original min-max problem can be converted to a simple min problem in terms of an unknown bound on the stresses [11,14-16]. The stress minimization problem is written as

$$\begin{aligned} & \min \sigma_{\text{emax}} \\ & \text{subject to the constraints} \end{aligned} \quad (1)$$

$$\sigma_{e_j}(\underline{D}) - \sigma_{\text{emax}} \leq 0, \quad j = 1, \dots, l, \quad \underline{D}_{\text{lower}} \leq \underline{D} \leq \underline{D}_{\text{upper}}$$

where l is the number of critical points, \underline{D} is a vector of design variables, $\underline{D}_{\text{lower}}$ and $\underline{D}_{\text{upper}}$ are the lower and upper limits on \underline{D} respectively.

3. Shape definition

It is assumed that the variable boundary of a notch can be formed by: (1) a curvilinear part, and, if it is necessary (2) a straight part. In this paper Bezier's curves will be used to shape representation of the curvilinear part of the boundary (Fig. 2a). A one segmented Bezier curve (polynomial) order $m+1$ (degree m) is defined by

$$P(t) = \sum_{i=0}^m P_i B_{i,m}(t), \quad t \in [0,1], \quad B_{i,m} = \frac{m!}{i!(m-i)!} t^i (1-t)^{m-i} \quad (2)$$

where $B_{i,m}$ is the Bernstein polynomial, P_i , $i = 0, 1, \dots, m$ are the Bezier points (control points) in R^2 (or R^3), and t is a parameter representative of a curve. Subsequent values of parameters t_j and t_{j-1} define the endpoints of the boundary element (see Fig. 2b).

In the paper [6] some modifications on Bezier curves are presented. A Bezier curve is defined by so-called characteristic triangle (CT), and for more flexible control, two shape parameters are introduced (Fig. 2b). The vertices (Bezier points) composing a CT satisfy the following:

$$P_1 = P_2 = \dots = P_{N-1} = P_a, \quad P_{N+1} = P_{N+2} = \dots = P_{2N-1} = P_b. \quad (3)$$

$$P_a - P_o = c_1(P_N - P_o), \quad P_b - P_{2N} = c_2(P_N - P_{2N}), \quad 0 < c_1, c_2 < 1.$$

Parameters c_1 and c_2 continuously change the shape of segmented Bezier curve inside the CT. These shape parameters and the position of some control nodes (key points) are assumed as design variables. The use of key points as design variables implies fewer design variables and more freedom for controlling the shape of a notch. Sometimes it is convenient to give prescribed move directions to the key points.

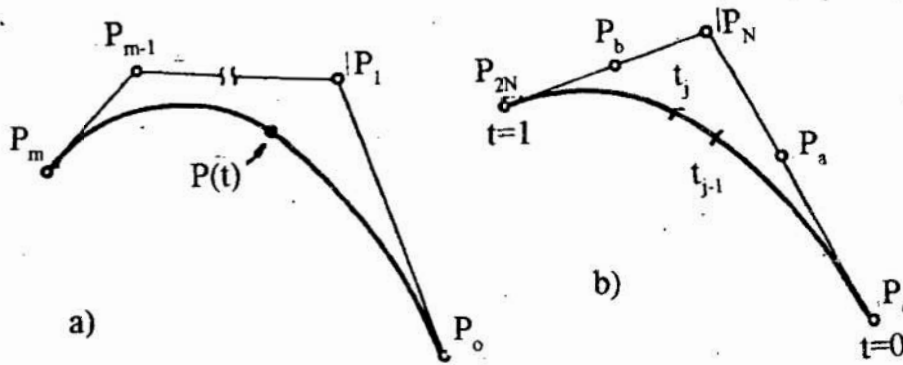


Fig. 2. a) General Bezier curve b) Characteristic triangle (CT)

4. BE analysis

The most popular computational methods for stress analysis nowadays are the Finite Element (FEM) and Boundary Element (BEM) methods. Both techniques have a series of advantages and disadvantages which were examined in numerous articles, among others [2,12]. The conclusion is that the BEM will certainly not replace the FEM for structural analysis, but it is a valuable supplement for certain types of problems like: (a) 2-D, axisymmetric and 3-D problems, (b) stress concentration, (c) contact problems, (d) infinite problems.

Because the boundary element technique requires only the modelling of the boundary, and because the maximum stress usually occurs in the vicinity of the boundary, it seems to be ideally suited for boundary shape optimization and it was main reason for using BEM as a component in the shape optimal design algorithm [3,7,9,13-16].

Literature presents different formulations of Boundary Element Method, which are divided into two groups: direct and indirect methods [1,3,4].

In this paper the Fictitious Stress Method (FSM) presented in [4] is used for an analysis of the stress distribution in 2-D machine components. This is an indirect

boundary element method. The singular solution that arises from a line of concentrated forces in an infinite elastic solid has been used to develop an algorithm what leads directly to the system $2n \times 2n$ equations $[C]\{P\} = \{b\}$, where: $[C]$ - the influence coefficient matrix, $\{P\}$ - unknown fictitious stress components, $\{b\}$ - given tractions. Because constant stress elements are assumed on the boundary there is no need of numerical integration. The accuracy of results can be increased by increasing the number of elements. The accuracy of the FSM for solution of stress concentration problem in 2-D machine components have been examined in [17]. It was found that there is no remarkable difference between the results of the FSM notch stress analysis with the analytical, and numerical results widely presented in literature.

5. Sensitivity analysis

In the most numerical methods of optimization there is a need to evaluate the gradients of the objective (if it is necessary) and of the behavioural constraints with respect to design variables. This is known as sensitivity analysis. Methods for evaluating the sensitivities may be purely analytical, semi-analytical or can be based on finite differences. The presented algorithm is rather very small scale problem and for this reason the finite difference method (with step equal 10^{-4}), which is the most straightforward and conceptually simplest way of obtaining the gradients of constraints, is used.

6. Optimization algorithm

The optimization problem (1) is a standard nonlinear programming problem (NLP). This NLP problem can be solved iteratively by using numerical optimization techniques. There are a many optimization algorithms available for solving the general NLP problem [18].

The optimization process usually begins with a proposed design, \underline{D}^0 , as input. The design is then typically updated by modifying \underline{D} as $\underline{D}^{p+1} = \underline{D}^p + \Delta \underline{D}$, where \underline{D}^p and \underline{D}^{p+1} are design variable vectors in $(p+1)$ and p cycles of iterations, and $\Delta \underline{D}$ are design changes.

Because objective function is linear, in this paper a sequential linear programming (SLP) has been used to obtain the optimal solution. In SLP method we assume that design changes $\Delta \underline{D}$ are so small, that Taylor linear expansion around \underline{D}^p are acceptable [11,14-16]. Thus, we have

$$\underline{\sigma}^p + \nabla^T \underline{\sigma}^p \Delta \underline{D}^p - \underline{1} \sigma_{\max}^p \leq \underline{0}. \quad (4)$$

If the constraints are sequentially linearized the optimum solution will be obtain by using linear programming (LP) which can be efficiently solved by using the Simplex algorithm. The above procedure is not generally sufficient to ensure convergence to a solution. A set so called 'move limits' are added to the constraints of the SLP problem in order to control a stability and convergence of the algorithm. These move limits may be specified as $\Delta \underline{D}_l \leq \Delta \underline{D} \leq \Delta \underline{D}_u$ where $\Delta \underline{D}_l$ and $\Delta \underline{D}_u$ are the lower and upper limit on $\Delta \underline{D}$ respectively. In practice, these move limits are reduced during the optimization

process so that a solution is found. There is shown in many papers that the SLP method is particularly efficient to structural design problems.

7. Numerical examples

Example 1. Optimum shape of quasi-square hole in infinite plate under uniaxial tension.

The first example is treated as the test problem. The infinite plate is under uniaxial loading. The problem is symmetric about both coordinates axes, so only the quarter of the plate needs to be modelled. A boundary of the hole is described by the seven order Bezier curve ($N = 3$). Control shape parameters $D_2 = c_1$, $D_3 = c_2$, and the position of the control node $D_1 = P_6$ (measured in x direction) are treated as design variables (see Fig. 3). Thus this problem has three design variables. A boundary of the hole is modelled by 28 boundary elements. Starting with initial values $\underline{D} = (0.5, 0.5, 0.5)$ after 4 iterations the optimal hole shape (Fig. 3) is achieved for design variables $\underline{D} = (0.7785, 0.1210, 0.010)$ with objective 2.16. That means 28 percent reduction of stresses with comparison to a circular hole. The above results are similar to these obtained by Schnack (see Ref. 15 in [16]).

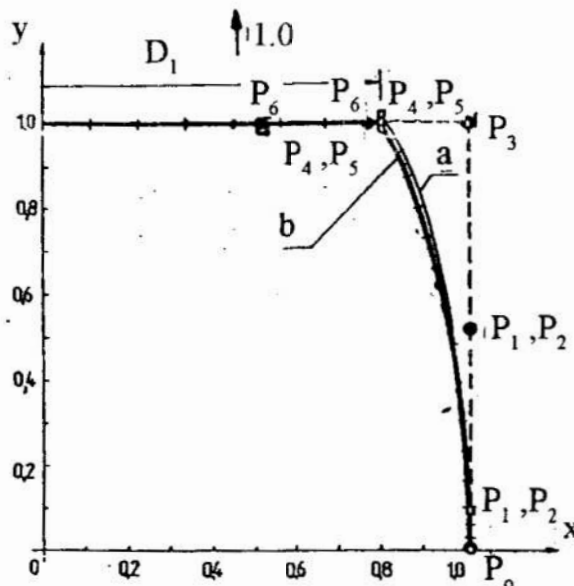


Fig. 3. Optimal design of the hole in infinite plate under uniaxial tension: a) Schnack solution, b) present solution, • - the position of control nodes for starting profile (not shown), ■ - the position of control nodes for optimal profile

Example 2. Optimum shape of a hole in an infinite plate under biaxial tension.

This example (Fig. 4) comes from the paper [9]. The plate is under biaxial field with the ratio $\sigma_2/\sigma_1 = 1/2$. In the cited paper the plate is treated as finite with ratio of the width of the plate to the diameter of the hole equal 20/1. The FSM gives the possibility to consider an infinite plate. The Table 1 contains the basic details of the algorithm used in the cited paper, and in the present one. The circular hole is taken as starting profile in both algorithms. The initial design variables and the movements directions are shown in Fig. 4. The standard Bezier curve order $m = 3$ with $D_2 = D_3 = 4/3 (\sqrt{2} - 1) \cong 0.55$ gives a good approximate expression of the circle. Starting with

Table 1. Details of algorithm in the present, and in the paper [9]

Moghadashi-Tafreshi, Fenner	Present
direct BEM	indirect BEM (FSM)
36 isoparametric elements	25 constant stress elements
Hermite cubic spline	Bezier curve
extended penalty function method	sequential linear programming

initial values $\underline{D} = (1.0 \ 0.55 \ 0.55)$ and the objective $\sigma_e = 2,4995$, after 8 iterations the final shape is achieved for design variables $\underline{D} = (0.4999 \ 0.5581 \ 0.2738)$ with $\sigma_e = 1.5021$. Figure 4 also shows the optimal analytical solution ($\sigma_e = 1.50$) and obtained in the Moghadashi paper. Figure 5 shows the stress distribution along the hole before and after optimization with the comparison to the results in the above mentioned papers.

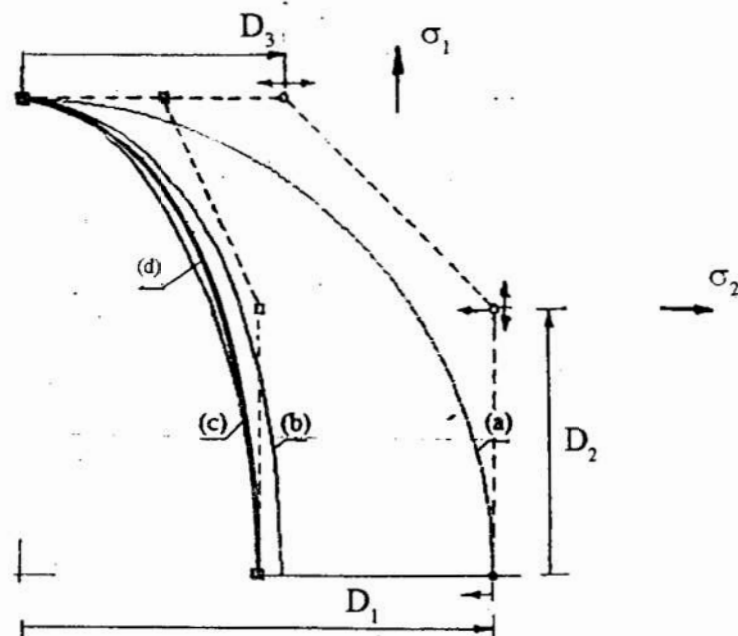


Fig. 4. Optimum shape of the hole: a) initial shape, b) optimum shape [9], c) optimum shape [present paper], d) analytical solution

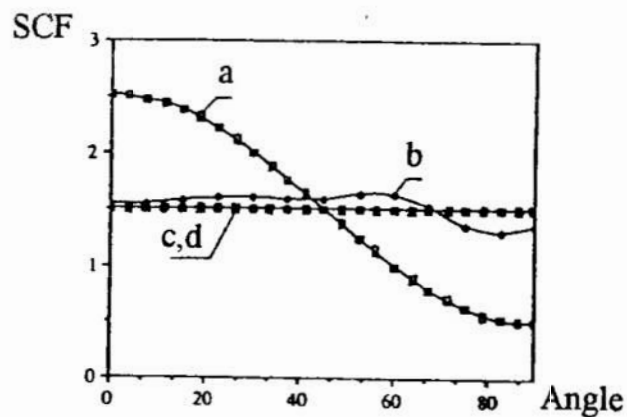


Fig. 5. Stress distribution around the hole: a) for initial shape, b) for optimal solution in [9], c) and d) for present and analytical solution

Example 3. Optimum shape of a quasi-ovaloid hole in infinite plate.

The stress concentration can be reduced by making the hole oblong in the direction of loading (so-called oblong, ovaloid hole). If the loading acts perpendicular to the oblongity, the SCF increases (see papers cited in [15]). A CT concept is used for the shape definition of the boundary of the quasi-ovaloid hole. Only three (practically two) design variables are needed to control the shape of the boundary. Fig. 6 shows the SCF's for the holes with the circular rounded boundaries, and the SCF's corresponding to the optimum shapes of quasi-ovaloid holes, for two loading cases $\beta = 0^\circ$, and $\beta = 90^\circ$, and for different values of the parameter t . Fig. 7 shows the optimum shape of the quasi-ovaloid hole for $t = 2$. More details are presented in the paper [15].

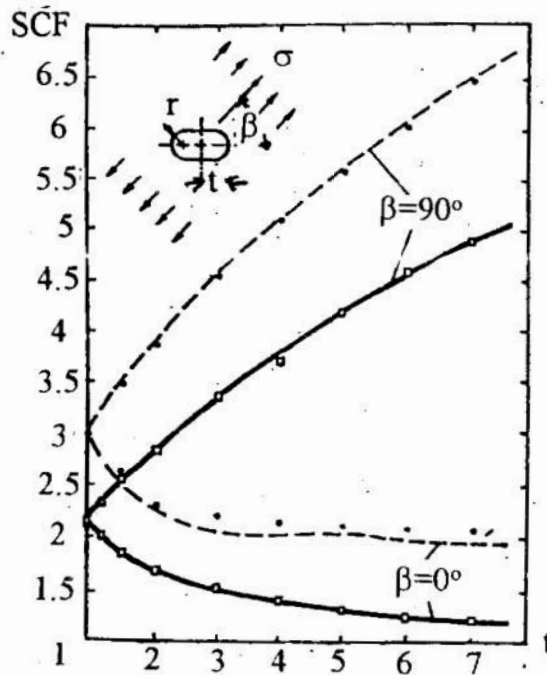


Fig. 6. Values for the SCF's: (---) - regular ovaloid hole (Benca, see Ref. in [15]), (—) - optimal quasi-ovaloid hole, • - test of FSM for regular ovaloid hole

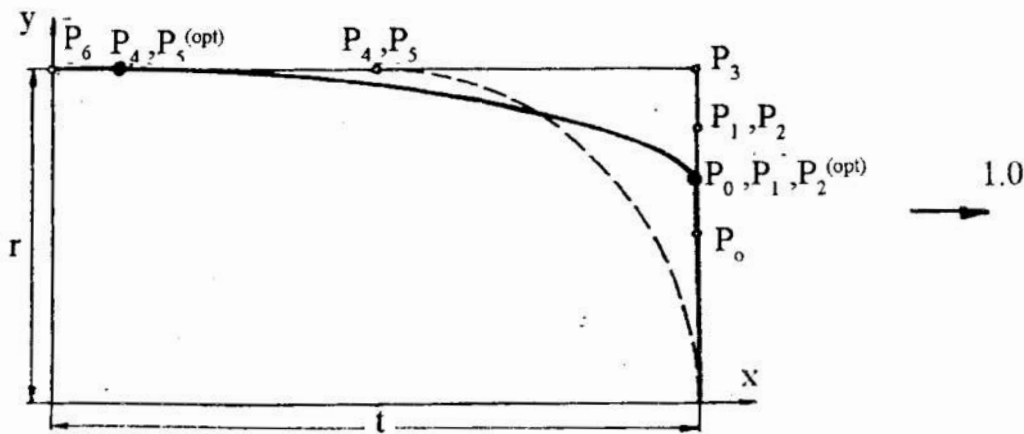


Fig. 7. Optimum shape of the quasi-ovaloid hole for $t = 2$, • - the position of control nodes for starting profile, ● - the position of control nodes for optimal profile

Example 4. Optimum shapes of interacting holes in infinite plate under uniaxial tension

There is a way of the stress reduction by introducing additional (auxiliary, supplemental or defense) holes in the direction of loading on either side of the original hole (see papers cited in [14]). Further reduction is possible with the simultaneous shape optimization of the both kind of holes, with the object minimum stress concentration. The boundary of the both kind of holes is described using a Bezier curves ($N=3$). Owing to the symmetry of the problem only a quarter of the plate is considered. Taking into account that the infinite regions are easy to solve by FSM, the case of infinite plate is examined. A variation domain for both holes is shown in Fig. 9. A boundary of the central hole was modelled using 25 constant stress boundary elements, and a boundary of the supplemental hole using 50 boundary elements. The following parameters are assumed as design variables: D_1 - the position of the end control point for the central hole (see also Fig. 3), D_2 - the shape parameter c_1 for the central hole, D_3 - the position of the end control point for the supplemental hole, D_4 - the shape parameter c_1 for the supplemental, $D_5 = r_s$ - the dimension of the supplemental hole, D_6 - the shape parameter c_2 for the central hole, and D_7 - the shape parameter c_2 for the auxiliary hole. The initial design is $\underline{D} = (0.5 \ 0.5 \ 0.35 \ 0.5 \ 0.7 \ 0.5 \ 0.5)$ and the optimal is $\underline{D} = (0.8695 \ 0.1144 \ 0.5294 \ 0.0276 \ 0.7577 \ 0.01 \ 0.01)$ with the objective 1.7805. That means about 40% reduction of stresses with comparison to a circular hole. Fig 8. shows the optimal design of the central and supplemental holes, and Fig. 9. shows the stress distribution along the design boundaries before, and after optimization.

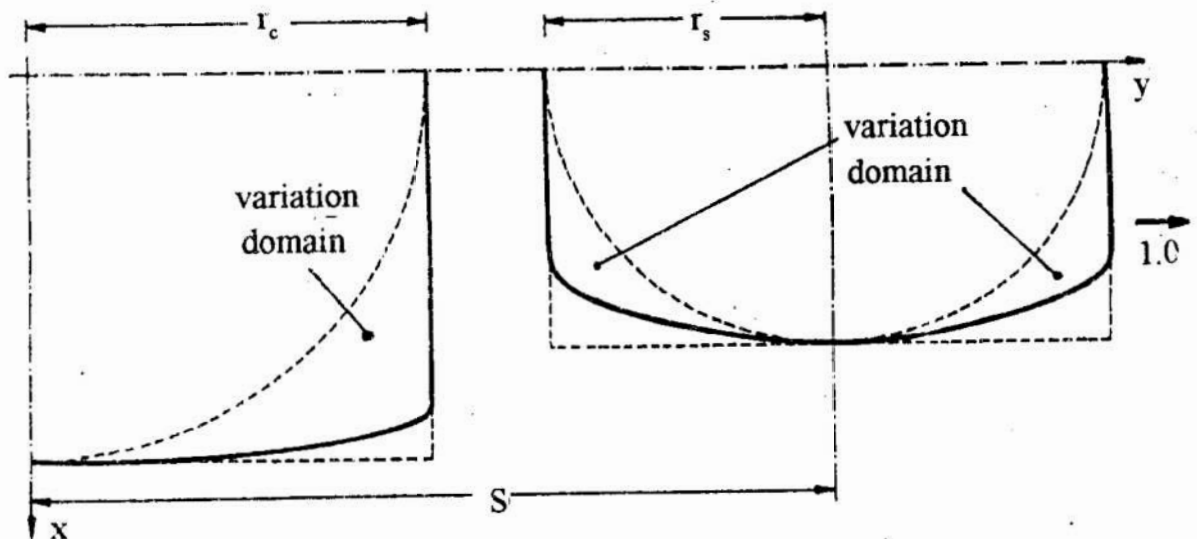


Fig. 8. Optimized geometries of central and supplemental holes in infinite plate subjected to uniaxial loading

8. Conclusions

Shape optimization of notches in 2D machine components to minimize stress concentrations is formulated as the sequential linear programming problem with the using of the Fictitious Stress Method. The Fictitious Stress Method is very suitable for shape optimization problems, and in comparison with the finite element method needs

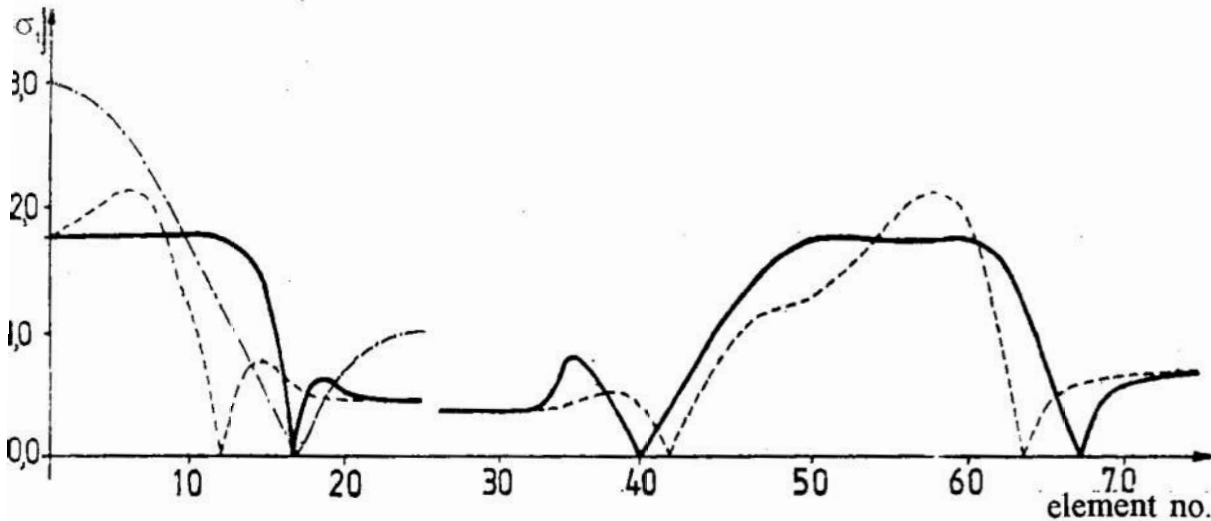


Fig.9. Stress distribution along the design boundaries before (---), and after (—) optimization, and for a single circular hole (-.-).

much less data, and gives more accurate stress solution. A geometry of the notch is defined by Bezier technique. A significant reduction in stresses is obtained in comparison with a traditionally used shapes of the notches. With such reduction in maximum stress level, the improvement in fatigue life of the component with the notch (notches) can be very significant.

Presented algorithm is a small scale shape optimization problem. Practically few design variables are necessary to control the shape of single, or multiple notches, which means that these and similar problems can be easily solved using IBM PC.

References

1. Brebbia C.A., Telles J.C.F. and Wrobel L.C.: *Boundary Element Technique - Theory and Applications in Engineering*, Springer-Verlag, Berlin, 1984
2. Brebbia C. A., Umetani S., Trevelyan J.: *Critical comparison of the boundary element and finite element methods for the stress analysis*, BETECH 85, Eds. Brebbia C. A., Noye B. J., CMP Publications, Southampton, 225-255, 1985
3. Burczyński T.: *The boundary element method for selected analysis and optimization problems of deformable systems*, Scientific Reports, (in Polish), Silesian Technical University, Z. 97, 1989
4. Crouch S.L., Starfield A.M.: *Boundary element methods in solids mechanics*, George Allen and Unwin, London, 1983
5. Francavilla A. Ramakrishnan C.V. and Zienkiewicz O.C.: *Optimization of shape to minimize stress concentration*, Jnl of Strain Analysis, Vol. 10 No. 2, 63-70, 1975
6. Harada K, Kaneda K, Nakame E.: *A further investigations of segmented Bezier interpolants*, CAD, Vol. 16, 186-190, 1984
7. Kamiya N., Kita E.: *Local shape optimization of a two-dimensional elastic body*, Fin. Elem. Anal. Design, Vol. 6, 207-216, 1990
8. Mattheck C. Erb D., Bethge K. and Begemann U.: *Three-dimensional shape optimization of a bar with a rectangular hole*, Fatigue Fract. Engng Mater. Sci., Vol. 15, No. 4, 347-351, 1992
9. Moghaddasi-Tafreshi A. Fenner R.T.: *Design optimization using boundary element method*, Jnl Strain Anal., Vol. 26, 231-241, 1991

10. Olesiak Z.: *Stress concentration. Contact stresses*, In *Strength of Structural Elements*, Ed. Zyczkowski M., PWN, Warszawa, Elsevier, Amsterdam, 527-612, 1991
11. Pedersen P., Carsten L.L.: *Design for minimum stress concentration by finite elements and linear programming*, *J. Struct. Mech.*, Vol. 10, 375-391, 1982/83
12. Radaj D., Mohrmann W. and Schilberth G.: *Economy and convergence of notch stress analysis using boundary and finite element method*, *Int. Jnl Num. Meth. Engng.*, Vol. 20, 565-572, 1984
13. Xu Ch., Yy M.: *Shape optimization of structures to minimize stress concentration*, *Comput. Struct.*, Vol. 36, 491-49, 1990
14. Wilczyński B.: *Stress minimization around holes in uniaxial loaded plates*, *Proc. X Conf. Comp. Meth. in Mechanics*, May 1991, Swinoujście, Vol. 2, 741-748, 1991
15. Wilczyński B.: *Minimizing stress concentration around quasi-ovaloid hole in infinite plate*, *Scientific Reports*, (in Polish), Silesian Technical University, Z.113, 423-428, 1993
16. Wilczyński B.: *Stress minimization using Fictitious Stress Method*, II Int. Seminar on Boundary Element Techniques and Singularity Methods in Engineering, Wrocław, December 1992, *Scientific Reports*, Technical University of Wrocław, No. 74, 165-176, 1993
17. Wilczyński B.: *Accuracy of Fictitious Stress Method for stress concentration problems*, *Scientific Reports*, Technical University at Koszalin, No 15, 192-210, 1993
18. Vanderplaats G.N.: *Numerical optimization techniques*, In *Computer aided optimal design: structural and mechanical systems*, Ed. Mota Soares C.A.M., 197-239, 1987

Summary

The shape optimal design of notches in 2-D elastic machine components is formulated using the Fictitious Stress Method. The design objective is to minimize a maximum effective stress for a given load. Formulation is based on constant stress boundary element. A special concept of segmented Bezier interpolants is adopted for defining geometry of the machine component, and the Sequential Linear Programming is used as optimization procedure.

OPTYMALIZACJA KSZTAŁTU KARBÓW W DWUWYMIAROWYCH ELEMENTACH MASZYN

Streszczenie

W artykule rozpatruje się zagadnienie poszukiwania optymalnego kształtu brzegu karbu w dwuwymiarowych elementach maszyn. Celem jest minimalizacja naprężeń w otoczeniu karbu. Do wyznaczania naprężeń wykorzystuje się pośredni wariant metody elementów brzegowych, metodę naprężeń fikcyjnych. Modelowany brzeg karbu opisany jest elementami brzegowymi o stałej wartości naprężenia. Do opisu kształtu brzegu wykorzystuje się specjalny wariant krzywych Bezierra. Zadanie optymalizacji sprowadza się do sekwencyjnego programowania liniowego.

Krzysztof WITUSZYŃSKI, Paweł DROŹDZIEL,
Leszek KRZYWONOS, Andrzej WÓJCIK*

JAK NAUCZAĆ CADD NA WYŻSZYCH STUDIACH TECHNICZNYCH ?

Dynamiczny rozwój metod komputerowego wspomaganie projektowania spowodował konieczność dokonania zmian w programach kształcenia wyższych studiów technicznych. W szczególności, na wydziałach mechanicznych wprowadzono między innymi treści związane z komputerowym zapisem konstrukcji. W okresie przejściowym funkcjonują one jako element dodatkowy w przedmiotach takich jak rysunek techniczny, projektowanie podstaw konstrukcji maszyn, ETO, itp. Jednak efektywne ich nauczanie musi być poparte odpowiednim doбором zakresu i treści materiału oraz metodyką specyficzną dla używanych środków technicznych. Konieczne jest więc opracowanie spójnego programu opartego na dotychczasowych doświadczeniach w prowadzeniu tego typu zajęć. Oczywiście jest, że nauczanie CADD nie może odbywać się za cenę zubożenia treści nauczanych dotychczas "tradycyjnych" przedmiotów z bloku zapisu konstrukcji: geometrii wykreślnej i rysunku technicznego. Przygotowanie ogólne studentów w tym zakresie podwyższa efektywność kształcenia w zapisie komputerowym, gdyż widzą oni możliwość praktycznego spożytkowania swej wiedzy.

Nauczanie komputerowego zapisu konstrukcji może być rozpoczęte na drugim semestrze studiów, przy odpowiedniej synchronizacji materiału z wiadomościami przekazywanymi na zajęciach z rysunku technicznego. Docelowo przedmiot powinien być prowadzony w formie wykładu i ćwiczeń laboratoryjnych. Rolą wykładu byłoby przedstawienie cech wspólnych powszechnie stosowanych systemów graficznych i sposobów wykorzystania tych systemów w różnych fazach procesu projektowania. Ćwiczenia laboratoryjne, realizowane metodą praktyczną, powinny zostać przeznaczone na naukę wybranego systemu graficznego. Jego wyboru dokonuje się w oparciu o kryteria regionalnej popularności i zapotrzebowania.

Dobór środków dydaktycznych do realizacji przedmiotu jest w dużej mierze uzależniony od tendencji jakie występują w kształceniu na niższych szczeblach

* *Katedra Podstaw Konstrukcji Maszyn Politechniki Lubelskiej, ul. Nadbystrzycka 36, 20-618 Lublin*

szkolnictwa (tj. podstawowym i średnim). Obecnie absolwenci szkół średnich uważają jeszcze użycie tradycyjnych środków i technik dydaktycznych takich jak kreda, tablica, książka, szkic odręczny, notatnik za naturalne i łatwiej przyswajalne niż np.: używanie kamery i monitora, pisanie na komputerze czy stosowanie innych technik audiowizualnych. Jest to wynikiem dysproporcji w dostępności stosowanych tradycyjnych i komputerowych technik zapisu, a także nawyków nabytych w dotychczasowym procesie kształcenia. Przy utrzymującej się tendencji wzrostu upowszechnienia techniki komputerowej zarówno w szkołach jak i domach rodzinnych dysproporcje te będą ulegały zacieraniu i nauczanie tradycyjnych technik kreślarskich w programie studiów stanie się praktycznie zbędne. Należy podkreślić, że umiejętność tworzenia rysunków odręcznych będzie nadal pożądana. Na razie ułatwia ona naukę zapisu komputerowego. Choć w większości przypadków algorytmny szkicowania odręcznego i rysowania przy użyciu programu komputerowego są różne, to jednak wykonanie szkicu pozwala na skonkretyzowanie zadania, zaś praca z komputerem sprowadza się do odtworzenia na ekranie danego obrazu.

Program nauczania komputerowego zapisu konstrukcji na Wydziale Mechanicznym Politechniki Lubelskiej opracowano biorąc pod uwagę przytoczone wcześniej spostrzeżenia. Pierwsze doświadczenia dydaktyczne zebrano prowadząc zajęcia pokazowe w wymiarze 26 godzin lekcyjnych w latach 1990–1992 z wykorzystaniem systemów InterCAD i AutoCAD. W ich wyniku zdecydowano się na nauczanie programu AutoCAD w oparciu o posiadaną przez Katedrę Podstaw Konstrukcji Maszyn licencjonowaną wersję polską AutoCAD 10.

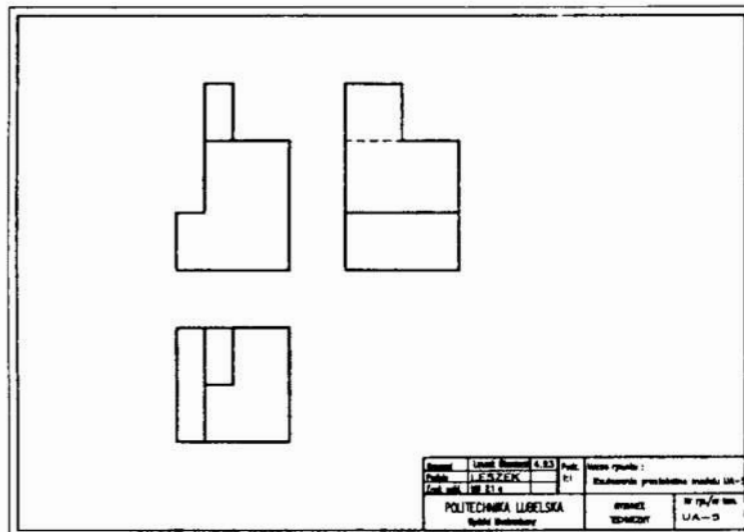
W roku akademickim 1992/93 podjęto decyzję prowadzenia nauczania komputerowego zapisu konstrukcji w ramach zajęć z rysunku technicznego. Ta forma zajęć objęła wszystkich studentów kierunku Mechanika w naszej uczelni. Przewidziano na nie 14 godzin w semestrze letnim w jednostkach dwugodzinnych. Przygotowując studentów do zajęć prowadzonych według nowej formuły dokonano korekty treści materiału przerabianego w ramach projektowania geometrii wykreślnej. Opracowano kompletny zestaw ćwiczeń projektowych z geometrii pozwalający na zindywidualizowanie procesu kształcenia oraz na wykonywanie (w formie kontrolowanej) wszystkich projektów w czasie zajęć. Tematy ćwiczeń dobrano pod kątem uwypuklenia zastosowań geometrii w praktyce inżynierskiej. Celem wprowadzonych zmian było dążenie do nauczenia studentów szybkiego i poprawnego kreślenia metodami tradycyjnymi.

Komputerowy zapis konstrukcji był realizowany po zakończeniu cyklu ćwiczeń z geometrii. Zapewniono organizację zajęć pozwalającą każdemu studentowi na indywidualną pracę przy komputerze. Na każdym ćwiczeniu student najpierw

otrzymywał drewniany lub metalowy model, wykonywał odręczny szkic i w oparciu o niego wykonywał rysunek w AutoCADzie.

Program ćwiczeń opracowano w taki sposób, aby połączyć naukę rysunku technicznego z nauką AutoCADa. Tempo przekazywania informacji z obu dziedzin było jednakowe. W ubiegłym roku akademickim zrealizowano następujące tematy:

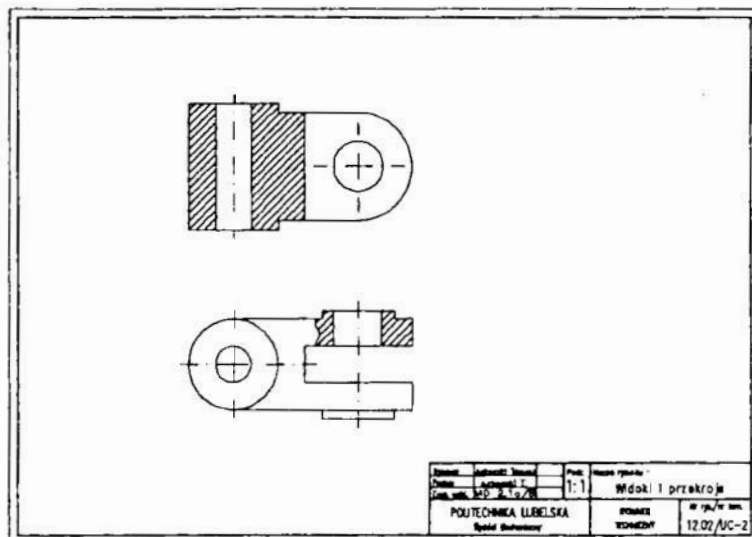
1. RZUTOWANIE PROSTOKĄTNE MODELU (rys. 1). Nowe polecenia i pojęcia: Technika warstw; Obszar rysunku; Parametry rysunkowe; Linie, rodzaje, użycie, grubość; Sposoby zadawania współrzędnych; Tekst na rysunku, dostępne kroje czcionki, użycie; Komendy: LINIA (LINE), PLINA (PLINE), TRASA (TRACE), ODWAR (DDLMODES), WARSTWA (LAYER), TEKST (TEXT); Podstawowe operacje edycyjne: WYMAŻ (ERASE), PRZESUŃ (MOVE), Utnij (TRIM), ZOOM (ZOOM), PRZERYS (REDRAW), ZAPISZ (SAVE), KONIEC (END), REZYGNUJ (QUIT).



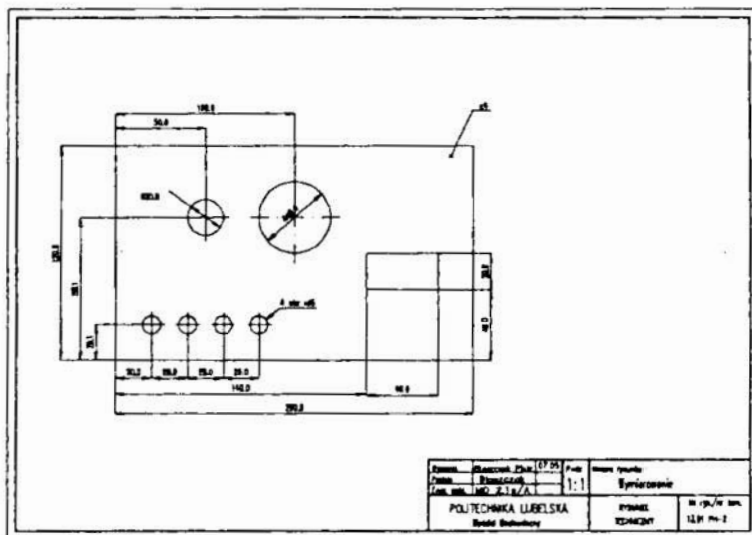
Rys. 1.
Fig. 1.

2. WIDOKI I PRZEKROJE (rys. 2). Nowe polecenia i pojęcia: Rysowanie łuków okręgów i okręgów. Łączenie łuków, rysowanie stycznych do okręgu; Wypełnianie konturów, dostępne wzorce wypełniania, technika kreskowania, ścinanie i zaokrąglanie naroży. Komendy: ŁUK (ARC), OKRĄG (CIRCLE), KRESKUJ (HATCH), OBIEKT (OSNAP), WYPEŁNIJ (FILL), FAZUJ (CHAMFER), ZAOKRĄGL (FILLET). Dalsze operacje edycyjne: KOPIUJ (COPY), SKALA (SCALE), COFAJ (UNDO), WYDŁUŻ (EXTEND).
3. WYMIAROWANIE (rys. 3). Nowe polecenia i pojęcia: Wymiarowanie w AutoCADzie, zmienne wymiarowania; Bloki, ich tworzenie i stosowanie.

Komendy: WYMIAR (DIM), WYMIAR1 (DIM1), BLOK (BLOCK). Dalsze operacje edycyjne.

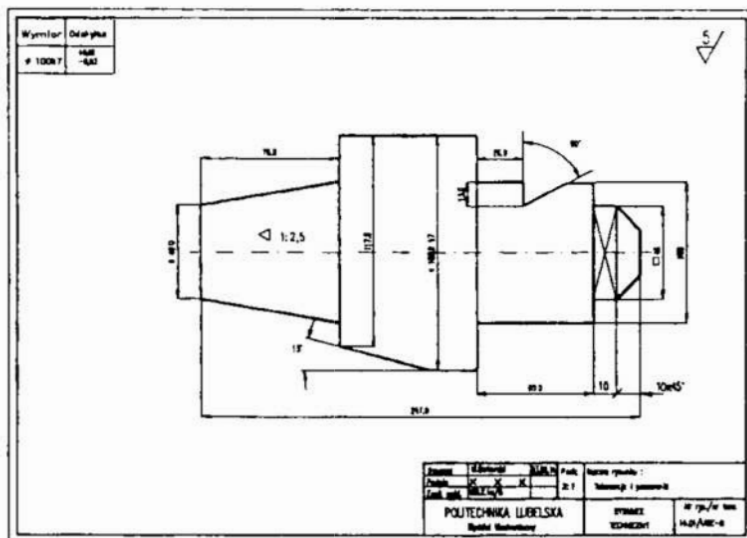


Rys. 2.
Fig. 2.



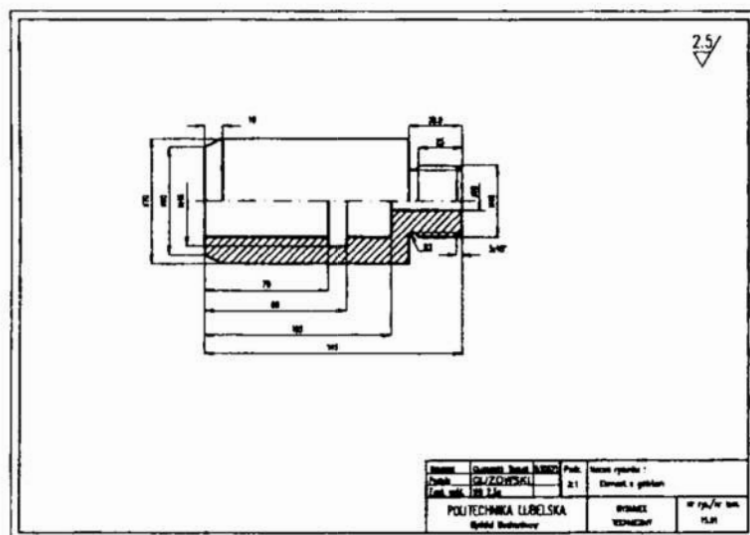
Rys. 3.
Fig. 3.

4. TOLERANCJE I PASOWANIA. OZNACZANIE CHROPOWATOŚCI POWIERZCHNI (rys. 4). Doskonalenie umiejętności pracy z AutoCADem.



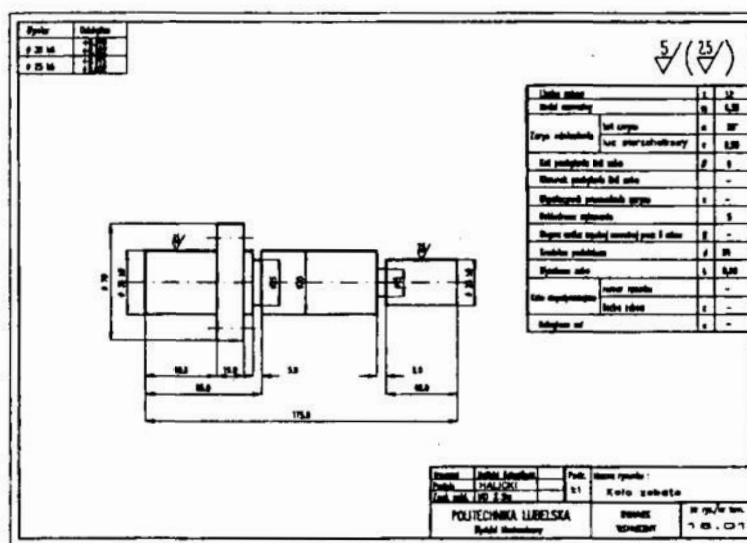
Rys. 4.
Fig. 4.

5. ELEMENT Z GWINTEM (rys. 5). Doskonalenie umiejętności pracy z AutoCADem.



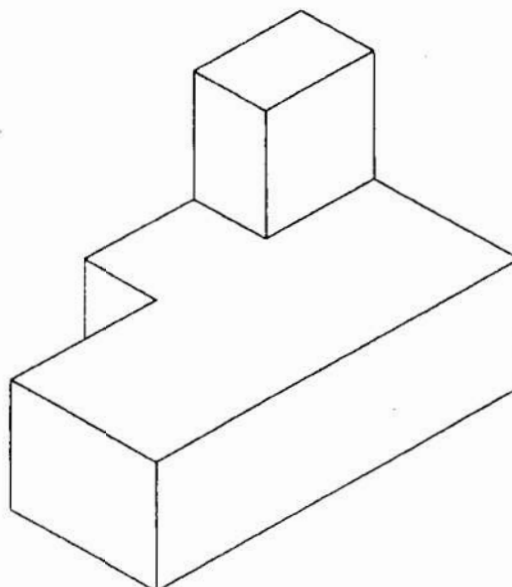
Rys. 5.
Fig. 5.

6. KOŁO ZĘBATE (rys. 6). Doskonalenie umiejętności pracy z AutoCADem.



Rys. 6.
Fig. 6.

7. ELEMENTY GRAFIKI TRÓJWYMIAROWEJ (rys. 7). Utworzenie w AutoCADzie rysunku trójwymiarowego modelu rysowanego na pierwszych ćwiczeniach. Wykorzystanie opcji rysunkowych i edycyjnych grafiki 3D.



Rys. 7.
Fig. 7.

Realizacja przedstawionego programu zapisu konstrukcji potwierdziła fakt, że nauczanie w zaprezentowanej formie może być prowadzone pod warunkiem wyposażenia laboratorium w odpowiednią liczbę stanowisk komputerowych. Studenci powinni mieć także możliwość samodzielnych ćwiczeń poza godzinami zajęć. Rozwiązanie problemów sprzętowych i programowych wymaga poświęcenia bardzo dużych nakładów finansowych, co w obecnej sytuacji wielu uczelni stanowi dodatkowe utrudnienie. Ponadto bieżące koszty dydaktyki są podwyższane przez zmniejszenie liczebności grup, zindywidualizowanie zadań i związaną z tym zwiększoną obsadą dydaktyczną.

Niemale trudności wynikają również z braku odpowiednich opracowań metodycznych dotyczących nauczania komputerowego zapisu konstrukcji. Wśród książek i publikacji na tematy związane z CADD przeważa nurt reklamy nowych udoskonalonych rozwiązań programowych i sprzętowych, zaś sprawy metodyki nauczania pozostają z niewiadomych przyczyn niezauważane. Nauczyciele akademicy, którzy zaczynają prowadzić tego typu zajęcia, zdani są przede wszystkim na swą intuicję i ich działania mają charakter eksperymentu dydaktycznego.

Postulujemy zapoczątkowanie szerszej wymiany informacji na ten temat pomiędzy ośrodkami akademickimi w kraju. Stwierdzamy konieczność opracowania wzorcowych rozwiązań dotyczących sposobu przekazywania wiedzy, organizacji zajęć dydaktycznych oraz zalecanej metodyki nauczania. Ponadto istnieje potrzeba opracowania przewodników metodycznych dla nauczycieli i zbiorów zadań z komputerowego zapisu konstrukcji dla studentów. Opisaną koncepcję dedykujemy tym, którzy w najbliższym czasie będą zaczęli prowadzić regularne zajęcia z CADD w swoich uczelniach.

W Katedrze Podstaw Konstrukcji Maszyn Politechniki Lubelskiej podjęto pracę nad redakcją wyżej wspomnianych skryptów i instrukcji. Już początkowa realizacja tych zamierzeń pokazała jak trudne to jest zadanie i jak dalecy jesteśmy od racjonalnych rozwiązań wspomnianych problemów. Niniejszy artykuł traktujemy jako inicjującą dyskusję nad omówionymi zagadnieniami.

Literatura

1. *AutoCAD Wydanie 10. Podręcznik użytkownika.* Autodesk Ltd. 1990.

Streszczenie

Artykuł jest poświęcony metodom nauczania komputerowego zapisu konstrukcji na kierunkach mechanicznych studiów wyższych, przedstawia program zajęć opracowany w Katedrze Podstaw Konstrukcji Maszyn Politechniki Lubelskiej oraz wnioski płynące z jego realizacji w praktyce.

HOW TO TEACH CADD AT THE TECHNICAL UNIVERSITY STUDIES ?

Summary

This article concerns teaching methods of computer blueprints (engineering graphics) for mechanical students and it presents the curriculum worked out by Institute of Machine Construction Mechanical Department of Technical University of Lublin and all the conclusions drawn from its practical realisation.

Roman MUSZYŃSKI
Ryszard DUBIŃSKI
Politechnika Poznańska
ul. Piotrowo 3a

PROGRAM DO WYZNACZANIA STRAT W UKŁADZIE SILNIKA PRZEKSZTAŁTNIKOWEGO I OPTYMALIZACJI STATYCZNEJ STEROWANIA

1. Wstęp

Wykorzystując odpowiednie algorytmy sterowania w złożonym układzie napędowym z silnikiem przekształtnikowym można uzyskać minimalizację strat w stanach pracy ustalonej. Zagadnienie to jest ważne, gdyż silnik przekształtnikowy znajduje zastosowanie w zakresach dużych mocy (rzędu MW). Często w tych przypadkach dominują ustalone stany pracy. Dla znalezienia sterowania optymalnego silnika ze względu na straty w układzie:

- opracowano modele matematyczny i cyfrowy układu obejmujące straty w silniku i w elementach układu zasilania,
- zbadano na modelu cyfrowym zależności strat od punktów pracy i parametrów sterowania,
- określono warunki pracy z minimalnymi stratami.

Przy poszukiwaniu optimum program wyznaczania strat współpracował z programem optymalizacji opartym na metodzie SIMPLEX.

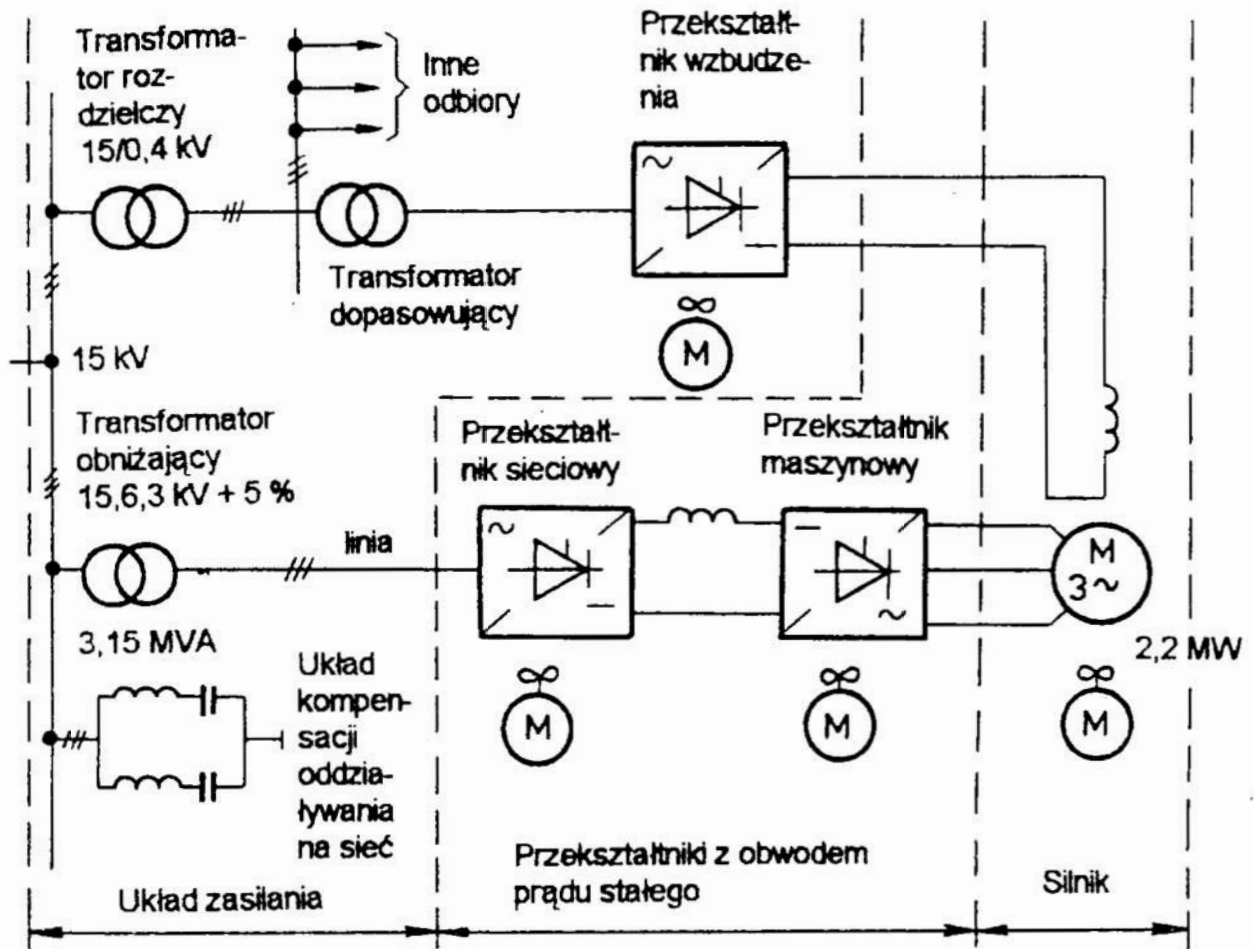
W kolejnych punktach zasygnalizowano jedynie niektóre problemy związane ze stratami w układzie silnika przekształtnikowego, koncentrując się bardziej na samym programie do ich wyliczania i jego współpracy z programem optymalizacji.

2. Postawienie problemu

Ze względu na zasilanie maszyny prądem odkształconym, należało uwzględnić w modelu także straty związane z harmonicznymi. Brano przy tym pod uwagę straty w całym układzie napędowym (rys. 1). W szczególności, oprócz silnika, uwzględniono wszystkie elementy, przez które energia dopływa do silnika:

- transformator dopasowujący
- przekształtniki (sieciowy, maszynowy i wzbudzenia)
- filtry harmonicznymi znajdujące się w torze zasilania
- dławik wygładzający.

System elektroenergetyczny



Rys. 1 Ogólna struktura układu napędowego z silnikiem przekształtnikowym

Fig 1. The SCSM drive with supply system

W modelu strat silnika jawnobiegunowego uwzględniono:

- wypieranie prądu w klatce tłumiącej wirnika i w uzwojeniach stojana (zależność R i L od wyższych harmonicznych)
- nasycenie obwodów magnetycznych strumieni głównego i rozproszenia,
- zależność temperaturową rezystancji uzwojeń silnika.

Z punktu widzenia stanu ustalonego silnik przekształtnikowy posiada pięć wejść - wyjść. Wartości wielkości dla czterech z nich mogą być zadawane z zewnątrz, wartość piątej wielkości wynika z pozostałych. Przyjęto, że narzucany będzie punkt pracy (współrzędne mechaniczne M , Ω), a zmieniane w czasie optymalizacji będą: kąt wyprzedzenia przekształtnika maszynowego β i strumień szczelinowy ψ (rys. 2). Silnik

pracuje przy dwóch ograniczeniach. Pierwsze związane jest z komutacją, drugie - z maksymalnym napięciem obwodu pośredniczącego.



Rys. 2. Sygnały wejścia - wyjścia w modelu silnika przekształtnikowego

Fig. 2 The SCSM inputs and outputs

Dla przekształtników uwzględniono następujące straty:

- w tyrystorach w czasie przewodzenia i wyłączenia,
- w obwodach ochronnych RC,
- we filtrach od przepięć łączeniowych,
- w układach sterowania i regulacji,
- wentylacyjne.

Zależność temperaturowa rezystancji wprowadza kolejne uwikłania w obliczeniach. Ponieważ straty zależą od temperatury i rezystancji, zadanie to rozwiązano w pętli obliczeniowej - z żądaną dokładnością - startując od wartości oszacowanych.

3. Rozwiązanie problemu

Złożony opis matematyczny silnika, strat mocy w układzie, uwikłany charakter niektórych zależności oraz nieskończona liczba par rozwiązań ψ , β dla punktu pracy (M, Ω) przy występowaniu ograniczeń narzuciły konieczność opracowania algorytmu i programu cyfrowego. Zadaniem tego programu jest w sposób przyjazny i szybki dla użytkownika znaleźć parę parametrów β , ψ , przy których wystąpią minimalne straty w całym układzie, bądź tylko w silniku, bądź tylko w wirniku silnika (najbardziej narażona na przegrzanie część silnika przekształtnikowego).

W celu ograniczenia ilości kroków obliczeniowych wykorzystano dla optymalizacji program Simplex oparty na metodach planowania doświadczeń ekstremalnych [1].

Algorytm działania programu pokazany jest na rys. 3. Zawiera on program realizujący model układu i obliczający straty oraz program Simplex. Oba programy działają niezależnie, a komunikacja między nimi odbywa się za pośrednictwem konsoli pod nadzorem badacza.

W modelu układu i strat na podstawie zadanych parametrów obciążenia M i Ω wyliczane są najpierw wielkości zależne tylko od tych parametrów. W kolejnym kroku obliczane są wielkości zależne także od parametrów sterowania ψ , β , a niezależne od prądu silnika. Wielkości związane z punktem pracy silnika wyliczone są w pętli. Na początku pętli ustalane są pierwsze przybliżenia niektórych wielkości, przede wszystkim prądu i temperatury. Warunkiem wyjścia z pętli jest dostateczna zgodność wyników w kolejnych przejściach. Następnie badany jest zapas komutacyjny (narzucone arbitralnie ograniczenie), a na koniec wykonywane są obliczenia dla pozostałej części układu. W ten sposób uzyskuje się sumaryczne straty i wszystkie wielkości związane ze stanem pracy układu.

Wyniki z modelu mogą być przekazywane do programu optymalizacji Simplex. Wyznacza on nowe parametry ψ , β , które należy wprowadzić do modelu. Algorytm ten na podstawie wyników obserwowanych przy kolejnych zestawach parametrów ustala kierunek na optimum, a w końcowym efekcie określa optymalne wartości ψ , β dające minimalne straty w układzie.

Przedmiotem badań był układ z silnikiem synchronicznym o danych znamionowych:

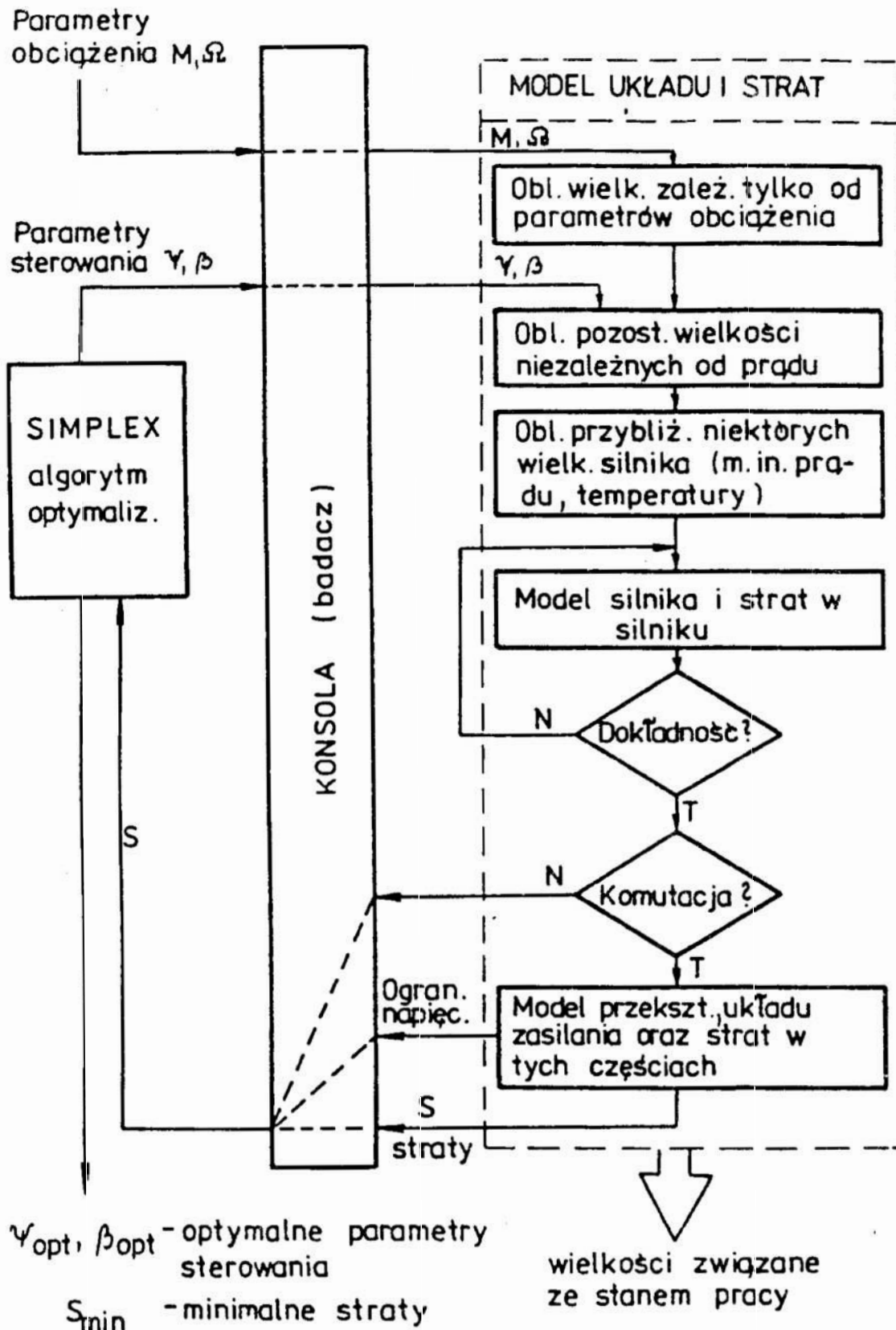
typ GAKw-1920, moc 2200 kW, napięcie 6000 V, prąd 279 A,
prędkość obrotowa 300 obr/min, $\cos \varphi = 0,8$, $\eta = 0,95$,
wzbudzenie: 360 A, 62,8 V.

Na podstawie obliczeń ustalono na ile zasilanie silnika z przekształtników zwiększa jego straty w stosunku do zasilania napięciem sinusoidalnym. W tab. 1 przedstawiono takie porównanie dla znamionowego obciążenia silnika, znamionowej prędkości, znamionowego wzbudzenia i $\cos \varphi_N$.

Tab. 1. Porównanie strat w silniku przy zasilaniu napięciem sinusoidalnym i przy zasilaniu w układzie silnika przekształtnikowego

Zasilanie	Straty łączne w siln. [kW]	W uzwojeniu stojana [kW]	W klatce [kW]	W uzwojeniu wzbudz. [kW]	W żelazie [kW]	Temperatura [°C]	Sprawność [-]
sinusoidalne	110	34,3	0	22,6	28,3	100	0,952
odkształcone	149	42,8	18	23,9	31,3	119	0,937

Widać, że podstawowym problemem są straty w klatce, których nie ma przy zasilaniu sinusoidalnym, a są znaczne przy zasilaniu z przekształtnika.



Rys. 3. Struktura algorytmów modelu układu i strat oraz algorytmu optymalizacji

Fig. 3. The algorithm of steady - state model of the SCSM and its collaboration with the algorithm of SIMPLEX optimization

Na kolejnym rysunku (rys. 4) pokazany jest wpływ parametrów sterowania na sumę strat w całym układzie przy znamionowym momencie i prędkości. Na płaszczyźnie ψ, β wykreślono krzywe jednakowych strat łącznych w całym układzie. Ponadto zaznaczone są dwie linie graniczne, jedna dla przyjętego strumieniowego zapasu komutacyjnego 0,405 Vs [2], druga dla maksymalnego napięcia wyjściowego przekształtnika sieciowego ($\alpha = 0^\circ$). Najmniejsze straty łączne występują akurat na zbiegu ograniczeń (157 kW). Punkt pracy układu odpowiadający danym z Tab. 1 (zaznaczony na rys. 4 krzyżykiem) dawał straty wynoszące 236 kW.

Na podstawie strat cieplnych w silniku można określić jego temperaturę (z założenia jako ciała jednorodnego) wynoszącą 93°C w optymalnym punkcie pracy. Oprócz kryteriów minimalnych strat całkowitych i strat w silniku może być rozpatrywane kryterium minimalnych strat w wirniku, jako, że tam występuje najsilniej dodatkowe nagrzewanie.

Program pozwala również badać wpływ zmian ograniczeń na optymalny punkt pracy układu.

4. Wnioski

Przedstawiony program napisany został w języku Turbo Pascal. Jest on przyjazny dla nawet początkującego użytkownika. W programie zastosowano szereg zabezpieczeń i związanych z tym komunikatów takich jak niedopuszczenie do dzielenia przez zero, sprawdzanie dopuszczalnych argumentów funkcji, czy sprawdzanie poprawnej wartości zadawanych parametrów. Program może rozwiązywać przedstawione w pkt. 3 zagadnienia dla dowolnego układu o takiej samej konfiguracji pod warunkiem znajomości parametrów.

Na podstawie przeprowadzonych badań wyciągnięto następujące wnioski:

- 1) Potwierdzono informacje literaturowe o dużym obciążeniu stratami klatki tłumiącej.
- 2) Straty w torze zasilania silnika (transformatory, przekształtniki, układ filtrów) są znaczne i mogą stanowić w dużym układzie trzecią część wszystkich strat.
- 3) Optymalne parametry sterowania nie pokrywają się przy przyjmowaniu kryterium minimum strat w wirniku, w silniku lub w całym układzie. Wydaje się słusznym sformułować uogólniony wskaźnik obejmujący wszystkie te kryteria.
- 4) Przy realizacji technicznej sterowania optymalnego nadrzędny sterownik mikroprocesorowy mógłby korzystać z zapamiętanych optymalnych wartości sterowania w zależności od punktu pracy napędu.
- 5) Strumień ma generalnie mniejszy wpływ na straty niż kąt falownika β .

5. Literatura

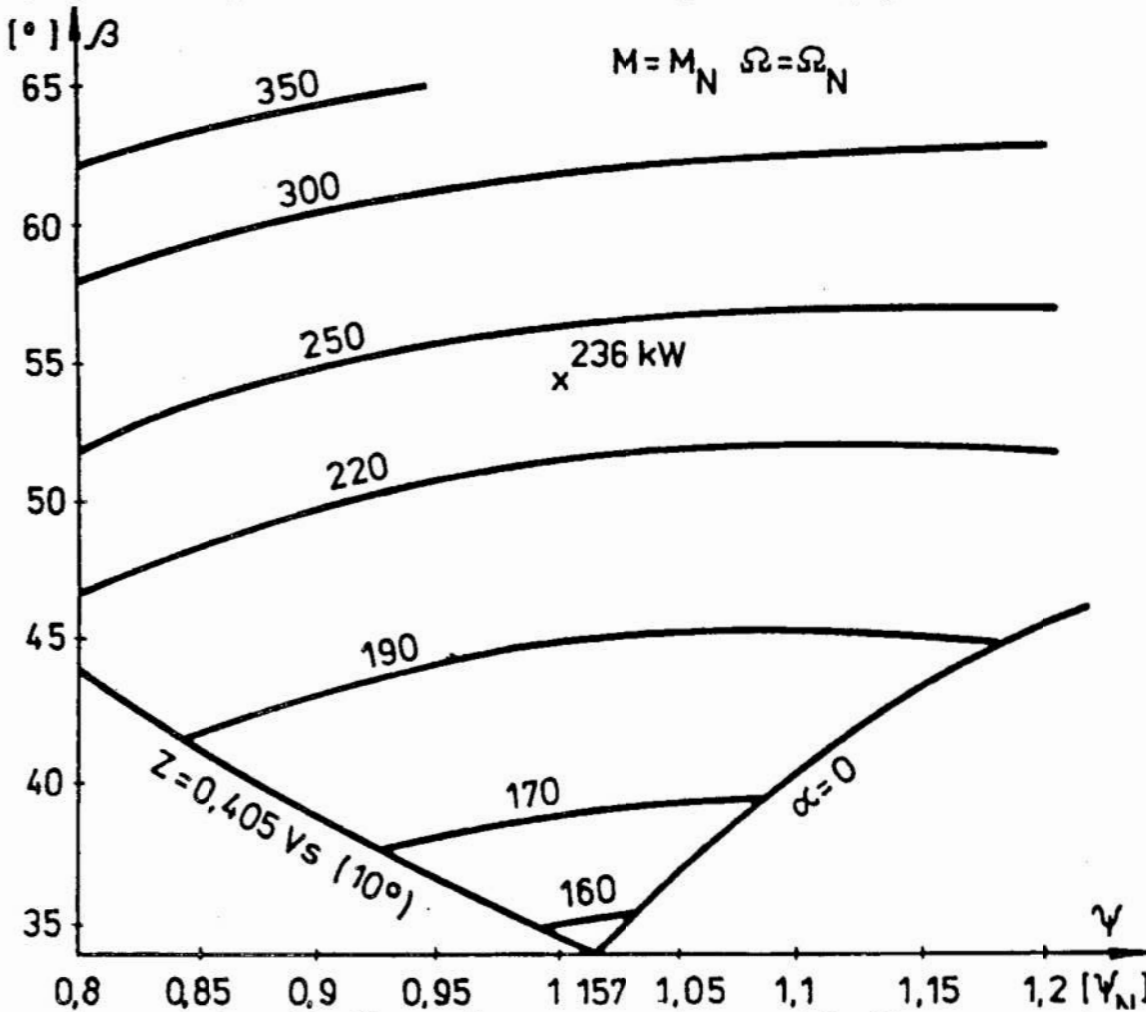
1. Muszyński R.: *Optymalizacja metodą sympleksów pod kierunkiem mikrokomputerowego programu konwersacyjnego*. Prace II Ogólnopolskiego Sympozjum „Mikrokomputery w edukacji” Zakopane czerwiec 1989.
2. Deskur J., Kaczmarek T., Muszyński R., Zawirski K.: *Problemy dynamiki i sterowania silnika przekształtnikowego. Specjalne zagadnienia dynamiki i sterowania układów elektromechanicznych*. PWN Warszawa 1988.

Streszczenie

W referacie przedstawiono program komputerowy do wyznaczania strat w silniku przekształtnikowym i optymalizację statyczną, sterowanie napędu. Uwzględnione są także straty w torze zasilania. Algorytm działania programu opiera się na równaniach układu dla stanu ustalonego w części dotyczącej modelu i na metodzie SIMPLEX w części dotyczącej optymalizacji. Oprócz opisu programu podane są również przykładowe wyniki.

Summary

In the paper the PC program for obtaining the losses in the self-commuted synchronous motor and for optimization of steady-state control of the drive is described. The losses in the supply system are also taken into account. The algorithm of the program bases on the steady-state equations for the part connected with model of the system and on the SIMPLEX-method for the optimization part of the program. Apart from the program description there are also some results given in the paper.



Rys. 4. Zależność całkowitych strat mocy od parametrów β i ψ przy znamionowym obciążeniu.

Fig. 4. The dependence of the total losses in the system on control parameters β and ψ at rated time