

✓
Lit.

**WYŻSZA SZKOŁA INŻYNIERSKA
W KOSZALINIE**

**ZESZYTY
NAUKOWE**

PRACE
instytutu budowy maszyn
Nr 3

[Nr 10]



3/BM
B

KOSZALIN 1980

**WYŻSZA SZKOŁA INŻYNIERSKA
W KOSZALINIE**

**PRACE
INSTYTUTU BUDOWY MASZYN
Nr 3**

Koszalin 1980

ZESZYTY NAUKOWE INSTYTUTU BUDOWY MASZYN

Redaktor
Jan Wojtkun

Wydano za zgodą Rektora
Wyższej Szkoły Inżynierskiej w Koszalinie

Wydawnictwo Uczelniane Wyższej Szkoły Inżynierskiej w Koszalinie
75-620 Koszalin, ul. Raławicka 15—17

Jarosław Mikielawicz
Instytut Maszyn Przepływowych
PAN w Gdańsku

ANALIZA EGZERGETYCZNA

Streszczenie

W pracy przeprowadzono porównawczą analizę egzergetyczną siłowni dwuczynnikowej z siłownią konwencjonalną. Obieg siłowni dwuczynnikowej skomponowany jest z wysokotemperaturowego obiegu wodno-parowego oraz z obiegu niskotemperaturowego-freonowego.

Rozpatrzono starty egzergii w elementach porównawczego obiegu konwencjonalnego oraz w różnych koncepcjach obiegu dwuczynnikowego. Koncepcje te różnią się metodą regeneracyjnego podgrzewu freonu. Pokazano możliwość regeneracji obiegu przez upusty freonowe oraz upusty pary wodnej.

Z analizy wynika, że układ dwuczynnikowy z regeneracyjnym podgrzewaczem freonu może osiągać sprawności zbliżone do sprawności obiegu konwencjonalnego, osiągając jednocześnie zamierzony cel — obniżenie kosztu siłowni, a tym samym dając możliwość budowy jednostek dużej mocy.

EXERGETIC ANALYSIS

Abstract

The work deals with the exergetic analysis of two-factors power station compared with the conventional power station. Circulation of the two-factors power station is composed with a high-temperature water-steam circulation and with a low-temperature freon circulation. Exergy losses in components of comparative conventional circulation as well as different conceptions of two-factors circulation were considered. The conceptions differ one from another by the method of regenerative heating up of freon. Possibility of circulation regeneration through freon bleedings and steam bleedings has been showed.

From the analysis carried out results that two-factors system with regenerative freon heating up may achieve efficiency close to the efficiency of the conventional circulation achieving simultaneously the expected purpose, i. e. cost reduction of the power station, enabling to build the plants of the high power.

Ярослав Микелевич

ЭКСЕРГИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ

Содержание

В работе проведён сравнительный эксергический анализ двухфакторной энергоустановки с конвенциональной энергоустановкой. Цикл двухфакторной энергоустановки состоит из высокотемпературного водно-парового цикла, а также из низкотемпературного фреонового цикла.

Рассмотрены расходы эксергии в элементах сравнительного конвенционального цикла, а также в разных вариантах двухфакторного цикла. Эти варианты отличаются методом восстановительного подогрева фреона.

Показана возможность регенерации цикла благодаря фреоновому отбору и отбору водного пара.

Из анализа следует, что двухфакторная система с регенерационным подогревом фреона может достигать эффективности близкой к эффективности конвенционального цикла, достигая одновременно поставленную цель — снижение стоимости энергоустановки, а вместе с тем предоставляя возможность создания единиц большой мощности.

Spis ważniejszych oznaczeń.

- Q — ciepło
- B — egzergia termiczna
- b — właściwa egzergia termiczna
- T — temperatura
- i — entalpia
- s — entropia
- L — praca
- G — natężenie przepływu czynnika termodynamicznego
- P — natężenie przepływu paliwa
- x — stopień suchości pary
- p — ciśnienie
- r — ciepło parowania
- Δt — różnica temperatur na wymianę ciepła
- g — względne natężenie przepływu
- W — wartość opałowa
- η — sprawność
- ξ — względna strata egzergii
- δB — strata egzergii

Indeksy:

- w — dotyczy wody
- F — dotyczy freonu
- p — dotyczy paliwa
- o — dotyczy parametrów otoczenia
- b — egzergetyczny
- „prim” wejściowy, cieczy
- „wtór” wyjścia, pary
- k — kotła, kondensat
- t — turbiny
- s — skraplacza
- r — regeneratora
- 1, 2, I, II — numer upustu lub stanu przemiany
- p — generator par freonu (GPF).

1. WSTĘP

Wzrost sprawności siłowni został zahamowany przez niemożliwość, a niekiedy nieopłacalność dalszego podnoszenia parametrów pary, zahamowany został również spadek jednostkowych kosztów inwestycyjnych przy powiększeniu mocy jednostek. Zwiększenie mocy jednostek na sposób konwencjonalny pociąga za sobą wzrost liczby równolegle pracujących turbin niskoprężnych w wyniku czego podwyższają się jednostkowe koszty inwestycyjne. Liczba równolegle pracujących turbin niskoprężnych uwarunkowana jest objętością natężenia przepływu pary w końcu ekspansji w turbinie.

Aby zmniejszyć objętość natężenia przepływu pary w końcu ekspansji w koncepcji obiegu siłowni zastąpiono parę wodną w części niskoprężnej parą czynnika niskowrzącego R-21. Dwuczynnikowy obieg siłowni zbudowany z wysokotemperaturowego obiegu wodno-parowego obejmującego cylindry wysoko- i średnioprężne turbiny, oraz z obiegu niskotemperaturowego -freonowego obejmującego turbinę freonową warunkuje znaczne zmniejszenie kosztów instalacji urządzenia odniesionych do jednostki mocy, zapowiada dalszy spadek kosztów produkcji energii elektrycznej przez przewidywane zmniejszenie materiałochłonności i pracochłonności. Równocześnie możliwa staje się budowa jednostek o mocach znacznie większych od dotychczas budowanych.

Obieg dwuczynnikowy nie zapowiada wzrostu sprawności w związku z nieuniknioną dodatkową stratą energii spowodowaną nieodwracalnością przejścia energii cieplnej z wysokotemperaturowego obiegu wodno-parowego do niskotemperaturowego obiegu freonowego w wymienniku — generatorze pary freonu. Ta strata energii może być skompensowana przewidywanym wzrostem sprawności wewnętrznej turbiny freonowej w stosunku do sprawności cylindrów części niskoprężnej turbiny pracujących na parze wodnej.

Przewidywany wzrost sprawności wewnętrznej turbiny freonowej wynika ze stosunkowo małego zawilgocenia pary freonu przy końcu ekspansji. Dodatkowa strata energii w generatorze pary freonu oraz możliwy wzrost sprawności wewnętrznej turbiny freonowej wymaga przeprowadzenia analizy porównawczej strat energii w konwencjonalnym i binarnym obiegu siłowni.

Praktyczną przydatność energii określa egzergia, stąd ostatnio, analiza egzergetyczna procesów przemysłowych jest coraz częściej stosowana do analizy ilościowej strat energii w procesach cieplnych. Pozwala ona wykryć miejsca działania przyczyn obniżających doskonałość procesów, ocenić te przyczyny ilościowo i wskazać możliwość ulepszenia.

Analizę egzergetyczną przeprowadza się dla urządzeń, gdzie ważna jest nie tylko ilość traconej energii cieplnej, ale i straty potencjalne możliwej do wykonania pracy. Nadaje się ona szczególnie do porównania procesów tego samego typu [1] co ma miejsce w pracy.

Przeprowadzona w pracy porównawcza analiza egzergetyczna schematów siłowni jednoczynnikowej parowo-wodnej i siłowni dwuczynnikowej z obiegiem niskotemperaturowym parowo-freonowym z zastosowaniem regeneracji obiegów i bez regeneracji, pozwoliła na ilościową ocenę strat nieodwracalności przemian w obiegach oraz wskazała możliwości ich zmniejszenia.

2. POJĘCIA PODSTAWOWE ANALIZY EGZERGETYCZNEJ

Egzergia jest parametrem procesu i została zdefiniowana w [1] następująco:

„Egzergia materii jest to maksymalna praca jaką ta materia, może wykonać w procesie odwracalnym, w którym wykorzystuje się otoczenie jako źródło bezwartościowego ciepła i bezwartościowych substancji jeżeli przy końcu tego procesu wszystkie uczestniczące w nim postacie materii osiągają stan równowagi termodynamicznej z powszechniejszymi składnikami otoczenia”.

Jedną z części składowych egzergii jest występująca w procesach cieplnych egzergia termiczna. Egzergia termiczna jest funkcją termicznych parametrów stanu substancji i otoczenia.

Przy rozpatrywaniu obiegów zamkniętych (co ma miejsce w pracy) egzergia może być obliczona z ilości energii podanej w formie ciepła przemiany Q_{1-2} przy temperaturze przemiany T_{1-2} i przyjętej temperaturze otoczenia T_0 [2].

$$B_t = G \int_1^2 k_T dq \quad (1)$$

gdzie:

G — natężenie przepływu cyrkulującego czynnika,

$$k_T = \frac{T_i - T_o}{T_i} \text{ — współczynnik możliwości zmiany ciepła na pracę na elementarnej części przemiany,}$$

dq — ilość ciepła podawana na elementarnej części przemiany.

Zależność (1) wynika z definicji pracy maksymalnej i przedstawia sumę prac elementarnych obiegów Carnot'a, których górnym źródłem jest temperatura na elementarnej części przemiany, a dolnym źródłem temperatura otoczenia.

Różnicę egzergii dwóch stanów obiegu zamkniętego można obliczyć również na podstawie parametrów kalorycznych stanów:

$$\Delta B_t = G [i_2 - i_1 - T_o (s_2 - s_1)] \quad (2)$$

Praca maksymalna między dwoma dowolnymi stanami 1 i 2 stanowi sumę prac technicznych przemiany izentropowej i izotermicznej między tymi stanami [3]. Dla idealnych odwracalnych obiegów egzergia czynnika w stanie początkowym i końcowym jest taka sama:

$$B_2 = B_1 \quad (3)$$

Rozpatrywane w pracy teoretyczne obiegi składają się z przemian nieodwracalnych, stąd w obiegach tych egzergia odprowadzona jest zawsze mniejsza od doprowadzonej i postać ogólna bilansu egzergetycznego może być przedstawiona następująco:

$$B_1 = B_2 + \Delta B_u + \sum \Delta B_{zr} + L + \delta B_{1-2} \quad (4)$$

gdzie:

- B_1 — egzergia doprowadzona do układu,
- B_2 — egzergia odprowadzona z układu,
- ΔB_u — przyrost egzergii układu,
- ΔB_{zr} — przyrost egzergii zewnętrznego źródła ciepła wymieniającego ciepło z układem,
- L — praca wykonana przez układ,
- δB_{1-2} — wewnętrzna strata egzergii spowodowana przez nieodwracalność przemian.

Każdemu procesowi można przyporządkować liczbę — sprawność egzergetyczną procesu wynikającą z porównania rozpatrywanego procesu, z odwracalnym procesem porównawczym:

$$\eta_b = \frac{L}{B_1}, \quad (5)$$

gdzie:

L — wykonana praca podczas procesu,
 B_1 — dostarczona do procesu egzergia.

Sprawność egzergetyczną liczy się zwykle dla całego badanego procesu, sprawność egzergetyczna poszczególnych ogniw procesu jest nieporównywalna, gdyż tylko w całym procesie efekt użyteczny jest efektem ostatecznym. Ocena wpływu poszczególnych ogniw na sprawność całego procesu wynika z porównywania strat egzergii spowodowanych nieodwracalnością przemian w poszczególnych ogniwach procesu.

3. STRATY EGZERGII W SIŁOWNI KONDENSACYJNEJ

Bilans egzergetyczny siłowni kondensacyjnej zarówno jednoczynnikowej parowo-wodnej jak i siłowni dwuczynnikowej z obiegiem niskotemperaturowym parowo-freonowym wymaga zestawienia:

- 1) egzergii doprowadzonej (egzergia paliwa i egzergia wody zasilającej),
- 2) strat egzergii w poszczególnych ogniwach.

Zestawienie to pozwala na określenie stopnia nieodwracalności przemian w dowolnym ogniwie siłowni określonego przez względną stratę egzergii:

$$z_i = \frac{\delta B_i}{P \cdot b_p} \quad (6)$$

gdzie:

δB_i — strata egzergii spowodowana przez nieodwracalność przemiany,

P, b_p — ilość i właściwa egzergia paliwa (odniesiona do 1 kg substancji).

Suma względnych strat egzergii w poszczególnych ogniwach wyznacza sprawność egzergetyczną siłowni

$$\eta_b = 1 - \sum_i \zeta_i. \quad (7)$$

Względne straty egzergii w poszczególnych ogniwach są od siebie wzajemnie zależne.

W siłowniach dalej porównywanych występują straty egzergii w:

- 1) kotle — ζ_k
- 2) turbozespole — ζ_t
- 3) skraplaczu — ζ_s
- 4) generatorze par freonu — w obiegu binarnym — ζ_p
- 5) regeneracjach — ζ_r

ad. 1. Względna strata egzergii w kotle

$$\zeta_k = 1 - \eta_{bkB} = 1 - \frac{G_w(b_{1w} - b_{4w})}{P \cdot b_p} \quad (8)$$

G_w — natężenie przepływu pary produkowanej w kotle,
 b_{1w}, b_{4w} — właściwa egzergia pary produkowanej w kotle oraz wody zasilającej,

P — natężenie przepływu paliwa,

b_p — egzergia właściwa paliwa

Strata egzergii w kotle spowodowana jest nieodwracalną przemianą energii chemicznej zawartej w paliwie w energię cieplną pary wodnej.

ad. 2. Względna strata egzergii w turbozespołach

Strata egzergii spowodowana jest tarciem wewnętrznym w turbinie oraz stratą egzergii na pokonanie tarcia mechanicznego i strat w generatorze elektrycznym, ogólnie przedstawia się w turbinie bez upustów regeneracyjnych:

$$\zeta_t = \frac{G[(s_2 - s_1)T_0 + (i_1 - i_2)(1 - \eta_m \eta_g)]}{P \cdot b_p}, \quad (9)$$

gdzie:

i_1, S_1, i_2, S_2 — entalpia i entropia pary przy dolocie i wylocie z turbiny,

G — natężenie przepływu pary.

W przytoczonych w pracy obliczeniach przyjmowano:

sprawność mechaniczną turbiny — η_m

sprawność generatora elektrycznego — η_g .

Zależność (9) w przypadku turbiny parowo-wodnej z upustami re-generacyjnymi przedstawia się następująco:

$$\zeta_{TW} = G_W \sum_0^i (1 - \sum g_i) [(s_{i+1} - s_i) T_0 + (l_i - l_{i+1}) (1 - \eta_m \eta_g)], \quad (10)$$

gdzie:

i — numer upustu,

$i=0$ — początek ekspansji

$g_i = \frac{G_i}{G_W}$ — natężenie przepływu pary w kolejnym upuście w odniesieniu do natężenia przepływu pary w obiegu parowym — wysokotemperaturowym,

a w przypadku turbiny freonowej:

$$\zeta_{TF} = \frac{G_W}{P \cdot b_p} \cdot \frac{G_F}{G_W} [(s_{2F} - s_{1F}) T_0 + (l_{1F} - l_{2F}) (1 - \eta_m \eta_g)] \quad (11)$$

Gdzie: G_F — natężenie przepływu par freonu.

ad. 3. Względna strata egzergii w skraplaczu

Pomijając moc pompy wody chłodzącej oraz egzergię dostarczoną wraz z wodą uzupełniającą, strata egzergii w skraplaczu wynosi:

$$\zeta_s = \frac{G(b_2 - b_3)}{P \cdot b_p}, \quad (12)$$

gdzie:

b_2 — egzergia właściwa na wejściu do skraplacza,

b_3 — egzergia właściwa kondensatu na wyjściu ze skraplacza

Strata egzergii spowodowana jest głównie nieodwracalną wymianą ciepła między parą a wodą chłodzącą. Przyjmując, że kondensat wpływający ze skraplacza ma temperaturę nasycenia $T_2 = T_3$, względna strata egzergii dla skraplacza wodnego wynosi:

$$\zeta_{sw} = \frac{G_W x_{2W} r_W}{P \cdot b_p} \cdot \frac{T_{2W} - T_0}{T_{2W}}, \quad (13)$$

a dla skraplacza freonowego:

$$g_{3F} = \frac{G_W}{\rho \cdot b_p} \cdot \frac{G_F}{G_W} \cdot r_{2F} \cdot X_{2F} \cdot \frac{T_{2F} - T_0}{T_{2F}} \quad (14)$$

ad. 4. Względna strata egzergii w generatorze pary freonu — układ binarny

Strata egzergii w generatorze pary freonu wynika z przejścia energii cieplnej z obiegu wysokotemperaturowego do niskotemperaturowego przy skończonej różnicy temperatur:

$$g_P = \frac{G_W}{\rho \cdot b_p} \left[(b_{2W} - b_{3W}) - \frac{G_F}{G_W} (b_{1F} - b_{3F}) \right], \quad (15)$$

gdzie:

b_{2W}, b_{3W} — egzergia właściwa pary wodnej na wejściu i wyjściu z generatora,

b_{1F}, b_{3F} — egzergia właściwa freonu na wyjściu i wejściu do generatora.

ad. 5. Względna strata egzergii w regeneracjach

Strata egzergii spowodowana jest skończoną różnicą temperatur przy przejściu ciepła od pary upuszczonej do regeneracyjnie podgrzewanej cieczy: dla regeneratora, w którym para wodna upuszczana z turbiny podgrzewa wodę zasilającą kocioł:

$$g_{ri} = \frac{G_W}{\rho \cdot b_p} \left[(g_i (b'_i - b''_i)) - g_{iw} (b'_{iw} - b''_{iw}) \right], \quad (16)$$

gdzie:

b'_i, b''_i — egzergia właściwa pary wodnej na wejściu i wyjściu z i-tego regeneratora,

b'_{iw}, b''_{iw} — egzergia właściwa wody na wejściu i wyjściu z i-tego regeneratora,

g_i — względne natężenie przepływu pary wodnej w i-tym upuście regeneracyjnym,

g_{iw} — względne natężenie przepływu wody w i-tym regeneratorsze.

Dla regeneratora, w którym para wodna upuszczona z turbiny podgrzewa ciecz freonu do temperatury nasycenia:

$$z_{ri} = \frac{G_w}{p \cdot b_p} [g_i(b'_i - b''_i) - g_{iF}(b'_{iF} - b''_{iF})], \quad (17)$$

gdzie:

b'_{iF} b''_{iF} — egzergia właściwa freonu na wejściu i wyjściu z i-tego regeneratora,

g_{iF} — względne natężenie przepływu freonu w i-tym regeneratorze odniesione do natężenia przepływu pary wodnej produkowanej przez kocioł,

pozostałe oznaczenia jak poprzednio.

Ze względu na trudności techniczne (mały spadek entalpii w turbinie freonowej) nie przewiduje się regeneracyjnego podgrzewu cieczy freonu przez parę freonu upuszczoną z turbiny freonowej.

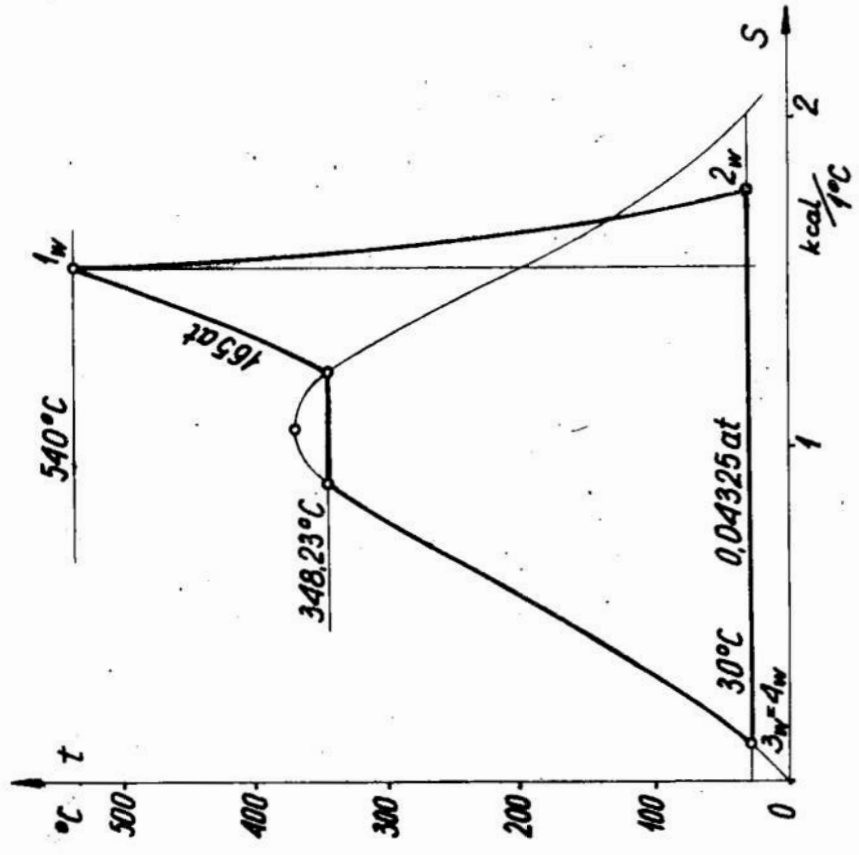
Występujące we wzorach wyrażenie $\frac{G_w}{p \cdot b_p}$ można określić

$$\frac{G_w}{p \cdot b_p} = \frac{\eta_{TKB}}{\frac{b_p}{W_d} (l_1 - l_2)} \quad (18)$$

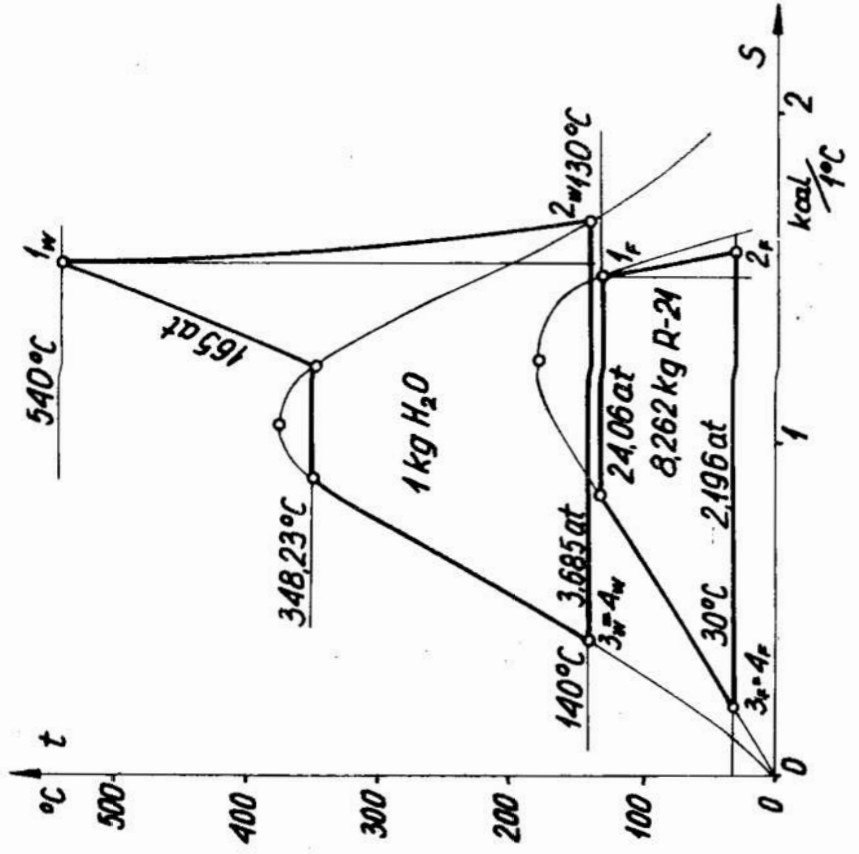
Stosunek natężeń przepływu pary freonu do natężenia przepływu pary wodnej G_F/G_W określa się z bilansu termicznego generatora par freonu lub generatora i regeneratorów w przypadku regeneracyjnego podgrzewu freonu przez upusty z turbiny niskoprężnej parowo-wodnej.

4. PORÓWNANIE STRAT EGZERGII W UPROSZCZONYCH OBIEGACH SIŁOWNI; KONWENCJONALNYM I BINARNYM

Analizę strat energii (egzerii) w najprostszych schematach cieplnych siłowni konwencjonalnej (rys. 1) oraz dwuczynnikowej (rys. 2) zbudowanych z kotła, turbo-zespołów, skraplacza oraz dodatkowo w obiegu dwuczynnikowym, wymiennika ciepła — generatora pary czynnika niskowrzącego, przeprowadzono w celu pokazania możliwości stopnia wykorzystania energii w obiegu dwuczynnikowym w porównaniu z obiegiem parowo wodnym. Wykresy entropowe obiegów w ukła-



Rys. 3 Wykres t—s obiegu konwencjonalnego



Rys. 4. Wykres t—s obiegu binarnego

Tabela I

PARAMETRY OBIEGU CIEPLNEGO SIŁOWNI KONWENCJONALNEJ.

	Nr punktu	p		x	i	s	i
			ata	—	kcal/kg	kcal/kg ^o C	kcal/kg
H ₂ O	1w	540	165	—	816,0	1,541	—
	2w	30	0,04325	0,877	535,2	1,772	580,4
	3w, 4w	30	0,04325	0	30,02	0,1043	580,4

Tabela II

PARAMETRY OBIEGU CIEPLNEGO SIŁOWNI BINARNEJ.

	Nr punktu	p		x	i	s	i
			ata	—	kcal/kg	kcal/kg ^o C	kcal/kg
H ₂ O	1w	540	165	—	816,0	1,541	—
	2w	140	3,8	1	654,0	1,665	512,3
	3w, 4w	140	3,8	0	140,7	0,423	512,3
	1F	130	24,06	1	170,67	1,1993	34,58
	2F	30	2,146	0,951	159,94	1,1993	54,13
	3F, 4F	30	2,146	0	107,49	1,0257	54,13

dzie t—s przedstawiają odpowiednio dla obiegu konwencjonalnego i binarnego rys. 3 i rys. 4. W obiegu binarnym przyjęto, że czynnikiem w obiegu niskotemperaturowym jest freon R-21.

Dla porównania obiegu przyjęto identyczne parametry początku ekspansji w turbozespolu oraz temperaturę kondensacji. Parametry odpowiednich punktów obiegu (wg oznaczeń z rys. 1, 3 i 4) przedstawia tabela I dla obiegu konwencjonalnego i tabela II dla obiegu binarnego.

Parametry pary wodnej przyjęto z tabeli i wykresu [4], a parametry freonu R-21 z [5]. Koniec ekspansji w turbinach wyznaczono przyjmując sprawność wewnętrzną turbiny parowo-wodnej $\eta_{hw}=0,8$, a turbiny freonowej $\eta_{lf}=0,85$.

Takie przyjęcie sprawności wewnętrznej turbiny freonowej, w porównaniu z turbiną parowo-wodną, jest uzasadnione mniejszym zawil-

goceniem pary przy końcu ekspansji w turbinie freonowej, wynika to stąd, że krzywa graniczna R-21 w układzie entropowym, jest bardziej stroma od krzywej granicznej wody. Aby zapewnić istnienie wrzenia pęcherzykowego freonu w generatorze przyjęto średnią różnicę temperatur między kondensującą się parą wodną a wrzącym freonem $\Delta t = 10^{\circ}\text{C}$. Dodatkowo — przyjęto dla uproszczenia obliczeń, że moc pompy zasilającej jest pomijalna w porównaniu z mocą turbiny oraz, że proces sprężania kondensatu w pompie jest odwracalny.

Obliczone wg podanych (w pkt. 3) wzorów straty egzergii dla schematu cieplnego siłowni konwencjonalnej wynoszą:

- | | |
|-----------------------------------|----------------------|
| 1. straty egzergii w kotle | $\zeta_K = 0,656,$ |
| 2. straty egzergii w turbozespolu | $\zeta_t = 0,08199,$ |
| 3. straty egzergii w skraplaczu | $\zeta_s = 0,0157,$ |

Stąd sprawność egzergetyczna dla podanego schematu siłowni konwencjonalnej:

$$\eta_{bel} = 1 - \zeta_K - \zeta_t - \zeta_s = 0,24631.$$

Dla schematu siłowni binarnej straty egzergii są następujące:

- | | |
|--|---|
| 1. strata egzergii w kotle | $\zeta_K = 0,621,$ |
| 2. strata egzergii w części wysoko
prężnej turbiny parowowodnej | $\zeta_{TWP} = 0,0522$ |
| 3. strata egzergii w turbinie
freonowej | $\zeta_{TF} = 0,0230,$ |
| 4. strata egzergii w turbozespolu | $\Sigma \zeta_T = \zeta_{TWP} + \zeta_{TF} = 0,0752,$ |
| 5. strata egzergii w generatorze
pary freonu | |
| 6. strata egzergii w skraplaczu
freonowym | $\zeta_{SF} = 0,01526.$ |

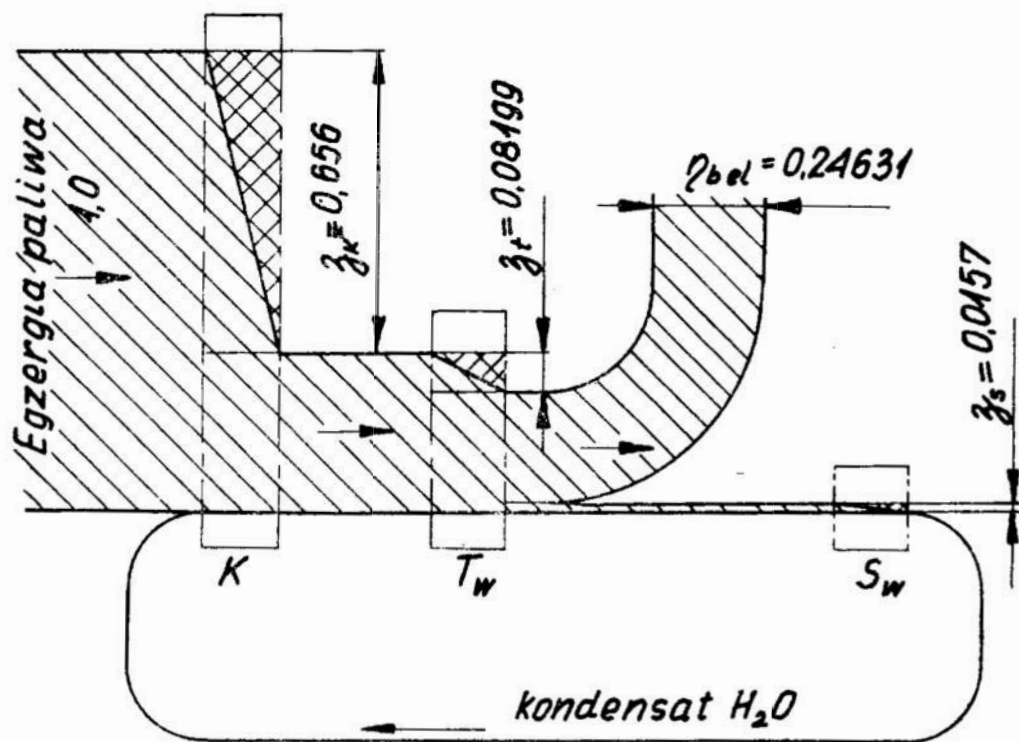
Stąd sprawność egzergetyczna dla podanego schematu siłowni binarnej:

$$\eta_{bel} = 0,25624.$$

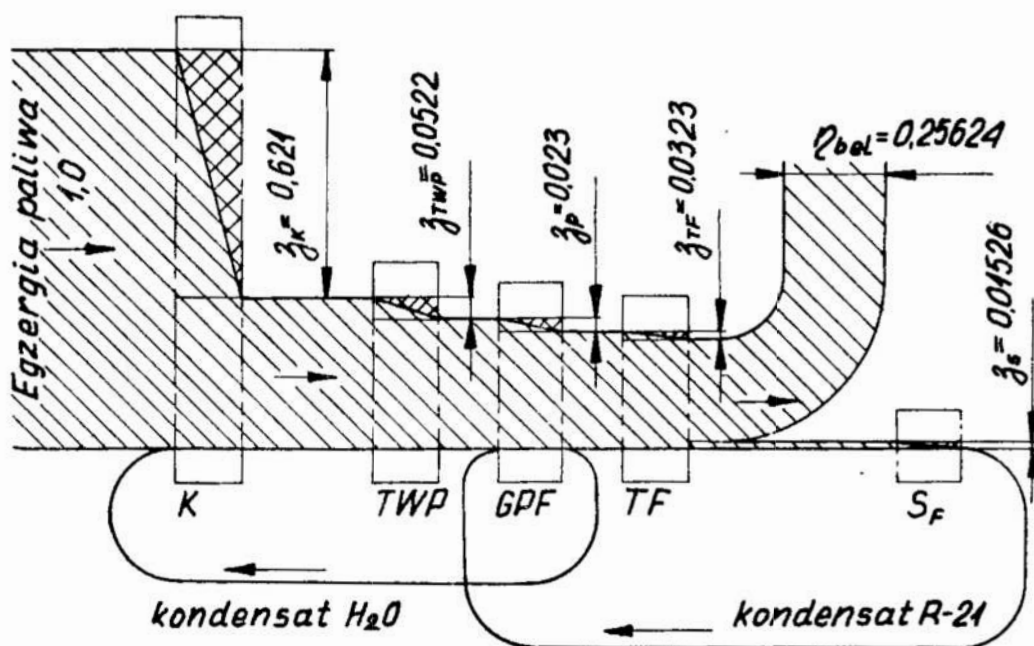
Występujący we wzorach na stratę egzergii w części niskotemperaturowej obiegu binarnego stosunek natężeń G_F/G_W obliczono z bilansu energetycznego generatora par freonu:

$$\frac{G_F}{G_W} = \frac{r_{2W}}{i_{1F} - i_{2F} + r_{1F}} = 8,262. \quad (19)$$

Względne straty egzergii dla siłowni konwencjonalnej i binarnej przedstawiono na wykresach pasmowych Grassmanna rys. 5 i rys. 6. Porównanie strat egzergii w siłowaniach wskazuje na stosunkowo duże źródła strat egzergii w układzie binarnym — generator pary freonu.



Rys. 5. Wykres pasmowy Graasmanna strat energii w siłowni konwencjonalnej



Rys. 6. Wykres pasmowy Graasmanna strat energii w siłowni binarnej

5. KONCEPCJA UKŁADU BINARNEGO Z REGENERACYJNYM PODGRZEWEM FREONU

Jedną z możliwości zmniejszenia strat egzergii przy przejściu energii cieplnej z obiegu wysokotemperaturowego do obiegu niskotemperaturowego — freonowego jest zmniejszenie średniej różnicy temperatur między wymieniającymi ciepło czynnikami.

Koncepcja schematu binarnego (rys. 7) z regeneracyjnym podgrzewem freonu (zaproponowana przez prof. R. Szewalskiego) zmniejsza średnią różnicę temperatur między parą wodną a podgrzewanym do temperatury nasycenia freonem, ale jednocześnie wprowadza nowe elementy układu: turbinę niskoprężną parowo-wodną, regeneratory, dodatkowe miejsca strat egzergii. Koncepcja ta wymaga przeprowadzenia bilansu egzergetycznego i porównania wyników z analizą prostego układu binarnego (p. rozdz. 4).

Dla porównania strat egzergii w tym schemacie siłowni binarnej ze stratami występującymi w poprzednio rozpatrzonych schematach, przyjęto w analizie: początek ekspansji w turbinie, temperaturę podziału obiegu na obieg wysokotemperaturowy i niskotemperaturowy, różnicę temperatur między kondensującą się parą a wrzącym freonem oraz temperaturą w kondensatorze tak jak poprzednio. Wszystkie dodatkowe założenia upraszczające oraz sprawności wewnętrzne, mechaniczne i generatora poczynione poprzednio pozostają te same.

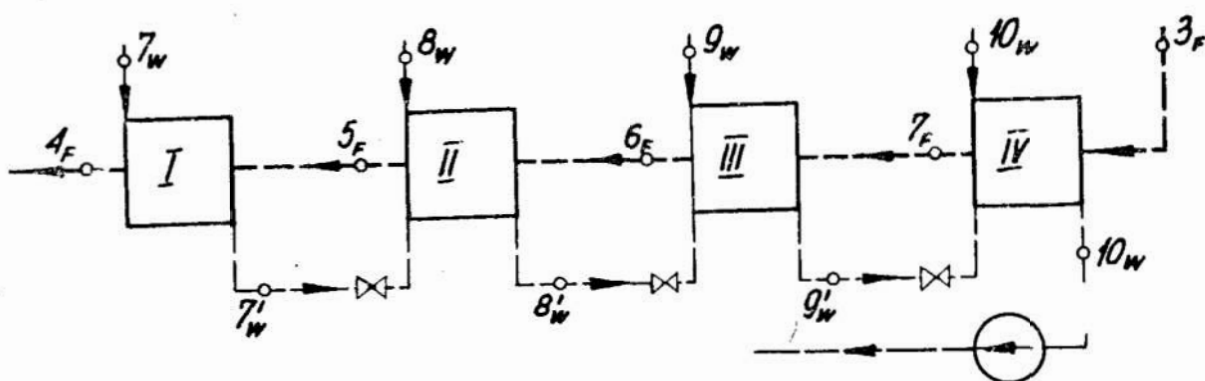
Parametry upustów turbiny niskoprężnej parowo-wodnej regeneracyjnie podgrzewających freon przyjęto zakładając równe spadki entalpii między upustami regeneracyjnymi (tabela III).

Dla pełniejszej analizy strat energii rozpatrzono dwa schematy regeneracyjnego podgrzewu freonu przez upusty z turbiny NP (schemat I, rys. 8 i schemat II — rys. 9).

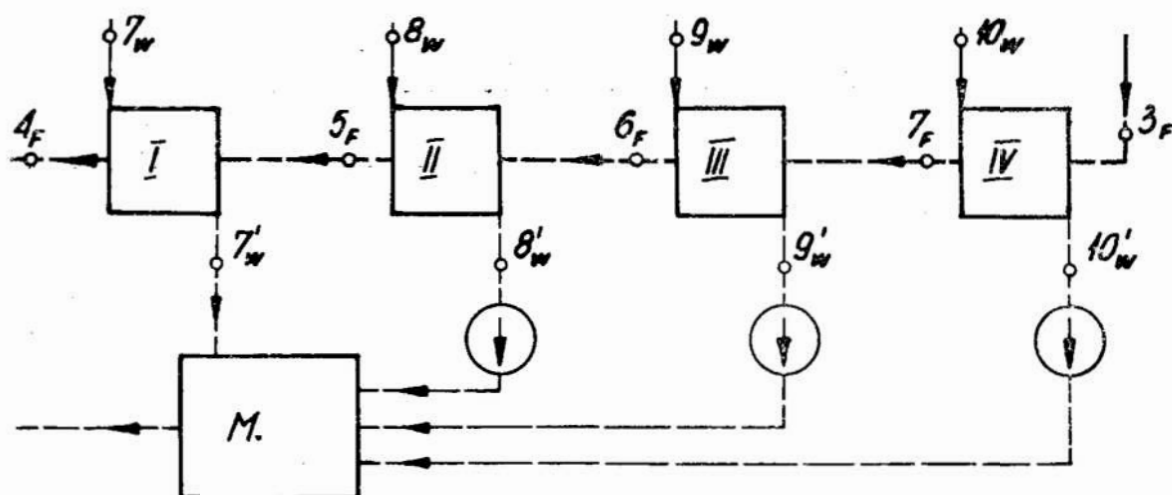
Tabela III.

PARAMETRY UPUSTÓW REGENERACYJNYCH

Nr punktu	t	p	x	i	s	r
	°C	ata	—	kcal/kg	kcal/kg	kcal/kg
7 _w	140	3,8	1	654	1.665	512,3
8 _w	107,5	1,35	0,997	624	1.688	534,2
9 _w	80	0,476	0,932	593,2	1.7127	551,3
10 _w	54	0,155	0,900	564,2	1.7387	566,7



Rys. 8. Schemat regeneratorów I



Rys. 9. Schemat regeneratorów II

Natężenia przepływu upustów regeneracyjnych znaleziono z bilansu energetycznego regeneratorów. W bilansach przyjęto, że minimalna różnica temperatur niezbędna do wymiany ciepła między temperaturą nasycenia pary upuszczonej z turbiny a temperaturą podgrzanego upustem freonu wynosi 5°C . Stąd wynikają zależności:

$$t_{4F} = t_{7W} - 5^{\circ},$$

$$t_{5F} = t_{8W} - 5^{\circ},$$

$$t_{6F} = t_{9W} - 5^{\circ},$$

$$t_{7F} = t_{10W} - 5^{\circ}.$$

Zależności (20) w oparciu o tabelę III pozwoliły na znalezienie parametrów odpowiednich punktów podgrzewanego regeneracyjnie freonu (tabela IV).

Tabela IV.

PARAMETRY PODGRZEWANEGO
REGENERACYJNIE FREONU

Nr punktu	t	i' _F	s' _F
	°C	kcal/kg	kcal/kg°C
5 _F	102,5	127,1	1.0823
7 _F	49	119,45	1.0619
6 _F	75	112,46	1.0913

Bilans regeneratorów i generatora pary freonu wg schematu I dostarcza następujących zależności:

1) bilans generatora:

$$g_p \cdot r_{2W} = r_{1F} ; \quad (20)$$

2) bilans regeneratora I:

$$g_I (i''_{7W} - i'_{7W}) = i_{4F} - i_{5F} ; \quad (21)$$

3) bilans regeneratora II:

$$g_I (i'_{7W} - i'_{8W}) + g_{II} (i''_{8W} - i'_{8W}) = i_{5F} - i_{6F} ; \quad (22)$$

4) bilans regeneratora III:

$$(g_I + g_{II}) (i'_{8W} - i'_{9W}) + g_{III} (i''_{9W} - i'_{9W}) = i_{6F} - i_{7F} ; \quad (23)$$

5) bilans regeneratora IV:

$$(g_I + g_{II} + g_{III}) (i'_{9W} - i'_{10W}) + g_{IV} (i''_{10W} - i'_{10W}) = i_{7F} - i_{3F} , \quad (24)$$

gdzie

$$g_p = \frac{G_p}{G_F}; \quad g_I = \frac{G_I}{G_F}; \quad g_{II} = \frac{G_{II}}{G_F}; \quad g_{III} = \frac{G_{III}}{G_F}; \quad g_{IV} = \frac{G_{IV}}{G_F}; \quad (25)$$

a $g_p, g_I, g_{II}, g_{III}, g_{IV}$ — natężenia przepływu pary wodnej odniesione do natężenia przepływu freonu w generatorze i regeneratorach I—IV.

Rozwiązując układ równań (21) otrzymano:

$$g_p = 0,0675, \quad g_I = 0,0152, \quad g_{II} = 0,0138,$$

$$g_{III} = 0,012, \quad g_{IV} = 0,0076.$$

stąd:

$$\frac{G_w}{G_F} = \sum g_i + g_p = 0,1162,$$

a przyjmując, że w części wodnej pracuje 1 kg pary wodnej otrzymano $G_F = 8,6$ kg.

Temperaturę kondensatu wodnego zasilającego kocioł obliczono z bilansu mieszalnika:

$$t_k = \frac{G_E}{G_W} [g_p \cdot t_{3p} + (g_I + g_{II} + g_{III} + g_{IV}) t_{104}]. \quad (26)$$

Parametry kondensatu wynoszą:

$$t_k = 104^\circ\text{C},$$

$$i_k = 104,$$

$$s_k = 0,3229.$$

Bilans regeneratorów i generatora pary freonu wg schematu II dostarcza zależności:

1) bilans generatora

$$g_p \cdot r_{2W} = r_{4F}; \quad (27)$$

2) bilans regeneratora I:

$$g_I (i''_{7W} - i'_{7W}) = i_{4F} - i_{5F}; \quad (28)$$

3) bilans regeneratora II:

$$g_{II} (i''_{8W} - i'_{8W}) = i_{5F} - i_{6F}; \quad (29)$$

4) bilans regeneratora III:

$$g_{III} (i''_{9W} - i'_{9W}) = i_{6F} - i_{7F}. \quad (30)$$

5) bilans regeneratora IV:

$$g_{IV} (i''_{10W} - i'_{10W}) = i_{7F} - i_{3F}. \quad (31)$$

Rozwiązując układ równań (23) otrzymano:

$$g_p = 0,0675, \quad g_I = 0,0152, \quad g_{II} = 0,01481, \\ g_{III} = 0,1362, \quad g_{IV} = 0,009741,$$

stąd:

$$\frac{G_W}{G_F} = \sum_1^4 g_i + g_p = 0,12086.$$

Przyjmując, że 1 kg pary wodnej pracuje w części wysokotemperaturowej obiegu otrzymuje się $G_F = 8.274$.

Bilans mieszalnika kondensatu wodnego zasilającego kocioł dla tego przypadku wynosi:

$$t_K = \frac{G_F}{G_W} [g_p \cdot t_{4W} + g_I \cdot t_{4W} + g_{II} \cdot t_{7W} + g_{III} \cdot t_{8W} + g_{IV} \cdot t_{9W}], \quad (32)$$

$$\text{stąd: } t_K = 122,33^\circ\text{C}, \quad i_K = 122,6, \quad s_K = 0,3709.$$

Straty egzergii dla układu siłowni binarnej z regeneracyjnym podgrzewem freonu przedstawiają się następująco:

1) straty egzergii w kotle:

$$\text{dla schematu I regeneratorów} - \beta_K = 0,6317;$$

- dla schematu II regeneratorów — $\zeta_{\kappa} = 0,6309$;
- 2) strata egzergii w turbinie parowowodnej WP i SP:
 dla schematu I regeneratorów $\zeta_{TW1} = 0,0494$;
 dla schematu II regeneratorów $\zeta_{TW1} = 0,0514$;
- 3) straty egzergii w turbinie parowowodnej NP z upustami regeneracyjnymi:
 dla schematu I regeneratorów $\zeta_{TW2} = 0,00494$;
 dla schematu II regeneratorów $\zeta_{TW2} = 0,00581$;
- 4) straty egzergii w generatorze pary freonu:
 dla schematu I regeneratorów $\zeta_{\rho} = 0,004346$;
 dla schematu II regeneratorów $\zeta_{\rho} = 0,004358$;
- 5) straty egzergii w regeneracjach dla schematu I regeneratorów:
 I regenerator $\zeta_{rI} = 0,001520$;
 II regenerator $\zeta_{rII} = 0,000188$;
 III regenerator $\zeta_{rIII} = 0,000796$;
 IV regenerator $\zeta_{rIV} = 0,000054$;

$$\sum \zeta_{r_i} = 0,002558$$

dla schematu II regeneratorów:

- I regenerator $\zeta_{rI} = 0,001524$;
 II regenerator $\zeta_{rII} = 0,001246$;
 III regenerator $\zeta_{rIII} = 0,001999$;
 IV regenerator $\zeta_{rIV} = 0,001049$;

$$\sum \zeta_{r_i} = 0,005818$$

- 6) straty egzergii w turbinie freonowej:
 dla schematu I regeneratorów $\zeta_{TF} = 0,0226$;
 dla schematu II regeneratorów $\zeta_{TF} = 0,0227$;
- 7) straty egzergii w skraplaczu freonowym:
 dla schematu I regeneratorów $\zeta_{SF} = 0,01502$;
 dla schematu II regeneratorów $\zeta_{SF} = 0,01506$.

Sprawność egzergiczna siłowni ze schamtem I regeneratorów wynosi:

$$\eta_{bed} = 1 - \sum \zeta_i = 1 - 0,73057 = 0,26943,$$

a siłowni ze schematem II regeneratorów:

$$\eta_{bed} = 1 - \sum \zeta_i = 1 - 0,73605 = 0,26395.$$

Schemat regeneratorów I jest więc korzystniejszy pod względem energetycznym, gdyż zapewnia nieznacznie wyższą sprawność egzergiczną siłowni. Porównując otrzymane wyniki sprawności egzergicznej

nej ze sprawnością egzergetyczną prostego schematu siłowni binarnej (p. rodz. 4) otrzymanej przy tych samych założeniach można stwierdzić, że regeneracyjny podgrzew freonu przez upuszczoną parę wodną z turbiny niskoprężnej jest korzystny z punktu widzenia wykorzystania energii cieplnej.

Przyrost sprawności siłowni binarnej z regeneracyjnym podgrzewem w stosunku do sprawności prostego obiegu binarnego wynosi:

$$\frac{\Delta \eta}{\eta} = \frac{\eta_{breg} - \eta_{bbreg}}{\eta_b} = \frac{26,94 - 25,62}{25,62} = 5,18 \%$$

Jest to stosunkowo duży wzrost sprawności, okupiony wprawdzie nieznacznym wzrostem kosztów założenia jednostki spowodowanych dodatkową turbiną niskoprężną i regeneratorami. Turbina niskoprężna regeneracyjna parowo-wodna jest niewielka w porównaniu z niskoprężną turbiną pracującą w układzie konwencjonalnym (parowo-wodnym), gdyż natężenie przepływu w turbinie wynosi niespełna $\frac{1}{3}$ ogólnego natężenia przepływu pary wodnej.

Tego rodzaju regeneracja w części niskotemperaturowej (para wodna regeneracyjnie podgrzewa freon) jest w zasadzie jedyną technicznie możliwą. Podgrzew cieczy freonu przez upuszczoną z turbiny freonowej parę freonu jest trudny w technicznej realizacji ze względu na mały spadek entalpii w turbinie freonowej, dodatkowo współczynnik wymiany ciepła kondensującego się freonu znacznie niższy niż pary wodnej [6], co obniżyłoby efekt ekonomiczny instalacji.

6. PORÓWNAWCZY SCHEMAT SIŁOWNI KONWENCJONALNEJ Z REGENERACYJNYM PODGRZEWACZEM Z REGENERACYJNYM PODGRZEWEM

Przeprowadzona analiza porównawcza schematu siłowni binarnej z regeneracją i bez regeneracji oraz siłowni konwencjonalnej bez regeneracji nie daje pełnego obrazu stopnia wykorzystania energii w układzie binarnym. Otrzymany wzrost sprawności w siłowni binarnej z regeneracją należy porównać z możliwością wykorzystania energii w obecnie z reguły budowanych układach siłowni jednoczynnikowych z regeneracją.

Dla porównania rozpatrzono przy tych samych założeniach schemat siłowni konwencjonalnej (rys. 11) z regeneracyjnym podgrzewem wody zasilającej.

Przewidziano regenerację tylko w niskoprężnej części obiegu — taką, aby kondensat wracający do kotła miał w przybliżeniu tę samą temperaturę co kondensat wracający do kotła w schemacie siłowni bi-

PARAMETRY REGENERACYJNE PODGRZEWANEJ WODY
ZASILAJCEJ

	Nr punktu		i'	s'
			kcal/kg	kcal/kg.°C
H ₂ O	2 _w	30	30,02	0,1043
	3 _w	49	48,99	0,1650
	4 _w	49,9	49,99	0,1681
	5 _w	77	74,99	0,2426
	6 _w	102,5	102,11	0,3199
	7 _w	135	135,6	0,4029

Natężenie przepływu pary w upustach regeneracyjnych obliczono z bilansu energetycznego regeneratorów. Bilans regeneratorów dostarcza następujących zależności:

$$\left. \begin{aligned}
 1) g_I(i_I'' - i_I') &= i_{7w}' - i_{6w}'; \\
 2) g_{II}(i_{II}'' - i_{II}') &= g_I(i_I' - i_{II}') = i_{6w}' - i_{5w}'; \\
 3) g_{III}(i_{III}'' - i_{III}') + (g_I + g_{II})(i_{II}' - i_{III}') &= i_{5w}' - i_{4w}'; \\
 4) g_{IV}(i_{IV}'' - i_{IV}') + (g_I + g_{II} + g_{III})(i_{III}' - i_{IV}') &= (1 - g_I - g_{II} - g_{III} - g_{IV})(i_{3w}' - i_{2w}'); \\
 5) t_{4w} &= t_{3w}(1 - g_I - g_{II} - g_{III} - g_{IV}) + t_{IV}(g_I + g_{II} + g_{III} + g_{IV}).
 \end{aligned} \right\} (33)$$

gdzie g_{I-IV} natężenie przepływu kolejnych upustów regeneracyjnych. Rozwiązując układ równań (21) otrzymano:

$g_I = 0,06331$, $g_{II} = 0,0487$, $g_{III} = 0,04293$, $g_{IV} = 0,0230$.
Obliczenie strat energii w siłowni konwencjonalnej z regeneracją przedstawiają się następująco:

- | | |
|------------------------------------|-----------------------|
| 1. straty energii w kotle | $\xi_k = 0,6222$ |
| 2. straty energii w turbozespole | $\xi_{TZ} = 0,089016$ |
| 3. strata energii w skraplaczu | $\xi_s = 0,01814$ |
| 4. strata energii w regeneratorach | |
| a) regenerators I | $\xi_{rI} = 0,000848$ |

- b) regenerators II
- c) regenerators III
- d) regenerators IV

$$\begin{aligned} z_{r_2} &= 0,0021083 \\ z_{r_3} &= 0,0006205 \\ z_{r_4} &= 0,0002363 \\ \Sigma z_{r_i} &= 0,003813 \end{aligned}$$

Sprawność egzergetyczna siłowni kondensacyjnej z regeneracją:

$$\eta_{\text{bda}}^{1-\Sigma z_i} = 0,2669$$

Sprawność egzergetyczna siłowni konwencjonalnej z regeneracją jest w przybliżeniu taka sama jak siłowni binarnej z regeneracją przyjmując, że poczynione założenia co do średniej różnicy temperatur w generatorze par freonu oraz sprawności wewnętrznej turbiny freonowej są słuszne.

7. ZAKOŃCZENIE

Celem przedstawionej analizy porównawczej schematów siłowni konwencjonalnej i binarnej przeprowadzonej przy tych samych założeniach jest, pomimo poczynionych w analizie uproszczeń, przedstawienie możliwości wykorzystania energii cieplnej w układzie binarnym. Uproszczona analiza egzergetyczna dostarcza informacji co do korzystnej głównej kompozycji elementów układu oraz ich parametrów i może służyć za punkt wyjścia do dalszej analizy termodynamicznej układu binarnego.

W świetle przeprowadzonej analizy porównawczej wynika, że układ binarny z zastosowaną regeneracją podgrzewanego freonu przez upuszczoną parę wodną może osiągać sprawności takie, jak siłownia konwencjonalna z regeneracją osiągając zamierzony cel — obniżenie kosztów założenia jednostki, możliwość budowania jednostek o dużej mocy.

Porównując rozbudowany układ binarny z regeneracją z układem binarnym prostym można stwierdzić, że podwyższenie sprawności egzergetycznej okupione jest zwiększeniem kosztów założenia jednostki wynikającymi z rozbudowania układu — dodatkowa turbina parowo-wodna niskoprężna i regeneratory pracujące w warunkach podciśnienia.

Te dwa przeciwstawne rezultaty rozbudowy układu binarnego — podwyższenie sprawności i zwiększenie kosztów założenia jednostki wymagają przeprowadzenia kalkulacji kosztów.

Wydaje się, że układ rozbudowany ma większe szanse powodzenia w praktycznej realizacji, gdyż stosunkowo znaczny wzrost sprawności

wymaga zastosowania dodatkowo niewielkiej turbiny niskoprężnej z regeneracją opanowującej niespełna $\frac{1}{3}$ natężenia przepływu pary w obiegu wysokotemperaturowym.

LITERATURA

1. J. Szargut, R. Petela: *Energia WNT*. Warszawa 1965.
2. W. W. Osowski: *Tiermodinamiczeskij analiz obraszczennoj absorbcionnoj masziny*. Chłodzielna Technika, Nr 4, 1965.
3. Jan Madejski: *Termodynamika techniczna*, Tom 1, Gdańsk, 1962.
4. Praca zbiorowa: *Własności termodynamiczne czynnika R-21*. Opracowanie BBK IMP PAN 1967.
5. M. P. Wukałowicz: *Tiermodinamiczieskie swojstwa wody i wodianogo para*. Moskwa 1968.
6. B. Grochal: *Kondensacja czynnika R-21*. Opracowanie BBK IMP PAN, 1967.

Piotr Karpowicz

Zakład Elektrotechniki, Napędów i Sterowania

Zenon Florczak

Zakład Maszyn i Urządzeń Rolniczych

PRZYCZYNEK DO BADAŃ NAD ROZWIĄZANIAMII KONSTRUKCYJNYMI ODDZIELACZY KAMIENI OD ZIEMNIAKÓW

Streszczenie

W artykule rozważono możliwość opracowania elektrycznego oddzielacza kamieni od ziemniaków. Zasadniczym problemem w budowie takiego urządzenia jest konstrukcja odpowiedniego czujnika — „rozdzielającego” kamienie od ziemniaków.

Przedstawiono wyniki badań, których celem było ustalenie możliwości zastosowania w pracy czujnika — charakteryzującego się wysokim stopniem wybiórczości kamieni — jednej z następujących metod:

- promieni podczerwonych,
- prądów wirowych,
- metody oscylacyjnej z czujnikiem pojemnościowym,
- metody dielektrycznej,
- metody mikrofalowej oraz
- promieniowania własnego.

Piotr Karpowicz
Zenon Florczak

ON THE INVESTIGATION TO CONSTRUCTIONAL SOLUTIONS OF SEPARATORS OF STONES FORM POTATOES

Abstract

In the paper the possibility of working out of electrical separator of stones from potatoes is considered. The main problem when construct of such instrument is an appropriate gauge to build, this „differentiating” stones from potatoes.

The investigation results are presented the aim of which was to ascertain the possibility of the gauge usage in work, this being characteristic in the high degree of selection of stones by one of the following methods:

- infra-red radiation,
- eddying currents,
- oscillation method with capacitive pick-up,
- dielectric method,
- microwave method and,
- self-radiation.

Пётр Карпович
Зенон Флёрчак

К ИССЛЕДОВАНИЯМ КОНСТРУКТИВНЫХ РЕШЕНИЙ ОТДЕЛИТЕЛЕЙ КАМНЯ ОТ КАРТОФЕЛЯ

Содержание

В статье рассмотрена возможность создания электрического отделителя камня от картофеля. Основной проблемой в создании такого устройства является конструкция соответствующего датчика — „отличающего” камни от картофеля.

Представлены результаты исследований, целью которых было установление возможности применения датчика, характеризующегося высокой степенью селективности камней. Исследовалась возможность применения следующих методов:

- инфракрасных лучей,
- вихревых токов,
- осцилляционного с ёмкостным датчиком,
- диэлектрического,
- микроволнового,
- собственного излучения.

Z uwagi na coraz większy udział kombajnów w mechanicznym zbiorze ziemniaków — problem automatycznego oddzielania kamieni od ziemniaków stał się niezmiernie ważny.

Obecnie stosowane na kombajnach oddzielacze nie rozwiązują problemu, gdyż nie zapewniają prawidłowej separacji. Są to najczęściej urządzenia typu mechanicznego, w których efekty separacji zależą w dużej mierze od rodzaju gleby i jej wilgotności podczas zbioru, przy czym w praktyce dokładność separacji tych urządzeń nie przekracza 70% [1, 2].

W poszukiwaniu możliwie prostego konstrukcyjnie i niezawodnego w działaniu rozwiązania automatycznego urządzenia oddzielającego, rozważono możliwość opracowania separatora elektrycznego. Oddzielaczami typu elektrycznego zajmowano się niewiele i ich konstrukcja nie została dostatecznie dopracowana w wyniku czego nie znalazły one zastosowania na kombajnach [3]. Zasadniczym problemem w budowie tego typu urządzenia jest konstrukcja odpowiedniego czujnika — „rozróżniającego” zanieczyszczenia (np. kamienie) od ziemniaków. Przyступując do budowy czujnika charakteryzującego się wysokim stopniem wybiórczości kamieni, podjęto badania w celu ustalenia możliwości zastosowania następujących metod:

- promieni podczerwonych,
- prądów wirowych,
- metody oscylacyjnej z czujnikiem pojemnościowym,
- metody dielektrycznej,
- metody mikrofalowej,
- promieniowania własnego.

1. WARUNKI BADAŃ

Przyjęto następujące założenia:

- średnice występujących kamieni i ziemniaków podlegających rozdzielaniu mogą wynosić:

$$\Phi_{sr} \approx 25 \div 100 \text{ [mm]}$$

- ziemniaki i kamienie mogą występować w stanie suchym lub mokrym, jak również mogą być zanieczyszczone glebą,

- wyklucza się zastosowanie promieni Roentgena lub innej metody mogącej w sposób zasadniczy zmienić właściwości biologiczne ziemniaka lub wprowadzić zmiany szkodliwe dla organizmu,
- wyklucza się także stosowanie metod niszczących.

2. PRZEBIEG BADAŃ

2.1. Metoda promieni podczerwonych

Rozważono możliwość zastosowania promieni podczerwonych metodą odbicia lub prześwietlania rozdzielanych ciał. Z przeprowadzonych rozważań wynika, że ze względu na zanieczyszczenia powierzchni ziemniaka i kamienia glebą o różnej wilgotności oraz pracy w warunkach polowych — metoda odbicia nie dałaby pozytywnych wyników. Przeliczenia wykazały, że do prześwietlenia masy kamienia i ziemniaka należałoby użyć promieniowania o znacznej energii. Spowodowałoby to niedopuszczalne podniesienie temperatury. Z obliczeń wynika, że temperatura ziemniaka mogłaby dochodzić do 150°C.

Metoda z zastosowaniem promieni podczerwonych nie rokuje uzyskania pozytywnych wyników.

2.2. Metoda prądów wirowych

Wstępne pomiary wykazały, że rezystencja ziemniaka jest rzędu 270 kΩ, zaś kamienia większa jest od 30 MΩ.

Teoretycznie istnieje możliwość powstania prądów wirowych w ziemniaku przy umieszczeniu go w przemiennym polu magnetycznym, natomiast w kamieniu prądy wirowe nie powinny się wzbudzać. W celu eksperymentalnego potwierdzenia wyżej wymienionej tezy, umieszczono ziemniaki i kamienie w przemiennym polu magnetycznym. Pole magnetyczne wytwarzano za pomocą prądu przepływającego przez cewki. Zmieniało przy tym natężenie pola magnetycznego H . Zmianę natężenia pola magnetycznego uzyskiwano poprzez:

- stosowanie cewek o różnych ilościach zwojów
- zmianę prądu wzbudzającego I ,

$$H = \frac{Iz}{R_u} \quad (1)$$

gdzie: I — prąd wzbudzający
 z — ilość zwojów (20, 50, 100, 800)
 R_u — reluktancja

Zbadano wpływ oddziaływania pola magnetycznego na badane ciała w zakresie częstotliwości od 50 Hz do 270 MHz,

— nie otrzymano żadnych zmian: napięć, prądów, mocy i indukcyjności, które byłyby skutkiem wprowadzenia ziemniaka lub kamienia do wnętrza cewki.

Przeprowadzone badania nie potwierdziły słuszności wyżej wymienionej tezy. Prawdopodobnie dlatego, że powierzchnia ziemniaka pokryta skórka ma znacznie większą rezystencję niż przyjęto w założeniu.

2.3. Metoda oscylacyjna

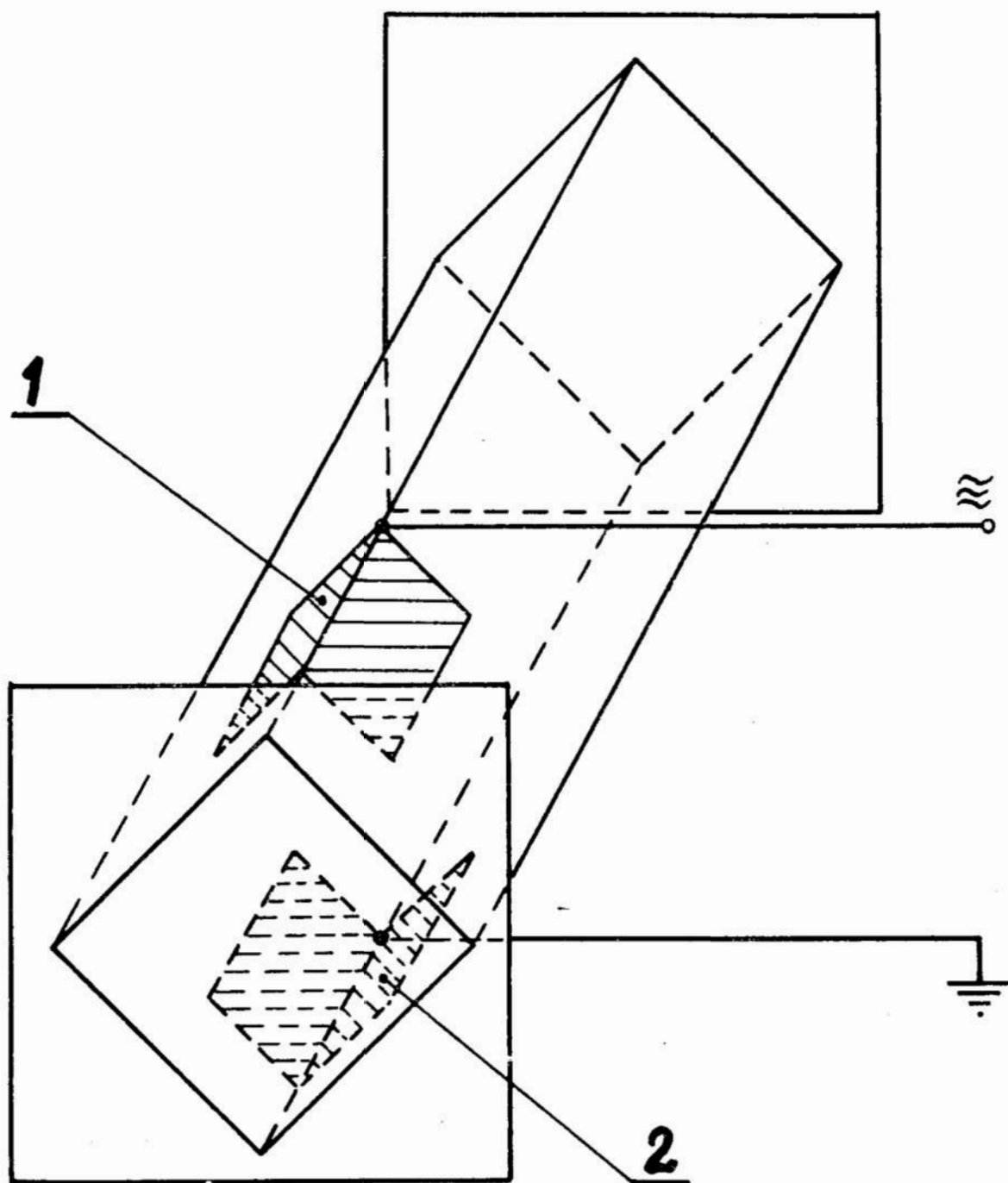
Metoda oscylacyjna polega na zmianie napięcia w obwodzie rezonansowym LC na skutek zmian częstotliwości rezonansowej obwodu. Zmiana częstotliwości rezonansowej może nastąpić po wprowadzeniu przedmiotu (kamienia lub ziemniaka) między okładziny kondensatora. Zmienia się przy tym oprócz pojemności także dobroć obwodu.

2.3.1. Opis układu pomiarowego

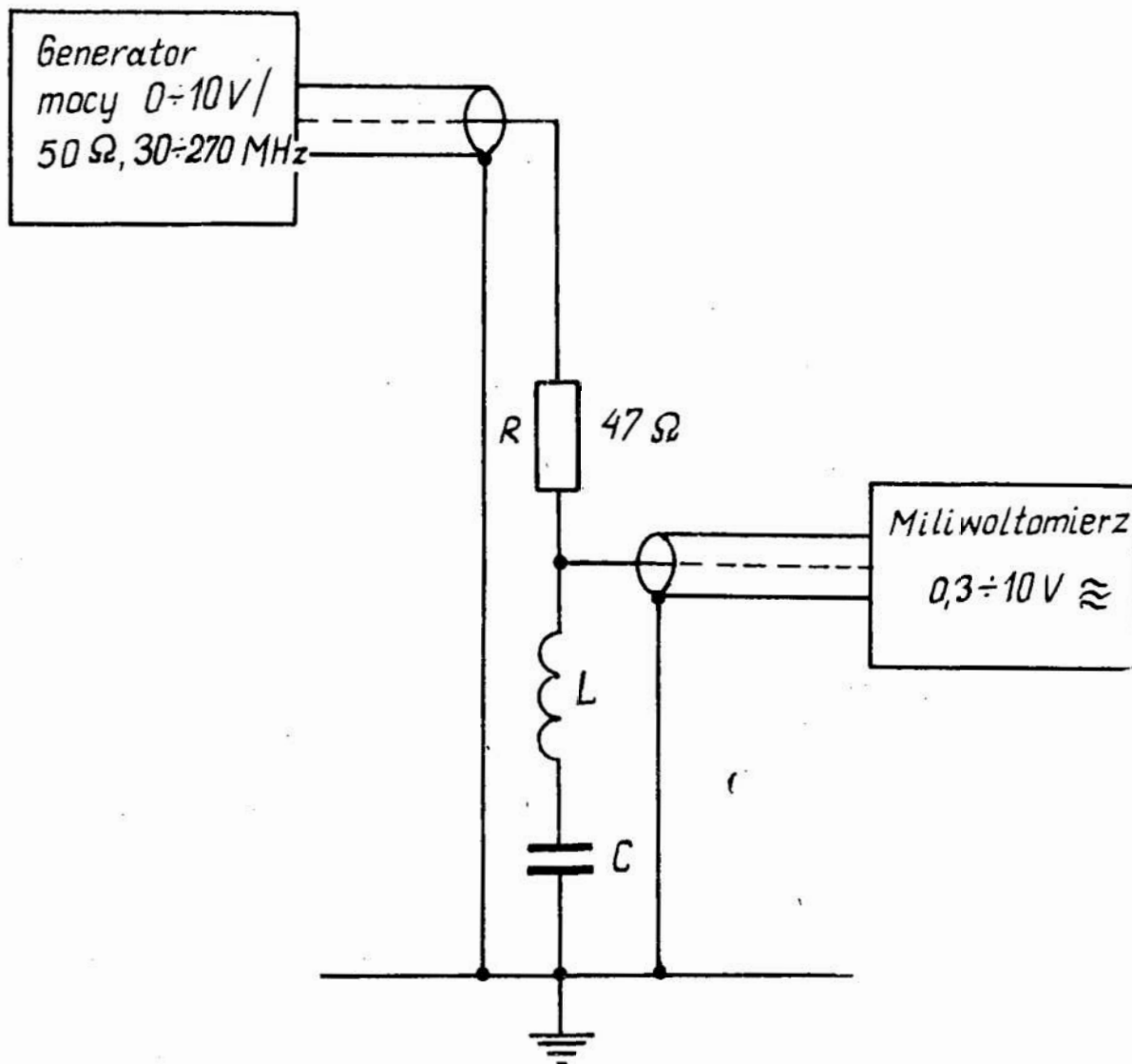
Zasadniczym elementem układu jest czujnik pojemnościowy C. Czujnik pojemnościowy wykonano zgodnie ze szkicem przedstawionym na rysunku 1. Cała konstrukcja wykonana została z materiału izolującego — szkła organicznego. Otwór prowadzący czujnika ma kształt kwadratu usytuowanego krawędzią do podstawy płaszczyzn podtrzymujących. Dzięki temu otrzymano stosunkowo powtarzalne ułożenie ziemniaków i kamieni nad dolną okładką kondensatora powietrznego, który stanowi zasadniczą część czujnika. Wielkość okładek nie jest ustalona i powinna być dobrana przy uwzględnieniu rozmaitych czynników, tj. wymiarów ziemniaków, częstotliwości pomiaru itp. Czujnik kondensatorowy stanowi część obwodu rezonansowego z regulowaną częstotliwością. W układzie przewidziano możliwość podłączenia potencjometru w szereg z indukcyjnością w celu zmiany wielkości dobroci obwodu rezonansowego. Układ pomiarowy przedstawiono na rys. 2. Obciążeniem generatora jest rezystor R 47, oraz połączony z nim w szereg obwód rezonansowy.

W przypadku takiego układu pomiarowego, sposób wykrywania obecności kamienia czy ziemniaka wewnątrz kondensatora jest dwojaki:

1. w warunkach dostrojenia rezonansu obwodu LC do częstotliwości generatora wprowadzenie przedmiotu powoduje odstrojenie obwodu i wzrost napięcia na zaciskach pomiarowych obwodu,
2. w warunkach niewielkiego odstrojenia do częstotliwości generatora wprowadzenie przedmiotu może powodować dostrojenie (lub zbliże-



Rys. 1. Czujnik pojemnościowy: 1, 2 — okładki kondensatora



Rys. 2. Schemat ideowy układu pomiarowego czujnika pojemnościowego

nie) i zmniejszyć napięcie w obwodzie rezonansowym. Wielkość zmian napięcia w obwodzie rezonansowym zależy od jego dobroci wypełnienia kondensatora przez przedmiot, oraz przenikalności dielektrycznej przedmiotu.

Z przedstawionego opisu wynika, że przy dążeniu do otrzymania właściwego efektu należy ustalić następujące wielkości charakterystyczne układu:

- częstotliwość generatora,
- wielkość okładek kondensatora powietrznego,
- dobroć obwodu rezonansowego,
- wypełnienie kondensatora (minimalne).

2.3.2. Pomiary

W pierwszym przybliżeniu wykonane zostały pomiary szacunkowe mające na celu zorientowanie się w możliwości tego rodzaju metody. Pomiary przeprowadzono w zakresie częstotliwości od 30 do 180 MHz porównując zmiany napięcia na obwodzie rezonansowym przy wprowadzeniu między okładki kondensatora ziemniaków i kamieni różnych wielkości, przy różnych częstotliwościach pomiarowych.

Stwierdzono, że w zakresie częstotliwości 30—70 MHz efekt jest bardzo mały — osiągnięte zmiany napięcia wynoszą 5 do 10% stanu jałowego obwodu rezonansowego. Powyżej 70 MHz otrzymane wskazania zmian napięcia sięgające 50% stanu jałowego obwodu rezonansowego, przy czym wartość zmian napięcia w dużym stopniu zależy od wymiarów badanego przedmiotu, a więc od wypełnienia kondensatorów.

Już na obecnym etapie badań można przypuszczać, że zaistnieje konieczność stosowania dwu rodzajów czujników o różnych wielkościach otworów dla objęcia wymaganego zakresu wielkości rozdzielanych ciał (25—100 mm). Wartości bezwzględne wskazań kształtowały się w granicy około 0,5 V przy odpowiednim poziomie sygnału z generatora. Poziom sygnału generatora nie ma dostrzegalnego wpływu na wykrywalność i może być ustalony dogodnie dla zastosowanego układu przetwarzania sygnału.

2.3.3. Wnioski:

1. Opisane wyniki badań pozwalają przypuszczać, iż możliwe jest znalezienie takich warunków pracy układu, w którym osiągnięta będzie dobra rozróżnialność między kamieniem i ziemniakiem.
2. W tym celu należy przyjąć ustalone wymiary okładek kondensatora — możliwie duże dla zapewnienia dużej pojemności czynnej.

3. Dla przyjętej wielkości okładek kondensatora należy przeprowadzić serię dokładnych pomiarów przy wykorzystaniu zjawiska rezonansu w obwodzie rezonansowym.

2.4. Metoda dielektryczna

Istota metody dielektrycznej powstała w wyniku przeprowadzonej analizy przenikalności elektrycznej kamienia i ziemniaka. Kamień jest typowym dielektrykiem, ziemniak natomiast ze względu na znaczną zawartość wody jest pod względem elektrycznym zbliżony do dielektryka dipolowego.

Wobec powyższego stwierdzono, że: wartość przenikalności elektrycznej kamienia jest znacznie mniejsza od przenikalności elektrycznej ziemniaka oraz sformułowano następującą tezę: różnica wartości przenikalności elektrycznej kamienia i ziemniaka może stanowić informację obecności kamienia w odpowiednio skonstruowanym czujniku.

Uzyskana informacja może być przekształcona na sygnał elektryczny. Sygnał elektryczny z kolei może sterować układem elektromechanicznym automatycznego oddzielacza.

Przeprowadzone pomiary potwierdziły słuszność postawionej tezy:

2.4.1. Opis układu pomiarowego i wyniku pomiarów

Pomiary i określenie przenikalności względnej przeprowadzono zgodnie z definicją:

$$\epsilon = \frac{C_x}{C_p} \quad (2)$$

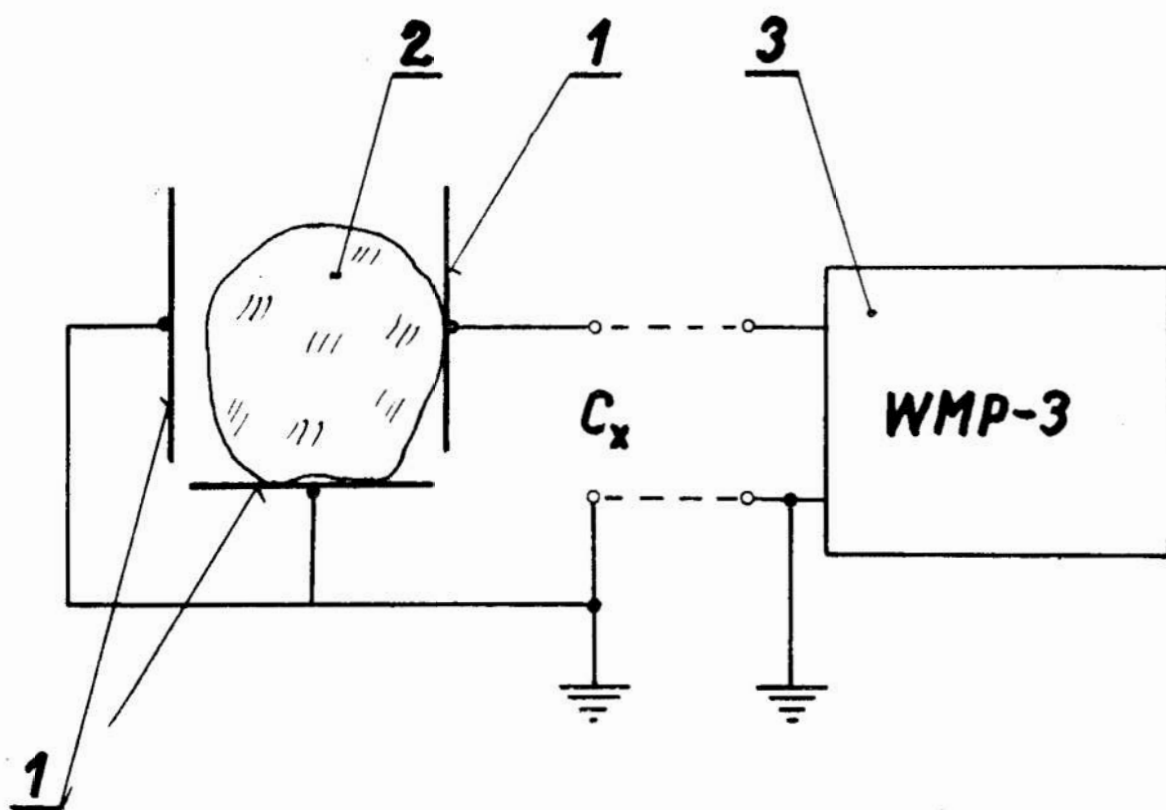
gdzie: C_x — pojemność kondensatora z dielektrykiem

C_p — pojemność kondensatora bez dielektryka.

Pomiary względnej przenikalności elektrycznej ziemniaka i kamienia wykonano w układzie przedstawionym na rysunku 3.

Badany kamień 2 lub ziemniak umieszczono między płytkami cylindrycznymi 1 kondensatora powietrznego. Pomiar pojemności C_p i C_x przeprowadzono za pomocą wychyłowego miernika pojemności typu WMP3 produkcji polskiej — INCO.

Pomiar ten odbywał się metodą zmian częstotliwości oscylatora miernika. Częstotliwość drgań wynosiła około 1 MHz.



Rys. 3. Układ pomiarowy względnej przenikalności elektrycznej: 1 — kondensator powietrzny, 2 — badany kamień lub ziemniak, 3 — miernik pojemności

Wyniki z przeprowadzonych badań przedstawiono w tabeli 1 i na rysunku 4.

2.4.3. Wnioski

1. Przenikalność względna elektryczna z umieszczonym w kondensatorze ziemniakiem zależy od wypełnienia tzn. od średnicy ziemniaka.
2. Wartość średniej względnej przenikalności elektrycznej wynosi:

$$\epsilon_z = 3,41 \text{ (dla ziemniaka)}$$

$$\epsilon_k = 1,18 \text{ (dla kamienia)}$$

3. Stosunek wartości średnich przenikalności elektrycznej ziemniaka i kamienia wynosi około

$$\frac{\epsilon_z}{\epsilon_k} = 2,89$$

WYNIKI POMIARÓW WZGLĘDNEJ PRZENIKALNOŚCI ELEKTRYCZNEJ
ZIEMNIAKÓW (ODMIANA „FLORA” I KAMIENI
W UKŁADZIE PRZEDSTAWIONYM NA RYS. 3).

Nr kolejny pomiaru	Średnica ϕ śr [mm]	C_p [pF]	Ziemniak		Kamień	
			C_x [pF]	$\epsilon_z = \frac{C_x}{C_p}$	C_x [pF]	$\epsilon_k = \frac{C_x}{C_p}$
1	25	4,7	12,7	2,70	5,6	1,19
2	30	4,5	11,0	2,44	5,0	1,11
3	35	4,5	11,8	2,62	4,9	1,09
4	40	4,8	11,3	2,35	5,5	1,15
5	45	4,5	12,4	2,76	5,0	1,11
6	50	4,9	13,9	2,84	5,5	1,12
7	55	4,9	17,4	3,55	5,4	1,10
8	60	4,7	17,4	3,70	5,6	1,19
9	65	4,5	18,7	4,16	5,1	1,13
10	70	4,6	15,0	3,26	5,3	1,15
11	75	5,0	18,3	3,66	6,2	1,24
12	80	4,7	17,4	3,70	5,9	1,25
13	85	4,8	18,2	3,79	5,8	1,21
14	90	5,1	20,3	3,92	6,6	1,29
15	95	5,2	22,4	4,30	6,5	1,25
16	100	5,5	26,1	4,75	7,2	1,31

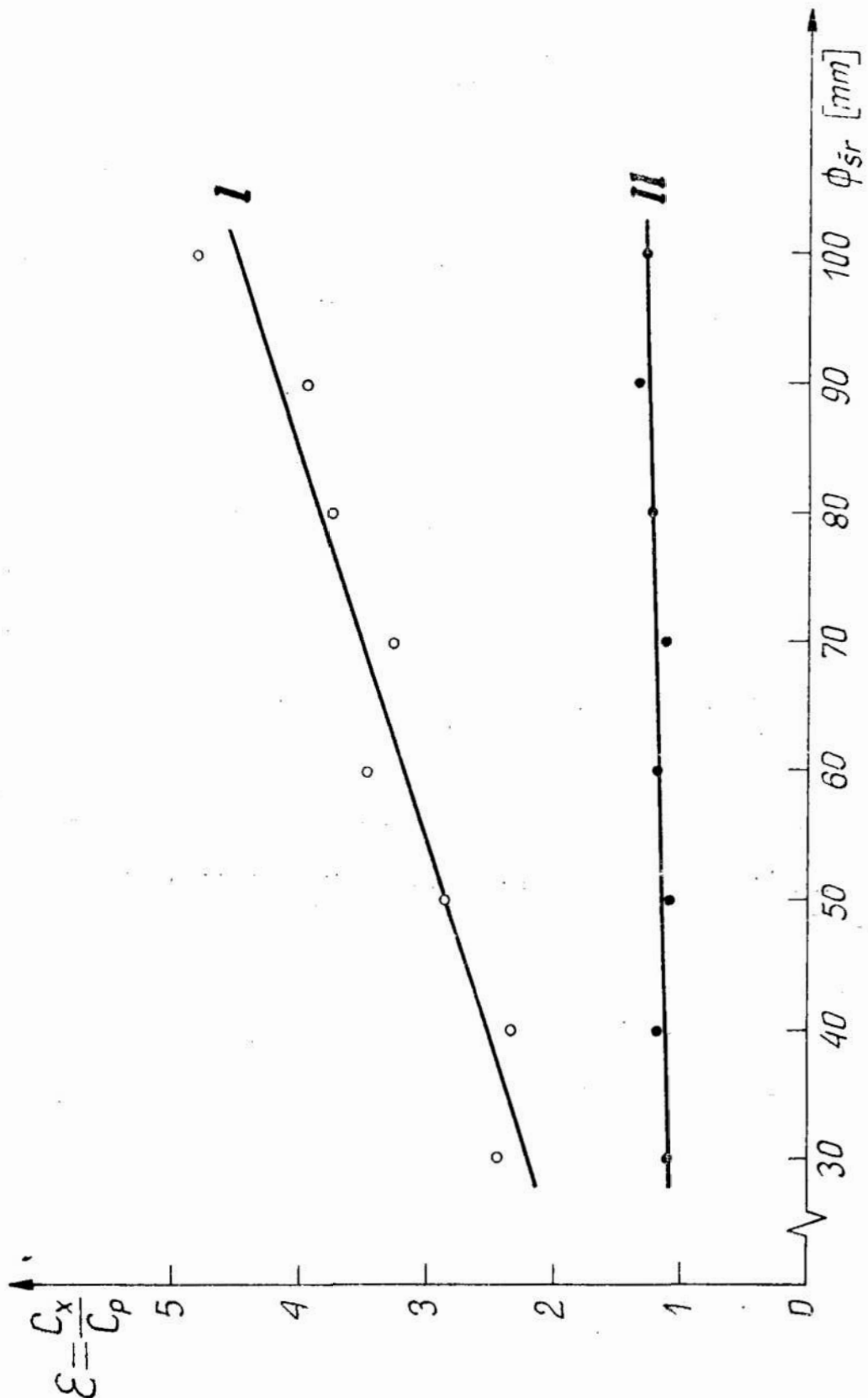
4. Przenikalność elektryczna ziemniaków zmoczonych w wodzie jest kilkakrotnie większa niż ziemniaków suchych, natomiast nie zauważono wyraźnej różnicy w przenikalności dla mokrych i suchych kamieni.

2.5. Metoda mikrofalowa

Istota metody mikrofalowej polega na zmianie prędkości przenikania fali elektromagnetycznej o bardzo wielkiej częstotliwości w różnych ośrodkach. Zgodnie ze znaną zależnością:

$$V_{\left| \frac{\mu}{\mu_0} = 1 \right.} = \frac{c}{\sqrt{\epsilon}} \quad (3)$$

gdzie: V — prędkość fali,
 c — prędkość światła ($c \approx 3 \cdot 10^8$ m/s)
 ϵ — przenikalność elektryczna ośrodka



Rys. 4. Zależność przenikalności elektrycznej względnej od średnicy badanych ciał: dla ziemniaków odmiany „Flora” (krzywa I) i kamieni (krzywa II)

Przeprowadzone badania i analiza wykazały, że należałoby stosować przy tym długość fali mniejszą od 1,5 cm. Ze względu na dostępną aparaturę pomiarową wykonano rezonator wnękowy na częstotliwość ok. 1 GHz. Pomiary wykazały pewne zmiany V po wprowadzeniu ziemniaka do rezonatora. Jednakże zależą one także od szeregu innych czynników między innymi od wymiarów wprowadzonego przedmiotu, jego położenia, elementu promieniującego itp.

Należałoby przy tym zastosować odpowiednie elementy promieniujące i skupiające o częstotliwości około 30 GHz. Wykonano kilka projektów elementów do badania według tej metody. Ze względu na trudności techniczne w wykonaniu czujnika odpowiedniego do warunków polowych — zaniechano badań w tym zakresie.

Możliwość stosowania tej metody w praktyce jest ograniczona ze względu na znaczny koszt urządzeń współpracujących i czujników wymaganych w tej metodzie.

2.6. Metoda promieniowania własnego

Zbadano możliwości oddzielania kamienia od ziemniaków za pomocą pomiaru ich promieniowania radioaktywnego, zakładając przy tym, że promieniowanie kamienia jako tworu geologicznie starego powinno być znacznie mniejsze od ziemniaka. Na podstawie przeprowadzonych prób nie uzyskano potwierdzenia słuszności powyższego założenia. Zakłócenia zewnętrzne promieniowania tła uniemożliwiły uzyskanie miarodajnego wskazania.

Przeprowadzone próby nie dały pozytywnych wyników wskazujących na proste rozwiązanie zagadnienia powyższą metodą.

3. PODSUMOWANIE

- 3.1. Przeprowadzone badania w oparciu o przyjęte założenia uzyskane wyniki i ich analiza rokują praktyczne i stosunkowo proste rozwiązanie zagadnienia przy zastosowaniu metody dielektrycznej.
- 3.2. W związku z uzyskaniem przekonujących wyników zastosowania metody dielektrycznej, wydaje się celowe dalsze prowadzenie prac w kierunku zastosowania powyższej metody do oddzielania kamieni od ziemniaków.
- 3.3. Pozostałe metody nie rokują zadawalających wyników ze względu na stosunkowo małą i niejednoznaczną rozróżnialność sygnału wyjściowego, niemniej jednak mogą one być przedmiotem dal-

szych badań. Poza tym w grę wchodziłyby tu trudności techniczne połączone z dużymi kosztami konstrukcji i eksploatacji oddzielacza.

LITERATURA

1. Kanafojski Cz., Karwowski T.: *Teoria i konstrukcja maszyn rolniczych*. PWRiL, 1972.
2. Pietrow G. D.: *Kartofielieuborocznyje maszyny*. „Maszynostrojenije” 1972.
3. Rembiasz M., Florczak Z., Karpowicz P.: *Badania wstępne nad konstrukcją modelu elektryczno-mechanicznego oddzielacza kamieni od ziemiaków*. „Maszyny i Ciągniki Rolnicze”, nr 1/1979.

Andrzej Rasmus

Zakład Termodynamiki i Chłodnictwa

**KRYTYCZNA ANALIZA DOTYCHCZASOWYCH BADAŃ
W ZAKRESIE PRZEJMOWANIA CIEPŁA PRZY KONWEKCYI
NATURALNEJ PŁYTY DOWOLNIE ZORIENTOWANEJ
W PRZESTRZENI DLA CZYNNIKÓW O DUŻEJ LICZBIE
PRANDTLA**

Streszczenie

W artykule przeprowadzono analizę badań w zakresie przejmowania ciepła przy konwencji naturalnej płyty dowolnie zorientowanej w przestrzeni dla czynników o dużej liczbie Prandtla (Pr). Analizę oparto na przeglądzie literatury zagranicznej wskazując na braki w opracowaniu zagadnienia oraz na brak odpowiednich wskazówek dla konstrukcji zbiorników stosowanych w znanych środkach transportu.

Andrzej Rasmus

**CRITICAL ANALYSIS OF HITHERTO EXISTING
INVESTIGATIONS IN THE SCOPE OF THE HEAT TAKING OVER
AT THE NATURAL CONVECTION OF FREELY ORIENTED PLATE
IN THE SPACE FOR AGENTS OF A GREAT PRANDTL NUMBER**

Abstract

The paper aims at analysing the investigations in the scope of the heat taking over at the natural convection of the freely oriented plate in the space for agents of a great Prandtl number (Pr).

The analysis, based on the review of foreign literature, indicates scarceness in the problem treatise and lack of the appropriate injunctions as to construction of reservoirs used in the known transport means.

Анджей Расмус

**КРИТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ПРЕДШЕСТВУЮЩИХ ИССЛЕДОВАНИЙ
В ОБЛАСТИ ПРИЕМА ТЕПЛА ПРИ ЕСТЕСТВЕННОЙ
КОНВЕКЦИИ ПЛИТЫ, ПРОИЗВОЛЬНО РАСПОЛОЖЕННОЙ
В ПРОСТРАНСТВЕ, ДЛЯ ФАКТОРОВ С БОЛЬШИМ ЧИСЛОМ
ПРАНДТЛЯ**

Содержание

В статье проведён анализ исследований в области приема тепла при естественной конвекции плиты, произвольно расположенной в пространстве, для факторов с большим числом Прандтля.

Анализ базируется на просмотре заграничной литературы, указывая на недостатки в разработке проблемы. Отмечен недостаток соответствующих указаний для конструкции баков, применяемых в известных средствах транспорта.

SPIS SPMBOLI I OZNACZEN:

- C — stała, współczynnik,
- g — przyspieszenie ziemskie,
- Cr — liczba Grashofa,
- Nu — liczba Nusselta,
- Pr — liczba Prandtla,
- Ra — liczba Rayleigha,
- α — współczynnik przejmowania ciepła,
- Θ — kąt nachylenia płyty do pionu

I. WPROWADZENIE

Wymiana ciepła przy dużych liczbach (Pr) związana jest z konwekcyjną wymianą ciepła olejów oraz silikonowych polimerów o dużej lepkości. Zagadnieniu temu poświęcono niewiele prac. Ostatnio problem ten nabiera coraz większego znaczenia ze względu na rozwijający się przemysł chemiczny, produkujący różnego rodzaju oleje i silikonowe polimery [1]. Związane jest z tym zagadnienie transportu tych czynników.

Warunkiem koniecznym jest by czynnik podczas transportu posiadał odpowiednią temperaturę, a opróżnianie zbiorników nie przedstawiało większego problemu. Przed wypompowaniem ze zbiorników oleje dodatkowo podgrzewa się by przyspieszyć proces opróżniania. Projektowanie urządzeń utrzymujących żadaną temperaturę urządzeń grzewczych wymaga znajomości procesów wymiany ciepła zachodzących przy dużych liczbach Pr. Zagadnieniu temu poświęcona jest niniejsza praca. Impulsem do podjęcia tej tematyki były stale rosnące zainteresowania przemysłu okrętowego powyższym tematem z uwagi na budowane tankowce do przewozu olejów.

Wymiary tankowców są coraz większe i określenie precyzyjnych wymiarów urządzeń grzewczych jest sprawą coraz bardziej palącą i aktualną. Ze względu na wymiary geometryczne zbiorników w których transportuje się oleje, problem precyzyjnego określenia wymiarów ma ścisły związek z ekonomiką transportu.

Zbiorniki będące na statkach posiadają dość skomplikowane kształty (z uwagi na maksymalne wykorzystanie przestrzeni statku). Stąd też ściany tych zbiorników zorientowane są pod różnymi kątami do siły

grawitacji. Podstawowym zagadnieniem wymiany ciepła dla tych zbiorników jest przejmowanie ciepła przez konwekcję swobodną od płyty dowolnie zorientowanej w przestrzeni. Zbiornik ze względu na jego duże wymiary może być traktowany jako kompozycja różnie zorientowanych ścian wymieniających ciepło z otoczeniem.

II. OPIS DOTYCHCZASOWYCH BADAŃ DOTYCZĄCYCH KONWEKCJI NATURALNEJ Z UWZGLĘDNIENIEM BADAŃ CZYNNIKÓW O DUŻEJ LICZBIE PRANDTLA (Pr)

Dotychczasowe badania zagadnień dotyczących wymiany ciepła przez konwekcję swobodną były przeprowadzone dla płyt pionowych i poziomych, walców pionowych, drutów poziomych, kul. Najobszerniej opracowane są zagadnienia wymiany ciepła przez płytę pionową. Wyniki tych badań poparte rozważaniami teoretycznymi dały następujące rezultaty.

Liczba Nusselta będąca bezwymiarowym współczynnikiem wymiany ciepła zależy dla tego przypadku wymiany ciepła [2] od liczb Prandtla i Grashofa.

$$Nu = f [(Gr) \cdot (Pr)] \quad (1)$$

Iloczyn tych dwu liczb (Pr) i (Gr) określany jest jako liczba (Ra). Zależność (1) dla liczb (Pr) większych od jedności może być przedstawiona wg [2] w postaci:

$$(Nu) = C (Ra)^n \quad (2)$$

Zależność tę obrazuje poniższe zestawienie współczynników C i n w tabeli nr 1.

Tabela 1

	Zakres liczb (Ra)		c	n	
1.	0	10^{-3}	0,5	0	przewodzenie
2.					
a)	10^{-3}	$5 \cdot 10^2$	1,18	1/8	ruch laminarny
b)	$5 \cdot 10^2$	$2 \cdot 10^7$	0,54	1/4	ruch laminarny
3.	$2 \cdot 10^7$	10^{13}	0,135	1/3	ruch turbulentny

Wśród przeprowadzonych badań mało jest badań dotyczących czynników o bardzo dużych liczbach (Pr). Zależność (2) opracowana została przede wszystkim na podstawie badań płynów o umiarkowanych liczbach (Pr) tzn. w zakresie od ok. 1—100. W [3] stwierdzono, że wartości współczynnika C dla liczb (Pr) > 1000 słabo zależy od liczby (Pr) i różni się o około 7% od wartości w zależności (2) dla zakresu liczb (Pr) < 10, 1000 >. W [4] znaleziono asymptotyczną wartość współczynnika C = 0,67, do której dąży C przy rosnącej liczbie (Pr).

Stwierdzono też, że na wartość współczynnika C wpływają warunki wymiany ciepła, w zależności od tego, czy wymiana ciepła odbywa się przy stałym strumieniu cieplnym, czy też przy stałej temperaturze płyty.

Sparrow w [5] rozwiązując równania warstwy przyściennej dla liczb (Pr) powyżej 1000 wykazał, że wartość C zmienia się o 7% (jest mniejsza) przy stałym strumieniu w porównaniu z wymianą ciepła przy stałej temperaturze płyty. Rozwiązania te były uzyskane przy szeregu założeń upraszczających takich jak np. że własności płynu są stałe i nie zależą od temperatury, jakkolwiek rzeczywiste płyny o dużych lepkościach wykazują silną zależność lepkości od temperatury.

Badania eksperymentalne prowadzone przez Lorenz'a [6] dla płyty pionowej dla czynników o liczbie (Pr) > 500 różniły się od wyników analitycznych Sparrowa o 33%. Szerokie badania eksperymentalne przeprowadził Erich E. Sochugen [7]. Zastosował do badań czynnik o dużej lepkości.

Badania przeprowadził dla płyty pionowej, cylindra i drutu. Dla płyty pionowej badania przeprowadził przy strumieniu od 300—

1900 $\left[\frac{W}{m^2} \right]$ i różnicy temperatur $\Delta t = 50^\circ C$. Zakres liczb (Pr): $5 \cdot 10^4$ — $4 \cdot 10^5$, a liczb (Ra): 10^4 — $3 \cdot 10^7$. Cytowany autor uzyskał dla stanu ustalonego zależność (3).

$$(Nu) = 0,56[(Gr) \cdot (Pr)]^{\frac{1}{4}} \quad (3)$$

Podsumowując swe badania wyciągnął następujące wnioski:

1. Korelacja $Nu = C \cdot Ra^{\frac{1}{4}}$ obowiązująca dla pionowych powierzchni małych liczb Pr może być rozciągnięta na liczby Pr aż do 10^6 .
2. Wykładnik potęgi $n = \frac{1}{4}$ — jest słuszny dla liczb (Ra) od 10^4 do 10^9 .
3. Stała C dla lokalnego współczynnika wymiany ciepła leży w zakre-

sie 0,42—0,56. Im większa jest liczba (Pr) tym współczynnik C jest większy.

Obok badań dotyczących wpływu liczb (Pr) na wartość współczynnika przejmowania ciepła, niektórzy autorzy [8] i [9] podają pewien wpływ kąta nachylenia płyty. Jakkolwiek przeprowadzone eksperymenty nie dają odpowiedzi jaka to jest zależność.

Brak też jednoznacznego rozwiązania teoretycznego tego zagadnienia w literaturze przedmiotu.

W [9] gdzie przyjęto kąt nachylenia Θ jako kąt mierzony od pionu, autorzy podają zależność dla płyty:

$$\alpha' = \alpha(\cos \Theta)^{1/4} \quad (4)$$

$$\alpha' = \alpha(\cos \Theta)^{-1/4} \quad (5)$$

Znak w zależności (5) wynika z kierunku strumienia cieplnego (ku górze „—”).

α — współczynnik obliczony dla ściany pionowej.

Autorzy nie podają zakresu stosowalności zależności (4) i (5) (dla jakich kątów ona obowiązuje).

Można wnioskować, że obowiązuje ona jedynie dla małych kątów Θ . Inną zależność podano w [8], po przeprowadzeniu eksperymentów, podczas których zakres nachylenia płyty zmieniał się od 30° do pionu, a następnie od pionu do -80° .

Autor pracy [8] zaleca stosowanie w miejsce wartości g wartość $g \cos \Theta$ dla ruchu laminarnego, a dla ruchu turbulentnego $g \cos^2 \Theta$. Zależność ta nie ma uzasadnienia teoretycznego, lecz wynika z korelacji badań eksperymentalnych. B. R. Rich [10] wykazał teoretycznie, że współczynnik przejmowania ciepła α dla nachylonej płyty może być traktowany tak jak dla płyty pionowej, jeżeli w liczbie (Gr) uwzględni się składczą grawitacji w kierunku płyty. Jego badania eksperymentalne nie wykazały jednakże wpływu kąta na współczynnik wymiany ciepła. J. Michiyoshi [11] rozwiązując zagadnienie warstwy przyściennej dla nachylonej płyty uzyskał wyniki badań, które wskazują, że współczynnik wymiany ciepła staje się większy niż u Richsa wtedy, gdy kąt nachylenia w stosunku do pionu powiększa się. W. T. Kierkus [12] otrzymał rozwiązanie zaburzeń warstwy przyściennej dla płyty nachylonej o skończonej długości. Jego badania wykazują, że małe zmiany temperatury niewiele wpływają na rozkład temperatury płyty, jakkolwiek rozkład prędkości płynu otrzymany przez niego zgadza się lepiej z eksperymentalnym.

K. Yamagota [13] proponuje nowe rozwiązanie dla poziomej płyty skierowanej na dół (strona grzejna płyty na dole). J. V. Clifton i A. J. Champan [14] oraz S. N. Singh [15] badali ten problem otrzymując nieco inne rezultaty G. C. Vliet [16] przeprowadził badania eksperymentalne dla płyty skierowanej do góry (strona grzejna na górze). Kąt pochylenia od poziomu 60° . Mierzył on lokalne wartości współczynnika α . Potwierdził, że przypuszczenia Richsa są prawidłowe w obszarze laminarnym, oraz wykazał, że w zakresie ruchu turbulentnego, wpływ kąta na wartość współczynnika α jest pomijalnie mały. Vliet otrzymał również granicę pomiędzy laminarnym a burzliwym przepływem dla pochylonej płyty pod różnymi kątami. Bardzo ciekawe badania rozważanego przypadku przeprowadzili T. Fujii i H. Tmura [17]. Do badań użyli dwóch płyt. Jedną o wymiarach 30 cm długości i 15 cm szerokości i drugą dł. 5 cm i 10 cm szeroką. Jako czynnika użyli wody. Badania przeprowadzili w warunkach równowagi płyty z otoczeniem, dla tych warunków mierzyli średnie wartości współczynnika α . Uzyskali oni zależności:

$$(\text{Nu}) = 0,56[(\text{Gr}) \cdot (\text{Pr}) \cos\theta]^{\frac{1}{4}} \quad (6)$$

dla $10^5 < (\text{Gr}) \cdot (\text{Pr}) \cos\theta < 10^{11}$

$$(\text{Nu}) = 0,58[(\text{Gr}) (\text{Pr})]^{\frac{1}{5}} \quad (7)$$

dla $10^6 < (\text{Pr}) (\text{Gr}) < 10^{11}$

$$(\text{Nu}) = 0,13[(\text{Gr}) (\text{Pr})]^{\frac{1}{3}} \quad (8)$$

dla $(\text{Gr}) (\text{Pr}) > 5 \cdot 10^8$

$$(\text{Nu}) = 0,16 [(\text{Gr}) \cdot (\text{Pr})]^{\frac{1}{3}} \quad (9)$$

dla $[(\text{Gr}) \cdot (\text{Pr})] < 2 \cdot 10^8$

Zależność (6) wg autorów stosuje się dla ruchu laminarnego, natomiast (8) i (9) dla ruchu turbulentnego. Z przeprowadzonego przeglądu literatury wynika, że wymiana ciepła dla poziomej płyty nie jest granicznym przypadkiem płyty pochylonej. Trudno znaleźć granicę pomiędzy tymi przypadkami na podstawie podanych w literaturze zależności.

III. ZAKOŃCZENIE.

Przedstawiona analiza wyników badań wykazuje, że przejmowanie ciepła od płyty w przestrzeni nieograniczonej przy dużych liczbach Prandtla nie jest dotąd zagadnieniem rozwiązany. Nie posiada wyczer-

pujących rozwiązań teoretycznych, które by ujmowały przypadki płyty pionowej, dowolnie pochylonej jak też i poziomej. Wymagane są badania w tym kierunku zarówno teoretyczne jak i eksperymentalne. Pewną szacunkową ocenę współczynnika przejmowania ciepła dla tych przypadków można przeprowadzić w oparciu o przedstawiony przegląd literatury. Jednakże może być to niezbyt dokładne dla praktyki inżynierskiej.

LITERATURA

1. Worgan G. W. and Warner W. H.: *On Heat Transfer In Laminar Boundary Layers of High Prandtl Numbers*, US Navy, ONR A-11-118, 1955.
2. Jan Madejski: *Teoria wymiany ciepła*, PWN, 1963.
3. Schuh H. *Boundary Layer Of Temperature*, Reports And Trans 1007, AVA Monographs Brit MAP, 1948.
4. Le Ferre E. J. and Ede A. E.: *Laminar Free Convection From The Outer Surface of a Vertical Circular Cylinder*, Brit. Dpt. of Sci. Ind. Res. Paper 144, 1956.
5. Sparrow E. M. and Gregg J. L.: *Laminar Free Convection From Vertical Plate With Uniform Surface Heat Flux*. ASME, 78/1956.
6. Lorenz H.: *Die Waermenebertragung von einer abenen senkrechten Platte an Oel bei natuerlicher Konvektion*, Z. Tech. Ehys, No 9, 1934.
7. Sochugen E. E.: *Experimental Studies on Heat Transfer at Very High Prandtl Numbers*, III All Union Conference on Heat and Mass Transfer, Mińsk USSR, 1968.
8. Vliet G. C.: *Turbulent Natural Convection on Upward and Downward Facing Inclined Constant Heat Flux Surfaces*, Journal of Heat Transfer, November, 1975.
9. Bomarskij A. V., Muchače G. A., Ščukin V. K.: *Termodinamika i tieploperedaca*, Vyžšaja Škoła, 1974.
10. B. R. Rich: *An Investigation of Heat Transfer From an Inclined Flat Plate in Free Convection*, Trans. ASME, 75/489-499/1953.
11. J. Michiyoshi: *Heat Transfer From an Inclined Thin Flat Plate by Natural Convection*. Trans. ISME, 30/261-266/1964.
12. W. T. Kierkus: *An Analysis of Laminar Free Convection Flow and Heat Transfer About an Inclined Isothermal Plate*, Int. J. Heat Mass Transfer, 11/241-253/1968.
13. K. Yamagata: *Free Convection on a Horizontal Plate*, Proc. 6th Heat Transfer Symposium of Heat Transfer Soc. Japan 8.2-6, 1969.
14. J. U. Clifton and A. J. Chapman: *Natural Convection on a Finite Size Horizontal Plate*, Int. J. Heat Mass Transfer, 12/1573-1584/1969.
15. S. N. Singh, R. C. Birkebak and R. M. Drake: *Laminar Free Convection Heat Transfer From Downward-Facing Horizontal Surfaces on Finite Dimensions*, Progres in Heat and Mass Transfer, VOL. 2. p. 87, Pergamon Press Oxford, 1969.

16. G. G. Vliet: *Natural Convection Local Heat Transfer on Constant — Heat Flux Inclined Surfaces* Transaction of The ASME Journal of Heat Transfer, Number 4, 1969.
17. T. Fujii and H. Imura: *Natural Convection Heat Transfer From a Plate with Arbitrary Inclination*, Int. Journal of Heat and Mass Transfer, No 4/755-767/1972.

Jerzy Maceluch

Jerzy Milanowski

Zakład Maszyn i Urządzeń Przemysłu Spożywczego

O MOŻLIWOŚCIACH POMIARÓW LEPKOSPĘŻYSTYCH WŁAŚCIWOŚCI MATERIAŁÓW ZWŁASZCZA SPOŻYWCZYCH Z WYKORZYSTANIEM WISKOELASTOMETRU „SAREZ”

Streszczenie

W pracy (referacie) przedstawiono oryginalną metodę pomiaru właściwości lepkospężystych skóry przydatną również do pomiarów właściwości lepkospężystych materiałów i produktów spożywczych. Jest to metoda samowzbudno-rezonansowa. Opisano urządzenie pracujące w oparciu o tą metodę — wiskoelastometr „Sarez”, który jest opatentowaną konstrukcją autorów.

Urządzenie to pozwala na szybkie bezpośrednie i nieniszczące pomiary właściwości lepkospężystych materiałów. W referacie przedstawiono również wyniki pomiarów właściwości lepkospężystych ryb oraz skóry wieprzowej.

Jerzy Maceluch
Jerzy Milanowski

**ON THE POSSIBILITY OF MEASUREMENTS
OF VISCOELASTIC PROPERTIES OF MATERIALS
WITH REGARD TO FOOD PRODUCTS USING
- VISCOELASTOMETER „SAREZ”**

Abstract

An original method of measuring of the viscoelastic properties of skin is presented in the paper. The method is also applicable to measure the viscoelastic properties of products and food.

A description of the measurement instrument — viscometer, based on the resonant — oscillation method is given. The instrument which is the authors' own design patented may be the solution applied to perform fast, immediate and non-destructive measurement of viscoelastic materials.

The paper also presents the results of measurements of viscoelastic properties carried out on fish and pig skin.

Ежи Мацелюх
Ежи Миляновски

О ВОЗМОЖНОСТЯХ ИЗМЕРЕНИЯ ВЯЗКОУПРУГИХ СВОЙСТВ МАТЕРИАЛОВ ПРЕИМУЩЕСТВЕННО ПИЩЕВЫХ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ВИСКОЭЛАСТОМЕТРА SAREZ

Содержание

В статье представлен оригинальный метод измерения вязкоупругих свойств кожи, применимый также для измерений вязкоупругих свойств материалов и пищевых продуктов.

Это резонансный метод, использующий самовозбуждение. Описано устройство, работающее на основе этого метода. Вискоэластометр SAREZ является запатентованной конструкцией абторов.

Устройство позволяет на быстрые непосредственные и неразрушающие измерения вязкоупругих свойств материалов.

В реферате представлены также результаты измерений вязкоупругих свойств рыб и свиной кожи.

1. WPROWADZENIE

W roku 1972 autorzy rozpoczęli prace nad opracowaniem metody i urządzenia do nieniszczących pomiarów właściwości lepkosprężystych materiałów (w tym również spożywczych). Skonstruowane urządzenie oraz proponowana metoda pomyślane były pierwotnie jako narzędzie pomiarowe przydatne dla lekarzy do pomiarów właściwości lepkosprężystych skóry żywego człowieka. Wstępne wyniki badań opublikowano w pracach [1, 2, 3, 4, 5]. Pomiary skóry realizowane w warunkach powierzchniowej dostępności próbki, bez możliwości przestrzennego jej wyodrębnienia. W tych warunkach chodziło głównie o uzyskanie powtarzalnych wyników w postaci parametrów intensywnych niezależnych od kształtu i wymiarów badanego obszaru charakteryzujących właściwości lepkosprężyste badanego materiału. Dla zrealizowania postawionego celu należało przebadać i opracować odpowiednie sposoby pobudzenia i pomiaru, sposoby odkształcania materiału oraz wybrać i opracować metodę pomiarową.

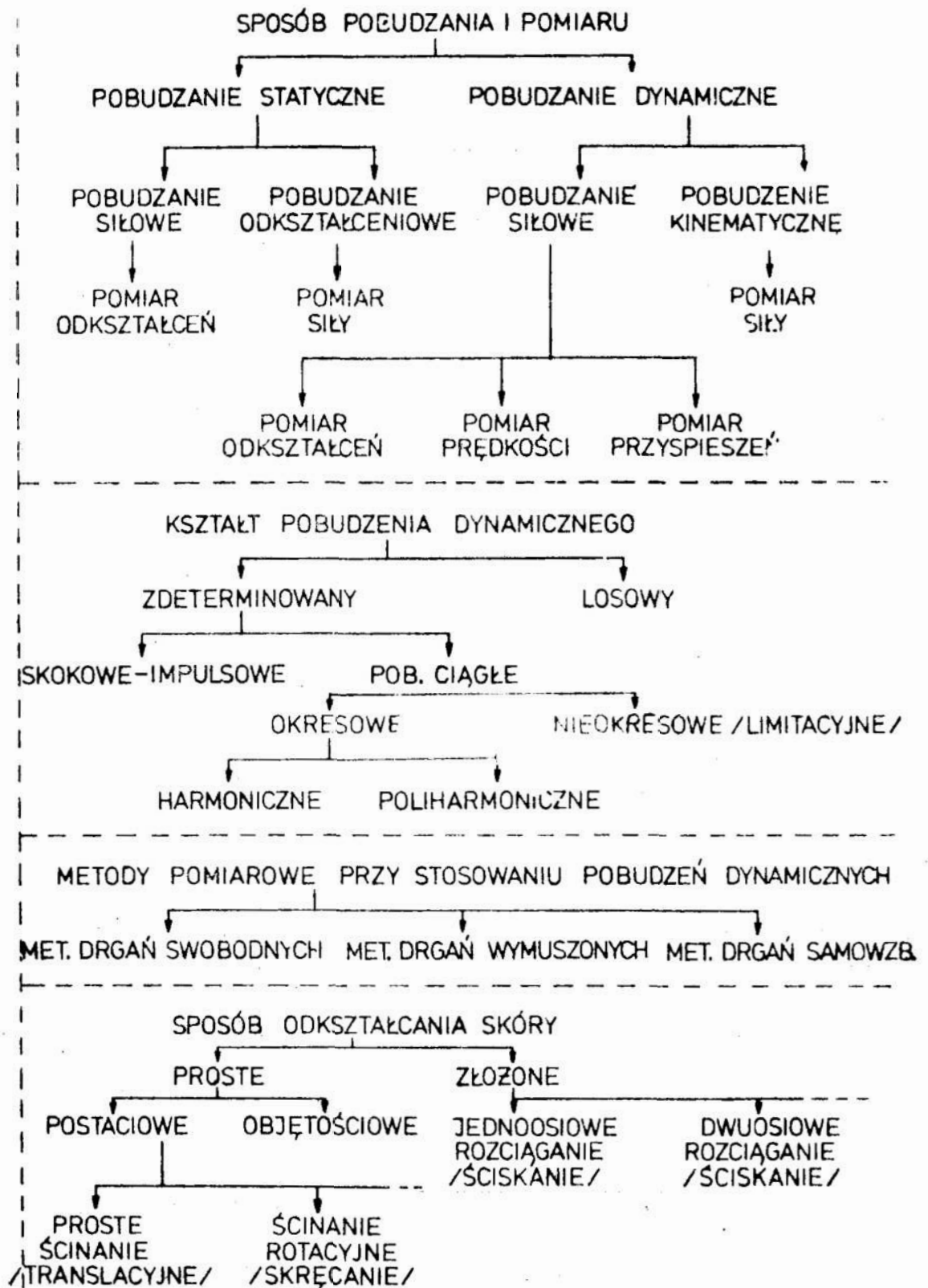
Zarys klasyfikacji wspomnianych sposobów i metod przedstawiono na rys. 1. Klasyfikacja ta obejmuje zarówno metody znane — stosowane dotąd jak i inne, potencjalnie możliwe, a pośród nich proponowaną w pracy.

Skonstruowany wiskoelastometr „Sarez” samowzbudny-rezonansowy umożliwia pomiar właściwości lepko-sprężystych przy pobudzeniach dynamicznych siłowych z pomiarem prędkości, metodą drgań samowzbudnych, przy czym obszar badany pobudzany jest do drgań harmonicznym i odkształcany postaciowo (rys. 2). Odkształcenie następuje poprzez skręcanie części materiału zawartego między elementami czujnika — ruchomym wewnętrznym i nieruchomym zewnętrznym.

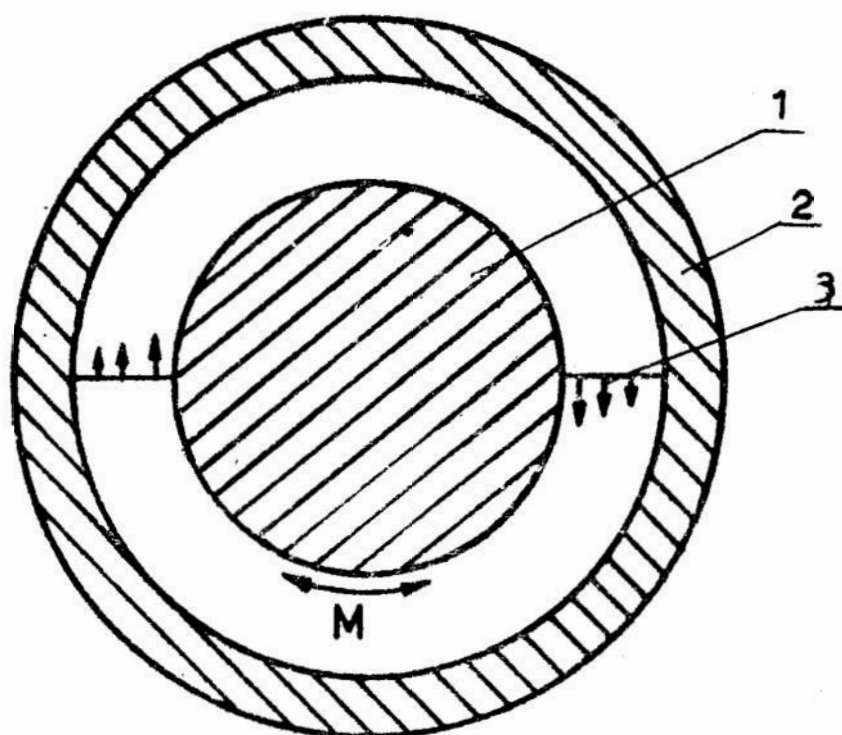
2. WYODRĘBNIENIE BADANEGO OBSZARU

W zakresie wyodrębniania obszaru badanego rozróżnić można dwie możliwości:

- całkowite wyodrębnienie próbki np.: przez jej wycięcie,
- częściowe wyodrębnienie próbki przez docisk czujnika o odpowiednim kształcie, jest to wyodrębnienie bez uszkodzania materiału.



Rys. 1. Klasyfikacja sposobów i metod pomiarów właściwości lepkosprężystych materiałów



Rys. 2. Kształtowanie obrazu pobudzanego; 1 — wewnętrzny element ruchomy, 2 — zewnętrzny element ograniczający, 3 — obszar odkształcany

W dotychczasowej praktyce reometrycznej stosowano głównie całkowite wyodrębnienie próbek. Pomiar właściwości lepkosprężystych przy takim podejściu opisano w wielu pracach, m. in. [6, 7, 8]. W przypadku stosowania próbek wyodrębnionych, interpretacja wyników pomiarów wiskoelastometrem „Sarez” nie odbiega od ogólnie przyjętych [6, 7, 8]. W związku z powyższym skoncentrujemy się tylko na interpretacji wyników pomiarów, gdy obszar jest dostępny powierzchniowo, a zatem możliwe jest tylko częściowe wyodrębnienie próbki.

Istnieje również możliwość wykorzystania podzespołów napędowo-pomiarowych wiskoelastometru do pomiarów właściwości lepkosprężystych wyodrębnionych próbek o różnych kształtach. Możliwe jest to dzięki zastosowaniu odpowiednich końcówek wymiennych.

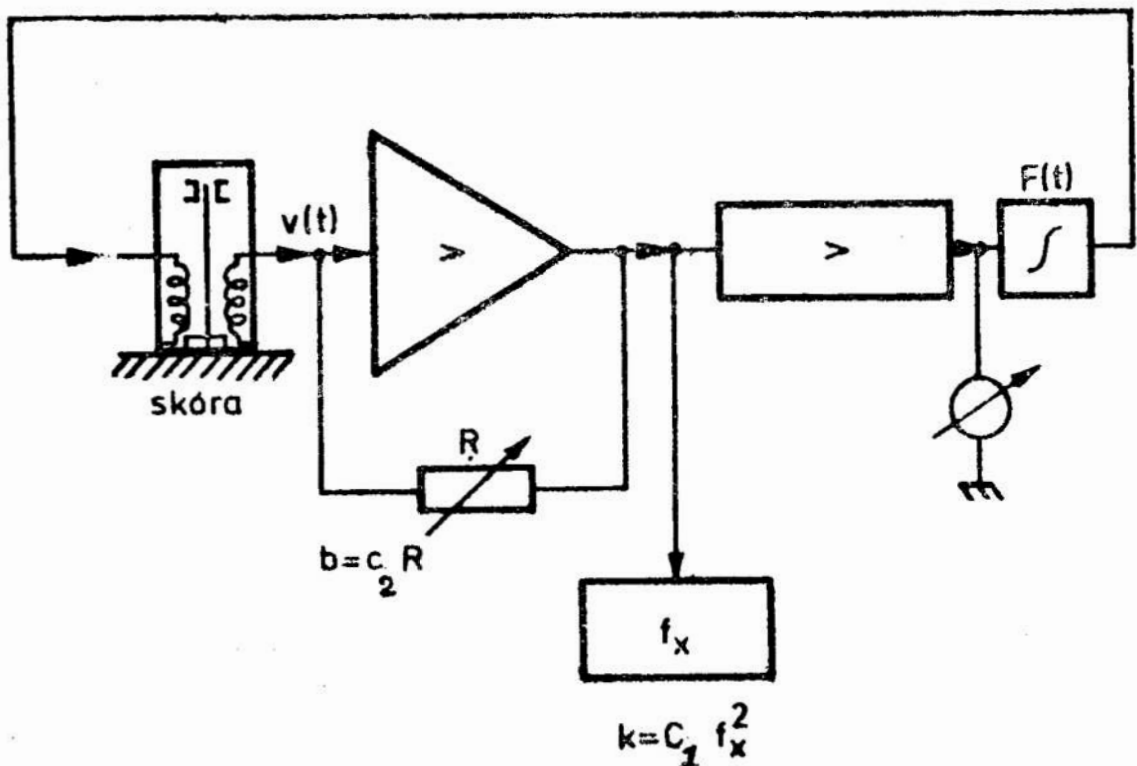
Wszelkie badania wiskoelastometru wykazały jego przydatność do prostych i bezpośrednich pomiarów właściwości lepkosprężystych tworzyw sztucznych, skóry, materiałów spożywczych o konsystencji zarówno ciał płynnych jak i stałych.

W wypadku pomiarów właściwości lepkosprężystych płynów wprowadzany jest dodatkowy element sprężysty o znanej sztywności. Dla ciał stałych dostępnych powierzchniowo, dla zapewnienia jednoznacznie określonych warunków pomiaru, realizowany jest ustalony nacisk

normalny do badanej powierzchni. W przypadku próbek wyodrębnionych (np. wyciętych), stosowane są różne sposoby naprężania wstępnego — odpowiednie do kształtu próbek.

3. METODA POMIARU

Metoda drgań samowzbudnych rezonansowych (Sarez) polega na wykorzystaniu wyodrębnionego przy pomocy czujnika obszaru lepko-sprężysto-bezwładnościowego, jako elementu sprzęgającego we wzmacniaczu elektronicznym. Możliwe jest to dzięki zastosowaniu w czujniku odpowiednich przetworników (rys. 3).



Rys. 3. Zasada pomiaru metodą samowzбудną rezonansową

Przy spełnieniu warunków wzbudzenia, układ taki wytwarza drgania niegasnące o określonej amplitudzie i częstotliwości. Dzięki odpowiedniej konstrukcji czujnika — parametry tych drgań zależą jedynie od lepko-sprężystych właściwości badanego obszaru oraz od bezwładności wprowadzanej przez czujnik.

Wykorzystując wzór na częstotliwość drgań własnych mechanicznego obwodu rezonansowego można przyjąć, że sztywność k badanego obszaru jest proporcjonalna do kwadratu częstotliwości:

$$k = J\omega^2 \quad (1)$$

gdzie: J — określony moment bezwładności czujnika [kg m^2],

ω — częstotliwość kołowa drgań czujnika $\left[\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right]$,

k — sztywność badanego obszaru $\left[\frac{\text{Nm}}{\text{rad}} \right]$.

Ponieważ $\omega = 2 \cdot \pi \cdot f$

gdzie:

f — częstotliwość [Hz],

stąd:

$$k = C_1 \cdot f^2 \quad (2)$$

gdzie:

$$C_1 = 2,18 \cdot 10^{-4} \left[\frac{\text{Nm}}{\text{rad}} \cdot \frac{1}{\text{Hz}^2} \right]$$

Tłumienie b obszaru jest proporcjonalne do wzmocnienia wzmacniacza w warunkach gdy układ tworzy generator o drganiach niegasnących i o minimalnym poziomie zniekształceń.

Przy spełnianiu tych warunków:

$$b = \text{const} \cdot K \quad (3)$$

gdzie:

K — wzmocnienie wzmacniacza

W przypadku, gdy wzmocnienie wzmacniacza jest proporcjonalne do oporności R w jego pętli sprzężenia zwrotnego to:

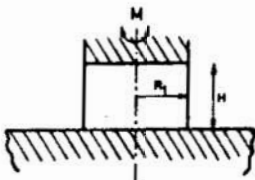
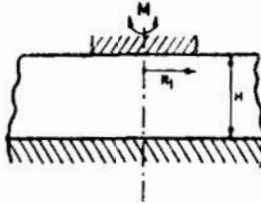
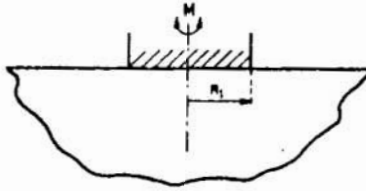
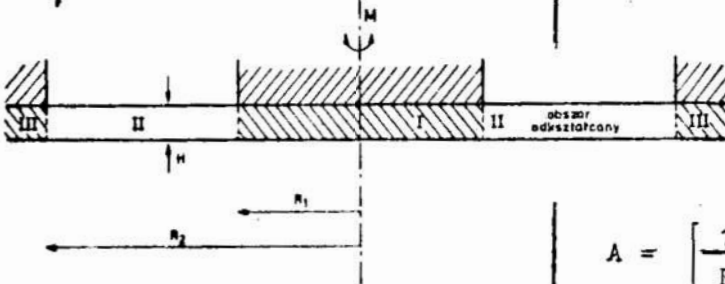
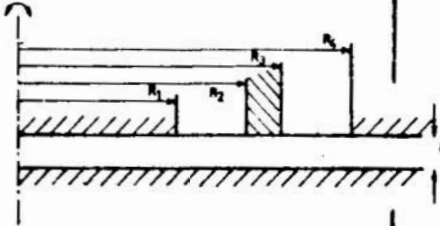
$$b = C_2 \cdot R \quad (4)$$

gdzie:

R — oporność w pętli sprzężenia zwrotnego wzmacniacza w warunkach wzbudzenia drgań [$\text{k}\Omega$] (rys. 3).

$$C_2 \text{ — stała} = 0,04 \cdot 10^{-3} \left[\frac{\text{Nms}}{\text{rad}} \cdot \frac{1}{\Omega} \right],$$

Tabela 1.

Kształt badanego obszaru	Współczynnik wymiarowy
	$A = \frac{\pi R^4}{2H}$
	$A = \frac{\pi R^4}{2H} + 4R^3 \ln 2$
	$A = \frac{\pi R^3}{3}$
	$A = \left[\frac{1}{R_1^2} - \frac{1}{R_2^2} \right]^{-1} 4\pi H$
	$A = \left[\frac{1}{R_1^2} - \frac{1}{R_2^2} + \frac{1}{R_3^2} - \frac{1}{R_4^2} \right]^{-1} 4\pi H$

b — tłumienie badanego obszaru $\left[\frac{\text{Nms}}{\text{rad}} \right]$

Jak widać z powyższego wyznaczenie parametrów ekstensywnych badanego obszaru (tzn. parametrów zależnych od wymiarów i kształtu obszaru) odbywa się niezależnie i bezpośrednio w trakcie pojedynczego pomiaru.

W pracy [5] podano zależności umożliwiające wyznaczenie parametrów intensywnych (bezwymiarowych) badanego materiału na podstawie znajomości parametrów ekstensywnych oraz kształtu badanego obszaru.

W tabeli 1 podano dla określonych kształtów obszarów współczynniki wymiarowe pozwalające wyznaczyć wartości parametrów intensywnych według zależności:

$$G = k \cdot A^{-1}, \quad (5)$$

$$\eta = b \cdot A^{-1} \quad (6)$$

gdzie:

G — moduł sztywności,

η — lepkość,

A — współczynnik wymiarowy danego obszaru,

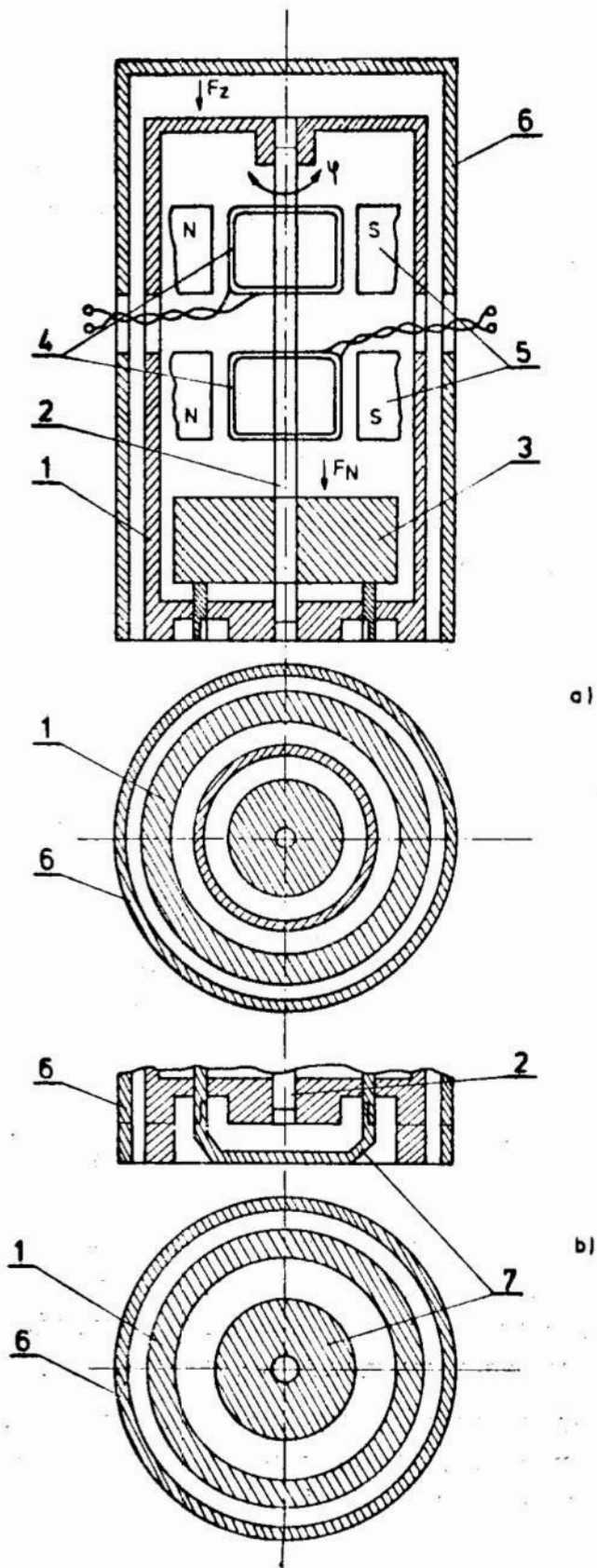
k — wartość sztywności dla danego obszaru,

b — wartość tłumienia dla danego obszaru.

4. KONSTRUKCJA CZUJNIKA

Elementem wiskoelastometru „Sarez” pozwalającym na pobudzenie do drgań badanego obszaru oraz umożliwiającym rejestrację jest czujnik mechaniczny z wbudowanymi przetwornikami — napędowym i rejestrującym — o konstrukcji przedstawionej schematycznie na rys. 4.

Zasadnicze elementy czujnika to: korpus 1, część ruchoma 2 wraz z kołem zamachowym 3 posiadającym wypustki do mocowania nasadek wymiennych, oraz przetworniki 4, 5, obudowa 6 zapewniająca stały nacisk czujnika na badany obszar, wymienne nasadki 7 umożliwiające odpowiedni dobór kształtu badanego obszaru. Suwliwe zamocowanie części ruchomej względem korpusu, a tego względem obudowy, zapewnia określony i niezależny nacisk poszczególnych części czujnika na



Rys. 4. Schemat budowy mechanicznej czujnika

badany obszar. Taka konstrukcja czujnika pozwala wykonywać pomiary umieszczając czujnik w odpowiednim statywie jak również z ręki, co znacznie ułatwia i przyspiesza pomiary. W pewnych okolicznościach, może to mieć istotne znaczenie.

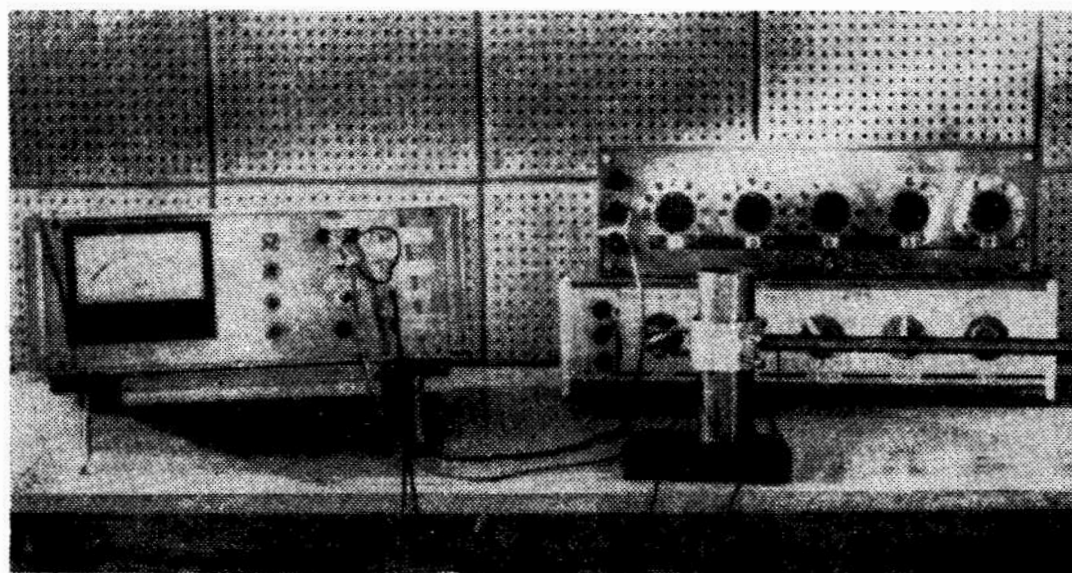
5. MOŻLIWOŚCI WYKORZYSTANIA METODY I URZĄDZENIA POMIAROWEGO

Opracowany przyrząd (rys. 5) przebadano wszechstronnie pod kątem przydatności w różnych dziedzinach pomiarów właściwości lepkosprężystych materiałów.

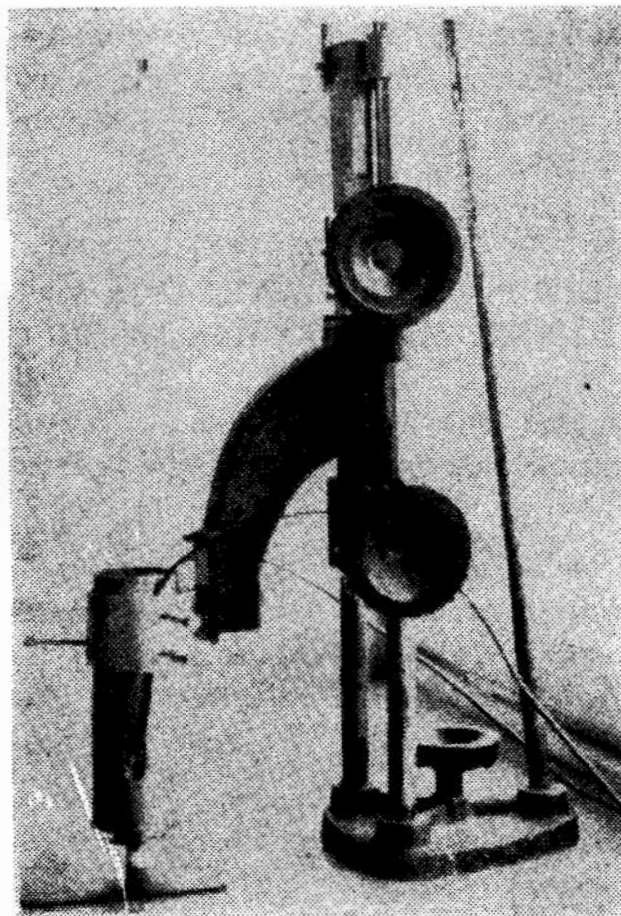
Przeprowadzone badania wykazały dobrą jego przydatność do pomiarów lepkosprężystych właściwości takich materiałów jak tworzywa sztuczne np. polimery w strefie kauczukopodobnej (rys. 6), skóra żywego człowieka [5], próbki metali, ciecze, substancje żelowe itp.

Możliwość stosowania zmiennych nasadek pomiarowych wraz z regulacją samego urządzenia pozwala mierzyć wartości parametrów lepkosprężystych materiałów w szerokim zakresie zmian, a dzięki zastosowaniu metody samowzbudnej rezonansowej pomiary można wykonywać szybko i dokładnie. Pomiary wykonywać mogą osoby bez specjalnego przeszkolenia, gdyż wyniki pomiarów odczytywane są bezpośrednio z pokręteł lub wskaźników przyrządu. Skonstruowano również automatyczne urządzenie z cyfrowym odczytem wyników pomiarów.

Przeprowadzona analiza poszczególnych pomiarów wykazała, że



Rys. 5. Widok urządzenia do pomiarów właściwości lepkosprężystych



Rys. 6. Pomiar sztywności próbki uretanowej

maksymalny błąd pomiarowy urządzenia w obecnej postaci jest rzędu 6% dla pomiaru sztywności, oraz 8% dla tłumienia.

Przez zastosowanie ulepszonej konstrukcji, opracowanej obecnie, jak również przez pomiary wielokrotne, można znacznie obniżyć błąd pomiarowy.

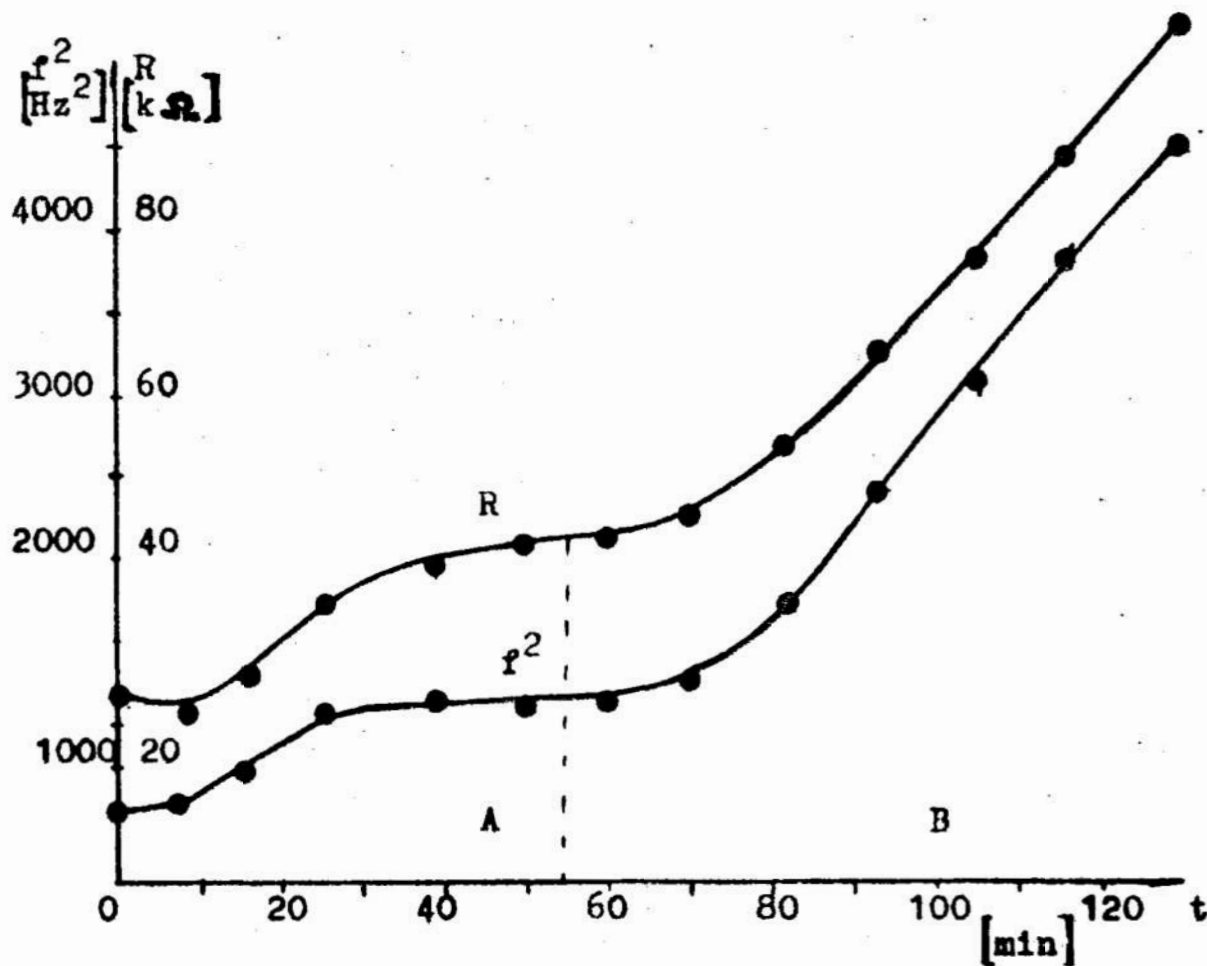
6. WYNIKI BADAŃ

Dla udokumentowania możliwości pomiarowych wiskoelastometru przeprowadzono badania właściwości lepkosprężystych mięsa, ryb oraz skóry wieprzowej.

6.1. Badanie procesu tężenia ryby

Badania lepkosprężystych właściwości ryby w procesie tężenia przeprowadzono wykonując pomiary w odstępach czasowych. W procesie

tym, zmiany zachodzące w organizmie ryby, w istotny sposób uwidaczniają się także w zmianach jej właściwości lepkościowych (rys. 7). Na wykresie tym przedstawiono zmiany oporności R [$k\Omega$], proporcjonalnej do tłumienia badanego obszaru zgodnie z wzorem (4), oraz zmiany kwadratu częstotliwości, które z kolei odpowiadają zmianom sztywności badanego obszaru. Obszar A na wykresie odpowiada zmianom w procesie tężenia, obszar B — to obszar, w którym dominuje wysychanie.



Rys. 7. Zmiany właściwości lepkościowych mięsa ryby w procesie tężenia pośmiertnego

6.2. Badania skóry wieprzowej

Przeprowadzono porównawcze badania skóry wieprzowej zdrowej, oraz skóry z uszkodzeniami mechanicznymi. Wykonano pomiary wielokrotnie na próbkach skóry. Lokalizowano uprzednio (metodą prześwietlania) miejsca występowania uszkodzeń mechanicznych np. pod wpływem uderzeń. Pomiary wykonano zarówno w miejscach zdrowych jak i uszkodzonych. Uzyskane wyniki (tabela 2) pozwalają stwierdzić,

WYNIKI BADAŃ SKÓRY WIEPRZOWEJ Z USZKODZENIAMI MECHANICZNYMI

Lp.	miejsca nieuszkodzone		miejsca uszkodzone	
	R[kΩ]	f ² [Hz ²]	R[kΩ]	f ² [Hz ²]
1	41,0	351	30,0	217
2	37,0	288	30,1	208
3	39,1	329	31,1	236
4	36,9	286	33,9	246
5	39,9	349	29,1	201
6	37,0	303	29,0	204
7	39,2	287	30,0	198
x	38,58	313,2	30,45	215,7

x — wartość średnia z serii pomiarów.

że właściwości lepkością skór w miejscach uszkodzonych różnią się w sposób istotny od właściwości skóry zdrowej. Badania tego typu mogą mieć istotne znaczenie w garbarstwie.

LITERATURA

1. Maceluch J., Milanowski J.: *Dynamiczne pomiary właściwości mechanicznych skóry człowieka*, Zeszyty Naukowe PG, 219 Elektronika XXIII, 1974.
2. Maceluch J., Milanowski J.: *Urządzenie do pomiarów „in vivo” właściwości mechanicznych skóry, zwłaszcza człowieka*, patent nr P-167144 z dnia 6.12.1973 r.
3. Maceluch J.: *Czujnik do pomiaru niewielkich przesunięć kątowych*, Pomiary Automatyka Kontrola, nr 2, 1974.
4. Maceluch J.: *Pomiary parametrów mechanicznych skóry ludzkiej*, Materiały II Seminarium PTFM i PTETiS pn. Wybrane zagadnienia z fizyki i elektroniki medycznej, Gdańsk, 1974.
5. Maceluch J.: *Metodyka i urządzenia do badania wybranych właściwości mechanicznych skóry żywego człowieka, istotnych ze względów medycznych*, Rozprawa Doktorska, Instytut Technologii Elektronicznej Politechniki Gdańskiej, Gdańsk, 1977.
6. Ferry J. D.: *Lepkość polimerów*, WNT, Warszawa 1965.
7. Eirich F.: *Rheology — Theory and Applications*, Academic Press Inc. Publishers, New York.
8. Kembłowski W.: *Reometria płynów nienewtonowskich*, WNT, Warszawa, 1973.

Jerzy Milanowski

Jarosław Diakun

Zakład Maszyn i Urządzeń Przemysłu Spożywczego

ANALIZA I SYNTEZA ZARYSU OSTRZY OBROTOWYCH DO CIĘCIA MATERIAŁÓW SPOŻYWCZYCH

Streszczenie

Opublikowane w literaturze rezultaty badań wskazują na istotność poślizgu ostrza noża w procesie cięcia środków spożywczych. W tej pracy określono współczynnik poślizgu ilościowo charakteryzujący proces poślizgu ostrza noża. Wprowadzono metody wykreślne i analityczne określania tego współczynnika dla dowolnych i wybranych zarysów ostrzy noży obrotowych. Przedstawiono także metodę syntezy profilu zarysu ostrzy noży obrotowych dla zadanej zmienności współczynnika poślizgu.

Jerzy Milanowski
Jarostaw Diakun

ANALYSIS AND SYNTHESIS OF THE EDGE PROFILE OF ROTATIONAL CUTTERS TO FOOD PRODUCTS CUT

Abstract

The investigation results published in the literature indicate on the cutter edge slip during cutting of food products is essential.

The work deals with the quantitative designation of the slip factor, describing slip proces of the cutter edge. Graphical and analytical methods of designating of this factor for any and selected edges profiles of rotational cutters are considered. A synthesis method for edges profile of rotational cutters for given mutability of the slip factor is presented.

Ежи Милянски
Ярослав Дьякун

АНАЛИЗ И СИНТЕЗ ПРОФИЛЯ РЕЖУЩЕЙ КРОМКИ ВРАЩАЮЩИХСЯ НОЖЕЙ ДЛЯ ПИЩЕВЫХ МАТЕРИАЛОВ

Содержание

Опубликованные в литературе результаты исследований показывают, что скольжение кромки ножа довольно существенно в процессе резания пищевых материалов.

В этой работе определён коэффициент скольжения, количественно характеризующий процесс скольжения режущей кромки ножа. Введены методы графического и аналитического определения этого коэффициента для произвольных профилей режущих кромок вращающихся ножей. Представлен также метод синтеза профиля режущей кромки вращающихся ножей для заданного изменения коэффициента скольжения.

1. WSTĘP

W procesach technologicznych przemysłu spożywczego duże znaczenie posiadają operacje mechanicznego podziału i rozdrabniania surowców polegające na cięciu i przecinaniu. Opisy tych operacji przedstawione w literaturze [1], [2], [6] mogą ewentualnie prowadzić do wniosku, że dla operacji cięcia i przecinania istotne jest tylko prostopadłe do krawędzi zagłębienie się ostrza noża klinowego w materiał. W obliczeniach oporów cięcia lub przecinania przyjmuje się nawet czasem założenie upraszczające, że operacje te następują jedynie wskutek istnienia sił prostopadłych do profilu ostrza [2, 8, 12]. Tymczasem z doświadczeń życia codziennego np. krojenia ręcznego nożem różnych surowców i produktów spożywczych, jak również z badań eksperymentalnych [3, 4, 7] wynika, że dla oporów i jakości cięcia i przecinania oprócz ruchu zagłębiania prostopadłe do krawędzi, istotny jest dodatkowo ruch w kierunku równoległym do krawędzi ostrza, to jest poślizg ostrza.

Również w rozważaniach teoretycznych przedstawionych w publikacjach [5, 9, 10, 11] autorzy jako istotny uwzględniają poślizg ostrza i zalecają odpowiednią do tego konstrukcję noży.

Dalej zajmować się będziemy tylko cięciem w trakcie którego, występuje poślizg ostrza wywołany jednoczesnym istnieniem dwu składowych prędkości ostrza względem materiału:

- prostopadłej, zagłębiania się ostrza w materiał,
- równoległej, poślizg ostrza,

Stwierdzono, że zachodzący w trakcie cięcia poślizg ostrza zmniejsza opory cięcia, polepsza jakość cięcia dając gładszą powierzchnię przekroju, mniejszy stopień miażdżenia, podwyższa też trwałość ostrza [4, 5, 7]. Zjawiska zależności oporów cięcia oraz jakości rozdrabniania od wartości poślizgu dla noży np. kutrów do mięsa i krajalnic można wytłumaczyć dwiema przyczynami:

- zmniejszeniem się pozornego kąta klina ostrza [10], a im mniejszy kąt klina tym mniejsze są opory cięcia [2, 6].
- działaniem mikronierówności krawędzi tnącej ostrza; w czasie poślizgu te mikronierówności pracować mogą jak piła. Mikronierówności krawędzi tnącej chwytając włókna materiału wywołują w nim dodatkowo naprężenia rozciągające. Ponieważ większość

materiałów spożywczych ma obniżoną wytrzymałość na rozciąganie poślizg wiąże się ze zmniejszeniem oporów cięcia i zmniejszeniem stopnia miażdżenia materiału.

Dla noży wilków wzrost poślizgu w niewielkim zakresie dodatkowo powoduje:

- łagodne wchodzenie ostrza w strefę cięcia i wychodzenie z niej,
- ułatwione wyslizgiwanie się twardych ścięgnistych elementów surowca z pomiędzy siatki i noża,
- zmniejszenie tępienia się ostrza noża a nawet powstanie niekiedy zjawiska samoostrzenia się noża współpracującego z siatką.

Wspomniane badania eksperymentalne i rozważania teoretyczne są jednak niepełne. Nie umożliwiają one weryfikacji eksperymentalnej ilościowego wpływu wartości poślizgu na opory cięcia oraz obliczenia oporów cięcia dla noży o dowolnym profilu.

Zjawisko poślizgu jest w ogólnym przypadku ruchu noża i materiału zależne zarówno od profilu ostrza noża, rodzaju ruchu noża jak też od ruchu materiału. Tutaj zajmujemy się wyłącznie przypadkiem procesu cięcia przy którym:

- materiał jest nieruchomy,
- nóż porusza się ruchem obrotowym (ostrze obrotowe)

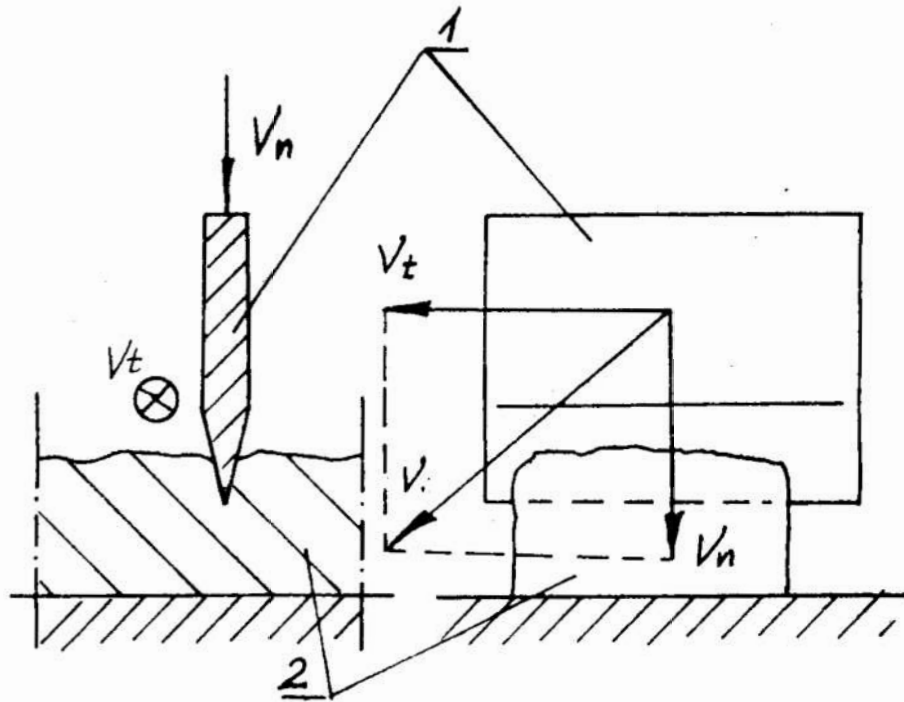
Taki przypadek cięcia występuje często w maszynach spożywczych np. wilkach, kutrach do rozdrabniania mięsa i różnego rodzaju krajalnicach.

Celem niniejszej pracy jest analiza i synteza profilu ostrzy obrotowych. Wykorzystujemy przy tym parametr nazwany współczynnikiem poślizgu, określony ogólnie na podstawie stosunku odpowiednich prędkości. W szczególności podane zostaną sposoby analitycznego i wykresnego wyznaczenia współczynnika poślizgu dla różnych zarysów ostrzy, oraz zasady syntezy wybranych profili.

2. DEFINICJE WSPÓLCZYNNIKA POŚLIZGU

Dla ułatwienia wprowadzenia podstawowej definicji współczynnika poślizgu posłużymy się przedstawieniami na rys. 1. Na rysunku tym przedstawiony jest fragment noża klinowego 1 zagłębiającego się w materiał 2.

Prędkość zagłębiania się ostrza, prostopadłą, do krawędzi ostrza, oznaczamy V_n , prędkość poślizgu noża, równoległą do krawędzi ostrza



Rys. 1. Rozkład wektora prędkości dla noża klinowego 1 zagłębiającego się w materiał 2.

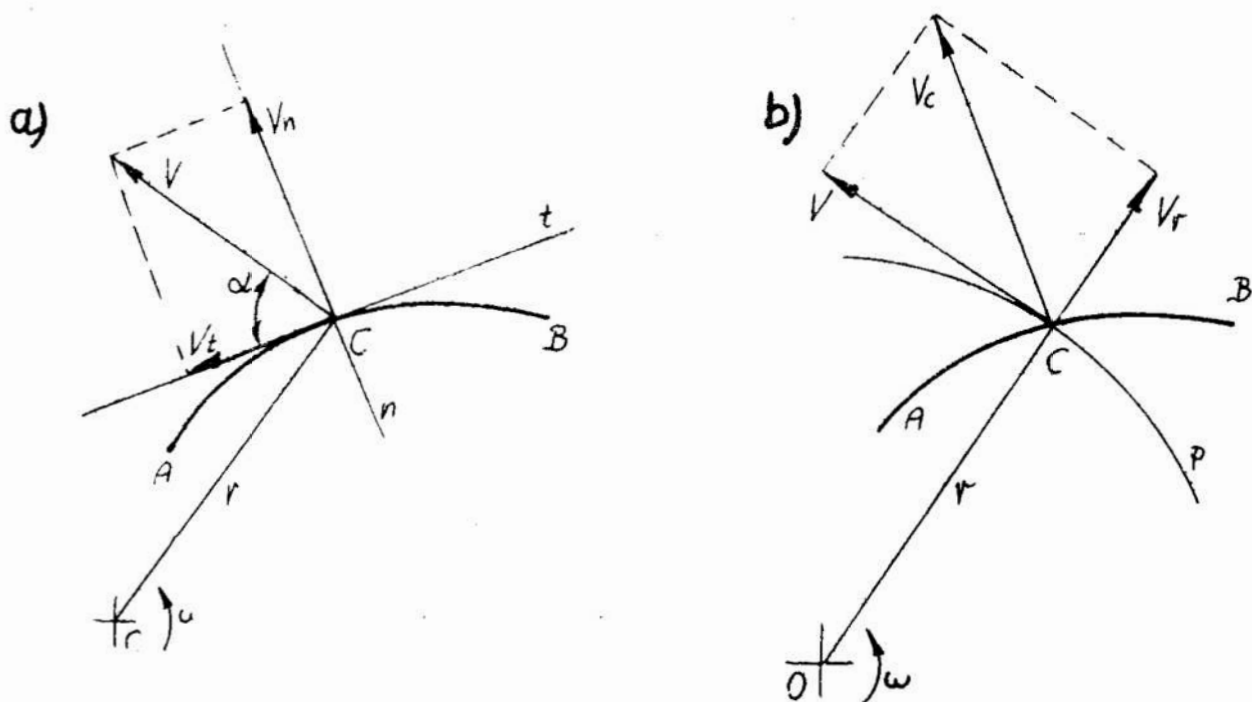
oznaczymy V_t . Prędkość całkowitą przemieszczenia się noża oznaczmy jako V . Wprowadzamy definicję współczynnika poślizgu:

$$\lambda = \frac{V_t}{V_n} \quad (1)$$

Definicja ta zachowuje również swą aktualność dla ostrza obrotowego AB obracającego się z prędkością kątową ω wokół środka obrotu O (rys. 2). Dla stosowania definicji (1) w tym przypadku należy prędkość V dowolnego punktu C na krawędzi ostrza rozłożyć na kierunek stycznej t i normalnej n do profilu ostrza w punkcie C.

Weźmy teraz pod uwagę punkt C nieruchomy, należący do materiału, przez który w danej chwili przechodzi obracająca się krawędź ostrza AB (rys. 2b). Gdyby krawędź ostrza miała kształt okręgu p , o promieniu r , to wtedy nie występowałoby zagłębienie się ostrza w materiał, a tylko poślizg ostrza.

Można więc prędkość V określić jako prędkość poślizgu. Zagłębienie się ostrza w nieruchomy materiał występuje tylko wtedy, gdy krawędź AB odchylna jest od okręgu p , czyli gdy występuje wraz z obrotem noża powiększenie się promienia r . Można zatem określić prędkość zagłębiania się ostrza jako prędkości powiększania się promienia.



Rys. 2. Rozkład wektora prędkości dla punktu C leżącego na krawędzi tnącej ostrza noża obrotowego,
 a — rozkład na składową styczną i normalną,
 b — rozkład na kierunki: promieniowy i obwodowy

$$V_r = \frac{dr}{dt} \quad (2)$$

Po tych uwagach możemy wprowadzić pomocniczą definicję współczynnika poślizgu

$$\lambda^* = \frac{V}{V_r} \quad (3)$$

Można udowodnić równoważność współczynników poślizgu określonego wzorem (1). Zgodnie z rys. 2 a wyznaczamy

$$\begin{aligned} V_t &= V \cos \alpha, \\ V_n &= V \sin \alpha, \end{aligned}$$

zatem współczynnik poślizgu:

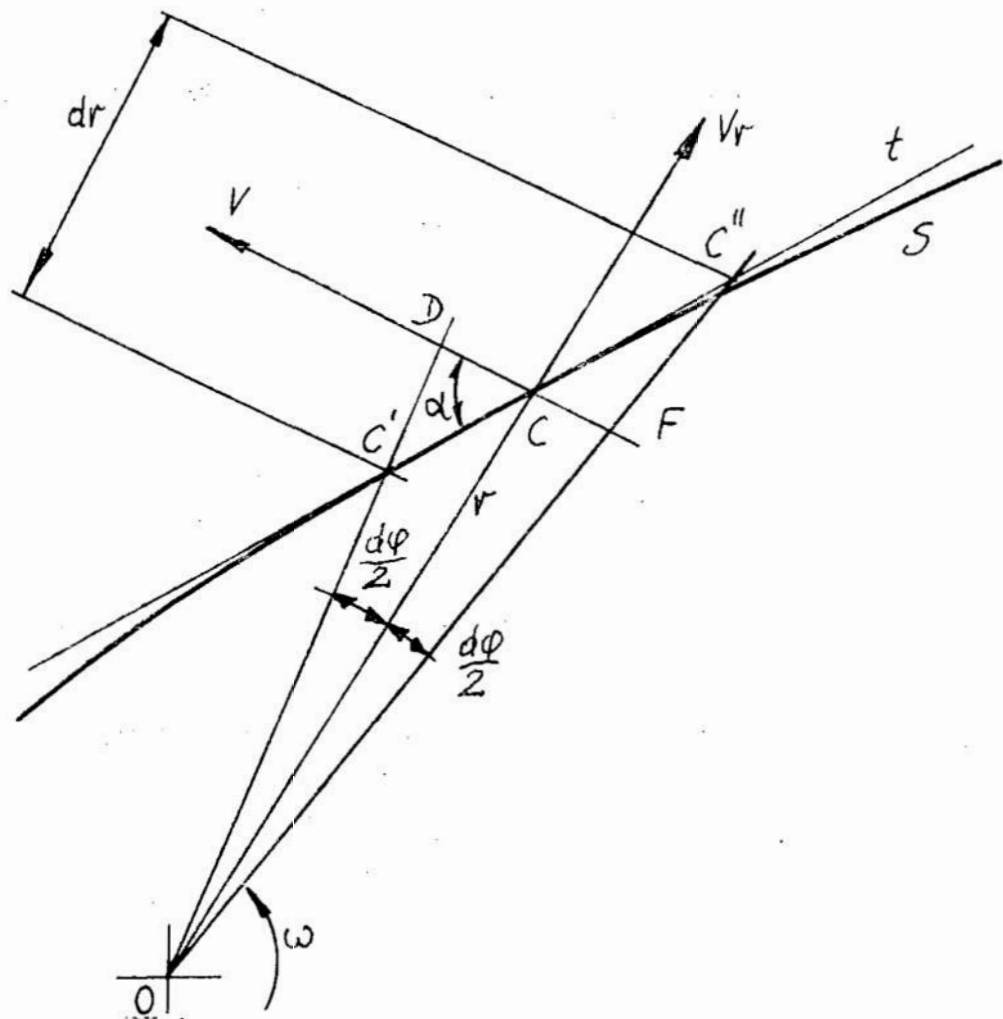
$$\lambda = \frac{V \cos \alpha}{V \sin \alpha}; \quad \lambda = \operatorname{ctg} \alpha \quad (4)$$

Przeanalizujemy teraz nieskończenie małe przemieszczenie $d\varphi$ ostrza wokół punktu obrotu O , realizowane w nieskończenie krótkim czasie dt . Zgodnie z oznaczeniami jak na rys. 3 w otoczeniu nieruchomego punktu C nastąpi przemieszczenie punktu zarysu ostrza od punktu C' do punktu C'' , czyli promień wydłuży się o nieskończenie małą wartość dr . Dla nieskończenie małego okresu czasu dt punkty C' i C'' oznaczone na stycznej t do krawędzi s pokryją się z krawędzią s . Zauważmy dalej, że w trójkącie prostokątnym $C'DC$

$$DC = r \frac{d\varphi}{2}, \quad DC' = \frac{dr}{2}$$

zatem zgodnie ze wzorem (4):

$$\lambda = \operatorname{ctg} \alpha = r : \frac{dr}{d\varphi} \quad (5)$$



Rys. 3. Interpretacja małych przemieszczeń C' i C'' noża obrotowego względem nieruchomego punktu C krojonego materiału

Założmy, że w układzie biegunowym r, φ krzywa zarysu krawędzi ostrza dana jest równaniem:

$$r = r(\varphi) \quad (6)$$

wtedy zgodnie ze wzorem (2):

$$V_r = \frac{dr}{dt} = \frac{dr}{d\varphi} \frac{d\varphi}{dt}$$

czyli:

$$V_r = \frac{dr}{d\varphi} \omega.$$

Podstawiając wartość na V i V_r do wzoru (3) mamy:

$$\lambda^* = \frac{V}{V_r} = \frac{r\omega}{\frac{dr}{d\varphi} \omega} = r \frac{dr}{d\varphi} \quad (7)$$

Z porównania wzorów (5) i (7) widzimy, że

$$\lambda = \lambda^*.$$

W dalszym ciągu używać będziemy tylko symbolu λ .

3. ANALIZA WARTOŚCI I ZMIENNOŚCI WSPÓŁCZYNNIKA POŚLIZGU DLA NOŻA OBROTOWEGO O DOWOLNYM PROFILU

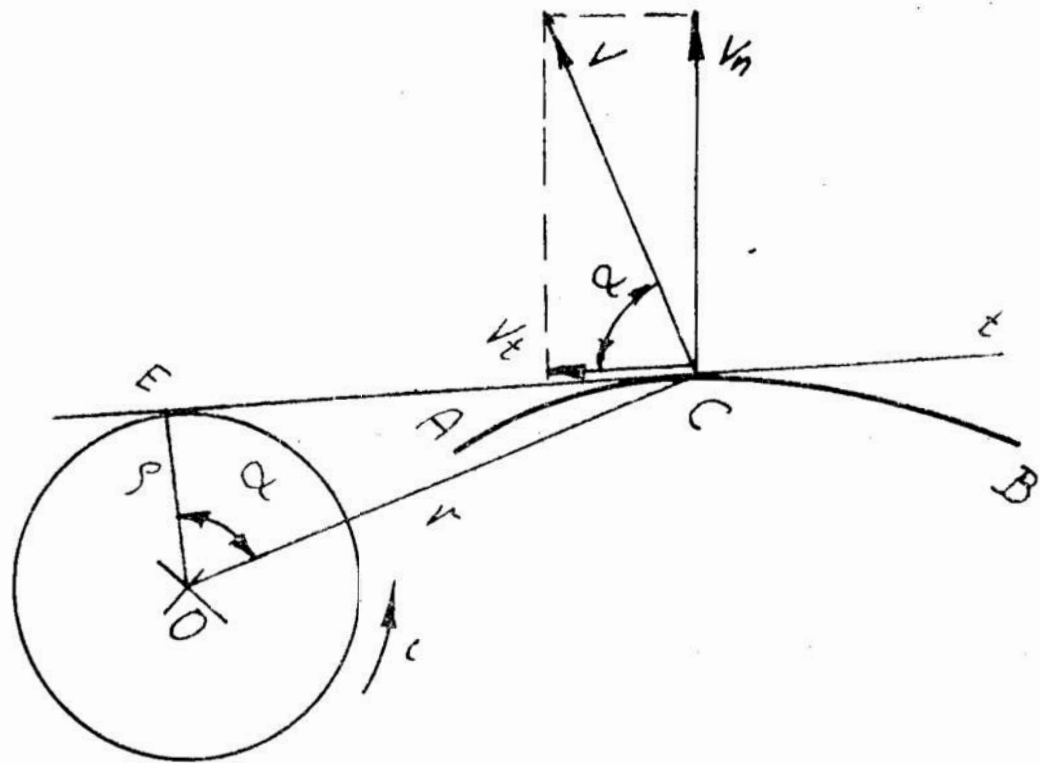
Dla wyznaczenia wartości współczynnika poślizgu w dowolnym punkcie jego profilu wystarczy określić geometrycznie lub analitycznie wartość kąta α (rys. 4).

Jeśli zmienność α zadana jest analitycznie w funkcji kąta obrotu noża φ , czyli

$$\alpha = \alpha(\varphi), \quad (8)$$

to podstawiając zależność (8) do (4) otrzymujemy:

$$\lambda(\varphi) = \operatorname{ctg}\alpha(\varphi) \quad (9)$$



Rys. 4. Ilustracja geometryczna wyznaczania wartości współczynnika poślizgu punktu krawędzi ostrza obrotowego

Zależność (9) pozwala na analityczne wyznaczenie zmienności współczynnika poślizgu dla noża o dowolnym analitycznie zadanym profilu (8).

Geometryczne wyznaczenie kąta α dla danego punktu C profilu może być obarczone błędem pomiarowym. Dlatego wygodniej jest zamiast wartości kątowych wprowadzić wielkości geometryczne o charakterze długości. Zgodnie z rys. 4:

$$\begin{aligned} V &= r \omega, \\ V_t &= V \cos \alpha = r \omega \cos \alpha = \rho \omega, \\ V_n &= V \sin \alpha = r \omega \sin \alpha = \overline{EC} \omega = \sqrt{r^2 - \rho^2} \omega. \end{aligned} \quad (10)$$

Podstawiając zależności (10) do definicji (1) mamy

$$\lambda = \frac{\rho}{\sqrt{r^2 - \rho^2}}. \quad (11)$$

Jak widać geometrycznie określone wartości promieni r i ϱ dla dowolnego punktu C dowolnego zarysu ostrza noża obrotowego pozwalają na jednoznaczne wyznaczenie współczynnika poślizgu w tym punkcie.

Promienie r i ϱ zadane mogą być również analitycznie w postaci równań:

$$\begin{aligned} r &= r(\varphi) \\ \varrho &= \varrho(\varphi) \end{aligned} \quad (12)$$

Po podstawieniu (12) do (11) otrzymujemy zależność analityczną (13) określającą zmienność współczynnika poślizgu:

$$\lambda = \frac{\varrho(\varphi)}{\sqrt{r^2(\varphi) - \varrho^2(\varphi)}} \quad (13)$$

4. ANALIZA ZMIENNOŚCI WSPÓŁCZYNNIKA POŚLIZGU DLA NOŻY OBROTOWYCH O WYBRANYCH ZARYSACH

Rozpatrzmy nóż obrotowy o zarysie prostoliniowym (rys. 5a). Zarys ostrza opisywany jest równaniem:

$$\bar{y} = mx + n \quad (14)$$

gdzie:

$$\begin{aligned} m &= \operatorname{tg} \gamma = \text{const.}, \\ n &= \text{stała} \end{aligned}$$

Przejście do współrzędnych biegunowych umożliwiającą zależności:

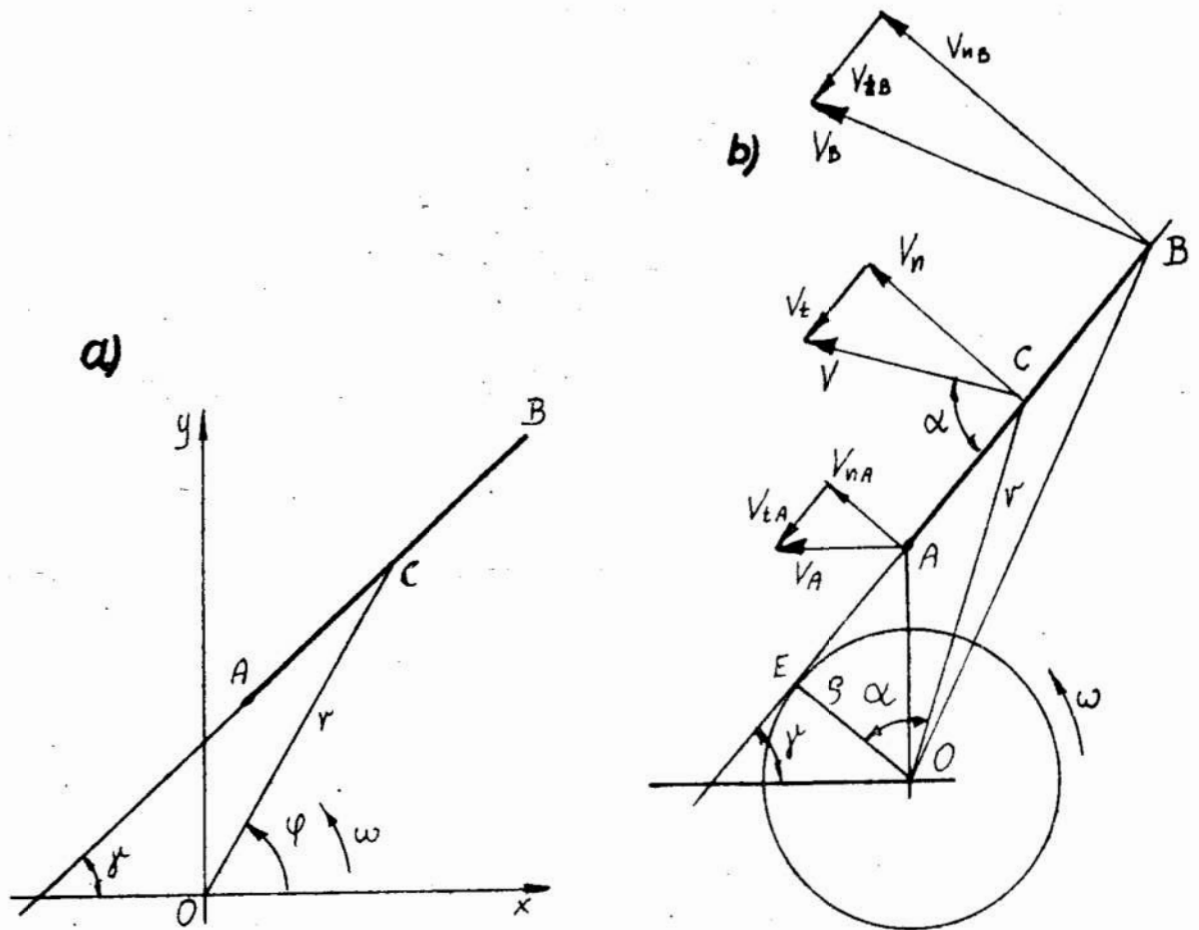
$$\begin{aligned} x &= r \cos \varphi \\ \bar{y} &= r \sin \varphi \end{aligned} \quad (15)$$

Podstawiając zależność (15) do (14) otrzymujemy:

$$r \sin \varphi = m r \cos \varphi + n.$$

Zatem równanie prostej we współrzędnych biegunowych ma postać:

$$r = \frac{n}{\sin \varphi - m \cos \varphi} \quad (16)$$



Rys. 5. Zmienność współczynnika poślizgu dla ostrza prostoliniowego
 a — ilustracja przejścia od współrzędnych biegunowych do współrzędnych prostokątnych,
 b — ilustracja rozkładów wektorów prędkości

Chcąc wykorzystać wzór (7) obliczamy

$$\frac{dr}{d\varphi} = \frac{n(\cos\varphi + m \sin\varphi)}{(\sin\varphi - m \cos\varphi)^2} \quad (17)$$

Po podstawieniu relacji (16) i (17) do (7) mamy:

$$\lambda = \frac{r}{dr/d\varphi} = \frac{m \cos\varphi - \sin\varphi}{\cos\varphi + m \sin\varphi} \quad (18)$$

Dla profilu prostoliniowego interesujące są również zmienności prędkości. Na podstawie rys. 5b oraz korzystając z zależności 10 widzimy, że

$$\varrho = \text{const.}$$

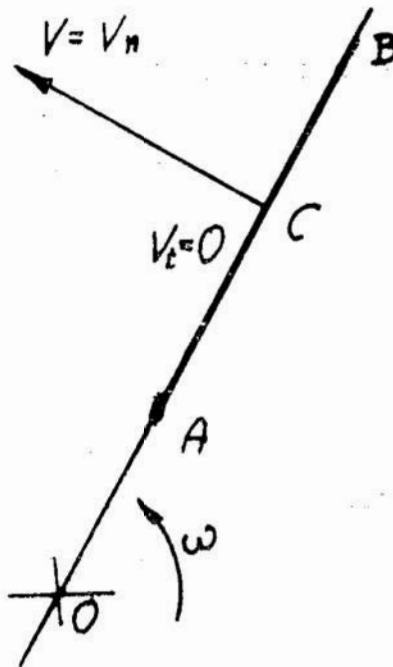
zatem prędkość styczna V_t jest stała. Prędkość całkowita V oraz prędkość zagłębiania V_n ostrza w materiał wzrasta liniowo wraz ze wzrostem promienia. Oznacza to zmniejszenie współczynnika poślizgu wraz ze wzrostem promienia. W szczególnym przypadku, gdy:

$$\varrho = 0$$

(rys. 6) prędkość styczna

$$V_t = 0$$

zaś prędkość całkowita V równa jest prędkości zagłębiania się ostrza V_n .



Rys. 6. Ilustracja rozkładu wektora prędkości dla ostrza prostoliniowego centralnego

Dla takiego profilu prostoliniowego centralnego zgodnie z zależnością (11) $\lambda = 0$.

Rozpatrzmy teraz zmienność współczynnika poślizgu dla noży obrotowych o zarysie ostrza w kształcie spirali Archimedesesa. We współrzędnych biegunowych zarys ten określony jest zależnością:

$$r = K\varphi, \quad (19)$$

gdzie:

$$K = \text{const.},$$

poходna:

$$\frac{dr}{d\varphi} = K.$$

Podstawiając wartość pochodnej do wzoru (7) otrzymujemy:

$$\lambda = \frac{r}{dr/d\varphi} = \frac{r}{K} \quad (20)$$

5. SYNTEZA PROFILU O ZADANEJ ZMIENNOŚCI WSPÓLCZYNNIKA POŚLIZGU

Założmy, że mamy daną zależność współczynnika poślizgu od kąta obrotu noża

$$\lambda = \lambda(\varphi) \quad (21)$$

Ze wzoru (7)

$$\lambda = \frac{r}{\frac{dr}{d\varphi}}$$

po przekształceniu mamy:

$$\frac{dr}{r} = \frac{d\varphi}{\lambda}$$

Po scałkowaniu i przekształceniu otrzymujemy:

$$rc_1 = e^{\int \frac{d\varphi}{\lambda}} \quad (22)$$

Z warunków początkowych dla

$$\varphi = 0, r = r_0, \lambda = \lambda_0 \quad (23)$$

wyznaczamy stałą całkowania c_1 i podstawiamy do 22 otrzymując:

$$r = r_0 e^{\int \frac{d\varphi}{\lambda(\varphi)}} \quad (24)$$

Ze wzoru (4)

$$\lambda = \operatorname{ctg} \alpha$$

stad

$$\alpha = \operatorname{arc} \operatorname{tg} \lambda. \quad (25)$$

Duże znaczenie dla praktyki może mieć synteza profilu noża obrotowego o stałym współczynniku poślizgu. Załóżmy zatem:

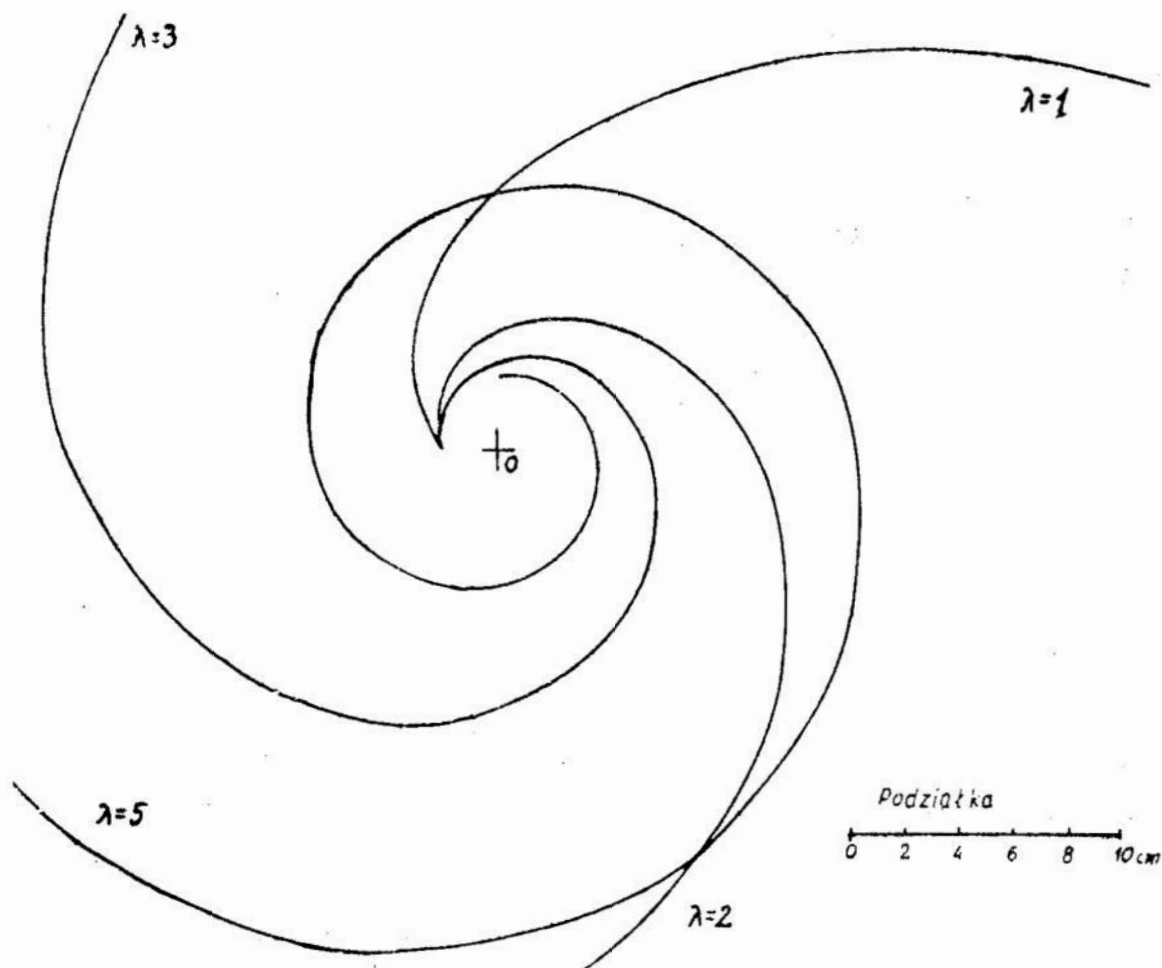
$$\lambda = \lambda_c = \operatorname{const.}$$

i podstawmy do wzoru (24)

$$r = r_0 e^{\frac{1}{\lambda_c} \int d\varphi}$$

Po rozwiązaniu i uwzględnieniu warunków początkowych (23) otrzymamy:

$$r = r_0 e^{\frac{\varphi}{\lambda_c}}; \quad \alpha = \operatorname{arc} \operatorname{tg} \lambda_c = \operatorname{const.}$$



Rys. 7. Przykładowe zarysy ostrzy noży obrotowych dla współczynników poślizgu $\lambda = 1$, $\lambda = 2$, $\lambda = 3$, $\lambda = 5$

Na rys. 7 przedstawiono szereg zarysów ostrzy noży obrotowych o założonym współczynniku poślizgu dla $\lambda_c = 1, 2, 3, 5$.

6. WNIOSKI

W praktyce konstrukcyjnej noży obrotowych niektórych maszyn spożywczych np. wilków do mięsa stosuje się szeroko noże o profilu prostoliniowym przechodzącym przez punkt obrotu. Dla takiego noża poślizg nie występuje co może wpływać bardzo niekorzystnie na opory i jakość krojenia. Gdy zarys noża jest prostoliniowy, niecentralny poślizg istnieje, ale współczynnik poślizgu zmienia się wraz ze zmianą promienia noża. Ta zmienność współczynnika poślizgu może powodować, że jakość cięcia w różnych punktach profilu będzie się znacznie różnić. Stałego współczynnika poślizgu nie zapewnia również zarys noża obrotowego w postaci spirali Archimedesesa. W oparciu o wyniki podanej tutaj syntezy możliwe jest skonstruowanie całej rodziny noży obrotowych o stałym współczynniku poślizgu. Noże o tak dobranych zarysach zapewnić mogą ujednorodnienie warunków cięcia materiału wzdłuż całej długości ostrza. Noże o stałym współczynniku poślizgu mogą być wykorzystane do ścisłych badań eksperymentalnych wpływu wartości poślizgu na opory i jakość cięcia.

Wyniki takich badań umożliwiają optymalizację wartości współczynnika poślizgu dla różnych materiałów. W oparciu o te wyniki możliwe też będą obliczenia oporów cięcia z uwzględnieniem zjawiska poślizgu dla noży o dowolnych profilach ostrza. W obliczeniach tych uwzględnione muszą być też inne czynniki (oprócz współczynnika poślizgu) wpływające na opory i jakość cięcia.

LITERATURA

1. Adamkiewicz W.: *Maszyny i urządzenia przetwórstwa rybnego*. Wyd. Morskie, Gdańsk 1973.
2. Adamkiewicz W., Hepel L.: *Analiza oporów cięcia ryb*. Zeszyty Naukowe Politechniki Gdańskiej, nr 118, Mechanika, 1967.
3. Bystrow S., Stiepanowa W.: *Nowaja konstrukcja nożej dla izmelczienia mięsa na wołkach*. Miasnaja Industria ZSRR, 1976, nr 6, s. 18—19.
4. Bystrow S., Stiepanowa W.: *Promyszennoje ispitanije nożej nowoj konstrukcji*. Miasnaja Industria ZSRR, 1977, nr 3, s. 24—25.
5. Charimow B., Isajew P.: *Analiza raboty szpigorjeznych maszin*. Miasnaja Industria ZSRR, 1976, nr 2, s. 31—32.

6. Dormienko W. W.: *Dinamiczeskije rasczoty osnovnych uzłow ryborazdielocnych maszin*. Izdatielstwo Rybnoj Promyszlennosti, Moskwa, 1959.
7. Dorofiejew W., Gorbatow W.: *Nowaja Konstrukcja noża dla wołkow*. Miasnaja Industria, ZSRR, 1973 nr 2, s. 16—17.
8. Gawroński W.: *Energetyczna metoda wyznaczania sił cięcia dla noża o dowolnym profilu ostrza*. Zeszyty Naukowe Politechniki Gdańskiej, nr 138, Mechanika 1968.
9. Kanafojski Cz., Karwowski T.: *Teoria i konstrukcja maszyn rolniczych tom II*. PWRiL Warszawa 1972.
10. Mirnow A., Gitarczuk A.: *Wybór reżuszczej kromki wraszczajuszcze-go noża*. Miasnaja Industria ZSRR, 1977, nr 5, s. 33—35.
11. Pelajew A., Abiekikow G., Bankuc G.: *K teori obrabotki miasa w kuttierie. Opredelenie optymalnogo ugła nakłona liezwija noża*. Miasnaja Industria ZSRR, 1969, nr 6, s. 30—31.
12. Romanow A.: *Udielnyje nagruzki i režimy raboty reżuszcze-go instrumenta ryborazdielocnoj masziny*. Rybnoje Chozlajstwa, nr 11, 1963.

Longin Kurski
Zakład Elektrotechniki, Napędów i Sterowania

ZAGADNIENIE NAPĘDU MECHANIZMÓW JAZDY NIEKTÓRYCH DŹWIGNIC SPECJALNYCH PRZY POMOCY SILNIKÓW ASYNCHRONICZNYCH KLATKOWYCH

Streszczenie

Artykuł omawia napędy mechanizmów jazdy dźwignic specjalnych przy pomocy silników klatkowych jednobiegowych i dwubiegowych, o odpowiednio wymodelowanych charakterystykach mechanicznych. Napędy te mogą być zastosowane w szeregu dźwignic portowych i stoczniewych oraz w przesuwnicach okrętowych.

Podaje się metodę obliczania rezystancji regulacyjnych, zapewniających właściwą dynamikę napędu oraz ograniczenie nagrzewania w stacjach przejściowych.

Rozwiązanie szczególnie przydatne przy napędach wielosilnikowych tam, gdzie są małe rozpiętości dźwignic lub też gdzie jest zapewniona synchronizacja biegu.

Longin Kurski

DRIVE PROBLEM OF RUN MECHANISM OF SOME SPECIAL CRANES USING ASYNCHRONOUS SQUIRREL-CAGE MOTORS

Abstract

The paper deals with the drive of running mechanism for special cranes using two-speed and single-speed squirrel-cage motors of adequately modelled mechanic characteristics. The drives may be applied to numerous port and shipyard cranes as well as to the ship traversers.

A method for calculation of the regulative resistances, these ensuring appropriate dynamics of the drive and limitation of the heating up in the transient states, is given. The solution derived is especially useful for multi-motors drives in the case of little span of cranes, or, where the synchronization of running is ensured.

Лонгин Курски

ПРОБЛЕМЫ ПРИВОДА МЕХАНИЗМОВ ДВИЖЕНИЯ СПЕЦИАЛЬНЫХ КРАНОВ ПРИ ПОМОЩИ АСИНХРОННЫХ КЛЕТОЧНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Содержание

В статье оговорены способы привода механизмов движения специальных кранов при помощи однополюсных и двухполюсных клеточных двигателей с соответственно моделированными механическими характеристиками. Эти приводы могут быть использованы в ряде кранов, применяемых в портах, верфях, а также в судовых передвигающих.

Показан метод вычисления регулярных резистций, гарантирующих соответствующую динамику привода и ограниченность нагрева в переходных состояниях.

Это решение особенно пригодно при многодвигательных приводах, там, где пролёт кранов невелик или там, где обеспечена синхронизация хода.

1. UWAGI WSTĘPNE

Istnieje szereg rozwiązań układów napędowych, stosowanych w mechanizmach jazdy dźwignic. Układy te są uzależnione od wymagań napędowych, stawianych różnym rodzajom dźwignic.

Wymagania napędowe szeregu mechanizmów jazdy są spełnione przez typowe układy napędowe a i ak z silnikami asynchronicznymi pierścieniowymi. Dla mniejszych prędkości dostawczych stosuje się współpracę silnika asynchronicznego z przetwornicą częstotliwości 6 Hz lub też współpracę z hamulcami na prądy wirowe. Stosuje się również tradycyjne układy Ward Leonarda z silnikami bocznikowymi prądu stałego.

Szereg napędów mechanizmów jazdy dźwignic, którym stawiane są wyższe wymagania co do zakresu regulacji prędkości, dokładnego dojazdu lub też poprawy warunków dynamicznych napędu, jest zasilany przy pomocy regulowanych układów tyrystorowych. Do takich napędów należą: napędy mechanizmów jazdy dźwignic kontenerowych, ciężkie suwnice stoczniowe (ok. 1000 ton podnoszonego ciężaru) lub też dźwignice pokładowe do przeładunku barek ok. 500 ton. Napędy tych dźwignic pracują w układzie automatycznej regulacji i w większych zautomatyzowanych układach sterowane są często przez minikomputer bez pomocy operatora. Układy te posiadają zapewnioną współbieżność kół jezdnych z automatyczną korekcją przekoszenia.

Pomimo różnych wymagań, wszystkie napędy mechanizmów jazdy posiadają pewne cechy wspólne, a mianowicie:

- a) wszystkie układy napędowe mechanizmów jazdy są symetryczne,
- b) wszystkie napędy silnikowe powinny być współbieżne, aby nie dopuścić do zukosowania konstrukcji (synchronizacja biegu),
- c) dźwignice o większych rozpiętościach powinny mieć ponadto urządzenie zapewniające korekcję zukosowania lub co najmniej sygnalizację zukosowania,
- d) przy projektowaniu napędu mechanizmów jazdy należy uwzględnić wpływ wiatru na konstrukcję. Wpływ ten może być znaczny.

W tej różnorodności napędów mechanizmów jazdy urządzeń dźwignicowych, istnieje jednak duży obszar dźwignic, których wymagania w zakresie napędu mechanizmu jazdy będą mogły być spełnione przez za-

stosowanie silników asynchronicznych klatkowych o specjalnie wymodelowanych charakterystykach mechanicznych.

Do takich napędów urządzeń dźwignicowych należą napędy mechanizmów jazdy szeregu dźwignic portowych i stoczniowych, o małych rozpiętościach elementów przejezdnych lub też szereg ciężkich przesuwnic okrętowych, napędzie wielosilnikowym, gdzie 2 lub 3 silniki pracują na wspólny wał mechaniczny napędzający zespół kół jezdnych. Liczba kół jezdnych przesuwnic okrętowych może być znaczna np. z całkowitej liczby 160 kół jezdnych przesuwnicy okrętowej, 80 kół jezdnych jest napędzanych. Stwarza to specjalne problemy napędowe i sterownicze w napędach mechanizmów jazdy szeregu dźwignic.

Celem niniejszego opracowania jest rozpatrzenie warunków napędowych i własności dynamicznych przy rozruchach i hamowaniach mechanizmów jazdy dźwignic oraz podanie metody wyznaczenia odpowiednich charakterystyk mechanicznych, przy zastosowaniu silników asynchronicznych klatkowych.

Rozpatrzono następujące przypadki napędu:

- a) przy pomocy układów z silnikami jednobiegowymi,
- b) przy pomocy układów z silnikami dwubiegowymi.

2. NAPĘD MECHANIZMÓW JAZDY SILNIKAMI JEDNOBIEGOWYMI

2.1. Uwagi ogólne

Analizując napęd mechanizmów jazdy silnikami klatkowymi należy mieć na względzie:

- a) synchronizację biegu kół jezdnych na obuszynach, aby nie zaszedł przypadek zukosowania konstrukcji. W zasadzie przy rozpiętościach poniżej 20 m, sztywność konstrukcji zapobiega zukosowaniu.

Przy przesuwnicach stosuje się najczęściej pracę silników na wspólny wał mechaniczny napędzający koła jezdne, co w zasadzie zapewnia synchronizację biegu.

- b) silniki klatkowe powinny być jednakowej mocy i mieć jednakowe charakterystyki mechaniczne, gdyż w przypadku niejednakowych charakterystyk silniki mogą się nie jednakowo obciążać. Silniki powinny być z ulepszonym rozruchem, dwuklatkowe lub głębokożłobkowe, o dużym momencie rozruchowym początkowym.
- c) Charakterystyki mechaniczne rozruchowe powinny być tak zaprojektowane, aby uniknąć szarpnięć przy rozruchu i hamowaniu, a prądy rozruchowe należy ograniczyć przy pomocy odpowiednio dobranych rezystancji w obwodzie stojana.

2.1.2. Charakterystyki mechaniczne

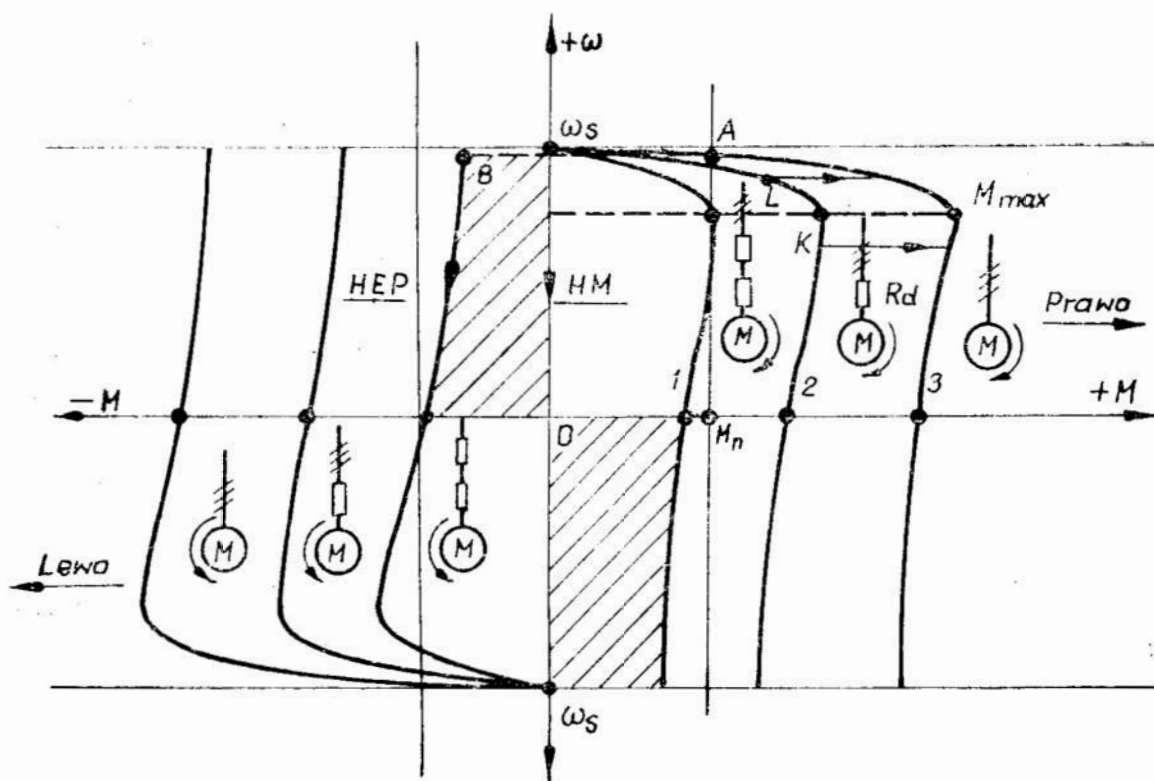
Stosując silniki klatkowe do napędu mechanizmów jazdy dźwignic, o stosunkowo dużym współczynniku bezwładności FI , (większa ilość energii przy rozruchu i hamowaniu) należy przeanalizować nie tylko własności dynamiczne układu ale i własności cieplne, aby przy większej liczbie rozruchów i hamowań nie przegrzać uzwojenie silnika.

Przy napędzie silnikami pierścieniowymi, część energii zostaje wyprowadzona do oporów rozruchowo-regulacyjnych oszczędzając cieplnie silnik, natomiast przy napędzie silnikami klatkowymi, energia rozruchu i hamowania pozostaje w silniku, podnosząc jego temperaturę.

Pracę napędu, najlepiej rozpatrzyć na przykładowym wykresie charakterystyk mechanicznych napędu (rys. 1).

Charakterystyka 1 z symetrycznymi oporami w obwodzie stojana służy do zazębienia mechanizmu dla uniknięcia uderów rozruchowych niszczących przekładnię mechaniczną.

Charakterystyka 2 ze zmniejszonymi oporami w obwodzie stojana jest właściwą charakterystyką rozruchową, która doprowadzi napęd do prędkości, odpowiadającej punktowi K , gdzie następuje przełączenie



Rys. 1. Charakterystyki mechaniczne przy pracy nawrotnej

na charakterystykę 3 naturalną i gdzie punkt A jest ustalonym punktem pracy.

Zależnie od nastawienia przełącznika czasowego możemy przejść na charakterystykę 3 poprzez punkt L, co pozwoli uniknąć udaru momentem M_{\max} i wywoływanych tym nadmiernych przyspieszeń.

Przyspieszenie otrzymane przy rozruchach (hamowaniach) silnika klatkowego lub przy zadziałaniu hamulca mechanicznego nie powinny powodować poślizgu kół jezdnych dźwignicy, czyli powinny być mniejsze od przyspieszeń granicznych, powyżej których następuje poślizg kół jezdnych.

Projektując odpowiednie rezystancje rozruchowe R_d oraz dając odpowiednie czasy rozruchu mamy możliwość, stosownie do rys. 1 wpływać na dynamikę rozruchu i hamowania.

Przy wyłączaniu napędu mamy dwie drogi do wyboru:

- a) hamowanie mechaniczne jedno- lub dwustopniowe, zależnie od wymaganej intensywności hamowania i zastępczego momentu bezwładności. Na rys. 1 oznaczono przykładowo drogę hamowania przy pomocy strzałek i oznaczenia HM. Hamowanie to jest korzystne, gdyż ciepło hamowania wydziela się w hamulcu i podnosi jego temperaturę, oszczędzając ciepłnie silnik.
- b) hamowanie elektryczne przeciwprądowe, oznaczone literami HEP, daje moment hamujący, którego wartość może być zaprojektowana stosownie do potrzeby i który w zasadzie jest potrzebny przy mechanizmach jazdy (wiatr). Energia hamowania zostaje jednak zamieniona na ciepło w silniku, podnosząc jego temperaturę.

Dlatego też stosując hamowanie przeciwprądowe silników klatkowych, należy dokładnie przeanalizować bilans cieplny układu, zależnie od liczby łączów, tj. czy ruchy mechanizmu jazdy są częste czy też sporadyczne.

Układy z silnikami klatkowymi są stosowane w napędach mechanizmu jazdy przez niektóre firmy zagraniczne np. Stothert-Pitt, gdzie rozruch odbywa się grupami, uruchamianymi sukcesywnie. Również hamowanie, przy pomocy hamulców elektrohydraulicznych, odbywa się sukcesywnie, grupowo.

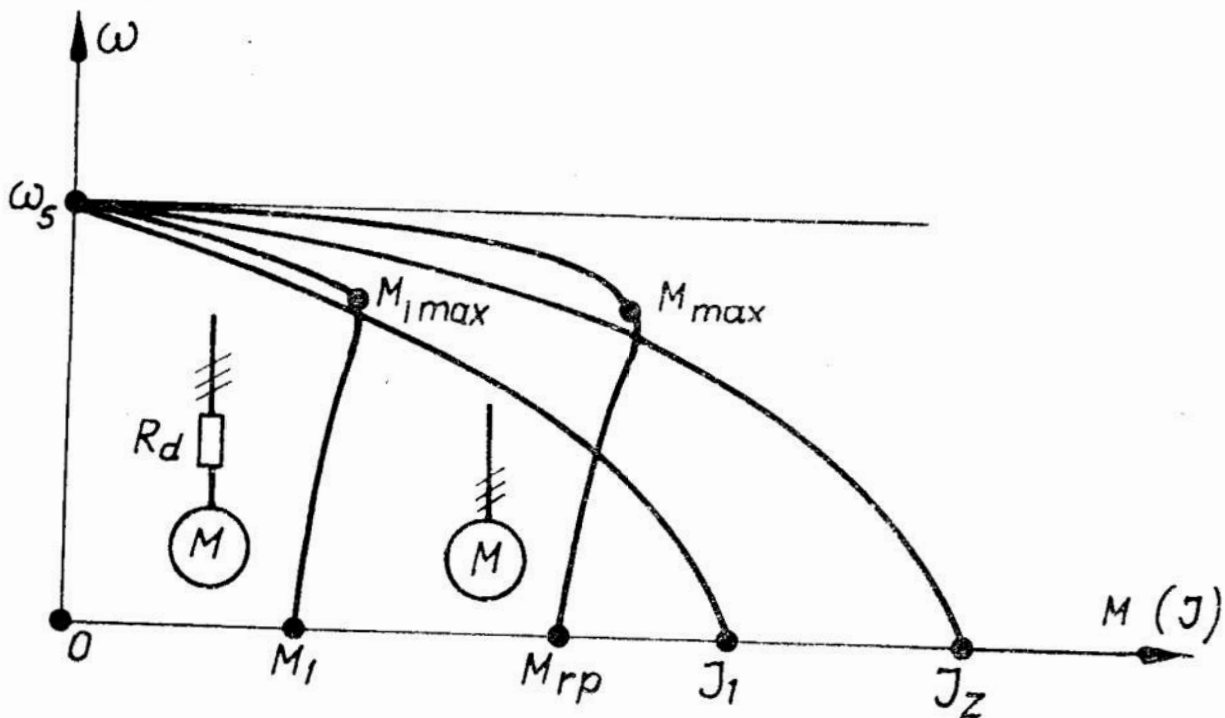
W kraju układy z silnikami klatkowymi zostały zastosowane przez Ośrodek Badawczo-Rozwojowy Dźwignic Urządzeń Transportowych Bytom — Oddział Gdańsk i wdrożone dla potrzeb portowych [6].

2.2. Wyznaczanie rezystancji rozruchowych dla silników klatkowych

Dokładne obliczenie wartości rezystancji dodatkowych (rozruchowych, buforowych) dla silnika klatkowego jest dość skomplikowane, wo-

bec nieznanomości w okresie projektowania, niezbędnych parametrów silnika. Dlatego też, orientacyjną wartość rezystancji jednej fazy opornika, można wyliczyć, jak poniżej [1, 3] co pozwoli wstępnie wymodelować odpowiednie charakterystyki mechaniczne napędu, które w okresie wstępnego rozruchu urządzenia mogą być odpowiednio skorygowane.

Założono rozruch symetryczny. Przebieg charakterystyk momentu i prądu podano na rys. 2.



Rys. 2. Przebieg charakterystyk momentów i prądu

Moment M_{rp} i prąd I_z przedstawiają wartości momentu i prądu rozruchowego przy silniku klatkowym, włączonym bezpośrednio do sieci.

Moment M_1 i prąd I_1 są to wartości momentu i prądu zredukowane przez włączenie symetrycznej rezystancji w obwód stojana.

$$\text{Pożądana redukcja momentu } M_1 = \frac{M_{rp}}{a}$$

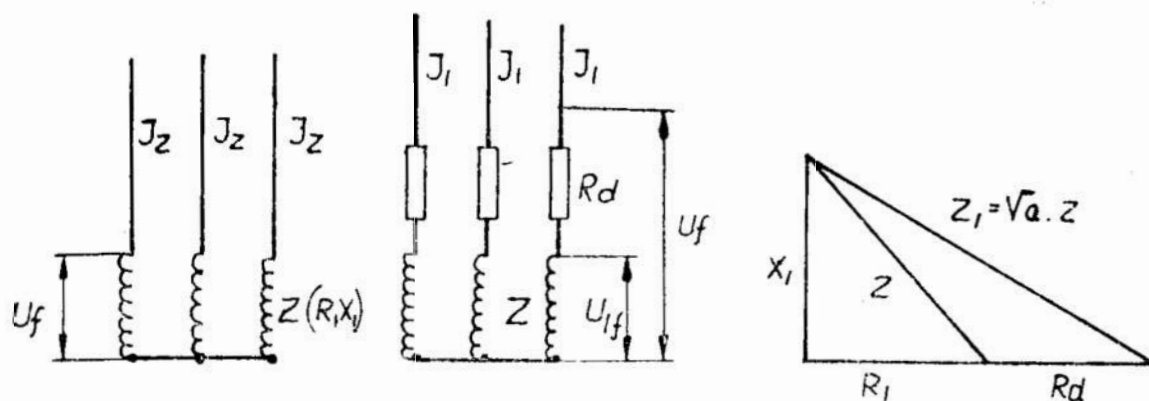
Na rys. 3 podano parametry silnika i wykres wskazowy.

Z wykresu wskazowego otrzymano wartość dodatkowej rezystancji

$$R_d = \sqrt{V z^2 - x_1^2 - R_1}$$

gdzie:

$$z^2 = x_1^2 + R_1^2$$



Rys. 3. Parametry silnika i wykres wskazowy

Ponieważ wartość momentu silnika praktycznie jest proporcjonalna do kwadratu napięcia $M \simeq C U^2$, można ustalić następujące zależności:

$$\frac{M_1}{M_{rp}} = \left(\frac{U_{1f}}{U_f} \right) = \frac{1}{a} = \left(\frac{I_1}{I_2} \right)^2$$

oraz

$$Z_1 = \sqrt{a} \cdot Z$$

Podstawiając powyższe zależności do wzoru (1) otrzymano wzór na symetryczną wartość rezystencji jednej fazy:

$$R_d = \sqrt{a R_1^2 + X_1^2 (a - 1)},$$

gdzie:

$$a = \frac{M_{rp}}{M_1} \quad (2)$$

oraz R_1 = wewnętrzna rezystancja silnika przy nieruchomym wirniku (zwarciowa),

normalnie przyjmujemy $R_1 \approx 0,45 \text{ Z}$

X_1 — wewnętrzna reaktancja silnika przy nieruchomym wirniku:

$$X_1 = \sqrt{Z^2 - R_1^2},$$

Z — impedancja silnika przy zwarciu

$$Z = \frac{U}{\sqrt{3} \cdot k \cdot I_n} \quad (4)$$

gdzie: U — napięcie znamionowe silnika,

I_n — prąd znamionowy silnika

k — krotność rozruchowa prądu znamionowego

Ponieważ najczęściej mamy do czynienia z napędem wielosilnikowym (n silników), załączona rezystancja w linię zasilającą będzie odpowiednio mniejsza.

$$\text{Rezystancja 1 fazy w linii zasilającej } R'_d = \frac{R_d}{n}$$

W praktyce zachowujemy możliwość regulacji rezystancji R_d w czasie próbnego rozruchu dźwignicy dając na oporniku R'_d kilka zaczepów o wartości $\pm 5\% R'_d$.

3. NAPĘD MECHANIZMU JAZDY DŹWIGNIC SILNIKAMI ASYNCHRONICZNYMI DWUBIEGOWYMI

3.1. Uwagi ogólne

W napędach dźwigni o większej liczbie silników napędowych i gdzie potrzebna jest mniejsza prędkość dojazdu, najwygodniej jest zastosować silniki dwubiegowe najczęściej o dwóch niezależnych uzwojeniach stojana, ułożonych w tych samych żłobkach.

Najczęściej prędkości synchroniczne tych uzwojeń mają się do siebie jak 4:1 lub 5:1.

Ponieważ energia kinetyczna mas będących w ruchu obrotowym wyraża się wzorem $A = \frac{I \omega^2}{2}$ przeto stosunek energii przy obu prędkościach wynosi jak 1:16 lub 1:25 i układ napędowy można łatwo i bez szarpnięć wyhamować przy małej prędkości hamulcem mechanicznym.

Poślizg przy obciążeniu znamionowym przy silniku z dużą prędkością wynosi ok. 10% przy małej prędkości ok. 8÷15%.

Zazwyczaj charakterystyki mechaniczne tych silników posiadają następujące wartości momentów:

przy dużej prędkości $M_{rp} \approx 2,2 M_n$ zaś $M_{max} \approx 2,3 M_n$.

a przy małej prędkości $M_{rp} \approx (1,5—1,8) M_n$.

Ze względu na przebieg hamowania nadsynchronicznego prądnicowego, przy przełączeniu na małą prędkość istotne znaczenie ma wartość momentu hamującego, która wynosi przeciętnie $M_h \approx 2,2 M_n$ (rys. 4).

Charakterystyki mechaniczne, zarówno na stronie pracy silnikowej jak i pracy hamulcowej silnika powinny być odpowiednio wymodelowane, aby stworzyć dogodne warunki dynamiczne, zarówno przy rozruchu jak i hamowaniu. Kryterium zaprojektowania odpowiednich cha-

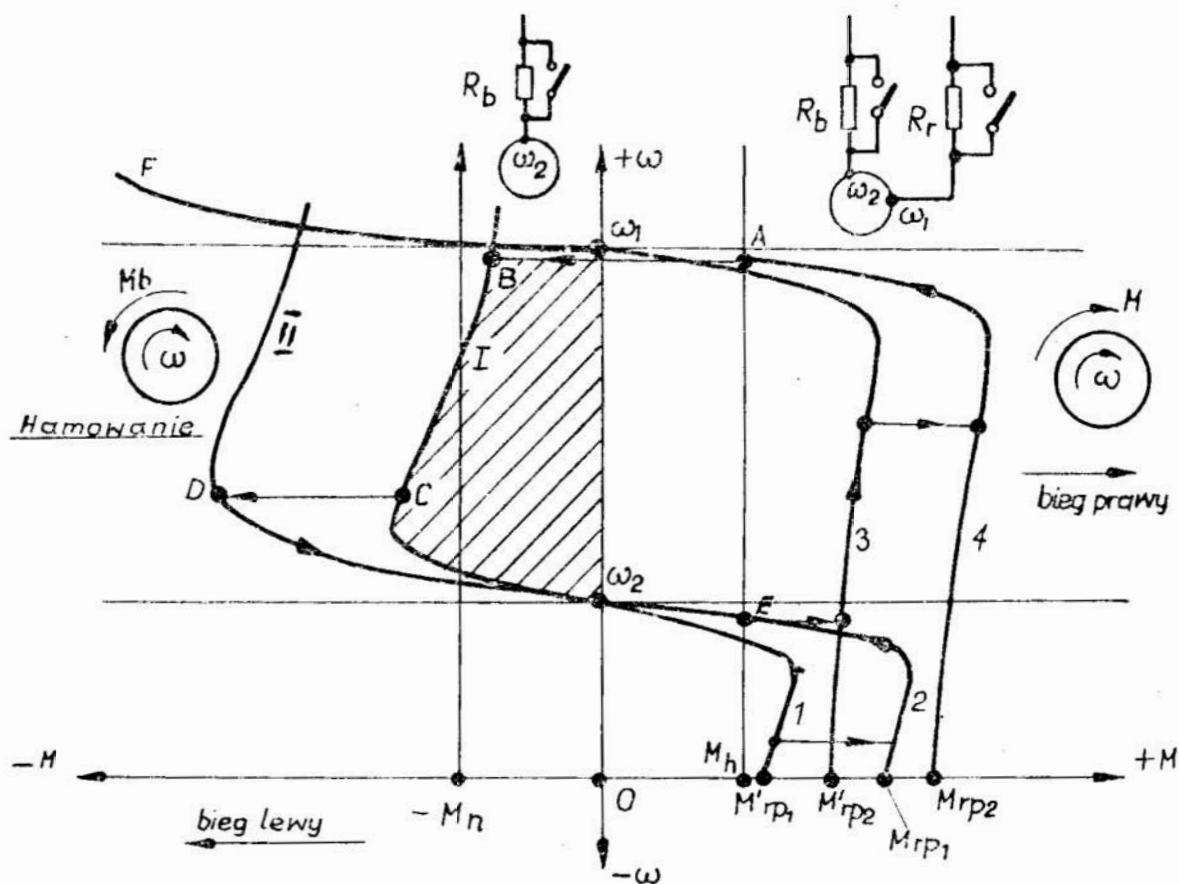
rakterystk zależy od mas będących w ruchu postępowym jak i energii kinetycznej układu $\frac{I \omega^2}{2}$. W dźwigniach o stosunkowo małych

masach będących w ruchu rzędu ok. 200—300 ton, charakterystyki mechaniczne powinny być inaczej ukształtowane niż np. w przesuwnicach okrętowych, gdzie masy będące w ruchu mogą wynosić 2000—3000 ton i więcej.

Ponadto zależnie od warunków dynamicznych i przyjętego rodzaju pracy urządzenia należy przeprowadzić sprawdzenie dobranych silników na warunki cieplne.

3.2. Charakterystyki mechaniczne

Poniżej będą przedstawione przykładowe charakterystyki mechaniczne rozruchu i hamowania silnika dwubiegowego, które powinny być zaprojektowane, zależnie od potrzeby napędzanego układu dźwigowego.



Rys. 4. Rozruch i hamowanie silnika dwubiegowego

3.2.1. Rozruch silników dwubiegowych można przeprowadzić albo od razu przez bezpośrednie włączenie na prędkość większą albo przez stopniowe przełączenie z prędkości niższej na prędkość wyższą.

Przy bezpośrednim włączeniu silnika na prędkość kątową ω_1 energia kinetyczna, zamieniona w silniku na ciepło wyrazi się wzorem:
 tyczna, zamieniona w silniku na ciepło wyrazi się wzorem:

$$A = \frac{I\omega^2}{2} \left(1 + \frac{R_1}{R'_2}\right), \quad (5)$$

gdzie: I — moment bezwładności napędu,
 R_1 — rezystancja uzwojenia stojana silnika,
 R_2 — rezystancja uzwojenia wirnika sprowadzona na stronę stojana.

Jeśli silnik wielobiegowy np. dwubiegowy w układzie Dahlandera włączyć początkowo na prędkość $\frac{1}{2} \omega$, a następnie przełączyć na prędkość ω , to energia tracona w silniku, przy takim rozruchu wyrazi się wzorem:

$$A = \left[\frac{I\left(\frac{1}{2}\omega\right)^2}{2} + \frac{I\left(\omega - \frac{\omega}{2}\right)^2}{2} \right] \left(1 + \frac{R_1}{R'_2}\right) = \frac{I\omega^2}{4} \left(1 + \frac{R_1}{R'_2}\right) \quad (6)$$

Jest ona o połowę mniejsza niż przy bezpośrednim włączeniu na prędkość kątową ω .

Przy rozruchu wielostopniowym, nagrzewanie silnika ciepłem rozruchu, jest więc mniejsze niż przy rozruchu jednostopniowym.

Ma to szczególne znaczenie przy pracy z dużą liczbą łączeń, gdzie o nagrzewaniu silnika decyduje ciepło wydzielone w stanach przejściowych napędu.

Przy przełączeniu z biegu wyższego na niższy, występuje w silnikach dwubiegowych hamowanie nad synchroniczne.

Przy prędkości kątowej wyższej od synchronicznej, silnik pracuje jako prądnica asynchroniczna, przekształcając energię kinetyczną mas wirujących na energię elektryczną i zwracając ją do sieci. Jest to korzystne ze względów cieplnych, gdyż prądy występujące w silniku przy takim hamowaniu są niewiele większe niż prądy znamionowe, a mogą być jeszcze ograniczone przez włączenie w obwód stojana tzw. rezy-

stancji buforowych R_b , co zmniejszy nie tylko zbyt silny i powodujący uderzenie dynamiczne moment hamujący, ale i prądy przepływające przez silnik.

Przy pracy nadsynchronicznej silnika powstaje moment hamujący silnika, przeciwny do kierunku wirowania. Ponieważ silnik w czasie hamowania jest jeszcze obciążony momentem statycznym to powstający ujemny moment opóźniający dynamiczny jest równy sumie momentu hamującego silnika i momentu oporowego.

$$-M_d = M_h + M_{op} = -I \frac{d\omega}{dt} \quad (7)$$

Wartość rezystancji buforowych R_b , silnika małej prędkości powinna być zaprojektowana wg zasad podanych w p. 2.2. opracowania dla obliczania rezystancji rozruchowych w obwodzie stojana silnika klatkowego.

Wartość rezystancji buforowej R_b dobiera się tak, aby moment hamujący wynosił ok. 0,8—1 M_n , gdyż w przeciwnym przypadku otrzymamy zbyt duże wartości opóźnień kątowych, co jest niepożądane ze względów dynamicznych (szarpnięcia).

3.2.2. Przebieg charakterystyk mechanicznych

Na rys. 4 podany jest przykładowo przebieg charakterystyk mechanicznych silnika dwubiegowego.

Charakterystyka 1 jest charakterystyką rozruchową, otrzymaną przy pomocy rezystancji buforowej R_b , załączonej w obwód uzwojenia stojana małej prędkości.

Charakterystyka 2 służy do jazdy z małą prędkością dostawczą po zwarcie rezystancji R_b . Przy tej prędkości następuje też wyhamowanie silnika za pomocą hamulca mechanicznego.

Charakterystyka 3 otrzymywana jest z uzwojenia silnika dużej prędkości, przez włączenie rezystancji R_r w obwód stojana.

Charakterystyka 4 jest charakterystyką naturalną uzwojenia silnika dużej prędkości.

Na stronie hamowania w drugiej ćwiartce, charakterystyka mechaniczna I jest charakterystyką hamowania nadsynchronicznego z oporami buforowymi R_b , zapewniającą łagodny i bez szarpnięć przebieg hamowania, przez obniżenie napięcia na silniku do wartości U_1 przy pomocy rezystancji R_b i przy odpowiednim obniżeniu wartości momentu: $M = C U_1^2$.

W przypadku potrzeby można zwiększyć moment hamujący przecho-

chodząc na charakterystykę II hamowania nadsynchronicznego, która pozwoli na dojazd z małą prędkością ω_2 lub ostateczne wyhamowanie dźwignicy hamulcem mechanicznym.

Charakterystyki powyższe dobrze spełniają swą rolę również przy wietrze zarówno zgodnym jak przeciwnym do kierunku ruchu.

Przy wietrze zgodnym z kierunkiem ruchu dźwignicy (przesuwnicy) następuje samoczynne hamowanie nadsynchroniczne i przejście do pkt F(ω_1) lub D (ω_2), co zapobiega rozbieganiu się dźwignicy, utrzymując zawsze prędkość zbliżoną do prędkości synchronicznej.

4. WNIOSKI KOŃCOWE.

- 4.1. W szeregu napędów mechanizmów jazdy dźwignic (przesuwnic) można stosować silniki klatkowe jednobiegowe lub dwubiegowe.
- 4.2. Dobór mocy silników wykonuje się wg ogólnych zasad projektowania napędu z uwzględnieniem warunków dynamicznych i cieplnych przy odpowiednim zaprojektowaniu charakterystyk mechanicznych przejściowych.
- 4.3. Napędy mechanizmów jazdy z zastosowaniem silników klatkowych są szczególnie przydatne przy dużej liczbie silników napędowych, tworząc proste układy zasilające z łatwym sterowaniem napędu.
- 4.4. Układy powyższe dobrze zachowują się przy pracy na wietrze i mogą być stosowane przy małej rozpiętości dźwignicy 20 m lub tam, gdzie synchronizacja biegu jest zapewniona przy pomocy wału mechanicznego lub w inny sposób.

LITERATURA

1. Wieśniewskij: *Charakterystyki dźwigatelicj w elektropriwodie*. Moskwa 1966, Izdatielstwo „Energia”.
2. A. Piętkiewicz i H. Urbanowicz: *Dźwigi elektryczne*. Wydawnictwo Naukowe Techniczne, Warszawa 1966.
3. H. Urbanowicz: *Napęd Elektryczny Dźwignic*. Wyd. Nauk. Techniczne, Warszawa 1976.
4. L. Kurski: *Napęd i wyposażenie elektryczne dźwignic*. Wydawnictwo Politechnika Gdańska, 1971.
5. *Laboratorium napędu elektrycznego* pod red. H. Bitla — praca zbiorowa, Wyd. Politechniki Gdańskiej, 1977 r.
6. L. Kurski, B. Kwiatkowski: *Uwagi do napędu mechanizmu jazdy silnikami klatkowymi*. Prace Ośrodka Badawczo-Rozwojowego Dźwignic i Urządzeń Transportowych Bytom — Oddział Gdańsk, 1975.

Włodzimierz Pawlina

Zakład Elektrotechniki, Napędów i Sterowania

**ZMNIEJSZANIE MOCY KLATKOWYCH
SILNIKÓW ASYNCHRONICZNYCH PRZY ZASILANIU
Z SYMETRYCZNYCH
PRZEKSZTAŁTNIKÓW TYRYSTOROWYCH
W POŁĄCZENIU PRZECIWSOBNIE-RÓWNOLEGŁYM**

Streszczenie

W artykule przedstawiono metodę określania mocy klatkowego silnika asynchronicznego przy zasilaniu z przekształtnika tyrystorowego, pracującego w połączeniu przeciwsobnie-równoległym.

Omówiono wyniki pomiarów przeprowadzonych tą metodą.

Włodzimierz Pawlina

**POWER DECREASE OF ASYNCHRONOUS SQUIRREL-CAGE
MOTORS WHEN SUPPLY FROM
THE SYMMETRICAL THYRISTOR CONVERTERS
IN PARALLEL-PUSH-PULL CIRCUIT**

Abstract

A method of the power designation of the asynchronous squirrel-cage motor when supply from the thyristor (SCR) converter working in the parallel-push-pull circuit is presented in the paper.

Measuring results carried out by the method are discussed.

Влодзимеж Павлина

**УМЕНЬШЕНИЕ МОЩНОСТИ КЛЕТОЧНЫХ АСИНХРОННЫХ
ДВИГАТЕЛЕЙ С ПИТАНИЕМ ОТ СИММЕТРИЧНЫХ
ТИРИСТОРНЫХ ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЕЙ
ВО ВСТРЕЧНО-ПАРАЛЛЕЛЬНОМ СОЕДИНЕНИИ**

Содержание

В статье представлен метод определения мощности клеточного асинхронного двигателя с питанием от тиристорного преобразователя, работающего во встречно-параллельном соединении.

Оговорены результаты измерений, полученные этим методом.

WSTĘP

W nowoczesnych układach napędowych, coraz częściej stosowane są różnego rodzaju układy tyrystorowe zasilające silniki wykonawcze. Układy te znalazły zastosowanie w napędach dzięki swym niewątpliwym zaletom takim jak: łatwość regulacji i sterowania, możliwość bezstykowego łączenia, duża obciążalność i trwałość, oraz możliwość zastosowania i łatwego włączenia w całości zautomatyzowane i regulowane układy napędowe. Układy tyrystorowe znalazły zastosowanie zarówno w urządzeniach, gdzie silnikiem wykonawczym jest silnik bocznikowy prądu stałego jak i w urządzeniach prądu przemiennego, w których silnikiem wykonawczym jest silnik asynchroniczny klatkowy lub pierścieniowy. W obu wypadkach układy tyrystorowe służą, między innymi do modelowania sztucznych charakterystyk mechanicznych silników, oraz umożliwiają takie ich ukształtowanie, aby charakterystyki te były jak najbardziej przydatne do wymagań stawianych przez napędzane mechanizmy. Typowym zastosowaniem tyrystorów w napędach prądu stałego jest wykorzystanie ich w prostowniku sterowanym, który z powodzeniem zastępuje kłopotliwą eksploatacyjnie lecz stosowaną w tradycyjnych układach prądnicę Leonarda.

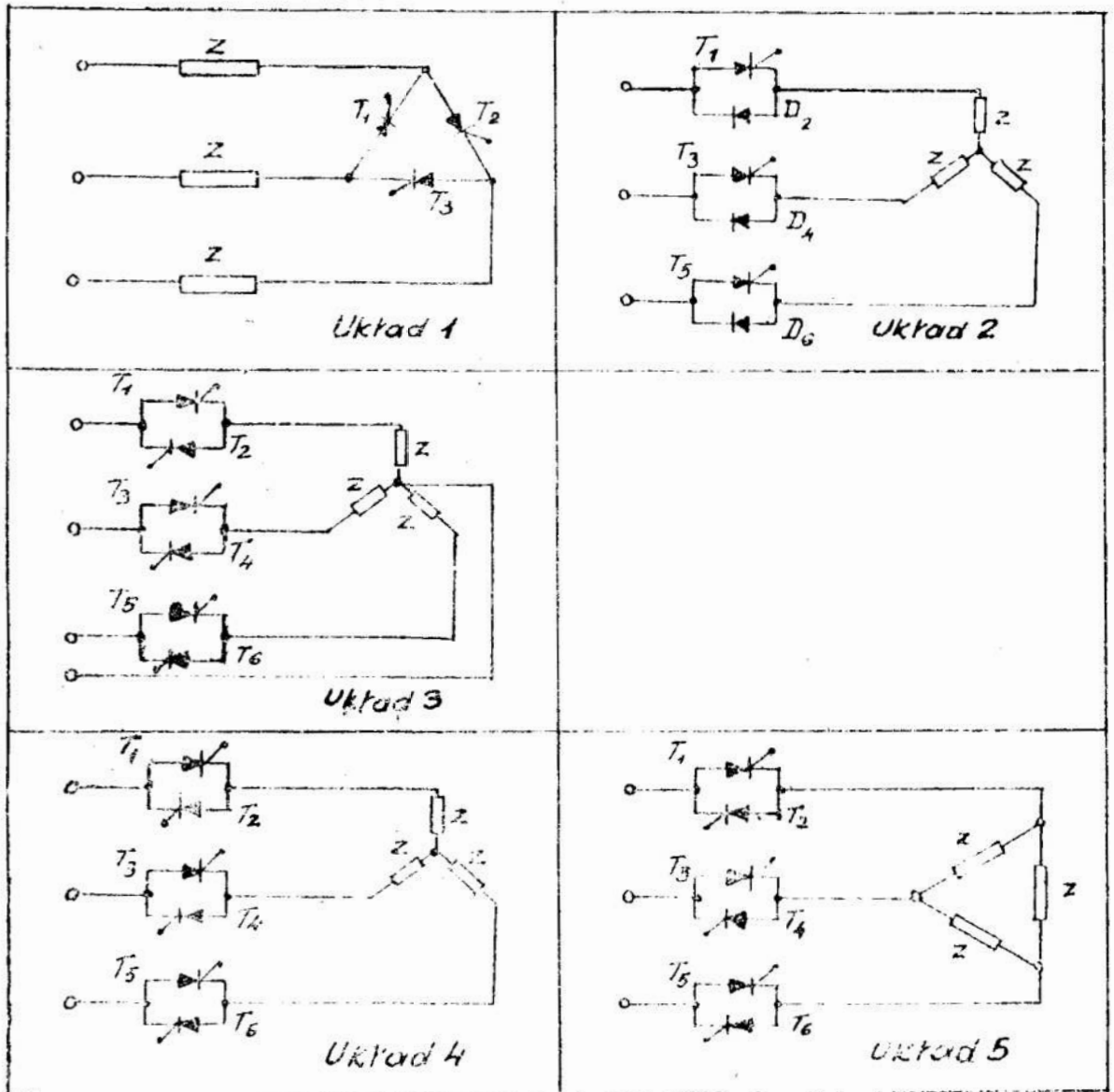
W układach napędowych prądu przemiennego z zastosowaniem silników asynchronicznych, tyrystory mogą być włączone do obwodu stojana lub wirnika albo jednocześnie do obwodu stojana i wirnika. Na rys. 1 przedstawiono różnego rodzaju przekształtniki tyrystorowe PT.

Układy te były zbadane przez Paice Dereka [2], przy czym określono układ nr 4 jako układ najbardziej korzystny energetycznie.

Zmieniając kąt wyzwolenia tyrystorów, możemy w układzie przeciwobnie-równoległym regulować na wyjściu średnią wartość napięcia. Jest to więc w zasadzie regulacja napięciowa. Układy takie stosowane są do ciągłej lub stopniowanej regulacji prędkości obrotowej klatkowych silników asynchronicznych najczęściej w zautomatyzowanych układach regulacyjnych ze sprzężeniami zwrotnymi.

Podczas pracy układów półprzewodnikowych powstają w sieci elektrycznej, a w szczególności na odcinku półprzewodniki-odbiorniki, poważne odkształcenia wartości prądów i napięć [3]. Zaporowe właściwości nie w pełni wysterowanych tyrystorów powodują nieciągłe przewo-

Obwody symetryczne



Rys. 1. Symetryczne przekształtniki tyrystorowe PT prądu przemiennego.

dzenie prądu, wywołując odkształcenie sinusoidalnego przebiegu prądu i napięcia. Zjawiska te poza szeregiem innych zakłóceń (co jest szczególnie niepożądane w sieciach wyodrębnionych jak np. sieć okrętowa) wywołują niepożądany wpływ na pracę silników napędowych zarówno prądu stałego jak i przemiennego. Dążenie do ograniczenia niepożądanych zjawisk sprawiło powstanie nowych konstrukcji przystosowanych do współpracy z układami tyrystorowymi jak np. w silnikach prądu stałego, które zamiast biegunów wydatnych mają stojan blachowany, w którym umieszczone są uzwojenia zarówno biegunów głównych jak i komutacyjnych. Dzięki temu silniki te lepiej współpracują z układa-

mi tyrystorowymi i ponadto mają dobre stany przejściowe oraz małe stałe czasowe.

Zasilanie silników asynchronicznych prądami o przebiegu odkształconym powoduje powstanie pasożytniczych momentów mających wpływ na zmniejszenie mocy użytecznej maszyny.

Dla określenia wpływów zniekształceń powstających podczas pracy układów tyrystorowych przeprowadzono szereg badań i pomiarów, zarówno w warunkach okrętowych [4] jak i laboratoryjnych w różnych układach i warunkach pracy. Wyniki badań w odniesieniu do zasilania silników klatkowych z układów tyrystorowych oraz wnioski końcowe przedstawiono poniżej.

2. OMÓWIENIE BADAŃ WPŁYWU ZASILANIA KLATKOWYCH SILNIKÓW ASYNCHRONICZNYCH Z PRZEKSZTAŁNIKÓW TYRYSTOROWYCH W POŁĄCZENIU PRZECIWSOBNIE-RÓWNOLEGLYM

Jak podano powyżej regulacja prędkości obrotowej wirników asynchronicznych przy zasilaniu z przekształtnika tyrystrowego w połączeniu przeciwsobnie-równoległym jest regulacją napięciową.

Badania powstających zakłóceń podczas pracy tyrystorów i ich wpływ na pracę silników asynchronicznych przeprowadzono na modelu fizycznym. Badaniom podlegały klatkowe silniki asynchroniczne o mocach od 5 do 10 kW. Dla określenia różnicy w pracy silników zasilanych z sieci prądu przemiennego o przebiegu sinusoidalnym i podczas zasilania z przekształtnika tyrystrowego przeprowadzono badania na specjalnie zbudowanym stanowisku pomiarowym. Zmianę wartości napięcia sinusoidalnego dokonywano autotransformatorem.

Przekształtnik tyrystorowy w połączeniu przeciwsobnie-równoległym zbudowany był z elementów produkcji Westinghous'a. Układ zasilający silnik składał się z sześciu tyrystorów typu 35 T12, posiadał trzy układy wyzwajające typu D8 oraz zabezpieczenia produkcji polskiej typu Btp 160/500. Całość zasilana była transformatorem o mocy 315 kVa 380/220 V modelującego sieć sztywną.

Wartości wyższych harmonicznych napięć i prądów mierzono nanowoltomierzem selektywnym typu 237 produkcji Unipan. Do pomiaru napięć i prądów użytko przyrządów elektromagnetycznych klasy 0,5.

Badany silnik zasilany był kolejno przez

- a) autotransformator — przebieg sinusoidalny,
- b) układ tyrystorowy — przebieg odkształcony.

Badania przeprowadzono zmieniając wartości napięcia zasilającego

od $U = 0,4 U_{zn}$ do $U = U_{zn}$ oraz zmieniając wartość momentu hamującego od $M_h = 0$ do $M_h = M_{zn}$.

Stwierdzono, że otrzymane z pomiarów charakterystyki mechaniczne silnika przy zasilaniu z tyrystorów są bardziej ustępliwe od charakterystyk mechanicznych uzyskanych przy zasilaniu z sieci o przebiegu sinusoidalnym. Stwierdzono również, że przy takiej samej wartości napięcia zasilającego i takiej samej wartości momentu hamującego prędkość obrotowa silnika zasilanego z układu tyrystorowego jest o około 8% mniejsza od prędkości uzyskanej przy zasilaniu z sieci, gdzie fala prądu i napięcia ma przebieg sinusoidalny.

Zmniejszenie wartości momentu rozwijanego przez silnik asynchroniczny zasilany z przekształtnika tyrystorowego jest wynikiem pasożytniczych momentów hamujących wywołanych wyższymi harmonicznymi napięć i prądów generowanymi podczas pracy tyrystorów.

Stwierdzono, że przy obniżonej wartości napięcia o około 20% (od U_n do $0,8 U_n$) różnice w przebiegu charakterystyk mechanicznych uzyskanych z obu rodzajów zasilania są nieznaczne. Większe obniżenie wartości napięcia zasilającego-uzyskanego z układu tyrystorowego, gdzie regulacja prędkości otrzymywana jest przez obniżenie wartości napięcia — powoduje powstanie bardzo dużych zniekształceń (piąta harmoniczna osiąga około 25% wartości pierwszej harmonicznej) i znaczne obniżenie wartości momentu użytecznego oraz poważne pogorszenie się warunków cieplnych silnika.

Przeprowadzone pomiary i analiza wyników pozwoliły na określenie wartości zmniejszenia się mocy silnika, którą można ocenić na około 15% mocy znamionowej.

WNIOSKI

1. Przy zasilaniu z układu tyrystorowego o połączeniu przeciwobnie-równoległym i obniżeniu wartości napięcia o około 20% (od U_{zn} do $0,8 U_{zn}$) nie stwierdzono widocznych zmian przebiegu charakterystyk mechanicznych klatkowego silnika asynchronicznego w porównaniu z charakterystykami otrzymanymi przy zasilaniu napięciem sinusoidalnym.
2. Przy dalszym obniżaniu napięcia uzyskiwanego z przekształtnika tyrystorowego, na skutek pojawienia się w silniku momentów pasożytniczych, silnik asynchroniczny zostaje poważnie obciążony cieplnie i dlatego jego moc należy przewymiarować o około 15% w stosunku mocy silnika zasilanego obniżonym napięciem o przebiegu sinusoidalnym.
3. Na wartość przewymiarowania mocy silnika w decydujący sposób

wpływa również jakość pracy tyrystorowego układu zasilającego. Nawet nieznaczna nieprawidłowość pracy układów wyzwających powoduje zwiększenie zniekształceń w sieci zasilającej, a nawet może być generowana, normalnie nie spotykana trzecia harmoniczna [1] i jej wielokrotności co może powodować dalsze poważne zmniejszenie mocy silnika.

LITERATURA

1. Krańczak J. S., Mazurow M. M.: *Raschiet niekanonicheskikh garmonik pieremiennogo toka priobrazovatel'ia wyzwannykh rozbrasom uglov wykliuzheniu wientilej*. Elektrizestwo, nr 9, 1977.
2. Paice Derek. *Induction motor speed control* — IEEE Trans. Power 87, nr 2, 1968.
3. *III Krajowa Konferencja Elektrotechniki Okrętowej* — Wydawnictwo SEP i JEI, 1976.
4. *Wpływ tyrystorowych układów napędowych na elektryczną sieć okrętową* — Praca Instytutu Elektrotechniki Morskiej i Przemysłowej Politechniki Gdańskiej 1972—1976.

Włodzimierz Pawlina

Zakład Elektrotechniki, Napędów i Sterowania

**WARTOŚCI WYŻSZYCH HARMONICZNYCH NAPIĘĆ
GENEROWANYCH PRZEZ SYMETRYCZNIE POŁĄCZONE
PRZECIWSOBNIE-RÓWNOLEGLE
PRZEKSZTAŁTNIKI TYRYSTOROWE**

Streszczenie

W artykule podano niektóre wyniki badań przekształtnika tyrystorowego przeprowadzonych w układzie połączeń przeciwsobnie równoległym, oraz przy zasilaniu przekształtnika z sieci sztywnej prądu przemien- nego.

Włodzimierz Pawlina

**HIGH HARMONIC VALUES OF THE VOLTAGES
GENERATE BY SYMMETRICAL CONNECTED
PARALLEL-PUSH-PULL THYRISTOR CONVERTERS**

Abstract

Some investigation results of the thyristor (SCR) converter carried of voltage when supply the converter from the rigid network of the out in the parallel-push-pull circuit system and values of high harmonic alternative current are given.

Влодзимеж Павлина

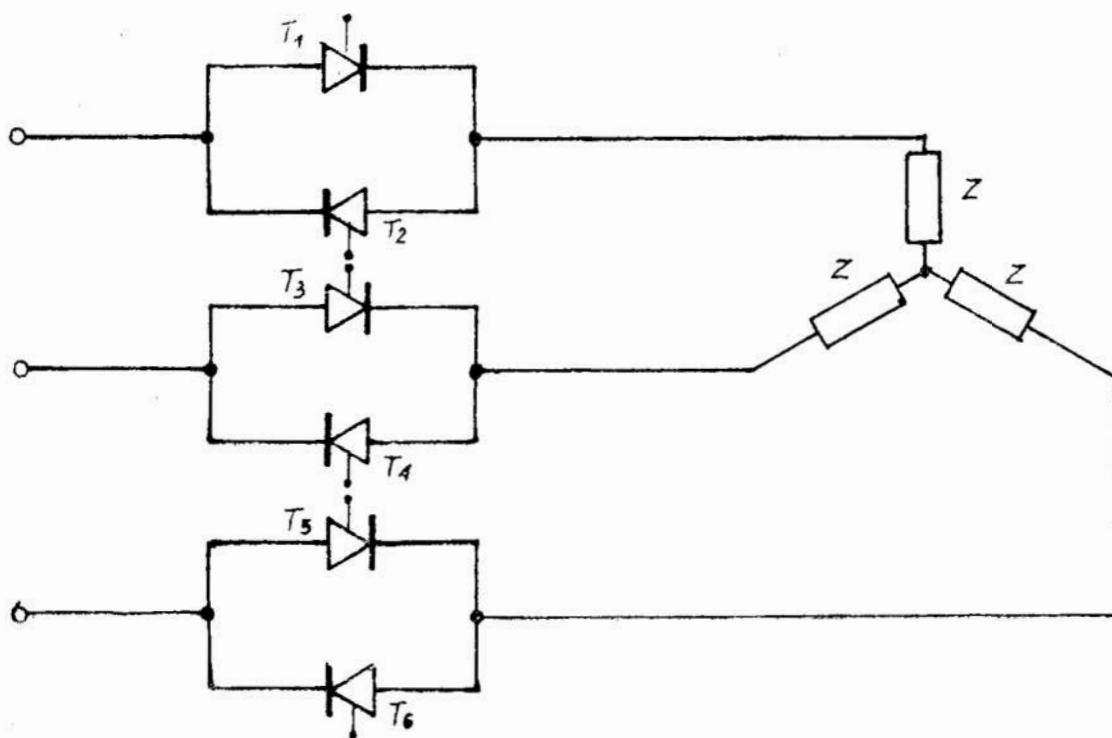
**ВЕЛИЧИНЫ ВЫСШИХ ГАРМОНИК НАПРЯЖЕНИЙ,
ГЕНЕРИРОВАННЫХ СИММЕТРИЧНО СОЕДИННЕННЫМИ
ВСТРЕЧНО-ПАРАЛЛЕЛЬНЫМИ ТИРИСТОРНЫМИ
ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЯМИ**

Содержание

В статье представлены некоторые результаты исследований тиристорного преобразователя, проведённых во встречно-параллельном соединении, а также величины высших гармоник напряжения при питании преобразователя от жёсткой сети переменного тока.

1. WSTĘP

Coraz częściej stosowane w energetyce i technice napędowej układy tyrystorowe noszące nazwę przekształtników tyrystorowych PT najczęściej pracują w obwodach prądu przemiennego w połączeniu przeciwsobnie-równoległym [2]. Przekształtniki tyrystorowe PT służą do bezstopniowej regulacji średniej wartości napięcia lub wartości prądu. Najczęściej używany symetryczny układ przeciwsobnie-równoległy pokazany jest na rys. 1.



Rys. 1. Symetryczny przekształtnik tyrystorowy w połączeniu przeciwsobnie-równoległym

Nieciągłe przewodzenie prądu, w zależności od kąta wyzwolenia tyrystorów, powoduje wytworzenie zakłóceń, które zniekształcają sinusoidalny przebieg fali napięcia oraz prądu i powodują generowanie wyższych harmonicznych, co jest szczególnie niepożądane w sieciach posiadających szereg wrażliwych na zakłócenia urządzeń takich jak np. w sieciach okrętowych żyrokompasy, radary i inne zautomatyzowane odbiorniki. Powstanie wyższych harmonicznych napięcia i prądu na

odcinku przekształtnik tyrystorowy — odbiornik zdecydowanie pogarsza pracę zasilanych urządzeń elektrycznych, a w szczególności pracę silników asynchronicznych. Wartość zakłóceń, a więc i wartość generowanych wyższych harmonicznych, zależy od wartości kąta wyzwolenia tyrystorów oraz od charakteru odbiornika.

Dla określenia wartości zakłóceń generowanych przez przekształtniki tyrystorowe w połączeniu przeciwobnie-równoległym została wykonana praca badawcza [1], w której ustalono wartości zakłóceń występujących zarówno przed, jak i za przekształtnikiem tyrystorowym.

2. BADANIA

Dla przeprowadzenia badań zbudowano fizyczny model przekształtnika tyrystorowego PT. Podstawowymi elementami użytymi przy budowie były: sześć tyrystorów f-my Westinghouse'a typu 35T12, oraz trzy układy wyzwalające tej samej f-my typu D8. Pomiaru wartości wyższych harmonicznych napięcia i prądu dokonano przy pomocy nanowoltomierza selektywnego f-my Unipan typu 237. Do pomiaru prądów i napięć użyto mierników elektromagnetycznych klasy 05. Przeprowadzone pomiary miały na celu ustalenie wartości następujących harmonicznych napięcia: pierwszej harmonicznej — U_1 , piątej — U_5 , siódmej — U_7 i jedenastej — U_{11} . Wartości harmonicznych ustalono dla trzech wartości napięcia zasilającego, a mianowicie: dla napięcia znamionowego — U_{nz} oraz dla wartości 60% i 80% napięcia znamionowego. Dokonano pomiarów wartości napięcia zarówno w sieci zasilającej przed przekształtnikiem tyrystorowym PT jak i za przekształtnikiem na zaciskach odbiornika, którym był silnik asynchroniczny, pracujący z różnymi momentami obciążenia. Częściowe wyniki pomiarów zestawiono w tabeli I, w której oznaczenia są następujące: U_1, U_5, U_7, U_{11} wartości odpowiednich harmonicznych napięcia występującego przed przekształtnikiem tyrystorowym od strony sztywnej sieci zasilającej; U_{T1}, U_{T5}, U_{T11} wartości odpowiednich harmonicznych napięcia występującego za przekształtnikiem tyrystorowym od strony odbiornika. Napięcie uzyskane z przekształtnika tyrystorowego podano w wartościach względnych w odniesieniu do napięcia znamionowego U_T/U_{zn} . Moment obciążenia silnika podano w postaci bezwzględnej M , oraz w postaci względnej M/M_{zn} .

Na podstawie otrzymanych wyników pomiarów sporządzono wykresy wartości poszczególnych harmonicznych napięcia w funkcji momentu obciążenia $U_k = f(M/M_{zn})$. Wartość składowych harmonicznych napięcia podano na wykresach w decybelach harmonicznych napięcia [dB] i procentach [%] w odniesieniu do pierwszej harmonicznej napięcia występu-

WARTOŚCI WYŻSZYCH HARMONICZNYCH NAPIĘCIA
PRZED I ZA PRZEKSZTAŁTNIKIEM TYRYSTOROWYM

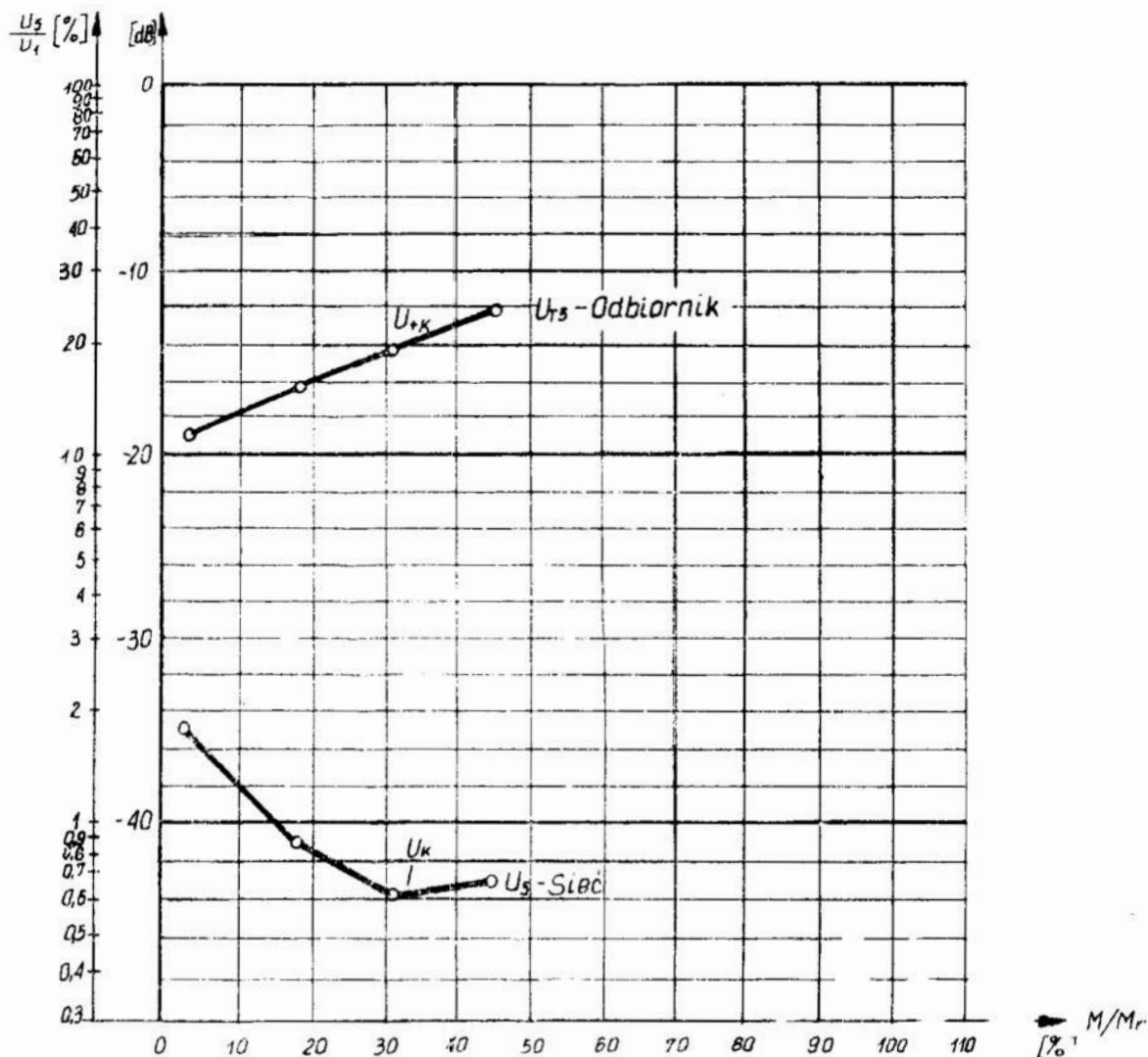
Lp.	U	U _T	M	M/M _{zn}	U _T / U _{zn}	U ₁	U ₅	U ₇	U ₁₁	U _{T1}	U _{T5}	U _{T7}
	V	V	Nm	-	%	-dB	-dB	-dB	-dB	-dB	-dB	-dB
1	380	376	8,2	0,17	100	0	41	43	52	1,9	21	32
2	380	376	47,6	0,99	100	0	36	50	54	0	37	40
3	380	312	8,2	0,17	80	0	36	48	52	0	34	49
4	380	312	47,6	0,99	80	0	34	49	48	1,9	15	22
5	380	230	8,2	0,17	60	0	41	49	46	4,5	16	27
6	380	230	21,3	0,45	60	0	48	46	43	4,5	11	32

jącego od strony zasilania przekształtnika tyrystorowego. Na podstawie pomiarów i analiz stwierdzono, że dla wszystkich wartości obciążenia silnika, wyższe harmoniczne napięcia generowane w sieci prądu przemiennego od strony zasilania z sieci sztywnej nie przekraczają 35% wartości pierwszej harmonicznej napięcia zasilającego.

Tłumiący charakter przekształtnika tyrystorowego podany jest przykładowo na rys. 2, gdzie dla obciążenia 0,45 M_{zn} piąta harmoniczna na zaskawkach silnika wynosi 30% pierwszej harmonicznej, natomiast od strony sieci zasilającej wynosi tylko 2% pierwszej harmonicznej. Zmniejszenie wartości generowanych wyższych harmonicznych od strony zasilania jest widoczne dla wszystkich stanów obciążenia oraz wartości kątów wyzwolenia tyrystorów.

W celu stwierdzenia wpływu wewnętrznych połączeń odbiornika na wartości generowanych harmonicznych, przeprowadzono pomiary dla układu, w którym obciążenie modelowane było silnikiem asynchronicznym z uzwojeniami połączonymi kolejno w gwiazdę i trójkąt. W obu przypadkach wartość generowanych wyższych harmonicznych jest praktycznie taka sama. Dla zmniejszenia wartości wyższych harmonicznych prądów przedostających się do sieci zasilającej można zastosować dodatkowo transformator seperacyjny.

W celu stwierdzenia skuteczności tłumienia wyższych harmonicznych przez transformator separacyjny przeprowadzono pomiary zasilając przekształtnik tyrystorowy poprzez transformator w układzie połączeń YyO. Uzyskano zmniejszenie zakłóceń generowanych w sieci zasilającej. Dla tego rodzaju zasilania wartość wyższych harmonicznych przeniesionych do sieci sztywnej od strony zasilania nie przekraczała 1% pierwszej har-



Rys. 2. Wartości piątej harmonicznej napięcia przed i za przekształtnikiem tyrystorowym

monicznej napięcia. Przeprowadzone wrywkowo próby pozwoliły stwierdzić, że najlepsze właściwości tłumiące posiada transformator w układzie połączeń Dz.

3. WNIOSKI

Na podstawie przeprowadzonych pomiarów i badań symetrycznego przekształtnika tyrystorowego składającego się z sześciu tyrystorów połączonych przeciwobnie-równolegle, dla różnych kątów wyzwolenia i różnych obciążeń można stwierdzić, że:

1. Największa wartość wyższych harmonicznych napięcia i prądu gene-

rowana jest na odcinku sieci przekształtnik tyrystorowy — odbiornik. Generowane są tam wszystkie nieparzyste harmoniczne, przy czym wartość piątej harmonicznej jest największa i osiąga wartość do około 30% pierwszej harmonicznej, przy obniżonej wartości napięcia zasilającego do 60% U_{zn} . Wartości harmonicznych wyższego rzędu są znacznie mniejsze i praktycznie można je pominąć.

2. Wartość wyższych harmonicznych generowanych w sieci zasilającej wzrasta przy zwiększaniu kąta wyzwolenia tyrystorów, to znaczy przy obniżaniu wartości regulowanego napięcia na wyjściu z przekształtnika tyrystorowego PT. Wartości wyższych harmonicznych po stronie zasilania można ograniczyć specjalnymi układami filtrującymi np. transformatorami separacyjnymi.
3. Na podstawie pomiarów stwierdzono, że dla przekształtnika tyrystorowego w połączeniu przeciwobnie-równoległym wartość wyższych harmonicznych generowanych przed układem tyrystorowym od strony zasilania siecią sztywną, dla różnych wartości kątów wyzwolenia tyrystorów i różnych obciążeń nie przekracza wartości 5% pierwszej harmonicznej napięcia.

LITERATURA

1. *Wpływ tyrystorowych układów napędowych na elektryczną sieć okrętową* — Praca Zakładu Napędu Elektrycznego Inst. Elektrotechniki Morskiej i Przemysłowej Politechniki Gdańskiej 1972—76.
2. *Paice Darek*: Induction motor speed control IEEE Trans Power 87, Nr 2.

SPIS TREŚCI

1. J. Mikielawicz — Analiza egzergetyczna	3
Opiniodawca — Cz. Buraczewski	
2. P. Karpowicz, Z. Florczak — przyczynek do badań nad rozwiązaniami konstrukcyjnymi oddzielaczy kamieni od ziemniaków	31
Opiniodawca — B. Wołczak	
3. A. Rasmus — Krytyczna analiza dotychczasowych badań w zakresie przejmowania ciepła przy konwekcji naturalnej płyty dowolnie zorientowanej w przestrzeni dla czynników o dużej liczbie Prandtla	47
Opiniodawca — J. Mikielawicz	
4. J. Maceluch, J. Milanowski — O możliwościach pomiarów lepko-sprężystych właściwości materiałów zwłaszcza spożywczych z wykorzystaniem visko-elastometru Sarez	59
Opiniodawca — J. Grochowicz	
5. J. Milanowski, J. Diakun — Analiza i synteza zarysu ostrzy obrotowych do cięcia materiałów spożywczych	75
Opiniodawca — J. Grochowicz	
6. L. Kurnski — Zagadnienie napędu mechanizmów jazdy niektórych dźwignic specjalnych przy pomocy silników asynchronicznych klatkowych	93
Opiniodawca — J. Krygier	
7. W. Pawlina — Zmniejszanie mocy klatkowych silników asynchronicznych przy zasilaniu z symetrycznych przekształtników tyrystorowych w połączeniu przeciwsośnie-równoległym	109
Opiniodawca — J. Krygier	
8. W. Pawlina — Wartości wyższych harmonicznych napięć generowanych przez symetryczne połączone przeciwsośnie-równoległe przekształtniki tyrystorowe	110
Opiniodawca — J. Krygier	

SPIS TREŚCI

1. J. Mikielwicz — Exergetic analysis	4
2. P. Karpowicz, Z. Florczak — On the investigation to constructional solutions of separators of stones from potatoes	31
3. A. Rasmus — Critical analysis of hitherto existing investigations in the scope of the heat taking over the natural convection of freely oriented plate in the space for agents of the great Prandtl number	48
4. J. Maceluch, J. Milanowski — On the possibility of measurements of viscoelastic properties of materials with regard to food products using viscoelastometr Sarez	60
5. J. Milanowski, J. Diakun — Analysis and synthesis of the adge profile of rotational cutters to food products cut	76
6. L. Kurski — Drive problem of run mechanism of some special cranes using asynchronous squirrel-cage motors	94
7. W. Pawlina — Power decrease of asynchronous squirrel-cage motors when supply from the symmetrical thyristor converters in parallel-push-pull circuit	110
8. W. Pawlina — High harmonic values of the voltages generated by symmetrical connected parallel-push-pull thyristor converters	120

SPIS TREŚCI

1. Я. Микелевич — Эксергический анализ	5
2. П. Карпович, З. Флёрчак — К исследованиям конструктивных решений отделителей камня от картофеля	31
3. А. Расмус — Критический анализ предшествующих исследований в области приёма тепла при естественной конвекции плиты, произвольно расположенной в пространстве, для факторов с большим числом Прандтля	49
4. Е. Мацелюх, Е. Милянски — О возможностях измерения вязкоупругих свойств материалов преимущественно пищевых с использованием виско- эластометра SAREZ	61
5. Е. Милянски, Я. Дьякун — Анализ и синтез профиля режущей кромки вращающихся ножей для пищевых материалов	77
6. Л. Курски — Проблемы привода механизмов движения специальных кранов при помощи клеточных асинхронных двигателей	95
7. В. Павлина — Уменьшение мощности клеточных асинхронных двигателей с питанием от симметричных тиристорных преобразователей во встречно-пара- лельном соединении	111
8. В. Павлина — Величины высших гармоник напряжений, генерированных симметрично соединенными встречно-параллельными тиристорными преоб- разователями	121

Druk: Prasowe Zakłady Graficzne RSW „Prasa—Książka—Fuch” w Koszalinie.
Zam. D-2462 Nakład 150 egz. + 25 Format B-5 Ark. druk. 8,25 U-13
