

*PRACE Białosto-  
ckiego Towarzy-  
stwa Naukowego  
Nauki Techniczne*

*Rocznik I*

PRACE  
BIAŁOSTOCKIEGO  
TOWARZYSTWA  
NAUKOWEGO  
NAUKI TECHNICZNE

ADQUISIT

*Rocznik I*

3x

NT

Komitet redakcyjny

Anatoliusz Jakowluk — redaktor  
Stanisław Urbański, Czesław Bramski, Serafin Romaniuk  
Jan Leszczyński



29504/W

WNT Warszawa 1972. Wydanie 1. Nakład 575 egz. Ark. wyd. 11,5. Ark. druk. 8,5 (11,30/A) Format B-5. Papier ilustracyjny kl. III, 70 g. Oddano do składania 6. 7. 1972 r. Podpisano do druku w październiku 1972. Druk ukończono w październiku 1972. Symbol 72555/Z1. Cena zł 44,—

Poznańskie Zakłady Graficzne im. M. Kasprzaka — 6039/72 — K-1/724

SPIS TREŚCI

A. Jakowluk: Przedmowa . . . . .	5
A. Jakowluk: Rozwój badań reologicznych w ośrodku białostockim . . . . .	7
S. Urbański, S. Romaniuk: Rozwój zautomatyzowanych układów napędowych	19
W. Chomczyk: Krytyczny przegląd sprężarek tłokowych do powietrza . . . . .	29
J. Niebrzydowski: Skutki obciążeniowe wzrostu mocy zainstalowanej w odbiornikach produkcyjnych odbiorców wiejskich . . . . .	47
M. Czech, A. Jakowluk, J. Kołybko: Pewne aspekty badań papieru i preszpanu transformatorowego zanurzonego w oleju przy statycznych i dynamicznych obciążeniach . . . . .	57
J. Leszczyński: Zastosowanie algorytmów aproksymacji stochastycznej do ekstremalnego sterowania obiektami złożonymi w warunkach niestacjonarnych . . . . .	69
M. Tarasiewicz: Kierunki badań nad wykorzystaniem pochodnych fenotiazyny w analizie chemicznej . . . . .	79
S. Romaniuk: Dynamika modelowego układu napędowego przewijarki wstęgi tekstylnej . . . . .	95
Cz. Bramski, J. Borzuchowski: Analiza błędów w projektowaniu i wykonawstwie stalowych konstrukcji dachowych niektórych typowych obiektów rolniczych regionu białostockiego . . . . .	111
W. Chomczyk, A. Turowski: Stan obciążenia wałów w urządzeniach wyżywiających maszyn włókienniczych wykańczalniczych . . . . .	121

CONTENS

A. Jakowluk: Evolution of research in the sphere of rheology in Bialystok centre . . . . .	7
S. Urbański, S. Romaniuk: Progress in the sphere of automatic drive systems	19
W. Chomczyk: A critical review of piston compressors . . . . .	29
J. Niebrzydowski: The load effects of the large installed power rise for the productive processes at rural customers . . . . .	47
M. Czech, A. Jakowluk, J. Kołybko: Some aspects of investigations on transformer paper and presspan submerged in oil, under static and dynamic loadings	57
J. Leszczyński: The application of stochastic approximation algorithms to control problems of extremal complex plants . . . . .	69
M. Tarasiewicz: The trends of investigations on use of phenothiazine derivatives for chemical analysis . . . . .	79
S. Romaniuk: Dynamics of a model drive system of winder for textile tape	95
Cz. Bramski, J. Borzuchowski: Analysis of errors in the designing and workmanship of steel roof constructions which were made in some typical buildings for agricultural purposes of Bialystok's region . . . . .	111
W. Chomczyk, A. Turowski: Roller loading in textile finishing wringers . . . . .	121

ANATOLIUSZ JAKOVLUK

## ROZWÓJ BADAŃ REOLOGICZNYCH W OŚRODKU BIAŁOSTOCKIM

W pracy przedstawiono stan i perspektywy rozwoju bazy laboratoryjnej oraz przegląd prowadzonych badań i zagadnień wibropeizania, pełzania w procesie zmęczenia przy stacjonarnych i niestacjonarnych obciążeniach. Omówiono współpracę z przemysłem i kształcenie kadry naukowej.

### 1. Wstęp

We wstępie celowym jest określić, przynajmniej w przybliżeniu, granice stosowności nauki zwanej reologią. Reologia jest nauką młodą, wyodrębnioną z działu fizyki w samodzielny dyscyplinę naukową trzydzieści — czterdzieści lat temu, traktującą o płynięciu i odkształceniach ciał. W słynnej sentencji Heraklita *πανταχέ*, od której bierze nazwę omawiany dział mechaniki, dominującym jest to, że wszelkie zjawiska zachodzące w przyrodzie należy rozpatrywać nie statycznie a dynamicznie, tj. z uwzględnieniem parametru czasu. Reologia wyrosła na kilku działach mechaniki: mechaniki płynów, teorii sprężystości i teorii plastyczności. Z drugiej strony wytrzymałość materiałów również bazuje na teoriach sprężystości i plastyczności. Jest ona ich praktycznym zastosowaniem, z tym, że wytrzymałość materiałów posiada znacznie dłuższą historię. To przypomnienie miało na celu wykazanie historycznego uwarunkowania przynależności do wytrzymałości materiałów pewnych działów, które ze względu na decydujący w nich parametr czasu powinny należeć do reologii. Do takich działów należy zaliczyć: zmęczenie tworzyw, badania wpływu prędkości obciążenia i odkształcenia na własności mechaniczne, badania modułów dynamicznych, badania dysypacji energii. Jeżeli do wymienionych zagadnień dołączymy niejako klasyczne zagadnienia reologii, takie jak: przepływ cieczy newtonowskich i nienewtonowskich, pełzanie ciał stałych i relaksację naprężeń w nich, to będziemy mieli z grubsza zarysowane granice dyscypliny, jaką jest reologia.

Niniejszy przegląd stanu badań poświęcony reologii w ośrodku białostockim obejmuje informacje na temat: a) bazy laboratoryjnej, planów i możliwości jej roz-

woju, b) badań podstawowych, c) prac wykonanych, wykonywanych i planowanych dla przemysłu, d) uzyskania stopni naukowych, e) ilości publikacji.

Dla uściślenia podamy, że omawiana działalność naukowo-badawcza umiejscowiona jest w Wyższej Szkole Inżynierskiej w Białymstoku. Przeglądem objęto lata 1967—1971.

## 2. Baza laboratoryjna

Zaczątki powstawania bazy laboratoryjnej odnoszą się do końca 1967 r. W tym okresie Wyższa Szkoła Inżynierska w Białymstoku odkupuje upłynniane przez Instytut Mechaniki Precyzyjnej trzy pełzarki firmy L. Schopper o maksymalnej nośności 49 kN. W roku 1968 zostało podpisane porozumienie między Zjednoczeniem „TECHMA” i Wyższą Szkołą Inżynierską o stworzeniu w Białymstoku laboratorium pełzania. W tym celu Instytut Mechaniki Precyzyjnej, podległy temu Zjednoczeniu, przekazał Wyższej Szkole Inżynierskiej posiadane pełzarki oraz równocześnie scedował na WSiNz wcześniej zamówioną z importu wielopróbkową maszynę wytrzymałościową firmy szwajcarskiej Esher Wyss. Problem lokalowy rozwiązano przy pomocy Instytutu Elektrotechniki w Międzyzlesiu, który odstąpił i adaptował dla potrzeb laboratorium pomieszczenia piwniczne przy ul. Warszawskiej 29 w Białymstoku. Szkoła w zamian zobowiązała się do przeprowadzania badań w pierwszej kolejności na potrzeby resortu Przemysłu Maszynowego. W listopadzie 1968 roku nastąpiło oficjalne powołanie przez Ministerstwo Oświaty i Szkolnictwa Wyższego ogólnoszkolnej jednostki naukowej pod nazwą „Laboratorium Reologii Tworzyw”.

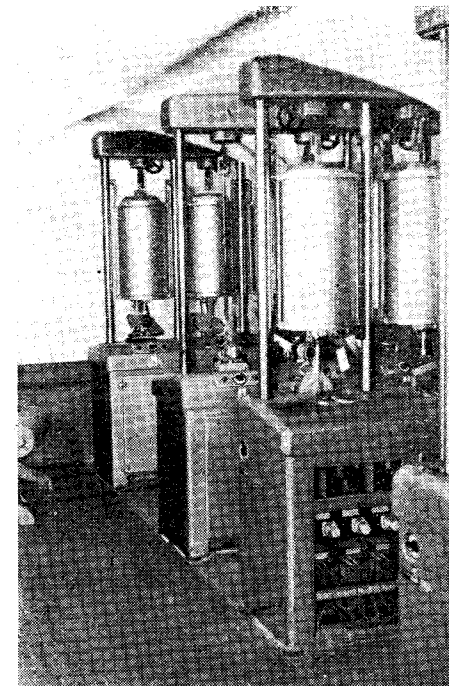
Laboratorium jest wyposażone, między innymi w następujące maszyny.

- 1) Pełzarki trzypróbkowe produkcji NRD typ ZSt-3t/3 — sztuk 4 (rys. 1).
- 2) Pełzarki sześciopróbkowe produkcji Instytutu Mechaniki Precyzyjnej typ P2-5-50 sztuk 3 (rys. 2).
- 3) Wielopróbkowa maszyna wytrzymałościowa produkcji szwajcarskiej firmy Esher Wyss (rys. 3).

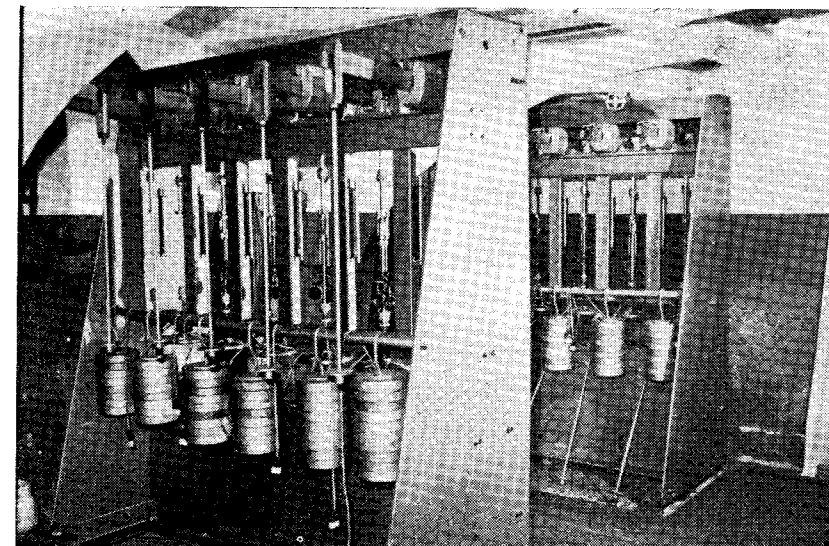
W laboratorium jednocześnie na pełzanie można badać 330 próbek. Możliwy zakres temperatur przy realizacji prób pełzania wynosi 293—1273°K. Pełzarki Instytutu Mechaniki Precyzyjnej zostały przystosowane do prób rozciągania, ściskania i zginania. Możliwość realizacji prób pełzania przy ściskaniu i zginaniu jest szczególnie istotna dla materiałów anizotropowych. Poza tym w pełzarkach tych, we własnym zakresie, zaprojektowano i wykonano automatyczną regulację temperatury.

4) Do badań zjawiska relaksacji naprężeń w papierach, tworzywach sztucznych i cienkich drutach adaptowano zrywarkę firmy L. Schopper o maksymalnym zakresie 2,4 kN (rys. 4).

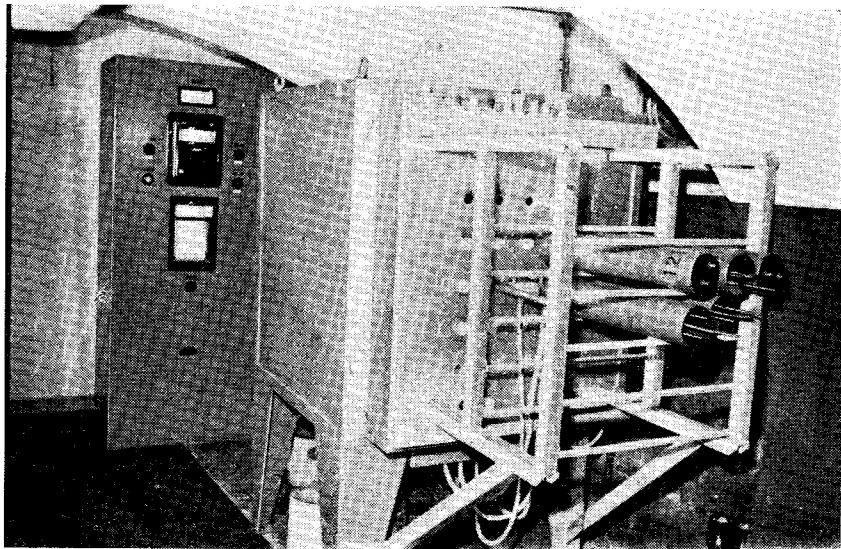
W Laboratorium Reologii Tworzyw powstała i będzie dalej rozbudowywana pracownia reologii dynamicznej. Wyposażona jest ona w cztery zmęczeniówki obrotowo-giętne dwupróbkowe, trzy wibroppełzarki adaptowane z pełzarek firmy L. Schopper o maksymalnym zakresie 49 kN. Opis idei adaptacji autor podał w pracy [1]. Wibroppełzarka prezentowana na rysunku 5 różni się w stosunku do opisanej w pracy [1] zmodyfikowanym wibratorem, który składa się z dwóch przeciwbieżnych mas. Jedna z tych wibroppełzarek posiada płynną regulację częstotliwości wibracji. Zastosowano tu silnik obcowzbudny prądu stałego sterowany



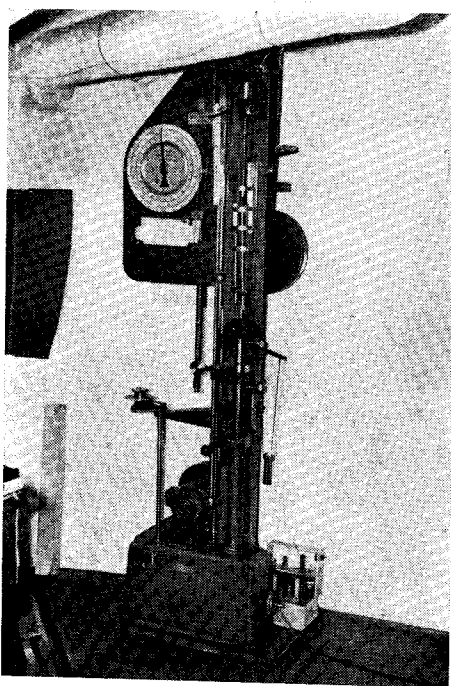
Rys. 1. Widok trzypróbkowych pełzarek typ ZSt-3t/3



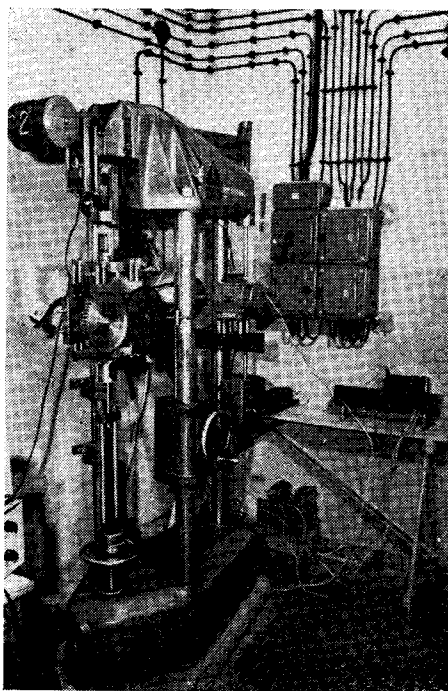
Rys. 2. Widok sześciopróbkowych pełzarek typ P2-5-50



Rys. 3. Widok wielopróbkowej maszyny wytrzymałościowej

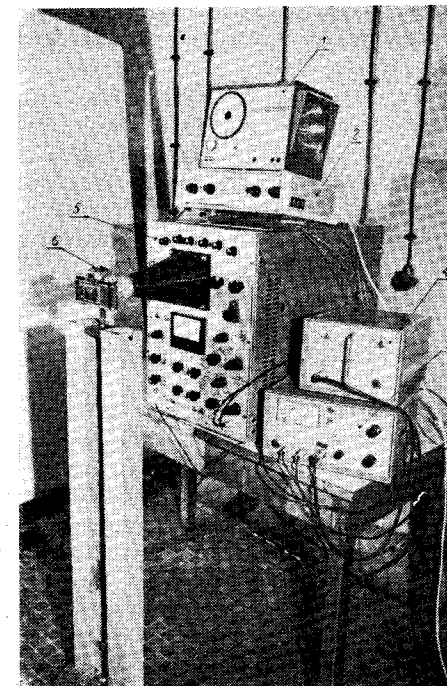


Rys. 4. Widok adaptowanej do badań relaksacji maszyny wytrzymałościowej



Rys. 5. Widok wibropełzarki

wzmacniaczem magnetycznym w zamkniętym układzie regulacji. Układ pozwala uzyskać szeroką i płynną regulację prędkości obrotowej silnika w zakresie 1:40. Na wibropełzarkach, oprócz prób wibropełzania, można wyznaczać moduły dynamiczne tworzyw i ich dysypację energii przy szeregu zmiennych parametrach takich jak: współczynnik amplitudy naprężenia, naprężenie średnie, częstotliwość wibracji, czas pełzania i temperatura. Do prowadzenia badań laboratoryjnych jest wyposażone w niezbędną aparaturę elektroniczną. Na rys. 6 przedstawiono przykładowy zestaw aparatury stosowanej do wyznaczania modułów dynamicznych i tarcia wewnętrznego tworzyw.



Rys. 6. Zestaw aparatury elektronicznej do badania modułów dynamicznych i dysypacji energii materiałów: 1 — stroboskop, 2 — mostek dynamiczny, 3 — wzmacniacz mostka indukcyjnego, 4 — mostek indukcyjny, 5 — oscyloskop katodowy, 6 — aparat fotograficzny

Z Laboratorium Reologii Tworzyw jest ściśle powiązany Zespół Mechaniki Technicznej nie tylko kadrowo, ale i przez bazę laboratoryjną. Laboratorium Wytrzymałości Materiałów tego zespołu, przez swe wyposażenie maszynowe i aparaturowe, głównie do realizacji ćwiczeń z wytrzymałości materiałów i dynamiki, znakomicie uzupełnia Laboratorium Reologii Tworzyw (L.R.T.).

W oparciu o znaczne zaawansowanie L.R.T. w badaniach dla przemysłu kluczowego kraju, zostanie ono w 1973 roku, zgodnie z planem badań naukowych Szkoły na obecną pięcioletkę, przekształcone w Środowiskowe Ogólnokrajowe Laboratorium Reologii Tworzyw. Wiążą się z tym planowane znaczne zakupy nowoczesnych maszyn i aparatury, głównie z importu. W kosztach zakupów w poważnym stopniu będą partycypowały zainteresowane resorty. Zgodnie z tymi planami w końcu 1971 roku Ministerstwo Oświaty i Szkolnictwa Wyższego powołało przy Labora-

torium Reologii Tworzyw Pracownię Fizykochemii Ciała Stałego. Pracownia ta w 1972 r. zostanie wyposażona w podstawową aparaturę taką, jak mikroskop elektronowy, dyfraktometr rentgenowski, derywatograf, mikroskop polaryzacyjny i inna aparaturę. Celem Pracowni będzie prowadzenie prac naukowo-badawczych i usługowych dla potrzeb Uczelni, środowiska i kraju w zakresie badania struktury ciał skondensowanych, ich własności fizycznych oraz istniejących współzależności między strukturą i własnościami. Prowadzone badania będą dotyczyły zarówno rentgenowskiej analizy strukturalnej i równowag fazowych w układach skondensowanych, jak i określania własności magnetycznych, dielektrycznych i termodynamicznych w zakresie niskich i wysokich temperatur. Uruchomienie tej pracowni pozwoli na interpretację procesów reologicznych zachodzących w badanych próbkach z punktu widzenia fizykochemii, co równoległe z interpretacją fenomenologiczną da kompleksowość badań.

W obecnej pięcioletce i w początku następnej będzie rozbudowywana pracownia reologii dynamicznej. Na wyposażenie jej wejdą takie maszyny, jak: pulsatory, zmęczeniówki, różnego rodzaju maszyny do wibrorelaksacji i wibropełzania. Będziemy dążyć do tego, aby maszyny te posiadały układy programujące warunki realizacji prób. Pozwoli to przeprowadzać badania w warunkach niestacjonarnych obciążeń i temperatur zbliżonych do rzeczywistych warunków pracy maszyn i konstrukcji.

### 3. Badania podstawowe

Istnieje w pewnym stopniu sprzężenie zwrotne między badaniami problemów podstawowych prowadzonych w ramach badań własnych, a późniejszym rozszerzeniem tych badań na zagadnienia stosowane w gospodarce narodowej. W ramach badań podstawowych kształci się kadra naukowo-dydaktyczna, prowadzi się działalność popularyzatorską, wyników tych badań poprzez publikacje naukowe, referaty na sympozjonach i konferencjach naukowych. Taka działalność jest najlepszą drogą do nawiązania kontaktów z przemysłem. Spopularyzowane wyniki badań są najlepszym świadectwem dla kontrahenta wiarygodnych możliwości rozwiązania problemów naukowo-badawczych.

Z drugiej strony, w większości przypadków, jednostki gospodarki narodowej życzą sobie szybkich wyników badań i przy niezbyt dużych nakładach finansowych. Oba te życzenia w przypadku badań reologicznych są niemożliwe do spełnienia. Często dochodzi do kompromisu. Daje się zleceniodawcy minimum niezbędnych wyników w czasie do przyjęcia dla obu stron, problemy zaś istniejące z naukowego punktu widzenia przenosi się do badań własnych. A więc sprzężenie jest typu: badania własne - badania dla przemysłu - badania własne. Początkowy okres rozwoju ośrodka bazował głównie na badaniach podstawowych, dotyczących zjawisk pełzania, wibropełzania i pełzania w procesie zmęczenia. Zagadnienia te od strony fenomenologicznej i fizycznej zostały omówione w opracowaniu monograficznym autora [1].

Zostały przeprowadzone obszerne badania wpływu różnych parametrów na proces wibropełzania. Praca [2], dotycząca wyników tych badań, na ogólnopolskim konkursie na prace doświadczalne z mechaniki zorganizowanym przez Wrocławski Oddział Polskiego Towarzystwa Mechaniki Teoretycznej i Stosowanej, w 1968 r. została wyróżniona pierwszą nagrodą. Zagadnieniom wibropełzania poświęcono również dalsze prace [3, 4, 5, 6 i 10].

Zagadnieniom fenomenologicznej interpretacji nieliniowych procesów pełzania metali poświęcono prace [7, 9].

Elementy maszyn i różne konstrukcje inżynierskie z zasady pracują w niestacjonarnych warunkach obciążeń. Procesy reologiczne zachodzące w elementach takich konstrukcji są niezmiernie złożone, zależnie od wielu parametrów. Realizacja badań laboratoryjnych w warunkach odzwierciedlających rzeczywistość nastęca dużę trudności. Podejmowana jest ona jednakże przez najpoważniejsze ośrodki w świecie, gdyż rozwiązywanie tych problemów prowadzi z jednej strony do niezawodności pracy maszyny i konstrukcji, z drugiej zaś do ich właściwego kształtowania.

Również nasz ośrodek od kilku lat włączył się do realizacji tej problematyki. Badano kumulację odkształceń pełzania i kumulację uszkodzeń w zakresie współczynników amplitudy naprężeń  $A_r = \sigma_a/\sigma_m = 0-\infty$ . Tym zagadnieniom poświęcono prace [11—16].

Niejako podsumowaniem wyników badań na temat badań reologicznych w ostatnich latach omówionych wyżej jest praca [18].

Od 1970 roku prowadzi się badania mechanicznych własności reologicznych materiałów anizotropowych takich, jak papiery, preszpany i laminaty. W szczególności wyznacza się dla tych materiałów, w różnych warunkach badań, moduły dynamiczne i dysypację energii. Wyznaczaniu modułów dynamicznych preszpanu poświęcono pracę [17].

### 4. Współpraca z przemysłem

Sposób powstania Laboratorium Reologii Tworzyw w pewnym stopniu zdeterminował jego podstawowy kierunek działania. Tym kierunkiem jest współpraca z zakładami Ministerstwa Przemysłu Maszynowego i innymi jednostkami gospodarki narodowej w badaniu mechanicznych własności reologicznych nowych tworzyw konstrukcyjnych lub tworzyw konwencjonalnych stosowanych w konstrukcjach pracujących w „niekonwencjonalnych” warunkach, lub wreszcie, w badaniach związanych z modernizacją konstrukcji konwencjonalnych.

W minionym okresie przeprowadzono następujące badania:

1) W 1968 roku dla Centralnego Ośrodka Konstrukcyjno-Badawczego Przemysłu Motoryzacyjnego w Warszawie zbadano w temperaturze 1005°K wytrzymałość na pełzanie stali zaworowej przy 14 rodzajach obróbki cieplnej. Badania miały na celu ustalenie najwłaściwszej obróbki cieplnej stali, do produkcji zaworów polskiego samochodu osobowego „Fiat”.

2) W 1969 roku dla Instytutu Mechaniki Precyzyjnej zbadano granicę pełzania stali H25N20S2 w temperaturze 1173 i 1273°K na bazie 1000 h i przy odkształceniu granicznym 1%.

3) W roku 1969 dla Instytutu Elektrotechniki w Międzyzlesiu zbadano własności reologiczne papieru i preszpanu transformatorowego. Badano pełzanie i pełzanie wsteczne tych materiałów izolacyjnych zanurzonych w oleju.

4) W roku 1970 dla Instytutu Elektrotechniki w Międzyzlesiu zbadano zmienność modułów dynamicznych papieru i preszpanu transformatorowego przy zanurzeniu w oleju w zależności od szeregu parametrów obciążenia, tj. zbadano wpływ naprężenia średniego, amplitudy naprężenia, częstotliwości wibracji oraz czasu stabilizacji.

5) W latach 1971—72 prowadzone są dla Instytutu Mechaniki Precyzyjnej bada-

nia wpływu temperatury i czasu starzenia na granicę pełzania i na wytrzymałość na pełzanie stali nierdzewnej i kwasoodpornej typu OH18N12Nb w temperaturze 973°K.

6) W latach 1971—72 prowadzone są dla Zakładu Doświadczalnego Dolnośląskich Zakładów Wytwórczych Maszyn Elektrycznych „DOLMEL” we Wrocławiu badania na wibropełzanie przy rozciąganiu, ściskaniu i zginaniu próbek wykonanych z epoksydu zbrojonego włóknem szklanym i próbek zbrojonych ciętym włóknem szklanym.

7) Badania wyszczególnione w punktach 3) i 4), które należy traktować jako rozpoznawcze będą kontynuowane w latach 1972—73 według kompleksowego programu na zamówienie Fabryki Transformatorów i Aparatury Trakcyjnej „ELTA” w Łodzi. Obejmują one statyczne badania reologiczne materiałów izolacyjnych w stacjonarnych i niestacjonarnych warunkach otoczenia, dynamiczne badania reologiczne materiałów izolacyjnych, badania wytrzymałości na pełzanie i wibrowytrzymałości na pełzanie aluminiowych przewodów nawojowych do transformatorów w temperaturze pracy transformatora, badania zmian strukturalnych w wyniku pełzania i wibropełzania, wreszcie, badania relaksacji naprężeń na modelach transformatorów. Wyniki tych badań powinny wpłynąć na uściślenie obliczeń wytrzymałościowych przy projektowaniu transformatorów, ewentualne poprawienie technologii ich produkcji. W efekcie dać to powinno zmniejszenie awaryjności transformatorów w trakcie ich eksploatacji.

8) Nawiązano współpracę z zakładami Mechanicznymi „ZAMECH” w Elblągu. W wyniku tej współpracy nasze laboratorium w latach 1973—1974 ma prowadzić badania wytrzymałości na pełzanie stali i stopów stosowanych do budowy turbin.

9) W roku 1970 dla Zakładów Budowy i Naprawy Maszyn Drogowych „MADRÓ” w Białymstoku przeprowadzono badania statyczne i dynamiczne prototypu cyster-naczepy o dużej pojemności do przewozu bitumu CNB-15000. Badania te, po wprowadzeniu nieznacznych poprawek konstrukcyjnych, pozwoliły uruchomić produkcję seryjną.

10) Poza tym, ośrodek nasz corocznie wykonuje kilkanaście prac naukowo-usługowych lub ekspertyz dla potrzeb gospodarki naszego regionu.

Z przeglądu nawiązanej współpracy z przemysłem wynika, że stałą pozycją badań są badania pełzania stali żarowytrzymałych (punkty 1, 2, 5, 8). Problematyce tej poświęcono pracę [8]. W ostatnich jednakże latach równoległą problematyką badawczą do badań metali stają się tworzywa sztuczne.

Niech Szanowny Czytelnik wybaczy autorowi, że podzieli się z Nim osobistą satysfakcją. Otóż, prawie od dziesięciu lat autor zajmował się zagadnieniem wibropełzania jako badaniami podstawowymi.

Wówczas problematyką tą, w zasadzie, przemysł krajowy nie interesował się. Jednakże, jak wynika z zestawienia współpracy z przemysłem, poczynając od 1970 roku stałą pozycją obecnie i na przyszłość są zagadnienia związane z wibropełzaniem, tj. problematyka wibropełzania staje się dla przemysłu dziedziną stosowaną. Należy przypuszczać, że na ten stan rzeczy wpłynęła, między innymi, działalność popularyzatorska naszego ośrodka.

## 5. Kształcenie kadry naukowej

Na obecnym etapie rozwoju naszego ośrodka najistotniejszym staje się szybkie kształcenie młodej kadry naukowej. Potrzebne to jest z wielu oczywistych względów takich, jak: dobrej drożności laboratorium w rozwiązywaniu kolejnych tematów naukowo-badawczych; nadanie właściwego poziomu tym pracom; przygotowanie się

kadrowe do nowych znacznie większych zadań z chwilą przekształcenia laboratorium w Środowiskowe Ogólnokrajowe Laboratorium Reologii Tworzyw. Wreszcie, jest to ważne również ze względu na właściwe zabezpieczenie w kadre procesu dydaktycznego. Można bez przesady stwierdzić, że przy pewnym nasyceniu laboratoriów w maszyny i aparaturę, dalsze forsowne „uzbrajanie” w nie mija się z celem, jeśli równoległe nie idzie forsowne kształcenie kadry. W przeciwnym przypadku nastąpiłoby moralne zestarzenie wyposażenia zanim ono zostałoby wykorzystane do badań.

Proces kształcenia powszechnie uważa się za skuteczny, jeśli w przystępnym czasie prowadzi do uzyskania przez kandydata stopnia naukowego. W zasadzie istnieją trzy drogi uzyskania pracowników ze stopniami naukowymi. Pierwsza — sprowadzenie potrzebnych pracowników z innych ośrodków naukowych. Druga — wysłanie młodych pracowników na studia doktoranckie. Trzecia — kojarzenie pracy dydaktycznej z pracą naukową we własnym środowisku. Pierwszy przypadek, o ile jest realny do procesu dydaktycznego, to wątpliwy jeśli chodzi o badania reologiczne. W kraju dotychczas bardzo nieliczna grupa pracowników naukowych uzyskała stopnie naukowe z reologii, a zwłaszcza z reologii doświadczalnej. Natomiast z praktyki wiadomo, że przekwalifikowanie doktora nawet z dyscypliny pokrewnej jest sprawą bardzo trudną. Drugi przypadek ze względu na duże obciążenia dydaktyczne asystentów, wynikające z niedoboru na Białostocczyźnie mgr inżynierów, którymi można byłoby zasilić grupę asystencką oraz to, że wysyłanie asystenta na studia doktoranckie nie jest równoznaczne z uzyskaniem w przyszłości doktora o potrzebnej specjalizacji, staje się również mało przydatny.

Pozostaje trzecia forma kształcenia. Posiada ona ten minus, że wykonywanie doktoratu być może trwa dłużej. Ale należy wziąć pod uwagę, że również nie wszyscy aspiranci kończą pracę w przepisany okres trzyletni. Poza tym, aspirantowi do trzyletniego okresu w zasadzie należy dodać pewien okres przygotowawczy do aspirantury. Natomiast, moim zdaniem, trzecia forma w naszych warunkach posiada następujące zalety: 1) Doktorant jest stopniowo wdrażany w problematykę nurtującą jednostki gospodarki narodowej i uczestniczy w rozwiązywaniu tych problemów. 2) Temat pracy doktorskiej wyłania się w pewnym sensie w sposób naturalny, z potrzeb życia. Jest to niezmiernie istotne z gospodarczego punktu widzenia, jak i z dużego wewnętrznego zadowolenia doktoranta. 3) Nie zachodzi konieczność rozłąki rodzin na czas wykonywania doktoratu. 4) Doktorant korzysta z seminariów naukowych, sam referuje swoje prace na seminariach ośrodka i na konferencjach naukowych. 5) Wykonana w ten sposób praca doktorska sprzyja szybszemu uzyskaniu drugiego stopnia naukowego — habilitacji.

Obecny stan kształcenia kadry naukowej w naszym młodym ośrodku przedstawia się następująco:

1) W grudniu 1970 roku został zamknięty przewód habilitacyjny z wyróżnieniem, a rozprawa habilitacyjna uzyskała nagrodę Ministerstwa Oświaty i Szkolnictwa Wyższego.

2) W roku 1971 zostały otwarte dwa przewody doktorskie. Zakończenie tych przewodów przewidywane jest pod koniec 1972 roku.

3) Cztery przewody doktorskie przygotowane są do otwarcia w 1972 roku.

4) Dwa przewody doktorskie przygotowane są do otwarcia w 1973 roku.

Należy podkreślić, że zarówno tematy zamkniętego już przewodu habilitacyjnego, otwartych przewodów doktorskich, jak i tych, które są przygotowane do otwarcia dotyczą różnej problematyki reologicznej dotyczącej stopów metali, laminatów i in-



nych tworzyw anizotropowych, np. papieropodobnych, badanych w różnych warunkach obciążeń i otoczenia.

Takie skupienie całego zespołu ludzkiego w jednej problematyce było możliwe dzięki temu, że ośrodek nasz startował od podstaw, zarówno jeśli chodzi o bazę laboratoryjną, jak i o kadre naukową. Średni wiek zespołu, który zajmuje się problemami reologicznymi nie przekracza 33 lat. Przeważają tu starsi asystenci, którzy po odbyciu kilkuletniego stażu w przemyśle, budownictwie lub transporcie przeszli do pracy naukowo-dydaktycznej. Stworzono więc zespół, w którym pracownicy nie są obciążeni inną problematyką naukową i przez to nie ciężą w innych kierunkach.

LABORATORIUM REOLOGII TWORZYW  
WYŻSZA SZKOŁA INŻYNIERSKA, BIAŁYSTOK

#### LITERATURA

1. A. Jakowluk: Wibropęczanie w metalach, WNT, Warszawa 1967.
2. A. Jakowluk: Badanie wpływu różnych parametrów na proces wibropęczania w metalach. Zespół Mechaniki Technicznej WSInż w Białymstoku, 1968.
3. A. Jakowluk: The Influence of Various Parameters on the Processes of Vibrocreep in Metals. Bull. Acad. Polon. Sci., Sér. Sci. Techn., 18 (1970), Nol, 7.
4. A. Jakowluk: Wpływ poziomu naprężenia i współczynnika amplitudy naprężenia na proces wibropęczania. Mech. Teor. Stos., 4, 7 (1969), 485.
5. A. Jakowluk: Wpływ częstotliwości wibracji na proces wibropęczania. Mech. Teor. Stos., 4, 7 (1969), 506.
6. A. Jakowluk: Wyniki badań wpływu częstotliwości siły wymuszającej na proces wibropęczania. IV Sympozjum PTMTS pośw. reologii, Wrocław 1969, t. I, 39.
7. M. Czech, A. Jakowluk, J. Kołybko: Pewne sposoby ustalania i doboru funkcji proporcjonalności pęczania oraz funkcji wskaźnika nieliniowości pęczania. V Kraj. Konf. Wytr. i Bad. Mat., Kraków 1969, t. I, I-62.
8. A. Jakowluk, J. Kołybko, J. Ogrodnik: Pewne aspekty pęczania stali żarowytrzymałej w wysokich temperaturach. Zesz. Nauk. nauk techn. WSInż., Białystok, Nol, 1970, 23.
9. A. Jakowluk, M. Czech, J. Kołybko: Wyznaczanie parametrów pewnego nieliniowego modelu reologicznego. Rozpr. Inżyn., 2, 18 (1970), 281.
10. A. Jakowluk: Krytyczne spojrzenie na aproksymacyjne metody wyznaczania wytrzymałości zmęczeniowej przy cyklu niesymetrycznym, III Sympozjon Podst. Konstr. Maszyn, Białystok — Białowieża 1969, 55.
11. A. Jakowluk: Wpływ przeciążeń i niedociążeń na wytrzymałość na pęczanie i wibropęczanie. V Kraj. Konf. Wytr. i Bad. Mat., Kraków 1969, t. II, II<sub>a</sub>-11.
12. A. Jakowluk: Cumulation of Creep Strain and Cumulation of Damage in Funktion of the Coefficient of Stress Amplitude. Bull. Acad. Polon. Sci., Sér. Sci. Tech., 18 (1970) No 2, 65.
13. A. Jakowluk: Kumulacja odkształceń pęczania i kumulacja uszkodzeń stopu Al-Mg-Si przy jednokrotnej zmianie obciążenia. Arch. Bud. Maszyn, 4, 17 (1970), 621.
14. A. Jakowluk: Kumulacja odkształceń i uszkodzeń przy wibropęczaniu stopu Al-Mg-Si przy ciągłym jednoschodkowym obciążeniu. Arch. Bud. Maszyn, 1, 18 (1971), 183.

15. A. Jakowluk: Kumulacja odkształceń i uszkodzeń przy zmęczeniu stopu Al-Mg-Si przy ciągłym jednoschodkowym obciążeniu. Arch. Bud. Maszyn, 2, 18 (1971), 261.
16. A. Jakowluk: Wpływ naprężenia średniego na ograniczoną wytrzymałość zmęczeniową oraz na kumulację uszkodzeń. Arch. Bud. Maszyn, 3, 18 (1971), 521.
17. M. Czech, A. Jakowluk, J. Kołybko: Badania wpływu różnych parametrów na moduł dynamiczny preszpanu zanurzonego w oleju. VII Polsko-Czechosłowacka konf. dynamiki maszyn, Gliwice 1971, t. 1, 209.
18. A. Jakowluk: Pewne procesy reologiczne w metalach na przykładzie stopów aluminium. Rozprawa habilit., Białystok 1970.

A. Jakowluk

#### EVOLUTION OF RESEARCH IN THE SPHERE OF RHEOLOGY IN BIALYSTOK CENTRE

#### Summary

This paper presents the state and prospects of the evolution of laboratorial base and the review of the researches concerning vibrocreep, and creep phenomenon in the process of fatigue by stationary and nonstationary loadings.

The collaboration with industry and the education of the scientific staff is also discussed in the article.

А. Яковлюк

#### РАЗВИТИЕ РЕОЛОГИЧЕСКИХ ИССЛЕДОВАНИЙ В БЕЛОСТОКСКОМ ЦЕНТРЕ

#### Резюме

В работе представлено состояние и перспективы развития лабораторной базы, а также обзор исследований виброползучести и ползучести в процессе усталости при стационарных и нестационарных нагрузках. Обсуждается также вопрос воспитания научных работников и сотрудничества с промышленными предприятиями.



STANISŁAW URBĄŃSKI, SERAFIN ROMANIUK

**ROZWÓJ ZAUTOMATYZOWANYCH  
UKŁADÓW NAPĘDOWYCH**

W artykule omawia się problemy związane ze wzrastającą rolą i rozwojem napędów elektrycznych w przemyśle. Zwraca się uwagę na fakt, że obecnie mamy już coraz częściej do czynienia z układami napędowymi, w których silnik elektryczny jest tylko jednym z wielu elementów. Omówiona jest zasada stosowania indywidualnych zasilaczy dla silników elektrycznych, czy to w formie tyrystorowych przekształtników prądu przemiennego na prąd stały, czy też w formie przemienników częstotliwości prądu przemiennego. W dalszej części artykułu omówiono rozwój wzmacniaczy sygnałów i wzmacniaczy mocy w układach napędowych. Podkreślono generalne przejście na technikę półprzewodnikową w dziedzinie sterowania układami napędowo-regulacyjnymi. Zwraca się uwagę na ustawnie roszszerzające się zastosowania techniki cyfrowej w układach napędowo-regulacyjnych, w tych zwłaszcza przypadkach, gdzie potrzebny jest bardzo wysoki stopień stabilizacji i szeroki zakres regulacji prędkości obrotowej. Podkreśla się konieczność stosowania nowoczesnych metod matematycznych przy projektowaniu tego typu układów. W związku sposób zreferowane są problemy napędowo-regulacyjne w przemyśle włókienniczym województwa białostockiego.

**1. Wstęp**

Dwadzieścia kilka lat temu mogło się jeszcze wydawać, że przemysłowe napędy elektryczne są domeną silników prądu przemiennego, głównie indukcyjnych zwartych i pierścieniowych. Silnik elektryczny traktowano wówczas tylko jako wysoko-sprawne źródło momentu obrotowego.

Nawet przy coraz szerszym wprowadzaniu napędu jednostkowego maszyn produkcyjnych, w takich przemyślach jak: włókienniczy poligraficzny, papierniczy, nie wymagało się od silników elektrycznych pełnienia poważniejszych funkcji regulacyjnych. Były one zarezerwowane raczej dla elementów i zespołów mechanicznych. Wyrażenie „napęd elektryczny” było niemal synonimem wyrażenia „silnik elektryczny”, z tym tylko uzupełnieniem, że silnik ten musiał być w pewien sposób łączony do sieci i zabezpieczony.

Silniki elektryczne, tak jak wszystkie inne, rozpatrywane w kategoriach jednostek, a nie w kategoriach układów napędowo-regulacyjnych, w których silnik mógłby być zaledwie jednym z wielu elementów. Zaczęto jednak zdawać sobie sprawę z tego jak bardzo może zależeć jakość przebiegu procesu technologicznego od charakterystyk układów napędowo-regulacyjnych i że układy te stanowią powinny niejako integralną część maszyn produkcyjnych [1]. Najwcześniej i najdokładniej zdano sobie sprawę z tego w przemyśle papierniczym, w którym występują takie zagadnienia jak napęd elektryczny papiernic i ścieraków. W przemyśle tym stwierdzono, że w wielu zastosowaniach napędowych silniki prądu przemiennego, wzmiankowane wyżej, są bezużyteczne i że silniki prądu stałego są niezastąpione, zwłaszcza jako elementy układów napędowo-regulacyjnych [5].

W latach 50-tych wystąpił na wielką skalę „come back” silników prądu stałego w takich podstawowych przemysłach jak: hutniczy, górniczy, papierniczy. Może jeszcze bardziej wyraźnie zaznaczyło się to w napędach dźwigowo-transportowych.

## 2. Stan obecny w dziedzinie układów napędowo-regulacyjnych

Obecnie zarysował się już wyraźny następujący podział w układach napędowo-regulacyjnych:

1) Układy automatycznej stabilizacji, w których wielkość zadana ma wartość stałą, oczywiście nastawialną, niekiedy w bardzo szerokich granicach. Najczęściej tą wielkością zadaną jest prędkość obrotowa.

2) Układy automatycznej regulacji programowej, w których wielkość zadana jest pewną określoną funkcją czasu lub innego parametru.

Układ regulacji musi być odpowiednio czuły na sygnały wielkości zadanej, a z drugiej strony musi być odpowiednio nieczuły na wszelkie sygnały zakłócające wchodzące do układu.

W większości układów niezmiernie ważne jest osiągnięcie optymalnych stanów dynamicznych. Najczęściej chodzi o odpowiednie wartości przyspieszeń lub przemieszczeń położenia.

Najogólniej, w zautomatyzowanych (zamkniętych) układach napędowo-regulacyjnych znajdują się następujące elementy składowe:

- 1) elementy pomiarowe,
- 2) wzmacniacze,
- 3) korektory dynamiczne,
- 4) zespoły wykonawcze: zasilacz-silnik elektryczny.

Na osiągnięcie prawidłowych charakterystyk roboczych maszyn produkcyjnych bezpośredni wpływ ma właściwy dobór wszystkich wymienionych elementów, a nie tylko silników elektrycznych. Jak wiadomo z teorii regulacji, dla osiągnięcia żądanej dokładności działania układu należy odpowiednio wzmacniać sygnały sterujące, najczęściej napięciowe. Stąd wypływa konieczność stosowania członów wzmacniających w pętach regulacyjnych i wyliczania właściwej wartości ich współczynnika wzmacnienia. Z drugiej natomiast strony, ze względu na inercyjność większości elementów układów automatycznej regulacji, nie można przekroczyć pewnej dopuszczalnej wartości współczynnika wzmacnienia aby układ ruchomy maszyny produkcyjnej nie popadł w niestabilność. Stąd wynika potrzeba stosowania korektorów dynamicznych i także odpowiedniego ich obliczania.

Od dawna znane są różne rodzaje zespołów wykonawczych w elektromaszynowych układach napędowo-regulacyjnych i to zarówno prądu przemiennego jak i stałego. W zastosowaniach przemysłowych, jak powiedziano wyżej, przez długi czas na pierwsze miejsce zdecydowanie wysuwały się układy prądu stałego, zwłaszcza jeśli chodzi o większe moce znamionowe. Tym układom, tzn. metodom ich obliczania poświęcona była i jeszcze jest największa ilość publikacji. Wystarczy pobieżny rzut oka na spis literatury dotyczącej przemysłów papierniczego, hutniczego, górniczego i napędów dźwigowo-transportowych [4], [5].

Próbując scharakteryzować najogólniej stosowane układy napędowe prądu stałego można powiedzieć, że ich „differentia specifica” jest to regulowany zasilacz indywidualny w obwodzie twornikowym silnika.

Weźmy przykładowo układ Leonarda. Jego przetwornica dwumaszynowa jest właśnie takim zasilaczem. Uczynić tu należy jednakże pewne zastrzeżenie.

Określenie „zasilacz indywidualny” nie koniecznie musi znaczyć to, że jeden zasilacz przypada na jeden silnik prądu stałego, choć najczęściej tak rzeczywiście jest. Zasilacz może zasilać kilka silników połączonych równolegle. Niemniej jednak, w porównaniu z zasilaniem dużych ilości silników z sieci sztywnej taki zasilacz można nazwać indywidualnym.

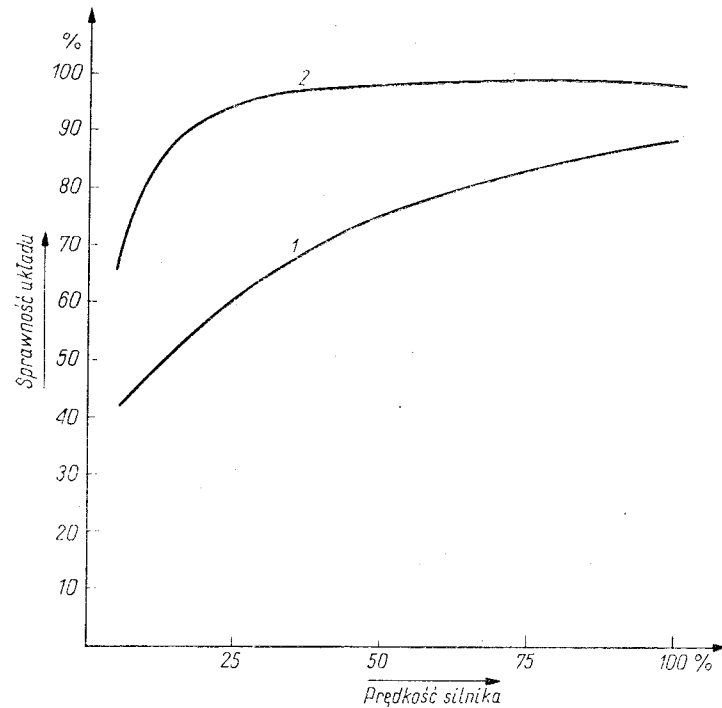
Inne układy elektromaszynowe prądu stałego również podlegają zasadzie zasilacza indywidualnego i pod tym względem są bardzo podobne do układu Leonarda.

Obecnie należy przewidywać, że dalszy postęp techniczny nie tylko nie podważy ale rozszerzy zasadę stosowania regulowanego zasilacza indywidualnego. Wydaje się, że jednym z nurtów tego postępu będzie doskonalenie, ewentualnie wynalezienie nowych rodzajów zasilaczy.

Obecnie eliminacja przetwornic leonardowskich przez przekształtniki z prostownikami krzemowymi sterowanymi (tyrystorami) jest już praktycznie biorąc faktem dokonany.

Co więcej, zanoszą się na to, że w ciągu najbliższych kilku lat wprowadzone zostaną do przemysłu na szeroką skalę statyczne tyrystorowe przemienniki częstotliwości, umożliwiające szerokozakresową regulację prędkości silników indukcyjnych. Wystąpi więc najprawdopodobniej drugi, tym razem tych właśnie silników „come-back” do układów napędowo-regulacyjnych.

Tymczasem jeśli chodzi o napędy prądu stałego, to korzyści wynikające ze stosowania przekształtników tyrystorowych są liczne. Po pierwsze są one lepsze od przetwornic leonardowskich pod względem eksploatacyjnym. Wprawdzie truizmem jest podkreślanie eliminacji części wirujących, ale warto wspomnieć o znacznie łatwiejszym ustawianiu, montażu i demontażu urządzeń tyrystorowych, o mniejszym ich ciężarze, a w konsekwencji braku potrzeby instalowania przy nich kosztownych urządzeń dźwigowych dla transportu wewnętrznego. Podobnie przedstawia się porównanie z punktu widzenia energetycznego. Sprawność typowej przetwornicy leonardowskiej 1000 kW, 6 kV, jest rzędu 88%. Odpowiednia wartość dla urządzenia z przetwornikiem tyrystorowym wynosi ok. 97%. Jest to więc bardzo istotna różnica (rys. 1). Po drugie, przekształtniki tyrystorowe ułatwiają uzyskanie dobrych własności dynamicznych i dużej dokładności działania układu napędowego. Zamiast czterech lub nawet pięciu znaczących stałych czasowych w układzie z prądnicą leonardowską i wzmacniaczem magnetycznym lub amplidyńą mamy w układzie z przekształtnikiem tyrystorowym o tej samej mocy dwie lub co najwyżej trzy stałe czasowe, przy czym jedna z nich reprezentująca czas martwy przekształtnika ma znikomą wartość, rzędu zaledwie kilku milisekund.



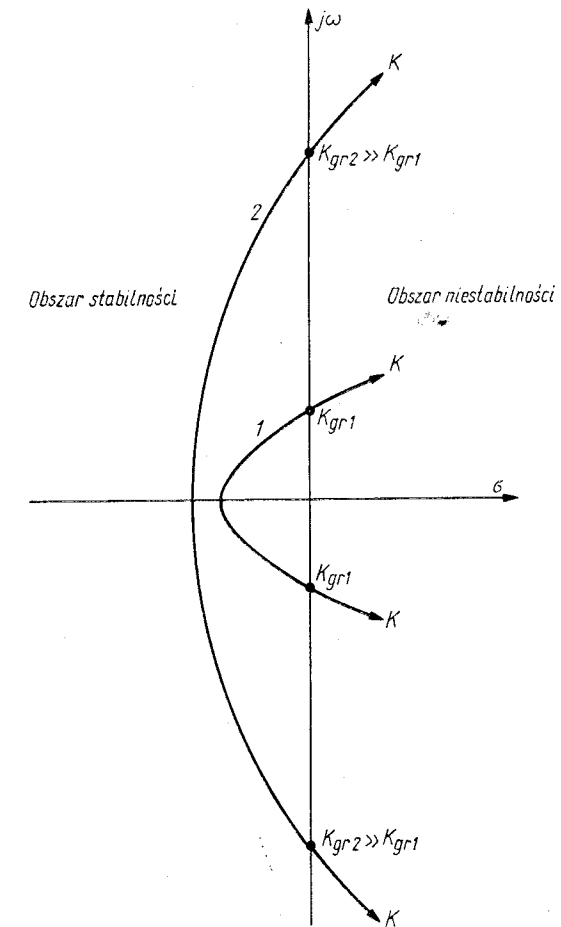
Rys. 1. Sprawność układu z silnikiem prądu stałego: 1 — z przetwornicą leonardowską, 2 — z przekształtnikiem tyrystorowym

Możemy więc bezpiecznie stosować w pętli regulacyjnej znacznie większe wzmocnienie (rys. 2). Łączy się to ze sprawą wzmiankowaną wyżej wzmacniaczy. Jeśli chodzi o wzmacniacze mocy, to przez szereg lat po zakończeniu II-giej wojny światowej bardzo rozpowszechnione były wzmacniacze elektromaszynowe amplidyna i rototrol oraz ich mutacje. Pod koniec lat pięćdziesiątych miejsce ich w znacznym stopniu zajęły tyratrony by z kolei ustąpić wzmacniaczom magnetycznym. Wówczas jednak zmiany te nie rzutowały jeszcze na wstępne wzmacniacze sygnałów, które przez dłuższy czas były niezmiennie lampowymi. Następnie zaczęto wprowadzać stopniowo tranzystoryzację wzmacniaczy wstępnych, jednakże „końcówki mocy” pozostawały z kolei przez jakiś czas niezmiennione, tzn. w dalszym ciągu były nimi wzmacniacze magnetyczne. Wreszcie ustąpiły one miejsca tyrystorowym. Ostatnio pojawiają się w katalogach dużych firm zagranicznych „tranzystory mocy”. Szczytowe ich znamionowe parametry to sto kilkadziesiąt woltów (np. 160 V) i kilkadziesiąt, a nawet kilkaset watów (np. 400 W). Przy tych wartościach staje się już w wielu przypadkach możliwe sterowanie tranzystorowe zamiast tyrystorowego [2].

### 3. Nowe perspektywy

Analogowe układy regulacyjne, w których sygnały sterujące mają przebiegi ciągłe w czasie, nazywane są już obecnie konwencjonalnymi.

W ostatnich latach nastąpił gwałtowny rozwój układów impulsowych i cyfrowych. Ogólnie układ regulacji impulsowej otrzymuje sygnały sterujące w sposób



Rys. 2. Linie pierwiastkowe Evansa, wykazujące dopuszczalną wartość  $K_{gr}$  wzmocnienia w pętli regulacyjnej z silnikiem prądu stałego: 1 — z prądnicą leonardowską i z amplidyną, 2 — z przekształtnikiem tyrystorowym

nieciągły lecz przerywany. Sygnały te „dawkowane” są w pewnych określonych odstępach czasu w postaci impulsów. Jeśli takim dawkowanym sygnałem jest np. różnica między wartością rzeczywistą, a zadaną wielkością regulowanej, to znaczy, że układ jest informowany o tej różnicy tylko co pewien czas, a nie w sposób ciągły, jak w układach konwencjonalnych. Układy z elementami techniki cyfrowej dają nieograniczone niemal możliwości jeśli chodzi o dokładność działania. Jako limit możliwej do osiągnięcia dokładności analogowych układów automatycznej regulacji wymienia się cyfrę 0,1% od wartości znamionowej wielkości regulowanej. W układach cyfrowych można osiągnąć dokładności rzędu np. dziesięciu miejsc dziesiętnych. Dla celów regulacji w napędach elektrycznych dokładność rzędu 4-ch miejsc jest jak dotychczas wystarczająca. Ponadto zespoły cyfrowe dla regulacji prędkości

umożliwiają także łatwe i dokładne nastawianie zadanej prędkości w szerokim zakresie.

Układy cyfrowe są także w chwili obecnej podstawą rozwoju metod sterowania programowego i regulacji wieloparametrowej, umożliwiające sterowanie i kontrolę kompleksowych procesów technologicznych [3]. Układy z zespołami cyfrowymi zaczynają już być szeroko stosowane np. do regulacji prędkości współbieżności sekcji papiernic, gdzie chodzi o bardzo wysoką dokładność regulacji [5].

#### 4. Uwagi końcowe

Niezmiernie trudno jest przepowiedzieć rozwój wydarzeń w jakiegokolwiek dziedzinie. Jeśli chodzi o interesującą nas sprawę rozwoju napędów elektrycznych, to przypuszczalnie przewidywania można by ująć następująco:

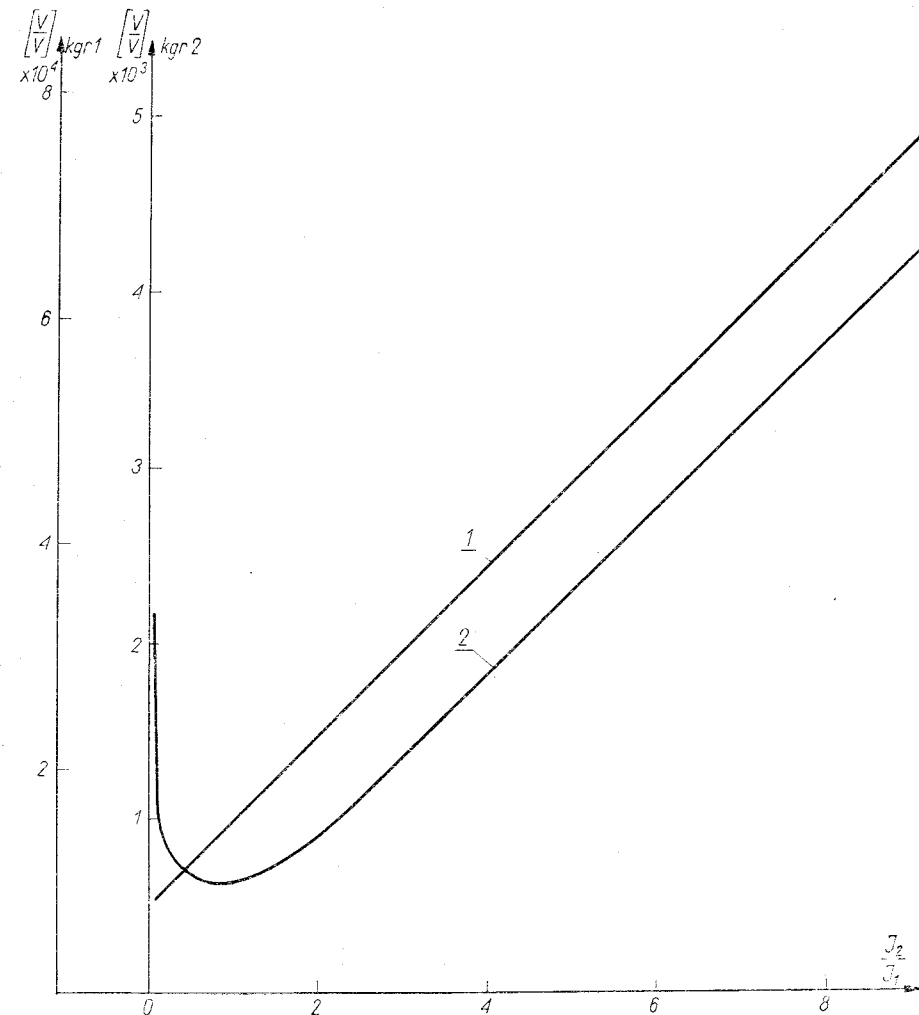
- 1) szybki rozwój nowych typów zasilaczy i wzmacniaczy, a zwłaszcza przemienników częstotliwości, w oparciu o technikę półprzewodnikową i technikę elektronicznych obwodów zintegrowanych;
- 2) powrót na szeroką skalę silników indukcyjnych do napędów o regulowanych prędkościach;
- 3) konstrukcyjne doskonalenie wszelkich elementów analogowych automatycznej regulacji, a zwłaszcza członów pomiarowych;
- 4) uzyskiwanie coraz to większej dokładności działania, niezawodności pracy, stałości parametrów, prostoty obsługi, lepszych wskaźników energetycznych układów napędowych i miniaturyzacji ich wyposażenia;
- 5) szybki rozwój i coraz szersze stosowanie układów z elementami techniki cyfrowej, w związku z tym osiąganie coraz lepszych wskaźników przy coraz większych prędkościach znamionowych procesów technologicznych.

Dla inżynierów i techników zajmujących się projektowaniem i eksploatacją napędów elektrycznych wynikają stąd ważne wnioski. Wraz z podkreślanym w p. 1 rozszerzaniem się w pewnym sensie roli silnika w napędach elektrycznych, nastąpiło też przesunięcie się ciężaru gatunkowego prac obliczeniowo-projektowych. Takie kwestie jak wyliczanie potrzebnej mocy znamionowej silnika, sprawdzanie go na grzanie, wyliczanie momentu zastępczego lub strat zastępczych, obliczanie oporników rozruchowych, schodzą niejako na drugi plan. Na czoło wysuwają się natomiast zagadnienia związane z obliczaniem pętli regulacyjnych tzn. ich stabilności i stanów dynamicznych. Łączy się to ściśle z określaniem parametrów członów korekcyjnych.

Badania przeprowadzone, między innymi, w Zespole Maszyn i Napędów Elektrycznych WSInż. w Białymstoku wykazały, że sprężyste połączenia mechaniczne wprowadzają zmiany jakościowe i ilościowe w przebiegach przejściowych układu napędowego. Może okazać się, że rzeczywisty układ regulacji zamkniętej jest niestabilny w odróżnieniu od układu o idealnie sztywnych połączeniach mechanicznych. Rozbieżność wyników jest tym większa, im mniejsza jest wartość współczynnika sztywności elementu przenoszącego energię mechaniczną. Sytuację taką często mamy w przemyśle włókienniczym, papierniczym jak również w urządzeniach dźwigownicowych. Korekcja zamkniętego układu napędowego zależy w dużym stopniu od wyboru punktu zaczepowego pętli sprzężenia zwrotnego. Analiza teoretyczna i badania laboratoryjne wykazują, że tłumienie drgań układu zapewnia pętla sprzężenia zwrotnego obejmująca sobą podatne połączenie mechaniczne.

Na rysunku 3 przedstawiona jest zależność współczynnika wzmocnienia granicznego w funkcji stosunku wartości momentu bezwładności maszyny roboczej  $J_2$  i silnika  $J_1$  dla modelowego układu napędowego przewijarki wstęgi tekstylnej. Krzywa 1 dotyczy układu, w którym połączenie mechaniczne jest potraktowane jako idealnie sztywne; krzywa 2 została wyznaczona przy założeniu, między innymi, że wartość współczynnika sztywności połączenia wynosi  $100 \text{ Nmr}d^{-1}$ .

Z porównania krzywych 1 i 2 łatwo dostrzec, że przy zachowaniu w obu przypadkach tej samej korekcji, podatność połączeń mechanicznych ogranicza możliwość zwiększania wzmocnienia w układzie. Chcąc zwiększyć dokładność regulacji musimy dla układów z podatnymi połączeniami mechanicznymi przeprowadzić inną



Rys. 3. Zależność  $K_{gr} = f \frac{J_2}{J_1}$ : 1 — dla układu z idealnie sztywnymi połączeniami mechanicznymi, 2 — dla założenia, że wartość współczynnika połączenia wynosi  $100 \text{ Nmr}d^{-1}$

niż klasyczną korekcję dynamiczną. Innymi słowy, coraz bardziej staje się potrzebna znajomość teorii regulacji.

Znajomość liniowej teorii regulacji układów analogowych jest już dosyć powszechna, lecz coraz więcej napotyka się zagadnień związanych z zastosowaniami teorii układów impulsowych i cyfrowych. Staje się potrzebna umiejętność korzystania z maszyn matematycznych analogowych i cyfrowych przy analizie i syntezie złożonych układów napędowo-regulacyjnych. Wszystkie te zagadnienia są ponad siły jednego człowieka. Stąd bierze się wielka doniosłość umiejętnego organizowania prac zespołowych.

Przemysł białostocki nie dysponuje w obecnej chwili urządzeniami produkcyjnymi, w których występowałyby tyrystorowe układy napędowe. Wzrastające jednak wymagania odnośnie jakości regulacji procesów produkcyjnych jak również jego sprawności energetycznej musi doprowadzić do nowoczesnych układów napędowych. Dotychczas to będzie w szczególności przemysł włókienniczy, który w wielu przypadkach eksploatuje maszyny wyposażone w napędy uniemożliwiające intensyfikację procesu produkcyjnego lub stwarzające duże zagrożenie wypadkami dla obsługi. Pobieżne rozeznanie autorów pozwala stwierdzić, że już dziś wskazane jest wprowadzenie techniki półprzewodnikowej do szeregu napędów w Białostockich Zakładach Przemysłu Wełnianego im. Dyr. Sierżana w Białymstoku, czy też w Białostockich Zakładach Przemysłu Bawełnianego w Fastach.

W zakładach im. Dyr. Sierżana istnieje np. pilna potrzeba zmiany sposobu sterowania napędu tzw. foluszy. Proces produkcyjny na foluszach wymaga stosowania obniżonej prędkości przy zaprowadzaniu tkaniny. Istniejący sposób uzyskiwania pomocniczej prędkości obrotowej polega na wtrącaniu w obwód wirnika silnika indukcyjnego dodatkowej rezystancji. Rozwiązanie takie mogłoby być uznane za wystarczające, gdyby folusz stawał stały moment oporowy. Moment ten jednak w dużym stopniu zależy od parametrów folowanej tkaniny. Praktycznie więc, przy jednakowej nastawie opornika regulacyjnego uzyskuje się inną prędkość obrotową silnika, a tym samym różną prędkość zaprowadzania wstęgi tkaniny. Obsługa folusza, chcąc zwiększyć przepustowość urządzenia, dąży do skrócenia czasu zaprowadzania jak i samego folowania. Może to nastąpić i jest realizowane poprzez stosowanie dużych nacisków na tkaninę jak i zwiększanie prędkości zaprowadzania. Wzrost nacisków prowadzi do zmiany charakterystyki mechanicznej urządzenia, w wyniku czego ulega zmianie prędkość zaprowadzania na danym stopniu opornika regulacyjnego. Istotne jednak jest to, że pod względem cieplnym opornik ten okazuje się źle dobrany i w krótkim czasie ulega zniszczeniu, co pociąga za sobą częste przestoje maszyny, konieczność częstej wymiany regulatora itp. Duże trudności zaopatrzeniowe zmuszają często zakład do napędzania folusza silnikiem indukcyjnym zwartym. Zrozumiałym jest, że zaprowadzanie tkaniny odbywa się w tym przypadku przy pełnej prędkości, co stwarza bardzo duże niebezpieczeństwo obsłudze folusza. Już notowano groźne niebezpieczne wypadki.

Bliższa znajomość zagadnień wykazuje możliwość zastosowania stosunkowo prostego układu tyrystorowego pozwalającego w łatwy sposób uzyskiwać prędkość pomocniczą w granicach od zera do prędkości znamionowej silnika. Układ taki pozwoliłby uniknąć kłopotliwych oporników, podniósłby wydajność jak i jakość procesu technologicznego. W tym przypadku bodaj najważniejszą sprawą jest jednak wydane zwiększenie bezpieczeństwa pracy. Zakłady wytwórcze, eksploatujące układy napędowe coraz częściej mają do czynienia z elektroniką półprzewodnikową w układach automatycznej regulacji. Ich personel będzie musiał stale pogłębiać znajomość tych gałęzi elektrotechniki. Konieczne będzie zainicjowanie szerokiej akcji szkole-

niowej personelu monterskiego tak, aby brak odpowiedniej obsady w działach Głównych Energetyków nie był czynnikiem limitującym wprowadzanie do eksploatacji urządzeń opartych o najnowsze zdobycze techniki.

ZESPOŁ MASZYN I NAPĘDÓW ELEKTRYCZNYCH  
WYŻSZA SZKOŁA INŻYNIERSKA W BIAŁYMSTOKU

#### LITERATURA

1. Praca zbiorowa, tłum. z języka niemieckiego. Technika napędu elektrycznego: WNT 1968, 1970.
2. H. Tunia, B. Winiarski: Układy elektroniczne w automatyce napędowej. WNT. Warszawa 1969.
3. Г. З. Богорад, В. А. Киблицкий: Цифровые регуляторы и измерители скорости. Библиотека по автоматике. Выпуск 197. Москва 1966.
4. J. Manitius i inni: Hutnicze napędy elektryczne. Śląsk 1969.
5. F. Schiller: Elektrische Antriebe in der Zellstoff — und Papierindustrie. Springer-Verlag. Berlin 1964.

S. Urbański, S. Romaniuk

#### PROGRESS IN THE SPHERE OF AUTOMATIC DRIVE SYSTEMS

##### Summary

In this article the problems connected with the increasing role and development of electrical drive systems in industry are discussed. Attention is drawn to the fact that at present we encounter much more frequently drive systems in which the electrical motor is only one of many elements. The principle of applying individual feeders for electric motors in the form of a.c. to d.c. thyristor convertors of alternating current frequency invertors is discussed.

In the further part of the article the development of signal and power — amplifiers is discussed. The general tendency to apply the semi — conductor technique in the field of control and drive systems, especially in cases where a very high degree of stabilization wide range of setting of speed is necessary. The need for the application of new mathematical methods in designing this type of systems is emphasized. The problems of regulation in drive systems in the textile industry of Białystok region are briefly described.

С. Урбаньский, С. Романюк

#### РАЗВИТИЕ АВТОМАТИЗИРОВАННЫХ СИСТЕМ ЭЛЕКТРОПРИВОДА

##### Резюме

В статье обсуждается проблема связанная с возрастающей ролью и развитием промышленных электроприводов. Обращается внимание на факт, что в настоящее время весьма часто имеется дело с системами электроприводов, в которых

электродвигатель является одним из многих элементов. Обсуждается принцип применения индивидуального питания электродвигателей — или в форме тиристорных преобразователей переменного тока на постоянный или в форме преобразователей частоты переменного тока. В дальнейшей части статьи обсуждается развитие усилителей сигналов, а также усилителей в системах электроприводов. Подчеркнута генеральная линия прохода на технику полупроводников в области управления системами регулируемого электропривода. Обращается внимание на непрерывно расширяющееся применение цифровой техники в системах регулируемого электропривода, в тех случаях, когда употребляется высокая степень стабилизации и широкой диапазон регулирования вращательной скорости. Подчеркивается необходимость применения современных математических методов проектирования такого типа систем. В сжатой форме подана проблема регулируемых приводов в текстильной промышленности белостокского водства.

WŁODZIMIERZ CHOMCZYK

## KRYTYCZNY PRZEGLĄD SPRĘŻAREK TŁOKOWYCH DO POWIETRZA

W niniejszej pracy poddano krytycznej analizie tłokowe sprężarki do powietrza. Na tym tle omówiono kierunki poszukiwań nowych rozwiązań konstrukcyjnych sprężarek oraz podano niektóre wyniki badań prototypów sprężarek konstrukcji autora.

### 1. Wstęp

Burzliwy rozwój przemysłu w Polsce w ostatnich latach charakteryzuje się dużym stopniem automatyzacji. Automatyzację tę realizuje się poprzez wprowadzenie układów elektronicznych, hydraulicznych, pneumaticznych, pneumatycznych, mechanicznych oraz mieszanych. Coraz większą jednakże rolę w automatyzacji procesów produkcyjnych i eksploatacyjnych odgrywa pneumatyka. Wraz z coraz szerszym wprowadzeniem pneumatyki rośnie zapotrzebowanie na sprężony czynnik. Dotychczasowe rozwiązania konstrukcyjne urządzeń sprężających nie zadawalają użytkowników. Na ogół urządzenia te są skomplikowane pod względem konstrukcyjnym, technologicznym i eksploatacyjnym. Konstrukcje sprężarek dotychczas stosowanych i produkowanych są w wielu przypadkach przestarzałe.

Zagadnieniem konstrukcji sprężarek od 1967 roku zajmuje się Zespół Podstaw Konstrukcji Maszyn Wyższej Szkoły Inżynierskiej w Białymstoku. Przeprowadzone badania analityczne i doświadczalne niektórych sprężarek dotychczas produkowanych [1]. W wyniku tych badań powstało szereg nowych oryginalnych rozwiązań konstrukcyjnych. Niektóre z nich zostały opatentowane w kraju i zagranicą. Poza tym wykonano ich prototypy w różnych wariantach, a następnie przeprowadzono i nadal są prowadzone badania analityczne i doświadczalne [2, 3].

W niniejszej pracy zajmiemy się przeglądem krytycznym istniejących sprężarek tłokowych, a na tym tle omówimy kierunki naszych poszukiwań.

## 2. Klasyfikacja sprężarek tłokowych

Do sprężania gazów stosowane są sprężarki o działaniu wporowym, do których zalicza się sprężarki tłokowe i rotacyjne oraz sprężarki o działaniu dynamicznym zwane sprężarkami przepływowymi.

Sprężarki tłokowe zasysają medium z przestrzeni niskiego ciśnienia (z reguły ciśnienie atmosferyczne) i tłoczą do przestrzeni o odpowiednio wysokim ciśnieniu. Wzrost ciśnienia jest spowodowany cykliczną zmianą (zmniejszeniem) objętości czynnika w cylindrze.

W sprężarkach przepływowych sprężenie następuje w wyniku nadania dużej prędkości przepływu i zmiany energii kinetycznej gazu na energię potencjalną (ciśnienia).

Do grupy sprężarek tłokowych zaliczamy sprężarki z tłokiem poruszającym się w cylindrze ruchem posuwisto-zwrotnym oraz ruchem obrotowo-postępowym. Sprężarki dzielimy na następujące grupy: tłokowe, rotacyjne i osiowe. Na rysunku 1 przedstawiono obszary doboru grup sprężarek w funkcji ciśnienia i wydajności [4].

W zależności od uzyskiwanego ciśnienia sprężarki dzielimy na:

- pompy (tzn. maszyny zasysające czynnik o ciśnieniu niższym od ciśnienia atmosferycznego i sprężające do ciśnienia atmosferycznego, lub nieco wyższego),
- wentylatory (maszyny sprężające czynnik o ciśnieniu do 1200 [mm] słupa wody),

- dmuchawy (maszyny zasysające czynnik o ciśnieniu równym w przybliżeniu ciśnieniu atmosferycznemu i mające stosunek sprężania mniejszy od 3),

- sprężarki niskiego ciśnienia (300 KN/m<sup>2</sup> do 1,0 MN/m<sup>2</sup>),

- sprężarki średniego ciśnienia (1,0 do 10 MN/m<sup>2</sup>),

- sprężarki wysokiego ciśnienia (powyżej 10 MN/m<sup>2</sup>),

- sprężarki bardzo wysokiego ciśnienia (powyżej 100 MN/m<sup>2</sup>).

Podział sprężarek w zależności od ich wydajności przedstawia się następująco:

- mikrosprężarki (maszyny o wydajności do 10 dm<sup>3</sup>/s),

- sprężarki o małej wydajności (10÷100 dm<sup>3</sup>/s),

- sprężarki średniej wydajności (100 dm<sup>3</sup>/s÷1,0 m<sup>3</sup>/s),

- sprężarki dużej wydajności (od 1,0 m<sup>3</sup>/s wzwyż).

Ze względu na to, iż są różne konstrukcje sprężarek dla różnych gazów, istnieje również podział w zależności od sprężanego gazu, np. sprężarki: powietrzne, amoniakalne, do helu itd.

W zależności od liczby stopni sprężania mamy sprężarki jedno- i wielostopniowe

Następny podział sprężarek tłokowych jest zależny od liczby i wzajemnego ustawienia cylindrów:

- jednocylindrowe,

- wielocylindrowe.

Sprężarki wielocylindrowe dzielimy na:

- jednorzędowe,

- wielorzędowe.

Sprężarki wielorzędowe z kolei dzielimy na następujące typy:

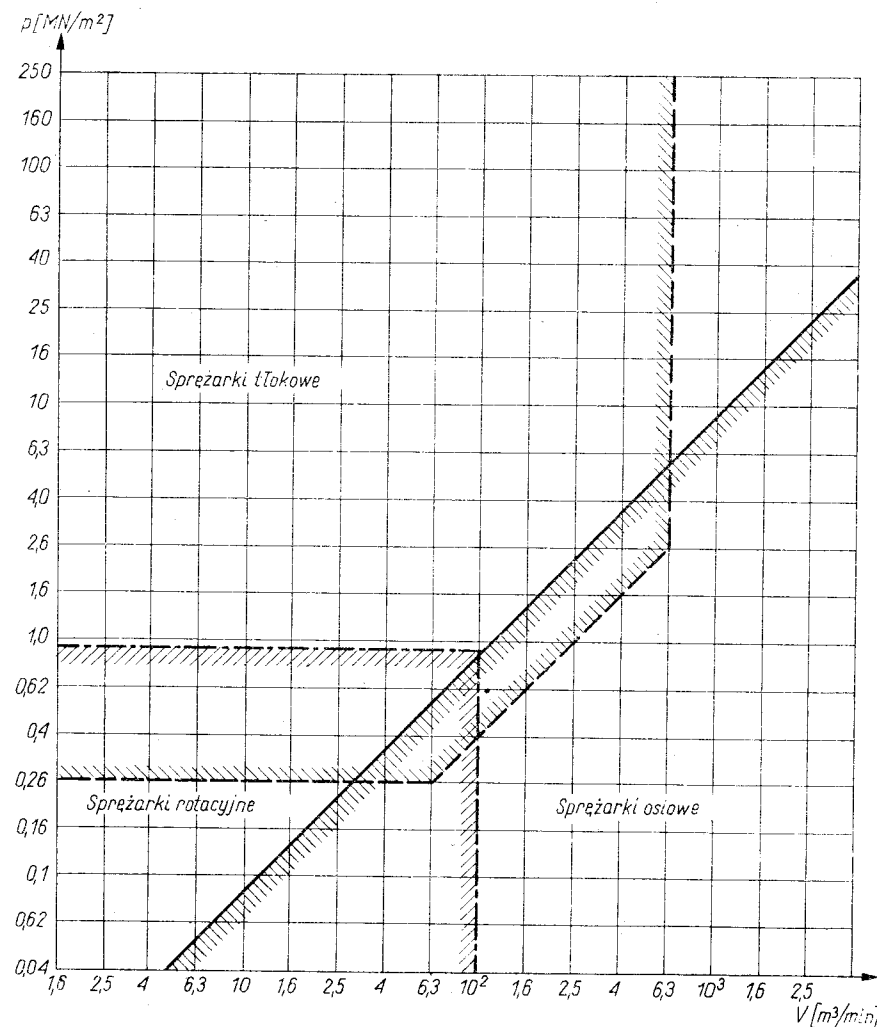
- poziome,

- pionowe,

- kątowe.

Chłodzenie sprężarek może być powietrzne lub wodne.

Ze względu na różnorodność zadań stawianych sprężarkom istnieje szereg róż-



Rys. 1. Obszary doboru grup sprężarek w funkcji ciśnienia i wydajności

nych ich konstrukcji. Zadaniem konstruktora jest wybrać takie rozwiązanie konstrukcyjne, które będzie optymalne dla określonych warunków pracy sprężarki.

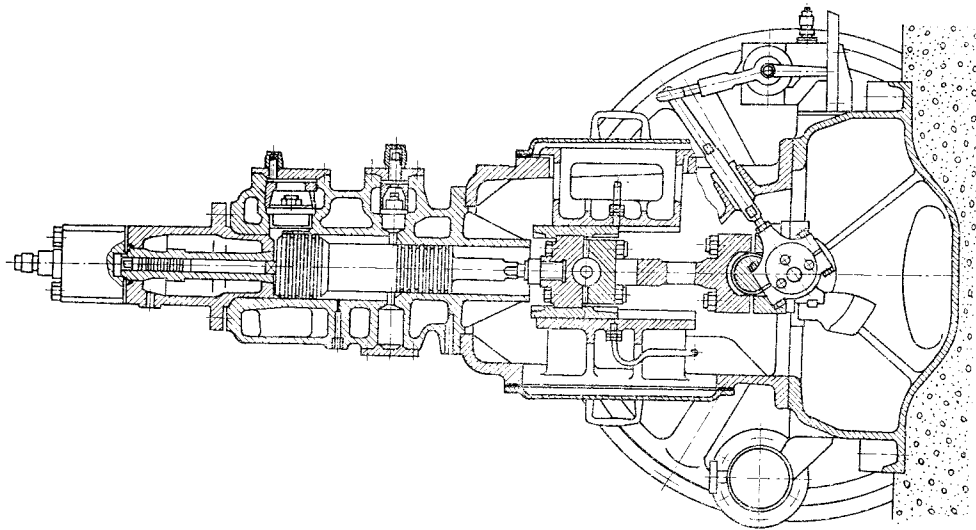
Każdy typ sprężarek posiada zalety i wady w stosunku do prostoty konstrukcji, korzyści eksploatacyjnych oraz możliwości montażu i demontażu podczas remontu.

## 3. Sprężarki pionowe

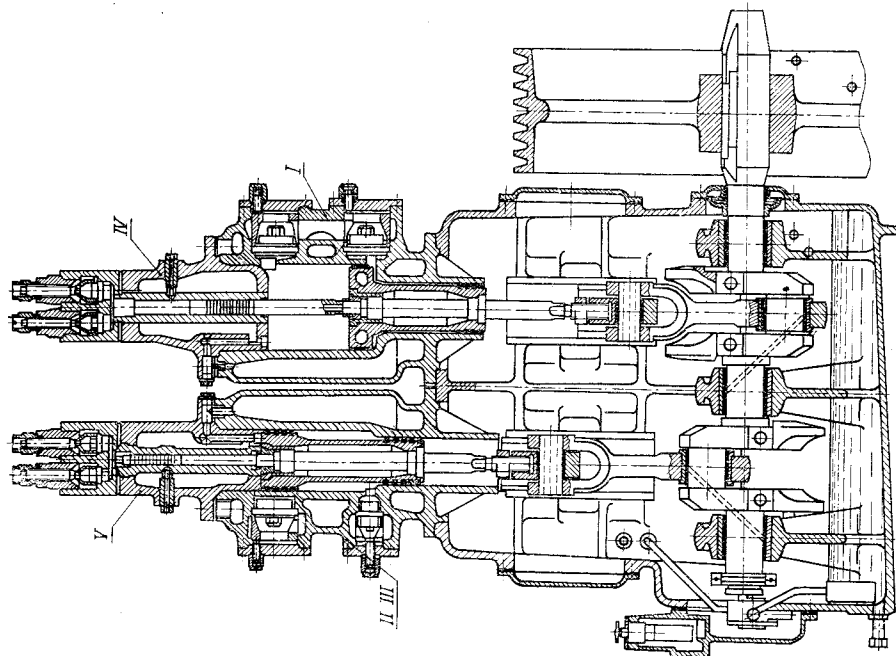
Sprężarki pionowe w porównaniu ze sprężarkami poziomymi posiadają nieco mniejszą nośność, ale za to mają bardziej równomierne obciążenie na obwodzie tłoków i cylindrów.

Korpusy tych sprężarek są bardziej proste oraz lżejsze. Są one rozciągane i ścis-





Rys. 2. Pięcistopniowa sprężarka z cylindrami różnicowymi



kańce lecz nie są zginane tak jak to jest w sprężarkach poziomych. Siły bezwładności, mas posiadających ruch posuwisto-zwrotny, obciążają fundament na osi pionowej. Fundament przez to może być traktowany jako układ o jednym stopniu swobody. Układ taki zapewnia lekkość fundamentu. Sprężarki pionowe zajmują mniejszą przestrzeń aniżeli sprężarki innych typów.

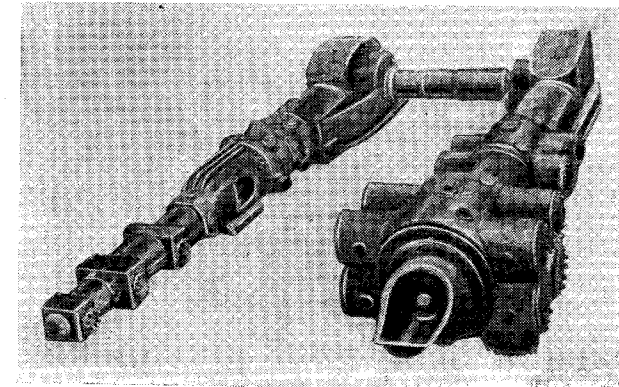
Przykład konstrukcji sprężarki pionowej przedstawiono na rysunku 2 [4].

#### 4. Sprężarki poziome

Sprężarki poziome w porównaniu ze sprężarkami pionowymi są bardziej wygodne przy obsłudze (szczególnie sprężarki duże). Przy tego typu sprężarkach jest stosunkowo najłatwiejszy demontaż i montaż wału korbowego oraz korbowodów.

Sprężarki poziome mogą posiadać cylindry ułożone po jednej stronie, lub po obu stronach wału korbowego.

Przykłady rozwiązań sprężarek poziomych przedstawiono na rysunkach 3, 4, 5 [4].

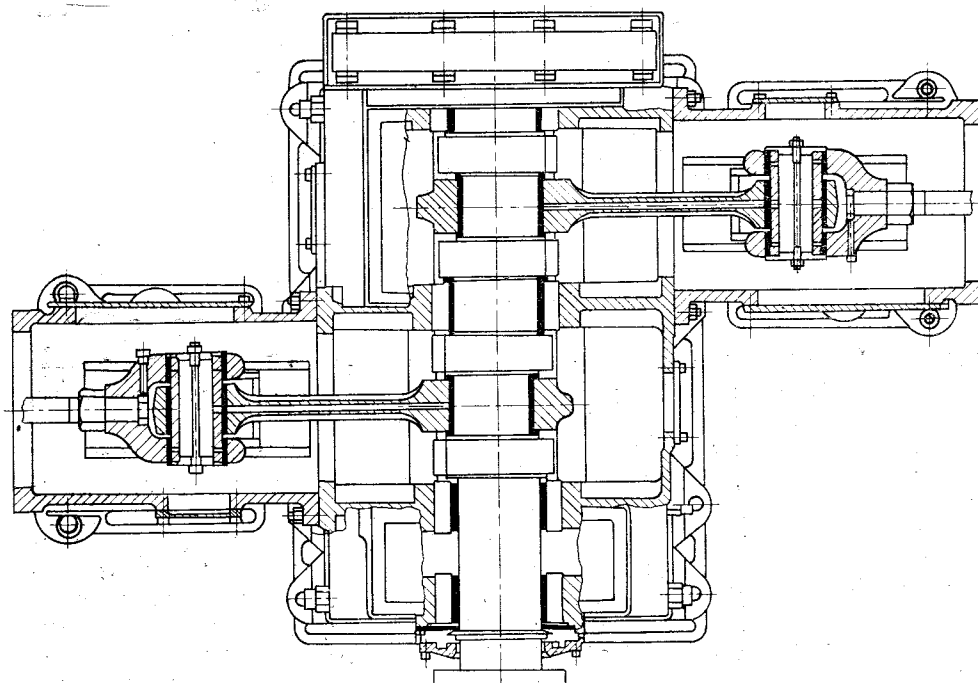
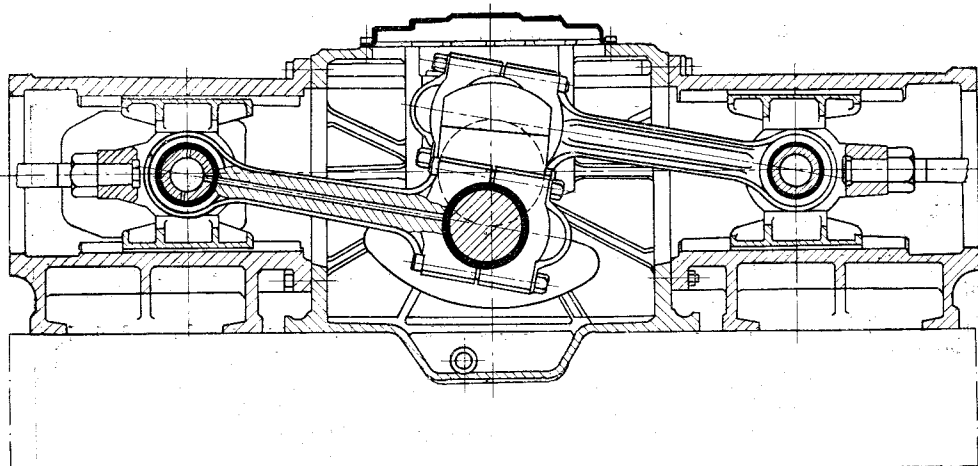


Rys. 3. Sprężarka pozioma

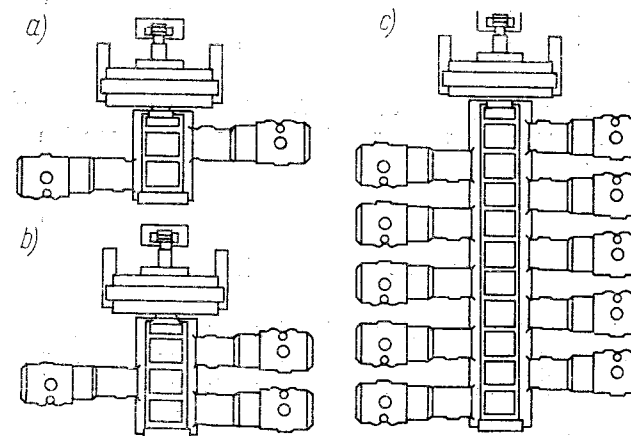
W sprężarkach poziomych o symetrycznym ustawieniu cylindrów siły występujące w cylindrach naprzeciwległych mają zwroty przeciwne, stąd następuje ich znoszenie (pozostaje różnica), a więc odciążenie łożysk głównych wału korbowego. W wyniku powyższego mamy mniejszą pracę tarcia czyli rośnie nośność łożysk.

Jedną z zasadniczych zalet sprężarek przeciwbieżnych jest więc wyrównywanie sił gazowych i masowych w ramach jednej pary wykorbień. Powyższe jest spełnione jedynie w przypadku łożyskowania co dwa sąsiednie wykorbienia. Konsekwentnie stosuje się wtedy jedynie parzyste ilości wykorbień. Takie rozwiązanie stwarza dwie niedogodności: pierwsze — ogranicza możliwość kombinacji układu, drugie — z uwagi na możliwość nierównego rozkładu obciążeń przypadających na poszczególne wykorbienia trzeba stosować odpowiednio o dużej wytrzymałości wały oraz należy się liczyć z obszarami występowania drgań. Z tego powodu takie firmy jak Cooper-Bessemer, Ingersoll-Rand, a także szereg firm europejskich stosuje łożyskowanie co wykorbienie, a szczególnie przy dużych mocach.

Poza zaletami konstrukcja przeciwbieżna posiada również następujące wady: duża zajmowana powierzchnia w rzucie poziomym, różny kierunek nacisku na



Rys. 4. Dwurzędowa pozioma sprężarka tłokowa



Rys. 5. Schematy sprężarek poziomych z rozdzielnymi wykorbieniami wału korbowego: a) sprężarka dwurzędowa, b) sprężarka trzyczędowa, c) sprężarka dziesięciorzędowa

gładzie wodzikowe dla prawego i lewego rzędu prowadnic, trudności zastosowania tych sprężarek przy najwyższych ciśnieniach.

W tym ostatnim przypadku, celem uproszczenia konstrukcji cylindra, stosuje się tłoki nurowe jednostronnie działające. Utrudnia to rozwiązanie smarowania sworzni wodzikowego i stąd dla największych ciśnień powraca się do układu jednokorbowego, tj. z nieprzeciwbieżnymi tłokami, przy przeciwstawnym układzie cylindrów.

Sprężarki tłokowe poziome są unifikowane i mogą mieć układ cylindrów różnych możliwych kombinacji. Zasadniczym wyróżnikiem normalizacyjnym jest siła tłokowa. W oparciu o powyższy wyróżnik normalizowane są korbowody, łożyska, wodziki, a w dalszej kolejności wały korbowe i ramy oraz prowadnice wodzikowe. Łącznie z przyjęciem jednolitej siły tłokowej przyjmuje się tzw. bazę napędową, a w ramach jej jednolity skok tłoków i prędkość obrotową. Prędkość obrotowa jednak na ogół bywa zróżnicowana. Dla niskich ciśnień i dla maszyn mniej odpowiedzialnych stosuje się wyższe prędkości obrotowe, a dla wysokich ciśnień i maszyn o żądanym wysokim stopniu pewności ruchu obiera się niższe prędkości obrotowe.

Prędkość tłoka przyjmuje się od 3,6 m/s dla maszyn bardzo odpowiedzialnych do 5 m/s dla mniej odpowiedzialnych.

Dobór sprężarki do żądanych parametrów pracy przeprowadza się w oparciu o obraną bazę napędową.

W oparciu o ogólne zasady obliczeń sprężarek tłokowych określa się moc izotermicznego sprężania gazu doskonałego (odstępstwo od gazu doskonałego można uwzględnić stosując współczynnik zależny od ciśnienia i rodzaju gazu).

W celu określenia rzeczywistego stanu obciążenia należy uwzględnić poza siłami gazowymi (statycznymi) wpływ sił masowych. W zasadzie zakłada się, że maksymalne siły masowe działające na wykorbienie nie mogą być większe od sił gazowych. W niektórych jednak przypadkach odstępuje się od tego wymagania. Również bardzo poważny wpływ na stan obciążenia mają:

- warunki pracy (zmiennosc obciążeń),
- sposoby regulacji wydatku,
- drgania skrętne układu sprężarka-silnik napędowy,

- rozwiązanie ostatnich stopni jako nurowe lub różnicowe,
- układ posobny zwany również „tandem” w zakresie poszczególnych wykorbień oraz inne wpływy.

Uwzględniając normalizację stosowaną obecnie przy porównywaniu poszczególnych sprężarek, jako najważniejszy wyróżnik charakteryzujący ich wielkość przyjmuje się wskaźnik zużycia mocy.

## 5. Sprężarki kątowe

Do sprężarek kątowych zalicza się sprężarki w kształcie V, W, L oraz gwiaździste. Sprężarki te najczęściej posiadają wał korbowy z jednym lub dwoma wykorbieniami. Przyjmowana jest liczba rzędów od dwóch do czterech.

Na rysunku 6 przedstawiono sprężarkę kątową dwustopniową dla powietrza o układzie cylindrów w kształcie litery V.

Wydajność jej  $V = 0,5 \text{ m}^3/\text{min}$ , ciśnienie  $p = 800 \text{ KN/m}^2$ , prędkość obrotowa  $n = 1000 \text{ min}^{-1}$ .

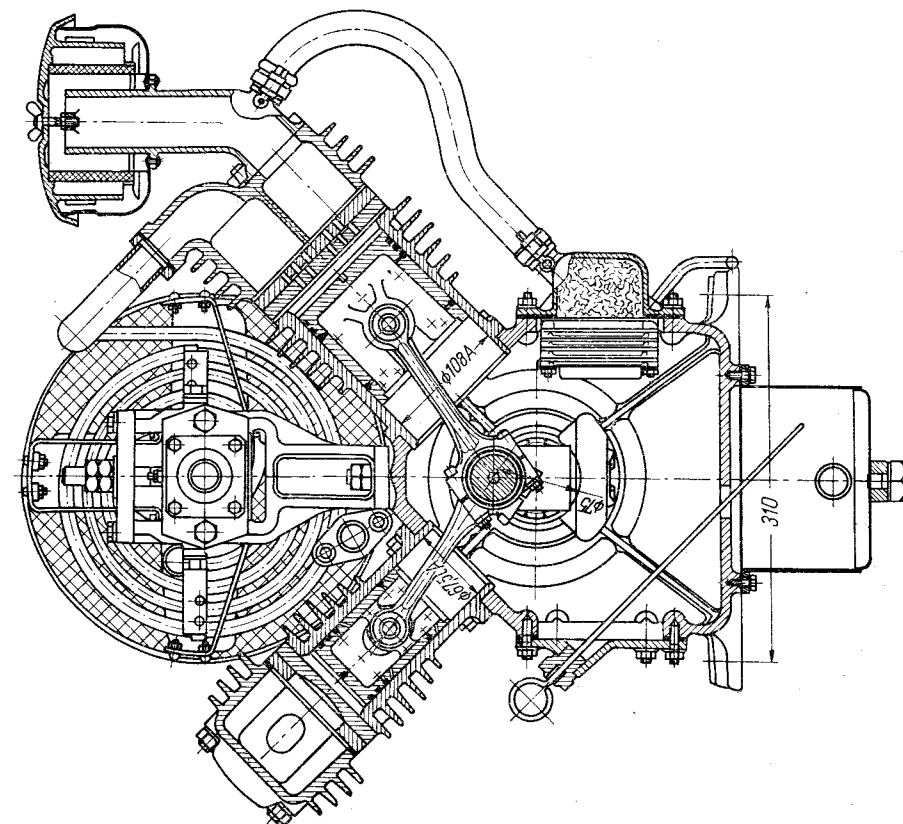
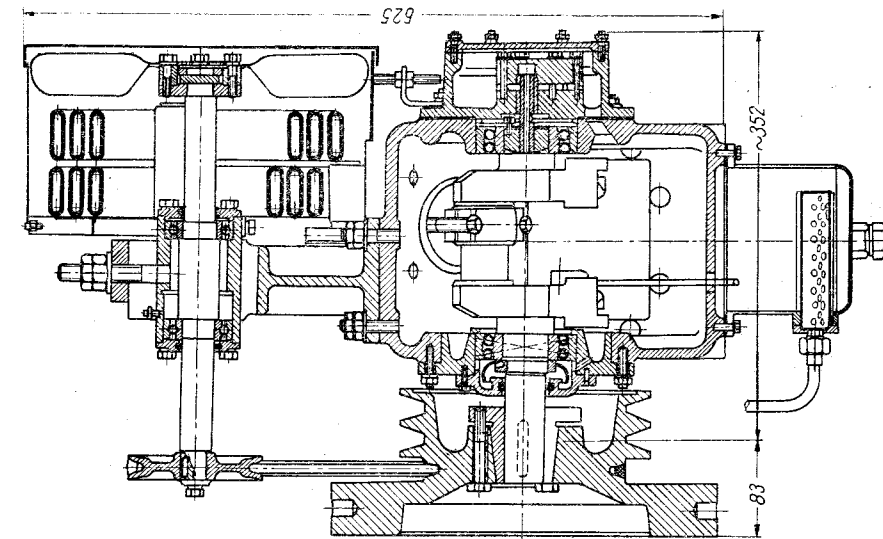
Na rysunku 7 przedstawiono sprężarkę kątową pionowo-poziomą dwustopniową o wydajności  $V = 30 \text{ m}^3/\text{min}$ , ciśnieniu  $p = 900 \text{ KN/m}^2$ , prędkości obrotowej  $n = 500 \text{ min}^{-1}$ .

W sprężarkach kątowych siły bezwładności występujące w poszczególnych cylindrach mogą być częściowo lub całkowicie zrównoważone wzajemnie. Dlatego też fundamenty pod te sprężarki mogą być stosunkowo małe. Następna korzyść wynika stąd, że cylindry są od siebie odpowiednio oddalone co pozwala na zwiększenie liczby zaworów, a więc zmniejszenie w nich istniejących strat tarcia. Przy kątowym ustawieniu cylindrów i niedużej liczbie stopni sprężania w cylindrze sprężarki takie są dostępne przy montażu i demontażu.

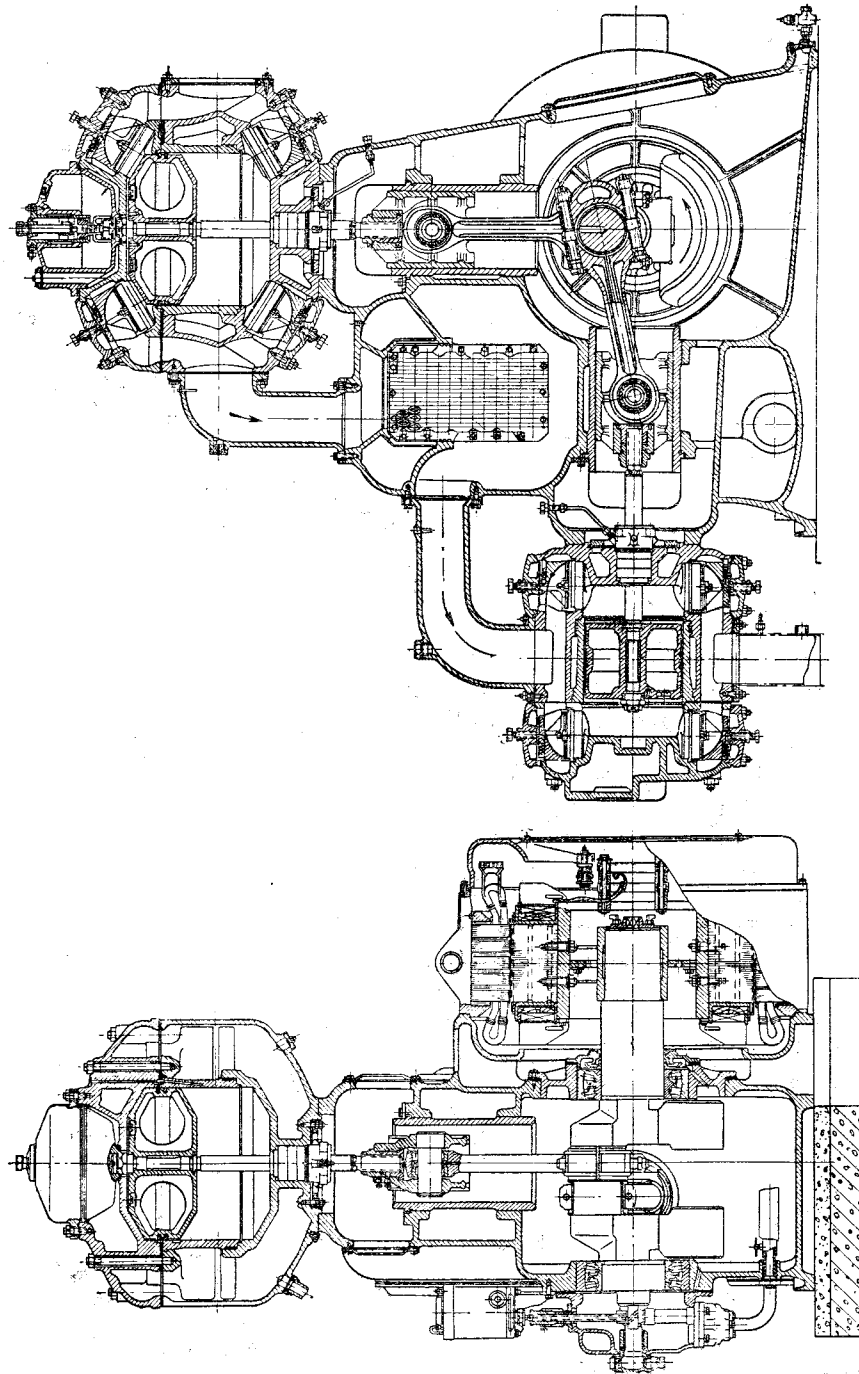
Sprężarki powietrzne małej wydajności, szczególnie z chłodzeniem powietrznym, stosuje się bezsuwakowe o różnych układach cylindrów. Sprężarki powietrzne (również i gazowe) średniej wydajności z reguły są suwakowe pionowe, kątowe lub poziome. Sprężarki pionowe można stosować jako bezsmarowe z labiryntowym lub grafitowym uszczelnieniem cylindrów. W pozostałych przypadkach sprężarki pionowe ustępują sprężarkom kątowym, które są bardziej zrównoważone. Obciążenia działające na fundamenty są mniejsze (stąd też mogą być mniejsze fundamenty), a ponadto mogą pracować przy wyższych prędkościach obrotowych. Poza tym sprężarki kątowe posiadają mniejsze gabaryty, mniejszy ciężar, prostszą konstrukcję wału korbowego (często tylko o jednym wykorbieniu).

Jednak z punktu widzenia unifikacji najbardziej odpowiednim rozwiązaniem są sprężarki poziome. W tych sprężarkach jest możliwość zwiększenia liczby cylindrów bez specjalnych zmian konstrukcyjnych. Łatwiejszy jest również demontaż wału korbowego, korbowodu i wodzika. Jest łatwiej również ułożyć przewody rurowe. W sprężarkach poziomych jest łatwiej zrównoważyć siły bezwładności niż w sprężarkach kątowych, stąd też możliwość zwiększenia prędkości obrotowej co pozwala na zmniejszenie gabarytów sprężarki silnika napędowego oraz fundamentów.

Sprężarki poziome jednak ustępują sprężarkom kątowym pod względem zajmowanej powierzchni. Duże sprężarki poziome mają cały szereg dodatkowych cech dodatnich. Dla tych sprężarek nie potrzeba tak wysokich pomieszczeń jak dla sprężarek pionowych, a nawet kątowych.



Rys. 6. Kątowa (w kształcie V) dwustopniowa sprężarka powietrzna



Rys. 7. Sprężarka tłokowa kątowna pionowo-pozioma do powietrza

## 6. Wybór liczby rzędów cylindrów

Sprężarki jednorzędowe w stosunku do sprężarek dwu i wielorzędowych charakteryzują się prostszą konstrukcją.

Natomiast sprężarki wielorzędowe w stosunku do jednorzędowych posiadają następujące zalety:

- mniejsze siły bezwładności elementów ruchomych każdego rzędu (w przybliżeniu proporcjonalnie do liczby rzędów),
- bardziej równomierne obciążenie co pozwala na zmniejszenie masy koła zamachowego,
- mniejsze wymiary fundamentów z racji występowania mniejszych sił obciążających,
- mniejsza liczba cylindrów w rzędzie co pozwala na lepszy dostęp, a więc łatwiejszy montaż.

Przy wyborze liczby rzędów bierze się pod uwagę również możliwości technologiczne zakładu produkcyjnego. Dokonując podziału stopni sprężania między rzędami, jak również między cylindrami w rzędzie, bierze się pod uwagę: jednakowe siły tłokowe, uszczelnienie tłoków i trzonów, możliwość demontażu tłoków oraz gabaryty sprężarki.

Równomierne obciążenie tłoków ma istotne znaczenie, a szczególnie przy sprężarkach średniej i dużej mocy.

## 7. Schematy sprężarek i ich dobór

Schemat sprężarki zależy od jej typu, przeznaczenia, wydajności i ciśnienia. Schemat sprężarki w znacznej mierze decyduje o dostępności do cylindrów podczas obsługi i możliwości demontażu w czasie remontu. Od schematu sprężarki zależy wielkość strat czynnika sprężanego, nośność tłoka, wymiary koła zamachowego, sprawność, gabaryty oraz ciężar.

Sprężarki małej wydajności winny być proste w montażu i obsłudze, lekkie, a także łatwe w przestawianiu.

Sprężarki dużej wydajności winny być pewne w działaniu, niezawodne i o dużej sprawności. Szczególnie pewne w działaniu winny być te sprężarki, które są duże i mają pracować przez długi okres (całymi miesiącami) bez zatrzymania.

W celu uzyskania odpowiednio wysokiej równomierności pracy oraz równomiernego przepływu sprężanego czynnika, a także w związku z unifikacją jednostopniowe sprężarki różnych typów winny mieć liczbę rzędów co najmniej dwa. Poziome sprężarki dwustopniowe z reguły są dwurzędowe, czterorzędowe lub sześciorzędowe. Takie rozwiązanie pozwala na przyjęcie cylindrów o mniejszych wymiarach, a stąd mniejsze siły bezwładności elementów ruchomych. Pozwala to na zwiększenie prędkości obrotowej sprężarki.

Celem uproszczenia konstrukcji i uzyskania małych gabarytów — małe wielostopniowe sprężarki, wykonuje się jedno lub dwurzędowe. Sprężarki średniej wydajności z reguły dwurzędowe.

O ustawieniu cylindrów między rzędami decydują ich wymiary i dostępność do zaworów.

W sprężarkach suwakowych z wałem o jednym wykorbieniu cylindry są oddalone od siebie dość znacznie. Dlatego też zawory w tym rozwiązaniu mogą być ułożone na obwodzie dość swobodnie.

W sprężarkach z cylindrami o ułożeniu poziomym dostęp do zaworów od dołu

jest niewygodny. Dlatego też w tych sprężarkach stosuje się cylindry bardzo wysokiego ciśnienia bez zaworów od dolnej strony.

Przy wyborze schematu ułożenia cylindrów należy brać pod uwagę także możliwość prostego ustawienia oprzyrządowania. Przewody rurowe sprężarek poziomych są prostsze, jeżeli wszystkie cylindry tego samego stopnia są po tej samej stronie wału korbowego. Ponadto przepływ tłoczonego medium jest bardziej równomierny. Równomierność przepływu medium jest odwrotnie proporcjonalna do długości przewodu.

Stąd wynika potrzeba stosowania jak najkrótszych przewodów.

## 8. Regulacja wydajności sprężarek

Regulacja wydajności sprężarek jest powodowana potrzebą utrzymania w przewodach stałego lub zmieniającego się w granicach dopuszczalnych ciśnienia [5].

Nieduże wahania można wyrównać stosując zbiornik w przewodzie tłocznym. Przy większych wahanach stosowane są czasami zasobniki (akumulatory) hydrauliczno-pneumatyczne.

Rozróżniamy następujące sposoby regulacji wydajności sprężarek:

- przerywanie dostarczania gazu,
- stopniowa zmiana ilości dostarczanego gazu,
- ciągła zmiana (bezstopniowa) ilości dostarczanego gazu.

W sprężarkach wielostopniowych steruje się wydajność wszystkich stopni. W przypadkach braku regulacji wydajności jednego stopnia mogłoby doprowadzić do zmiany stosunku sprężenia, a także zmiany temperatury sprężania (np. podwyższenie temperatury).

Urządzenie regulujące wydajność jest sterowane impulsem pochodzącym od zmiany ciśnienia w przewodzie. Regulacja wydajności odbywa się najczęściej poprzez zmianę prędkości obrotowej, lub zmianę sprawności tłoczenia. Prędkość obrotową można zmieniać w najszerszych granicach w przypadku napędu maszyną parową, lub elektrycznym silnikiem komutatorowym jednak ze względu na koszt i niepewność eksploatacyjną napęd ten jest stosowany rzadko. W dość dużym zakresie można zmieniać prędkość obrotową stosując silnik spalinowy lub bocznikowy silnik prądu stałego znajdujący zastosowanie głównie w przewoźnych agregatach sprężarkowych. Prędkość obrotową można zmieniać o 20% — w przypadku małych prędkości obrotowych nawet do 50%. Silniki spalinowe umożliwiają ekonomiczną zmianę prędkości obrotowej w granicach do 30%.

Obecnie najczęściej są stosowane silniki elektryczne trójfazowe asynchroniczne, lub synchroniczne bez możliwości regulacji prędkości obrotowej. W tym przypadku trzeba stosować przekładnie mechaniczne dla mniejszych mocy lub przekładnie hydrauliczne dla mocy większych.

W silnikach spalinowych gaźnikowych prędkość obrotową reguluje się przepustnicą powietrzną, natomiast w silnikach wtryskowych regulując ilość wtryskiwanego oleju napędowego przy pomocy regulatora ciśnieniowego.

Powyższe dwa sposoby regulacji prędkości obrotowej sprężarek są przykładem regulacji złożonej, bowiem oprócz zmiany prędkości obrotowej stosowana jest regulacja za pomocą otwierania zaworów ssawnych.

Wadą regulacji wydajności poprzez zmianę prędkości obrotowej jest naruszenie równomierności pracy sprężarki. Jednak jest to regulacja prawie idealna i stosuje się ją tam, gdzie ze względu na napęd jest to możliwe. Zapewnia ona bowiem pracę prawie ze stałą sprawnością w szerokim zakresie prędkości obrotowej.

Sprawność sprężarki rośnie wraz ze zmniejszeniem prędkości obrotowej w wyniku zmniejszenia się strat przepływu w zaworach i przewodach oraz polepszenia w ten sposób chłodzenia tak, że w przypadku zmniejszenia prędkości obrotowej do 1/3 prędkości początkowej straty przepływu zmniejszają się o 5 do 12%.

W przypadku trudności zmiany prędkości obrotowej stosuje się jeden z następujących sposobów regulacji:

- samoczynne zatrzymywanie i uruchamianie sprężarki,
- długotrwałe otwieranie zaworów ssawnych,
- zamknięcie lub przymknięcie przewodu ssawnego,
- skierowanie wytłaczanego medium do przewodu ssawnego,
- powiększenie przetrzeni szkodliwej przez zastosowanie reduktora,
- sterowanie zaworu ssawnego, tłocznego lub bocznikowego podczas każdego obrotu, celem uzyskania ciągłej zmiany ilości wytłaczanego medium,
- zastosowanie zaworu bocznikowego,
- połączenie kilku sposobów regulacji.

Przy regulacji wydajności poprzez zatrzymywanie i uruchomienie sprężarki należy tak dobrać napęd oraz cechy konstrukcyjne sprężarki, aby nie spowodować nadmiernego przeciążenia jej podczas rozruchu i wybiegu. Często stwarza to poważne trudności konstrukcyjne i eksploatacyjne. Stroną korzystną tego rodzaju regulacji jest to, że nie traci się energii podczas zatrzymania sprężarki.

Są też stosowane sposoby odłączania sprężarki od silnika (przy pomocy odpowiedniego sprzęgła) bez zatrzymywania silnika.

Przy regulacji wydajności przez otwarcie zaworów ssawnych powstają straty w zaworach i przewodach. Zaletą regulacji poprzez zamknięcie przewodu ssawnego jest możliwość bezstopniowej zmiany ilości sprężonego gazu.

Przy regulacji poprzez skierowanie wytłaczanego gazu do przewodu ssawnego zwiększa się temperaturę ssania i traci się energię potrzebną do sprężania gazu. Z tego względu regulacja ta jest skrajnie niekorzystna, ma jednak poważne zalety którymi są: prosta i ciągła regulacja.

Stosując regulację wydajności poprzez powiększenie przestrzeni szkodliwej za pomocą reduktora zmniejsza się sprawność wolumetryczną sprężarki. Regulacja ta jest ekonomiczna, ponieważ praca włożona na sprężanie gazu w przestrzeni szkodliwej zwróci się podczas rozprężania.

Regulacja poprzez sterowanie zaworu podczas każdego obrotu zdaje egzamin tylko w przypadku małych prędkości obrotowych (do około 200 min<sup>-1</sup>).

Wybierając różne warianty łączenia poprzednio opisanych sposobów regulacji wydajności sprężarek najlepiej zdała egzamin regulacja kombinowana firmy Hoerbiger & Co., działająca dobrze również w zakresie dużych prędkości obrotowych. Zasada działania tej regulacji polega na zmianie ciśnienia gazu w reduktorze o stałej objętości. Wraz ze zmianą ciśnienia zmieni się ilość gazu, który rozpręża się do cylindra, a tym samym zmienia się sprawność wolumetryczna sprężarki.

## 9. Rozrząd sprężarek

Do bardzo ważnego układu sprężarek zalicza się układ rozrządu. Większość sprężarek tłokowych z posuwisto-zwrotnym ruchem tłoka posiada samoczynny rozrząd zaworowy. Istnieje cały szereg różnych zaworów samoczynnych. Z reguły są one złożone pod względem konstrukcyjnym jak również technologicznym. W grupie zaworów samoczynnych znajdują się takie zawory jak: płytkowe, pierścieniowe, z ta-

lerzem stożkowym, miseczkowe, listwowe, korytkowe, przelotowe z prowadzeniem walcowym, czasowe, kulkowe, klapkowe, wieżowe i inne. Obecnie najczęściej są stosowane zawory tłoczne płytkowe, jednak masowość ich stosowania nie świadczy o ich doskonałości [3].

## 10. Kierunki poszukiwań nowych rozwiązań

Analiza sprężarek tłokowych i zaworów w nich stosowanych w oparciu o literaturę i badania doświadczalne prowadzone w Zespole Podstaw Konstrukcji Maszyn Wyższej Szkoły Inżynierskiej w Białymstoku doprowadziły do zmian konstrukcyjnych (geometrycznych, materiałowych i dynamicznych), stosowanych rozrządów oraz do opracowania nowych rozwiązań konstrukcyjnych.

Dotychczasowe badania wykazały, iż najbardziej czułym punktem sprężarek są zawory ssące. Zawory te z reguły są samoczynne płytkowe. Płytki zaworowe nie mogą być grube bowiem przy dużych masach płytek oraz dużych ich prędkościach są duże siły bezwładności powodujące skomplikowany stan naprężeń, a więc pękanie tych płytek. Przy małych grubościach płytek również dochodzi do ich pękania. Powyższe ogranicza trwałość sprężarek, a ponadto drgania płytek zaworowych powodują przerwanie ciągłości strugi przepływającego medium. W takim przypadku uzyskiwane parametry są przypadkowe.

W wyniku weryfikacji analitycznej oraz doświadczalnej przeprowadzonej w Zespole Podstaw Konstrukcji Maszyn WSInż. w Białymstoku z dotychczas stosowanych rozrządów, w sprężarkach tłokowych, usunięto zawory ssące zastępując je szczelinami. W ten sposób powstała sprężarka z rozrządem zaworowo-szczelinowym. Wykonano prototypy i już w pierwszej wersji uzyskano wprost imponujące rezultaty. Wydajność tych sprężarek w porównaniu ze sprężarkami z rozrządem zaworowym i o tych samych gabarytach jest około trzy razy większa (przy tych samych prędkościach obrotowych).

Ponadto jest większa możliwość zwiększenia prędkości obrotowej, a więc dalsze zwiększenie wydajności, bowiem często w sprężarkach tłokowych prędkość obrotowa jest ograniczona możliwością odpowiedniego działania zaworów.

Dotychczasowe rozwiązania konstrukcyjne sprężarek są niedoskonałe, a czasami nawet przypadkowe, dlatego też ich trwałość często jest ograniczona. Z reguły jest niska sprawność wolumetryczna  $\eta_v$ , sprawność tłoczenia  $\eta_t$ , sprawność mechaniczna  $\eta_m$  itd.

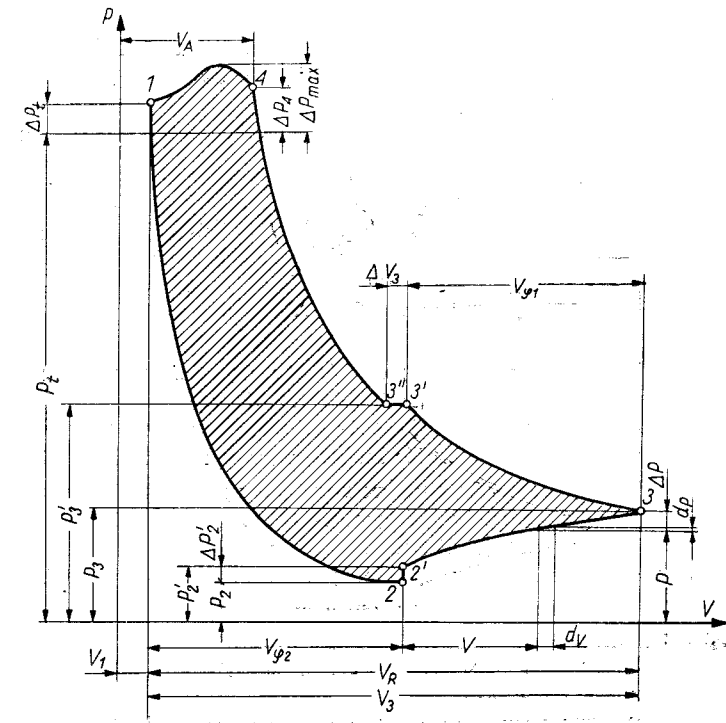
Bardzo ważną sprawą jest czystość czynnika tłoczonego. Najczęściej zanieczyszczenie czynnika jest powodowane olejem smarowym. Mimo prób i pewnych rozwiązań sprężarek bezsmarowych to zagadnienie jest stale otwarte.

W sprężarce szczelinowo-zaworowej zastosowano szczeliny ssące ułożone w określonej odległości od wewnętrznego zwrotnego położenia tłoka łączące cylinder z kolektorem ssącym. Zawory tłoczne umieszczone w głowicy [1]. Przestrzeń cylindra jest łączona z kolektorem ssącym dopiero po otwarciu szczelin ssących w momencie, gdy tłok jest w pobliżu wewnętrznego zwrotnego położenia, co powoduje powstanie dużego podciśnienia w cylindrze. Podciśnienie to powoduje nadanie dużej prędkości czynnika zasysanego. Duża prędkość przepływu czynnika, posiadającego dużą energię kinetyczną, pozwala uzyskać stosunkowo duże ciśnienie czynnika zassanego.

Innym kierunkiem poszukiwań są sprężarki obrotowe o rewersyjnym ruchu tłoka, beztarciove. Autor opracował nowe rozwiązanie konstrukcyjne sprężarki działającej na innej zasadzie jak sprężarki dotychczasowe, jednocześnie jest to sprężarka bezsmarowa. Wykonano prototypy oraz przeprowadzono wstępne badania.

Szczególną zaletą prócz wysokiej wydajności tych sprężarek (z jednostki objętości) jest to, iż nie zachodzi potrzeba smarowania w komorach sprężania, a więc nie ma zanieczyszczenia czynnika smarem. Jest to sprężarka dwustronnego działania. Odpowiednie umieszczenie zaworów wpływa także zasadniczo na przebieg krzywej zassania. Zassanie czynnika jest dopełnione energią kinetyczną — pozwala to na uzyskanie ciśnienia w komorze ssącej równego ciśnieniu na zassaniu.

Teoretyczny wykres indykatorowy tej sprężarki przedstawiono na rysunku 8. Rzędna wykresu przedstawia ciśnienie  $P$ , odcięta objętość skokową  $V$ .



Rys. 8. Teoretyczny wykres indykatorowy sprężarki obrotowej konstrukcji autora

W punkcie 2 (rysunek 8) następuje gwałtowny wzrost ciśnienia w komorze zassania na skutek natychmiastowego połączenia komory o dużym podciśnieniu z przestrzenią kolektora ssącego. Ciśnienie  $P_3$  jest równe ciśnieniu napełniania  $P_n$ . W punkcie 3' politropa sprężania zostaje przesunięta do punktu 3'' na skutek natychmiastowego odcięcia przestrzeni napełniania.

Ze względów patentowych nie przedstawiam konstrukcji tej sprężarki. Przeprowadzone badania analityczne oraz doświadczalne dają jednak optymistyczne wyniki. Sprężarka ta charakteryzuje się prostą konstrukcją a wydajność ładowania jest kilkanaście razy większa od wydajności sprężarek konwencjonalnych w odniesieniu do tych samych gabarytów oraz prędkości obrotowych.

Proste rozwiązanie konstrukcyjne pozwoli na uzyskanie dużej trwałości i niezawodności tej sprężarki.

## 11. Wnioski

Obecnie stosowane sprężarki są często niedoskonale, a czasami nawet przypadkowej konstrukcji.

Największym problemem konstrukcyjnym, technologicznym oraz eksploatacyjnym w sprężarkach są układy rozrządowe.

Należy w większym stopniu zwracać uwagę na kierunku optymalizacji oraz unifikacji konstrukcji sprężarek.

Zamiast układów rozrządowych zaworowych proponuje się stosować układy rozrządowe zaworowo-szczelinowe.

Proponuje się stosować w miarę możliwości sprężarki bezsmarowe, poprzez odpowiedni dobór cech konstrukcyjnych (np. stosowanie tworzyw samosmarnych oraz zastosowanie sprężarek beztarcowych).

ZESPÓŁ PODSTAW KONSTRUKCJI MASZYN  
WYŻSZEJ SZKOŁY INŻYNIERSKIEJ W BIAŁYMSTOKU

## LITERATURA

1. W. Chomczyk: Sprężarki do powietrza, Referaty, Ogólnokrajowa Narada poświęcona Pneumatyce Maszynowej, Białystok 1970.
2. W. Chomczyk: Dynamika układu korbowo-wahaczowego. VII Polsko-Czeska Konferencja dynamiki Maszyn. Zbiór referatów, wrzesień Gliwice 1971.
3. W. Chomczyk, W. Chłimoniuk: Analiza rozrządu sprężarek tłokowych, IV Sympozjum PKM, — Zbiór referatów, Białystok — Białowieża 1969.
4. W. Chomczyk: Optymalizacja stanu obciążenia układu korbowo-wahaczowego. V Sympozjum Podstaw Konstrukcji Maszyn. Zbiór referatów. Częstochowa 1971.
5. W. Chomczyk, L. Kamiński i inni: Opracowanie konstrukcyjne i wykonanie prototypu urządzenia sprężarkowego do aparatu wysokiego napięcia US-2. Zespół Podstaw Konstrukcji Maszyn WSInż. w Białymstoku, Sprawozdanie I, II i III z 1968, IV z 1969 i V z 1970
6. V. Chlumsky: Sprężarki tłokowe, tłum. z jęz. czeskiego, PWT, Warszawa 1961.
7. М. И. Френкель: Поршневые компрессоры. Ленинград 1969.

W. Chomczyk

## A CRITICAL REVIEW OF PISTON COMPRESSORS

### Summary

A critical analysis of compressors is given in this article. Attention is drawn to the advantages and disadvantages of the compressors in use at present. The directions of the search for new compressors designs aimed at eliminating the disadvantages observed together with same results of investigations on prototypes of compressors designed by the author.

В. Хомчик

## КРИТИЧЕСКИЙ ОБЗОР ПОРШНЕВЫХ ВОЗДУШНЫХ КОМПРЕССОРОВ

### Резюме

В работе представлен критический анализ поршневых воздушных компрессоров. Обращается внимание на положительные и отрицательные черты осуществляющих компрессоров.

Представляется направления новых конструктивных решений и приводятся некоторые результаты опытов образцов компрессоров разработанных автором.

JERZY NIEBRZYDOWSKI

**SKUTKI OBCIĄŻENIOWE WZROSTU MOCY  
ZAINSTALOWANEJ W ODBIORNIKACH PRODUKCYJNYCH  
ODBIORCÓW WIEJSKICH**

W artykule analizuje się zmienność wszystkich parametrów w oparciu o roczne badania pomiarowe przeprowadzane dla stacji transformatorowej 15/04 zasilającej odbiorców wiejskich. Przedstawione wyniki dowodzą, że dobowe zmiany obciążeń czynnych  $P_t = f(t)$  i biernych  $Q_t = f(t)$  odbiorców wiejskich, charakteryzują się dużą nierównomiernością, a ich wzajemne oddziaływanie wywołuje specyficzne zmiany przebiegów współczynnika mocy, napięcia i obciążenia biernego.

**1. Wstęp**

W dotychczasowej literaturze technicznej prace z dziedziny obciążeń elektroenergetycznych [1] dotyczą wyłącznie zmienności w czasie mocy czynnej. Aczkolwiek należy uznać tą wielkość za szczególnie istotną z punktu widzenia wytwarzania energii, to jednak takie podejście nie wyczerpuje związków między podstawowymi wielkościami elektrycznymi kształtującymi określone obciążenia oraz skutków tych zmian z punktu widzenia odbiorcy i samej pracy układu.

W szczególności nie uwzględniając jednoczesnych zmian mocy czynnej, biernej i napięć, pomijamy nie tylko ekonomiczne skutki pracy układu ale również popełniamy błędy w prognozowaniu obciążeń czynnych. W tym też zrozumieniu nawet skomplikowane i dokładne metody analizy czy prognozy obciążeń czynnych muszą być obarczone błędami trudnymi do przewidzenia.

Zespół Elektroenergetyki Wyższej Szkoły Inżynierskiej w Białymstoku od kilku lat prowadzi badania obciążeniowe wiejskich układów elektroenergetycznych.

Badania te mają charakter kompleksowy, a pomiarami objęto zapisy mocy czynnej  $P_t = f(t)$ , mocy biernej  $Q_t = f(t)$  i napięcia  $U_t = f(t)$ . Te trzy wielkości na podstawie znanych związków funkcyjnych umożliwiają określenie zmienności pozostałych wielkości tzn. mocy pozornej  $S_t = f(t)$ , natężenie prądu  $I_t = f(t)$  i współczynnika mocy  $\cos \varphi_t = f(t)$ .

Badania pomiarowe prowadzone są, bądź w stacjach redukcyjnych 110/15 kV (Łomża, Augustów) i obejmują pomiarem odejścia sieciowe 15 kV zasilające wiej-



skie stacje transformatorowe, bądź też w samych stacjach 15/04 kV zasilających odbiorców odpowiednich wsi.

W artykule przedstawiono niektóre wyniki badań pomiarowych przeprowadzonych w 1970 roku w stacji transformatorowej 15/04 kV wsi Spiczki w powiecie Bielsk Podlaski.

Wieś została zelektryfikowana w 1957 roku. Stacja transformatorowa typu wiejskiego wyposażona jest w transformator 15/04 kV o mocy 50 kVA.

Wieś liczy 63 gospodarstwa rolne gospodarujące na 500 ha użytków rolnych. W strukturze zasiewów dominuje zboże i ziemniaki. Od kilku lat obserwuje się intensywny wzrost hodowli trzody chlewnej, co w znaczny sposób wpływa nie tylko na strukturę zasiewów, ale również spowodowało ukształtowanie się określonej struktury mocy zainstalowanej w odbiornikach energii elektrycznej.

Ogólna moc zainstalowana u odbiorców wynosiła w 1970 roku ok. 400 kW, w tym:

- w silnikach — 59,5%,
- w parnikach — 10,7%,
- w oświetleniu — 7,1%,
- w grzejnych gospodarstwa domowego — 20,6%,
- w pozostałych — 2,1%.

Wieś należy zaliczyć do dobrze wyposażonych w podstawowe odbiorniki energii elektrycznej. Ponad 50% gospodarstw wyposażonych jest w parniki elektryczne, a 80% posiada silniki o średniej mocy 4,7 kW każdy. Wskaźniki mocy zainstalowanej kW/ha i zużycia energii elektrycznej kWh/ha znacznie przekraczają średnie wskaźniki krajowe.

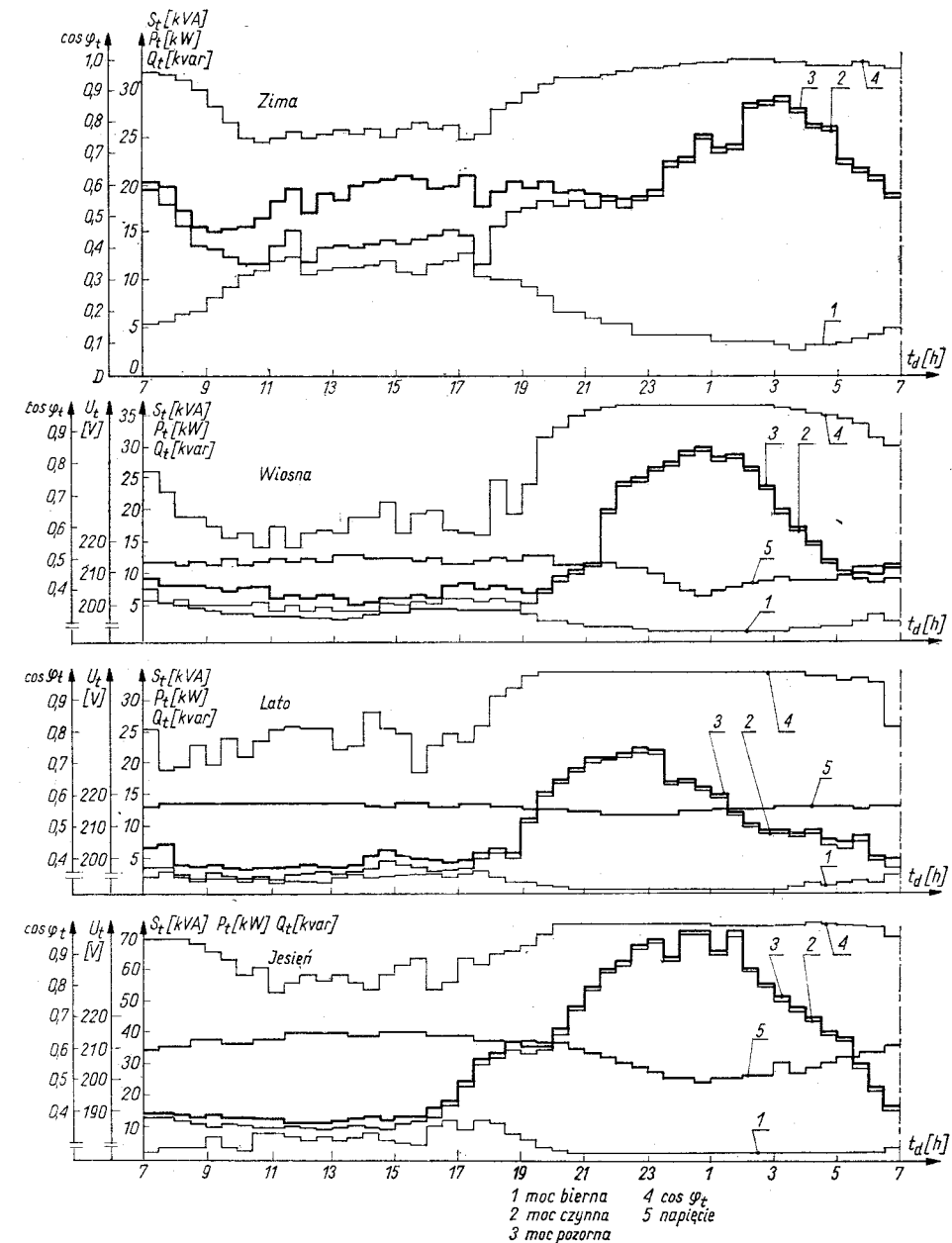
## 2. Wyniki pomiarów

Na rysunku 1 przedstawiono dobowe przebiegi zmienności następujących podstawowych wielkości obciążenia wiejskiej stacji transformatorowej:

$$(1) \quad \begin{aligned} P_t &= f(t) \\ Q_t &= f(t) \\ S_t &= f(t) \\ U_t &= f(t) \\ \cos \varphi_t &= f(t) \end{aligned}$$

Przebiegi przedstawione na rysunku 1 są przebiegami średnimi, odpowiadającymi poszczególnym porom roku, przy czym porom tym przyporządkowano następujące miesiące [4]: zima — XII, I, II, wiosna — III, IV, V, lato — VI, VII, VIII, jesień — IX, X, XI. Przebiegi te skonstruowano z pomierzonych dobowych przebiegów uzyskując średnie reprezentujące poszczególne pory

$$(2) \quad \begin{aligned} P_t &= \frac{1}{n} \sum_{p=1}^n P_{tp} \\ Q_t &= \frac{1}{n} \sum_{p=1}^n Q_{tp} \\ U_t &= \frac{1}{n} \sum_{p=1}^n U_{tp} \end{aligned}$$



Rys. 1. Przebieg zmienności dobowych parametrów obciążenia średniej doby roboczej dla różnych pór roku (zima, wiosna, lato, jesień)

gdzie:

$n$  — ilość dni (przebiegów dobowych) w rozpatrywanej porze roku,  
 $p = 1, 2, \dots, n$  kolejny dzień pory roku,

$P_{tp}, Q_{tp}, U_{tp}$  — wartość półgodzinna z pomierzonego przebiegu dobowego kolejnego dnia okresu w chwili  $t$ .

Przy takim ustawieniu wykresów reprezentujących pory roku, nie należy przebiegu  $U_t = f(t)$ , również średniego, wiązać funkcyjnie z przebiegami  $P_t = f(t)$ ;  $Q_t = f(t)$ .

Zadaniem przedstawionych na rysunku 1 przebiegów  $U_t = f(t)$  jest bowiem pokazanie tylko rzeczywistych średnich okresowych wahań napięcia na zaciskach transformatora.

### 3. Analiza wyników

#### 3.1. Zmienność mocy czynnej $P_t = f(t)$

Na przykładzie wsi Spiczki można jednoznacznie określić wpływ odbiorników grzejnych (parników) na przebieg dobowej krzywej obciążenia w różnych porach roku. U tego typu odbiorców dobowe szczyty obciążenia czynnego nie są wywoływane odbiornikami oświetleniowymi w strefie wieczornej, lecz grupą parników [4].

W ciągu całego roku wieczorne obciążenie oświetleniowe przechodzi równomierne w obciążenie wywołane parnikami. Obciążenie to przybiera maksymalne wartości (szczyt dobowy) w godzinach nocnych między 23-cią — 3-cią.

Jak wykazano w pracy [4] przy współczynniku stosunku mocy zainstalowanej w parnikach do mocy zainstalowanej w oświetleniu  $\gamma > 70\%$  i udziale mocy zainstalowanej w parnikach w ogólnej mocy odbiorców  $U_{par} > 70\%$ , dobowy szczyt obciążenia czynnego wywołany jest parnikami. Dla rozpatrywanej grupy odbiorców  $\gamma = 143\%$ ,  $U_{par} = 10,7\%$ .

Z uwagi na znaczne wypełnienie doliny nocnej, przebiegi dobowe charakteryzują się dość wysokimi stopniami obciążenia i wynikającymi z tego dobowymi czasami trwania obciążenia szczytowego:

zima — $m_{pd} = 0,530$ ;	$T_{pds} = 12,7$ [h];
wiosna — $m_{pd} = 0,430$ ;	$T_{pds} = 10,3$ [h];
lato — $m_{pd} = 0,350$ ;	$T_{pds} = 8,4$ [h];
jesień — $m_{pd} = 0,520$ ;	$T_{pds} = 12,5$ [h];

Wielkości te są znacznie wyższe od średnich krajowych dla odbiorców wiejskich [2, 3, 4].

Dalszy wzrost ilości odbiorników pracujących w strefie nocnej wywołuje i będzie wywoływał ciągły wzrost obciążeń szczytowych w tej strefie. Aczkolwiek wydaje się to być nawet korzystne z punktu widzenia krajowej produkcji energii, to jednak wywołuje szereg perturbacji w pracy układów wiejskich, a w szczególności przeciążenie sieci i transformatorów, duże spadki napięć i znaczny wzrost strat mocy w tych układach.

W przypadku rozpatrywanej wsi, mimo że jest ona jeszcze nie nasycona dostatecznie (w stosunku do potrzeb) ani parnikami ani innymi odbiornikami strefy nocnej, występują w strefie szczytowych obciążeń nocnych spadki napięć uniemożliwiające prawidłową pracę odbiorników.

Rozwiązania tej trudnej sytuacji energetycznej należy poszukiwać nie wyłącznie w zwiększaniu mocy znamionowej transformatorów, ilości stacji i przebudowie sieci niskiego napięcia lecz w szczególności w dążeniu do zmiany krzywej obciążenia.

W tym celu konieczne jest wyrównywanie krzywej obciążenia przez wprowadzenie programowania pracy parników i innych urządzeń grzejnych akumulacyjnych. Programowanie winno być wprowadzane centralnie dla wsi przy użyciu automatycznego dystrybutora w postaci zegara programowo-czasowego.

Przy ustalaniu programów optymalną ilość włączonych parników do pracy w strefie nocnej można obliczyć z następującej zależności:

$$(3) \quad n_p = \frac{P_{ios} \cdot \gamma}{P_{ipar}}$$

$n_p$  — ilość parników,

$P_{ios}$  — moc zainstalowana w odbiornikach oświetleniowych wsi,

$\gamma = 0,6-0,7$

$P_{ipar}$  — moc zainstalowana (średnia grupy) jednego parnika.

Powyższą zależność sformułowano na podstawie kilkuletnich badań obciążeń, zapewnia ona utrzymanie obciążeń parnikowych na poziomie wieczornych obciążeń oświetleniowych. U podstaw sformułowania wzoru leży więc logiczny sens nie krepowania pracy odbiorników oświetleniowych w strefie wieczornej.

#### 3.2. Zmienność mocy biernej $Q_t = f(t)$

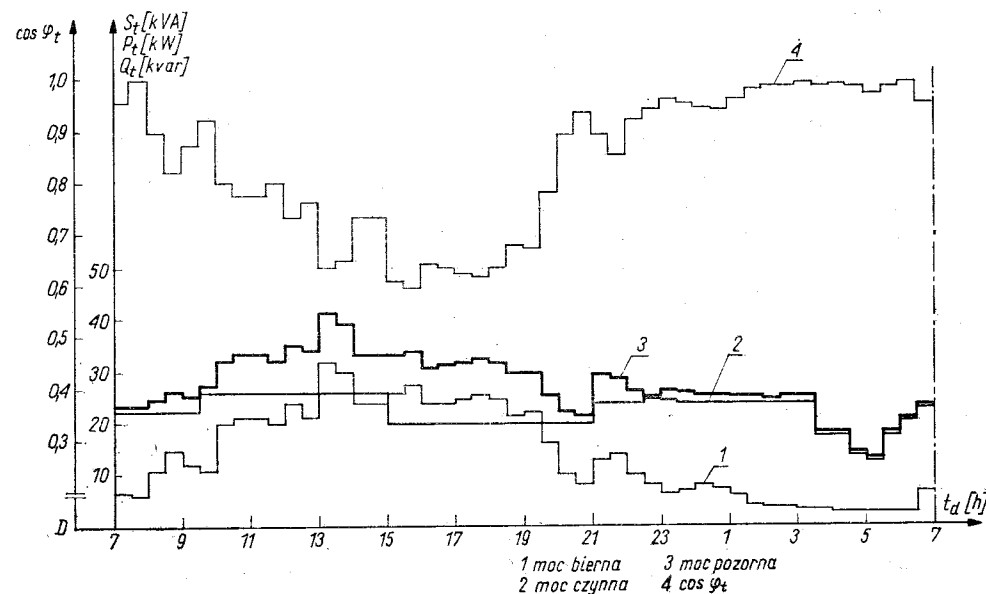
Mimo dużego udziału silników w ogólnej mocy rozpatrywanej grupy odbiorców wiejskich, obciążenia bierne nie osiągają w zasadzie dużych wartości [5]. Przedstawione na rysunku 1 przebiegi mocy biernej w postaci średnich pór roku charakteryzują się małymi wartościami biernych szczytów dobowych. W przeciwieństwie do przebiegów czynnych, przebiegi bierne osiągają zwiększone wartości mocy jedynie w strefie dziennej i to wyższe w miesiącach jesienno-zimowych, a niższe latem i wiosną.

Wobec pewnego obciążenia biernego, ciągłego w czasie trwania doby, a wywołanego przez linię nn, liczniki itp. przy jednoczesnych małych wartościach szczytowych w strefie dziennej, dobowe stopnie obciążenia biernego przybierają znaczne wartości:

zima — $m_{Qd} = 0,380$ ,	$T_{Qds} = 9,1$ [h];
wiosna — $m_{Qd} = 0,310$ ,	$T_{Qds} = 7,4$ [h];
lato — $m_{Qd} = 0,220$ ,	$T_{Qds} = 5,3$ [h];
jesień — $m_{Qd} = 0,350$ ,	$T_{Qds} = 8,4$ [h].

Odbiorcy wiejscy charakteryzują się również znaczną ilością dni odbiegających od wyżej przedstawionych przebiegów średnich.

Na rysunku 2 przedstawiono charakterystyczny przebieg dobowej zmienności obciążeń w dniu omłotowym. Podobnych przebiegów o zwiększonej intensywności pracy silników jest szczególnie dużo w okresie jesieni i w zimie. Dla tych dni występują duże obciążenia bierne, również praca silników znacznie wyrównuje przebieg dobowego obciążenia czynnego.



Rys. 2. Przebieg parametrów dobrego obciążenia w dniu cmołowym

Wypływa stąd wniosek, że zapełnienie doliny dziennej obciążenia nawet przy dużym nasyceniu odbiornikami silnikowymi umożliwia intensywne ich użytkowanie przy wyrównanej krzywej obciążenia czynnego i biernego, jeżeli dotrzymane będą wymagane wartości napięcia i współczynnika mocy  $\cos \varphi$ .

### 3.3. Zmienność napięcia $U_t = f(t)$

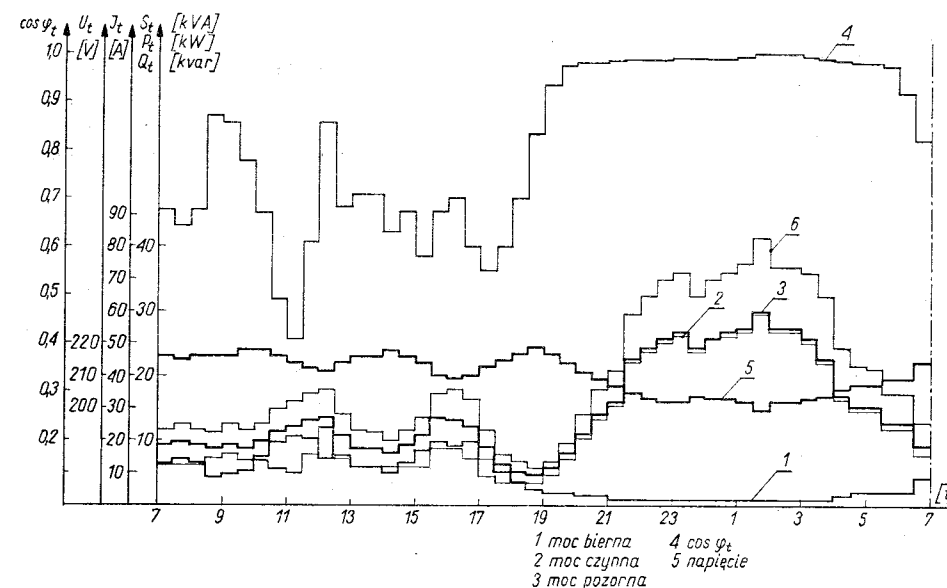
Na rysunku 1 przedstawiono średnie dla poszczególnych pór roku zmiany dobowe napięcia na zaciskach transformatora 15/04 kV, po stronie niskiego napięcia. Odzwierciedlają one spadki napięć w transformatorze i zostały sporządzone na podstawie 302 wykresów pomierzonych dni roboczych roku.

Z wykresów wynika, że zmiany obciążeń mocy czynnej i biernej oraz wynikający z nich współczynnik mocy  $\cos \varphi_t$  powodują znaczne wahania napięcia już na zaciskach transformatora. Największe spadki napięć występują w strefie szczytu parnikowego i wynoszą 6–10% w stosunku do napięcia znamionowego. Zasadniczy wpływ na wielkość tych spadków ma obciążenie czynne tej strefy. Trzeba bowiem stwierdzić, że obciążenie bierne w nocy nie osiąga większych wartości u obecnych odbiorców większych. Wprowadzenie do tej strefy odbiorników pobierających większe moce bierne np. silników (hydrofory, pompy) znacznie pogorszyłoby już i tak trudną sytuację napięciową tej strefy. Należy przestrzec przed tendencjami pochopnego wprowadzania do pracy w tej strefie odbiorników silnikowych, w przypadku pracy dużej ilości odbiorników grzejnych, np. parników.

W analizowanej grupie odbiorców większych nie pracowały w strefie nocnej żadne silniki, a mimo to odbiorcy otrzymywali zaniżone poziomy napięć. W szczycie parnikowym u odbiorców przyłączonych w odległości większej od 0,5 długości linii, napięcia wynosiły (0,80–0,85)  $U_n$ . Wywołało to w szczególności w okresie jesienno-zimowym wydłużenie u wszystkich odbiorców, średnio o ok. 1 godziny czasu pa-

rowania ziemniaków, zwiększenie strat mocy i energii, zwiększone zużycie energii itp. Natomiast u odbiorców przyłączonych na końcu sieci  $nn$  czasy te zwiększyły się o 3 i więcej godzin, a nawet praca odbiorników stała się niemożliwa.

Również w miesiącach wiosennych i letnich mimo znacznie niższych wartości szczytów parnikowych wahania napięć są duże. Na rysunku 3 przykładowo przed-



Rys. 3. Przebieg parametrów dobrego obciążenia w dniu 12.VI.1970 r.

stawiono pomierzone przebiegi dobowe  $P_t$ ,  $Q_t$ ,  $S_t$ ,  $I_t$ ,  $U_t$ ,  $\cos \varphi_t$  dla typowego dnia roboczego pory letniej. Z rysunku wynika, że i w tym okresie wahania napięć na zaciskach transformatora są znaczne, a u odbiorców poziomy napięć będą jeszcze pomniejszone o spadki w linii  $nn$ . (przebieg  $I_t = f(t)$ ) i w wyniku tego wzrost strat mocy i energii.

### 3.4. Zmienność współczynnika mocy $\cos \varphi_t = f(t)$

W dotychczasowych obliczeniach strat mocy, energii i analizach obciążeniowych stosowanych w energetyce, przyjmuje się założenie stałej dobowej wartości współczynnika mocy dla odbiorców większych,  $\cos \varphi \geq 0,9$ .

Przeprowadzone badania pomiarowe wykazały dużą zmienność  $\cos \varphi$  w ciągu doby. Przedstawione na rysunku 1 wyniki analizy wykazują, że nawet przebiegi średnie poszczególnych pór roku charakteryzują się znacznym obniżeniem wartości współczynnika mocy w strefie dziennej przebiegów dobowych.

Najniższe wartości średnie  $\cos \varphi$  występują w miesiącach wiosennych i letnich (rysunek 1, 3). W tych miesiącach w strefach dziennych występuje małe obciążenie czynne wywołane grupą odbiorników grzejnych gospodarstwa domowego, a więc odbiorników pracujących przy niskich  $\cos \varphi$  silników produkcyjnych, wywołuje duże wypadkowe wahania wartości współczynnika mocy.

Natomiast w miesiącach jesiennych i zimowych mimo pracy w strefie dziennej dużej ilości silników, intensywne wykorzystywanie odbiorników gospodarstwa domowego, a szczególnie grzejnych, wywołuje znaczne podwyższenie mocy czynnej tej strefy. Należy jednak podkreślić, że właśnie w miesiącach IX i I występuje spiętrzenie prac omlotowych, a wartości  $\cos \varphi$  w tych dniach osiągają bardzo małe wartości, nawet do 0,3.

Reprezentatywnym przebiegiem dobowym dla dni omlotowych jest przebieg pokazany na rysunku 2.

Na podstawie kilkuletnich badań pomiarowych stwierdza się, że strefa najmniejszych wartości  $\cos \varphi$  występuje wyłącznie w dzień i zawiera się między pewnymi granicami czasowymi uzależnionymi od pór roku, godzin wschodu oraz zachodu słońca. Granica górna tej strefy wykazuje korelację z krzywą zachodów słońca i może być aproksymowana zależnością:

$$(4) \quad t_{gs} = t_z - b_z$$

gdzie:

$t_{gs}$  — górna granica czasu trwania strefy (godzina),

$t_z$  — czas zachodu słońca,

$b_z$  — stała wartość przesunięcia w stosunku do krzywej zachodów [h].

W części dolnej, tzn. od strony wschodów, granica strefy w poważnym stopniu zależy od pory roku, a przesunięcie jej w stosunku do krzywej wschodów należy przyjmować różnie dla poszczególnych pór roku.

W ten sposób czas trwania strefy małych wartości współczynnika mocy można określić, dla dowolnego dnia roboczego, następującą zależnością.

$$(5) \quad t_s = (t_z - b_z) - (t_w - b_w)$$

lub

$$(6) \quad t_s = (t_z - t_w) - b$$

gdzie:

$t_s$  — czas trwania strefy w godzinach,

$t_z$  — godzina zachodu słońca,

$t_w$  — godzina wschodu słońca,

$b_z, b_w$  — stałe przesunięcie w stosunku do krzywych zachodu i wschodu słońca,

$b$  — wartość stała zależna od pory roku.

Wielkości  $b_z, b_w$  należy określić na podstawie badań układów wiejskich. Można ich wartość zmieniać wprowadzając określone środki organizacyjno-techniczne, np. stosując odpowiednią politykę taryf.

Dla badanej grupy odbiorców wartości te wynoszą:

$b_z = 1$  godz. dla całego roku,

$b_w = 4$  godz. dla zimy,

$b_w = 3$  godz. dla wiosny i jesieni,

$b_w = 2$  godz. dla lata.

#### 4. Wnioski

- 1) Odbiorcy wiejscy charakteryzują się dużą nierównomiernością dobowych przebiegów parametrów obciążenia:  $P_t, Q_t, S_t, U_t, I_t, \cos \varphi_t$ .
- 2) W strefie dziennej doby występują niskie wartości współczynnika mocy, wywołane pracą niedociążonych silników elektrycznych.

- 3) Wartości współczynnika mocy i czasu trwania przedziałów o niskiej wartości  $\cos \varphi$ , są uzależnione od pory roku.
- 4) Obciążenia czynne wywołane grupą odbiorców wiejskich o znacznym udziale parników ( $\gamma > 70\%$ ,  $U_{par} > 7\%$ ) osiągają duże wartości w godzinach nocnych (23 — 3-ej) i są na przestrzeni całego roku dobowymi szczytami obciążenia.
- 5) Duży wzrost obciążeń parnikowych wywołuje nadmierne spadki napięć w transformatorach i sieciach nn. uniemożliwiając właściwą pracę układu.
- 6) W związku z intensyfikacją hodowli na wsi i założeniami bardzo dynamicznego jej wzrostu, niekontrolowany rozwój obciążeń odbiorców wiejskich, może stać się zasadniczym hamulcem uniemożliwiającym szerokie zastosowanie urządzeń grzejnych, np. parników, niezbędnych do przygotowywania pasz.
- 7) Istnieje pilna potrzeba opracowania i wprowadzania na etapie modernizacji sieci, technicznych rozwiązań umożliwiających programowanie pracy określonych grup odbiorników, by w ten sposób wpływać na optymalne ukształtowanie dobowych przebiegów obciążeń.

ZESPÓŁ ELEKTROENERGETYKI  
WYŻSZA SZKOŁA INŻYNIERSKA W BIAŁYMSTOKU

#### LITERATURA

1. Praca zbiorowa, Analiza i prognoza obciążeń elektroenergetycznych WNT, Warszawa 1971.
2. S. Góra: Gospodarka energetyczna w przemyśle. Wyd. Uczelniane Politechniki Poznańskiej, Poznań 1968.
3. S. Góra, J. Niebrzydowski: Analiza charakterystycznych wskaźników rocznej zmienności obciążeń odbiorców wiejskich. Zeszyty Naukowe Politechniki Poznańskiej, Elektryka 11, 1969.
4. J. Niebrzydowski: Analiza wpływu elektryfikacji gospodarstw rolnych na kształtowanie się przebiegów obciążeń. Rozprawa doktorska. Poznań 1969.
5. J. Niebrzydowski: Aproksymacja przebiegu dobowej krzywej obciążenia biernego w wiejskich układach sieci średnich napięć. Zeszyty Naukowe. W. S. Inż. Białystok 1/1969.

J. Niebrzydowski

#### THE LOAD EFFECTS OF THE LARGE INSTALLED POWER RISE FOR THE PRODUCTIVE PROCESSES AT RURAL CUSTOMERS

#### Summary

This paper contains an analysis of all load parameters based upon annual testing of an 15000/400 volt transformer station supplying rural customers.

The results presented indicate, that 24 — hour load variation, both active  $P_t = f(t)$ , and reactive  $Q_t = f(t)$  of rural customers, characterizes of large inequality, and its interaction involves specific variation of power factor, tension and reactive load.

*Е. Небжидовский***НАГРУЗОЧНЫЕ ПОСЛЕДСТВИЯ РОСТА УСТАНОВЛЕННОЙ МОЩНОСТИ  
ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ ЭЛЕКТРОПРИЁМНИКОВ СЕЛЬСКИХ  
ПОТРЕБИТЕЛЕЙ****Резюме**

В статье анализируется изменение всех параметров на основе результатов измерений проведённых в течение года на трансформаторной станции 15/0,4 питающей сельских потребителей.

Приведённые результаты доказывают, что суточное изменение активных нагрузок  $P_t = f(t)$  и реактивных нагрузок  $Q_t = f(t)$  сельских потребителей характеризуются большой неравномерностью, а их соотношения ведут за собой специфические изменения пробегов коэффициента мощности, напряжения и реактивной нагрузки.

M. CZECH, A. JAKOWLUK, J. KOŁYBKO

**PEWNE ASPEKTY BADAŃ PAPIERU I PRESZPANU  
TRANSFORMATOROWEGO ZANURZONEGO W OLEJU  
PRZY STATYCZNYCH I DYNAMICZNYCH OBCIĄŻENIACH**

W pracy podano jakościowe wyniki badań pełzania, pełzania wstecznego, modułów dynamicznych wyznaczanych w oparciu o pętlę histerezy oraz dysypacji energii wyznaczonej metodą Sorokina. Badania przeprowadzono na papierze i preszpanie transformatorowym zanurzonym w oleju w temperaturze otoczenia.

**1. Wstęp**

Przy projektowaniu i eksploatacji transformatorów potrzebna jest znajomość własności reologicznych materiałów izolacyjnych jak papier i preszpan transformatorowy. Podczas eksploatacji transformatorów podatność czasowa tych materiałów decyduje o relaksacji całego transformatora. Rozluźnienie uzwojeń w czasie pracy przy częstotliwości technicznej prowadzi do przetarcia papieru, co z kolei powoduje przebicie międzyzwojowe, a zatem uszkodzenie całego transformatora. Potwierdzeniem tych rozważań są dane statystyczne Zakładów Energetycznych Okręgu Centralnego z lat 1963—1969 dotyczące awarii transformatorów. Według tych danych główną przyczyną awarii transformatorów są uszkodzenia uzwojeń. Stanowią one około 95% uszkodzeń. Poznanie reologicznych własności papieru i preszpanu transformatorowego pozwoli na polepszenie technologii produkcji i eksploatacji, w wyniku czego można będzie uzyskać zmniejszenie wskaźnika uszkodzeń transformatorów. Zmniejszenie wskaźnika uszkodzeń transformatorów przyniesie przyhamowanie ogromnych strat gospodarce narodowej.

W niniejszej pracy zostaną podane pewne aspekty badań na pełzanie, pełzanie wsteczne, badań modułów dynamicznych i dysypacji energii papieru i preszpanu transformatorowego zanurzonego w oleju.

## 2. Próby pełzania

### 2.1. Maszyny i aparatura użyta do przeprowadzania prób

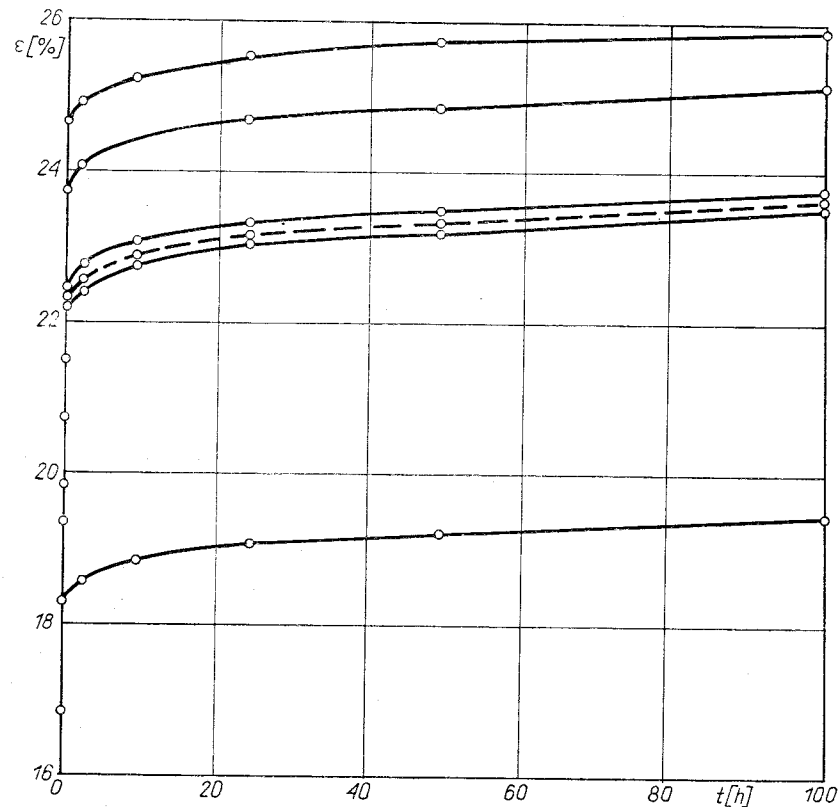
Próby pełzania przeprowadzono w Laboratorium Reologii Tworzyw Wyższej Szkoły Inżynierskiej w Białymstoku na pełzarkach produkcji krajowej IMP/500/6. Dla zrealizowania prób pełzania na ściskanie dokonano adaptacji pełzarek, polegającej na tym, że w szereg ciągnowy wmontowano odpowiednie rewersory.

Pomiary skrócenia próbek dokonywano przy pomocy układu pomiarowego złożonego z dwóch czujników zegarowych z działką elementarną odpowiadającą 0,01 mm.

### 2.2. Opis próbek

Próbka składa się z elementarnych pierścieni o średnicy zewnętrznej  $D_z = 15,0$  mm, średnicy wewnętrznej  $D_w = 4,2$  mm i grubości papieru 0,06 mm, preszpanu 2,0 mm. Pierścienie te zostały wykonane na wyłaczarce, suszone w komorze próżniowej przy ciśnieniu 1 Tr i temperaturze 373°K przez okres 48 h, a następnie nasycone olejem o temperaturze 323°K przez okres kilkunastu godzin.

Próbka składa się z około 600 elementarnych pierścieni papierowych lub z 14 elementarnych pierścieni preszpanu.



Rys. 1. Zestawienie krzywych pełzania papieru przy naprężeniu średnim  $\sigma_m = 15$  MN/m<sup>2</sup>. Linia przerywana-krzywa średnia z pięciu prób

Próbka zbudowana z elementarnych pierścieni papieru, zanurzona w oleju transformatorowym i wstępnie obciążona 98,07 N, miała długość około 24 mm. Długość tę ustaloną indywidualnie dla każdej próbki uważano za bazę pomiarową. Próbka zbudowana z elementarnych pierścieni preszpanu, zanurzona w oleju transformatorowym i wstępnie obciążona siłą 98,07 N, miała długość około 32 mm. Długość tę ustaloną indywidualnie dla każdej próbki, uważano za bazę pomiarową.

Próby przeprowadzono w pomieszczeniu piwnicznym, w którym temperatura była utrzymywana na poziomie 294±1°K.

## 3. Wyniki badań doświadczalnych

### 3.1. Wyniki badań dla papieru transformatorowego

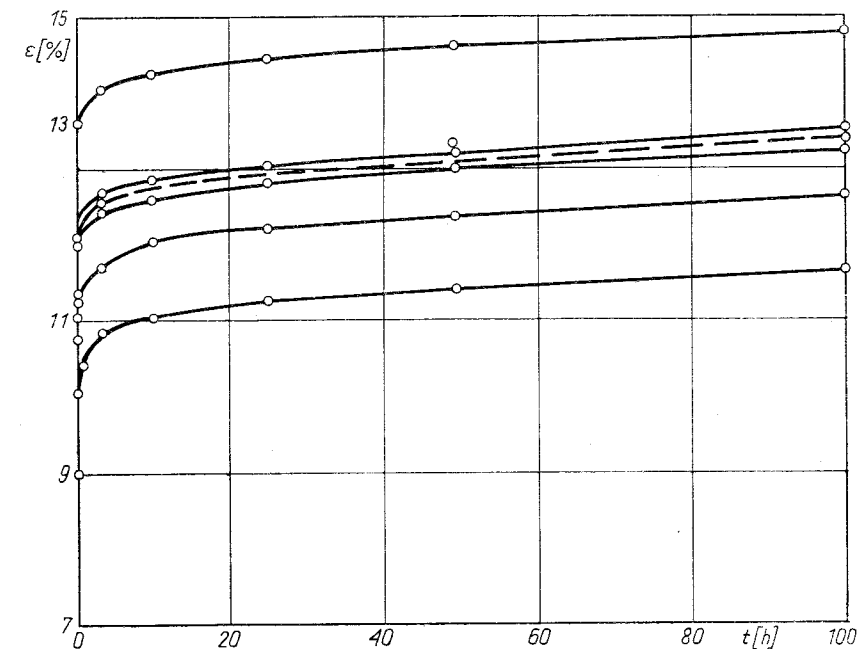
Przykładowo w tabelicy 1 podano współrzędne pięciu krzywych pełzania dla  $\sigma = 15$  MN/m<sup>2</sup>.

Na podstawie tej tabelicy sporządzono krzywe pełzania i średnią krzywą pełzania, które przedstawiono na rysunku 1.

### 3.2. Wyniki badań dla preszpanu transformatorowego

Przykładowo w tabelicy 2 podano współrzędne pięciu krzywych pełzania dla  $\sigma = 15$  MN/m<sup>2</sup>.

Na podstawie tabelicy 2 sporządzono krzywe pełzania i średnią krzywą pełzania, które przedstawiono na rysunku 2.



Rys. 2. Zestawienie krzywych pełzania preszpanu przy naprężeniu średnim  $\sigma_m = 15$  MN/m<sup>2</sup>. Linia przerywana-krzywa średnia z pięciu prób

### 3.3. Uwagi do przeprowadzonych badań na pełzanie

1) Próbkę papieru i preszpanu transformatorowego, jako próbki warstwowe, wykazują dużą niejednorodność własności materiału co wyraża się dużymi rozrzutami wyników prób pełzania. Potwierdzeniem tego faktu są rysunki 1 i 2 lub tablice 1 i 2. Aby więc otrzymać wiarygodne wyniki należy prowadzić badania na większej liczbie próbek, zaś opracowanie badań przeprowadzić statystycznie. Badania te są więc długie i kosztowne. Czasochłonność tych badań można skrócić wykorzystując fakt niewielkich różnic przyrostów odkształceń w rodzinie krzywych pełzania przy  $\sigma = \text{const.}$  dla czasów pełzania większych od kilku godzin (tablica 1 i 2). W dalszych badaniach można więc otrzymać średnią krzywą pełzania, do kilku godzin, z większej liczby próbek, zaś średnią krzywą pełzania po kilku godzinach — z mniejszej liczby próbek operując przyrostami odkształceń.

Tablica 1. Współrzędne krzywych pełzania dla  $\sigma = 15 \text{ MN/m}^2$

t [h]	[%]					
	$\epsilon_1$	$\epsilon_2$	$\epsilon_3$	$\epsilon_4$	$\epsilon_5$	$\epsilon_{sr}$
0,00	16,816	19,353	20,627	20,675	21,491	19,792
0,05	17,658	20,947	21,518	22,738	23,594	21,291
0,10	17,784	21,245	21,675	22,972	23,832	21,502
0,25	17,949	21,536	21,911	23,284	24,133	21,763
0,50	18,099	21,755	22,127	23,492	24,350	21,965
1,00	18,269	22,025	22,337	23,715	24,588	22,187
3,00	18,538	22,346	22,674	24,032	24,895	22,497
5,00	18,600	22,498	22,821	24,171	25,025	22,623
10,00	18,837	22,707	23,026	24,371	25,211	22,830
25,00	19,062	22,940	23,261	24,615	25,458	23,067
50,00	19,203	23,128	23,464	24,804	25,642	23,248
100,00	19,450	23,353	23,646	25,000	25,837	23,457

Tablica 2. Współrzędne krzywych pełzania dla  $\sigma = 15 \text{ MN/m}^2$

t [h]	[%]					
	$\epsilon_1$	$\epsilon_2$	$\epsilon_3$	$\epsilon_4$	$\epsilon_5$	$\epsilon_{sr}$
0,00	11,287	8,943	12,152	9,977	11,041	10,680
0,05	11,924	9,894	13,234	10,815	11,720	11,517
0,10	12,052	10,038	13,344	10,963	11,861	11,652
0,25	12,198	10,232	13,551	11,183	12,054	11,844
0,50	12,316	10,379	13,679	11,350	12,204	11,986
1,00	12,483	10,501	13,816	11,480	12,332	12,122
3,00	12,649	10,771	14,030	11,743	12,568	12,352
5,00	12,751	10,886	14,121	11,858	12,681	12,459
10,00	12,871	11,046	14,246	12,024	12,836	12,605
25,00	13,042	11,294	14,448	12,258	13,068	12,822
50,00	13,182	11,428	14,586	12,417	13,224	12,967
100,00	13,364	11,599	14,723	12,595	13,384	13,133

2) Należy zauważyć, że odkształcenia w tablicach 1 i 2 są obliczone przy założeniu stałej długości próbek. Ze względu na wartość liczbowa odkształceń (dla papieru około 20%, dla preszpanu około 10% — w zależności od poziomu naprężeń) przy obliczaniu rzeczywistych odkształceń należy uwzględnić rzeczywistą zmienną długość próbek.

3) Największy przyrost odkształceń występuje w ciągu pierwszej godziny (rys. 1 i 2). Dlatego też w ciągu tego okresu czasu należy zagęścić odczyty wydłużeń.

4) Skrócenia próbek były mierzone od chwili obciążenia ich przez siłę 98,07 N. W rzeczywistości siła ta powoduje wyeliminowanie luzów między pierścieniami i jednocześnie częściowe skrócenie próbek. Dlatego też przy opracowywaniu wyników prób pełzania należy uwzględnić poprawkę na przyrosty wydłużeń jak i na długość początkową próbki.

## 4. Próby pełzania wstecznego

### 4.2. Wyniki badań dla papieru transformatorowego

W tablicy 3 podano przykładowo współrzędne pięciu krzywych pełzania wstecznego dla  $\sigma = 15 \text{ MN/m}^2$  i czasu odciążenia 100 h.

Na podstawie tablicy 3 sporządzono krzywe pełzania wstecznego i średnią z nich, które przedstawiono na rysunku 3.

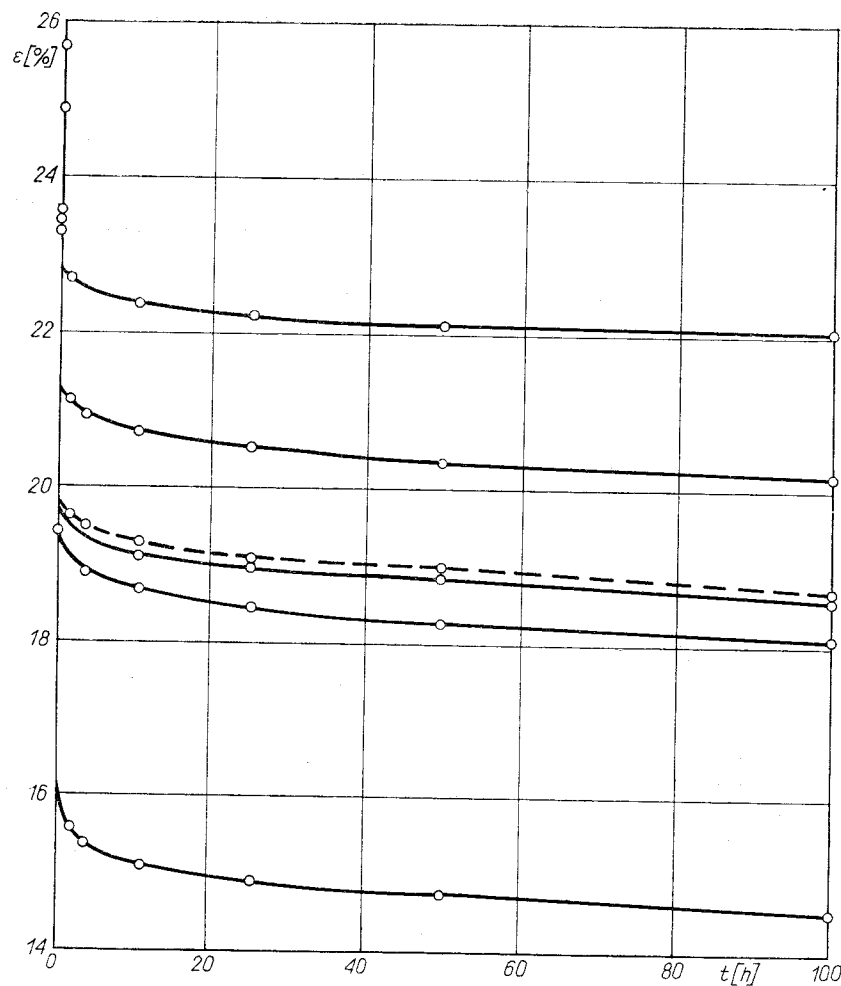
Tablica 3. Współrzędne krzywych pełzania wstecznego dla  $\sigma = 15 \text{ MN/m}^2$  i czasu obciążenia 100 h

t [h]	[%]					
	$\epsilon_1$	$\epsilon_2$	$\epsilon_3$	$\epsilon_4$	$\epsilon_5$	$\epsilon_{sr}$
0,00	19,450	23,353	23,646	25,000	25,837	23,457
0,00	16,836	20,572	21,437	22,897	24,062	21,161
0,05	16,185	19,916	20,457	21,841	23,267	20,333
0,10	16,039	19,760	20,275	21,698	23,154	20,185
0,25	15,824	19,490	20,030	21,452	22,992	19,958
0,50	15,676	19,310	19,855	21,284	22,856	19,796
1,00	15,533	19,157	19,690	21,133	22,760	19,655
3,00	15,303	18,917	19,453	20,961	22,627	19,452
5,00	15,203	18,800	19,343	20,861	22,536	19,349
10,00	15,074	18,656	19,221	20,732	22,440	19,225
25,00	14,887	18,440	19,014	20,542	22,307	19,039
50,00	14,730	18,281	18,417	20,417	22,210	18,904
100,00	14,540	18,118	18,743	20,269	22,091	18,752

### 4.2. Wyniki badań preszpanu transformatorowego

W tablicy 4 podano przykładowo współrzędne pięciu krzywych pełzania wstecznego dla  $\sigma = 15 \text{ MN/m}^2$  i czasu odciążenia 100 h.

Na podstawie tablicy 4 sporządzono krzywe pełzania wstecznego i średnią z nich, które przedstawiono na rysunku 4.



Rys. 3. Zestawienie krzywych pełzania wstecznego papieru przy naprężeniu średnim  $\sigma_m = 15 \text{ MN/m}^2$  i czasie odciążenia  $t = 100 \text{ h}$ . Linia przerywana-krzywa średnia z pięciu prób

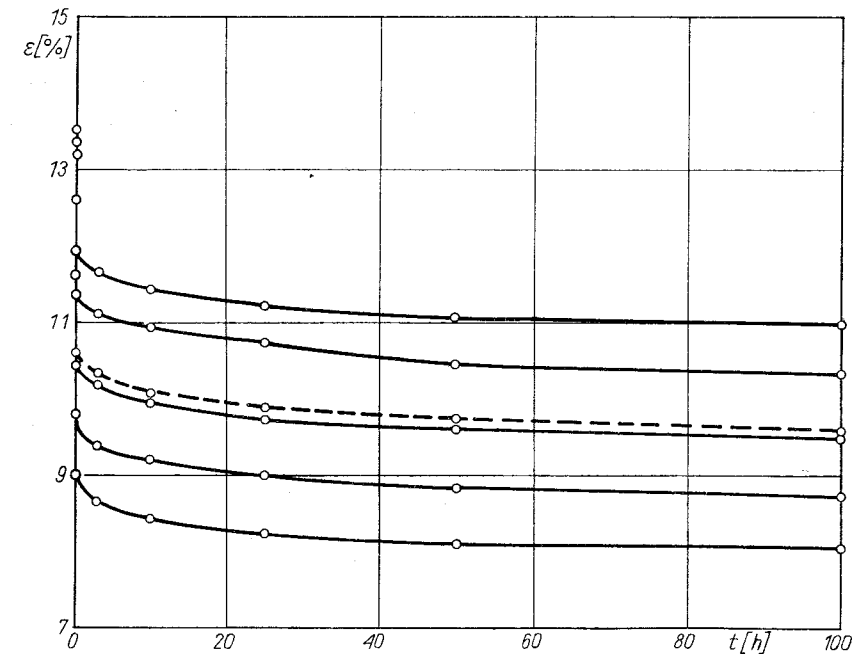
### 4.3. Uwagi do przeprowadzonych badań na pełzanie wsteczne

1) Próby pełzania wstecznego przeprowadzono na tych samych próbkach co pełzanie (odkształcenie pełzania przy 100 h równe jest odkształceniu pełzania wstecznego przy 0,00 h).

2) Do pełzania wstecznego odnoszą się również uwagi podane dla pełzania w punkcie 3.3.

Tablica. 4. Współrzędne krzywych pełzania wstecznego dla  $\sigma = 15 \text{ MN/m}^2$  i czasu obciążenia 100 h

$t$ [h]	[%]					
	$\epsilon_1$	$\epsilon_2$	$\epsilon_3$	$\epsilon_4$	$\epsilon_5$	$\epsilon_{sr}$
0,00	13,364	11,599	14,723	12,595	13,384	13,133
0,00	12,104	10,041	12,733	10,979	11,660	11,503
0,05	11,679	9,345	12,272	10,191	11,024	10,903
0,10	11,590	9,246	12,165	10,068	10,894	10,793
0,25	11,478	9,076	12,014	9,895	10,728	10,638
0,50	11,400	8,951	11,899	9,793	10,573	10,523
1,00	11,341	8,848	11,815	9,634	10,472	10,422
3,00	11,162	8,651	11,630	9,428	10,278	10,230
5,00	11,098	8,478	11,540	9,300	10,191	10,121
10,00	11,048	8,405	11,411	9,198	10,057	10,022
25,00	10,943	8,247	11,174	9,008	9,899	9,854
50,00	10,435	8,105	11,042	8,844	9,723	9,631
100,00	10,285	7,991	10,889	8,709	9,586	9,492



Rys. 4. Zestawienie krzywych pełzania wstecznego preszpanu przy naprężeniu średnim  $\sigma_m = 15 \text{ MN/h}^2$  i czasie odciążenia  $t = 100 \text{ h}$ . Linia przerywana-krzywa średnia z pięciu prób

## 5. Badania modułów dynamicznych

Znajomość wartości modułu dynamicznego jest niezbędna przy obliczeniach dynamicznych transformatora, a w szczególności ich częstotliwości rezonansowych [1]. Znajomość modułu dynamicznego jest konieczna również do obliczeń w tych układach mechanicznych, gdzie papier i preszpan spełnia rolę uszczeltek.



### 5.1. Metody badań modułów

Do wyznaczania modułów dynamicznych w ciałach stałych w zakresie sprężystym z powodzeniem stosuje się rezonansowe metody wyznaczania częstotliwości drgań własnych [2].

W materiałach warstwowych o własnościach ortotropowych, względnie w próbkach złożonych z warstw niespójnych, nie możemy wyznaczać modułów dynamicznych metodami pomiaru parametrów fal sprężystych. Podobnie rzecz się ma przy wyznaczaniu modułów dynamicznych w ciałach stałych poza zakresem stosowności prawa Hooke'a.

W tych przypadkach najskuteczniej możemy wyznaczyć moduły dynamiczne w oparciu o zdjęte pętle histerezy, lub z oscylogramów przebiegów naprężeń i odkształceń.

### 5.2. Wyznaczanie modułu dynamicznego w oparciu o pętlę histerezy

#### 5.2.1. Aparatura, maszyny i próbki użyte do przeprowadzania badań

Próby przeprowadzono na wibropelzarce adaptowanej z pelzarki firmy L. Schopper. Schemat i zasada działania tej maszyny są podane w pracy [3]. Pętle histerezy fotografowano z ekranu oscyloskopu dwustrumieniowego produkcji Radiotechnika typ OK-16. Sygnał siły z czujnika elektrooporowego, był podawany przez mostek dynamiczny produkcji Wamel typ TT-4B. Sygnał amplitudy wydłużenia próbki, z czujnika indukcyjnego produkcji IPPT PAN, był podawany przez mostek indukcyjny również produkcji IPPT PAN.

Do badań użyto próbek identycznych jak do prób pelzania.

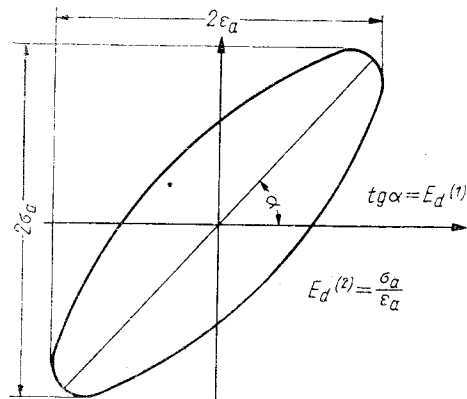
#### 5.2.2. Wyniki badań

Zmienność naprężenia w próbce była następująca

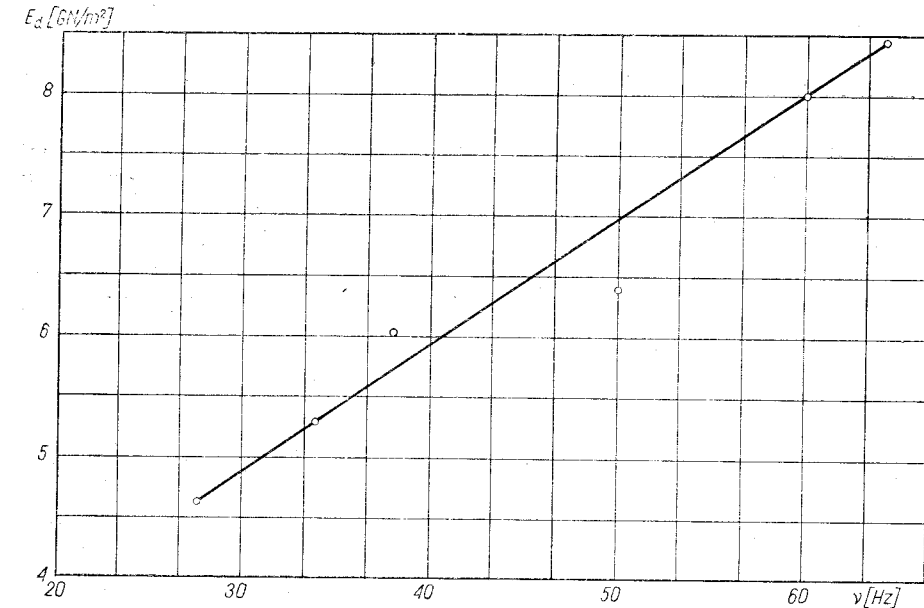
$$(1) \quad \sigma(t) = \sigma_m(1 + A \sin 2\pi vt)$$

gdzie:

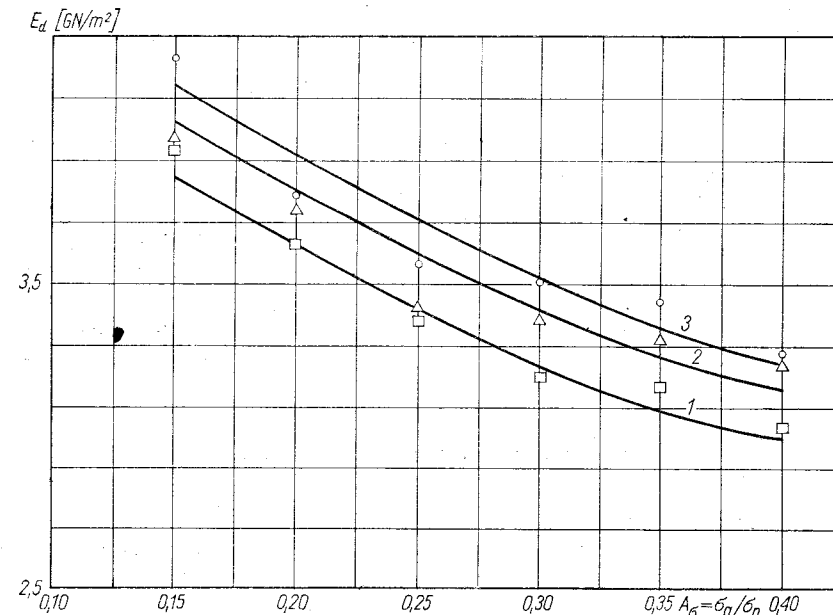
$$(2) \quad A_\sigma = \frac{\sigma_a}{\sigma_m} \text{ — współczynnik amplitudy naprężenia}$$



Rys. 5. Metody wyznaczania  $E_d$



Rys. 6. Zmienność modułu dynamicznego preszpanu w zależności od częstotliwości  $\nu$  przy naprężeniu średnim  $\sigma_m = 25 \text{ MN/m}^2$  i współczynniku naprężenia  $A_\sigma = 0,20$



Rys. 7. Zmienność modułu dynamicznego preszpanu w zależności od współczynnika amplitudy naprężenia  $A_\sigma$  przy częstotliwości  $\nu = 61 \text{ Hz}$  dla poziomów naprężeń średnich  $\sigma_m \text{ MN/m}^2$ : 1—20, 2—25, 3—30

$\sigma_a$  — amplituda naprężenia,  
 $\sigma_m$  — naprężenie średnie,  
 $\nu$  — częstotliwość wibracji.

Do wyznaczenia modułu dynamicznego wykorzystano pętlę histerezy według sposobów pokazanych na ideowym rysunku pętli (rys. 5).

Na rysunku 6 zestawiono wartości modułu dynamicznego preszpanu  $E_d$  jakie uzyskano dla szeregu różnych częstotliwości. Wyniki te uzyskano z jednej próbki stabilizowanej w czasie  $t = 1300$  h.

Na rysunku 7 przedstawiono wartości modułów dynamicznych preszpanu  $E_d$  uzyskanych dla różnych wartości współczynnika amplitudy naprężenia  $A_\sigma$  oraz dla trzech poziomów naprężeń średnich  $\sigma_m$  i przy czasie stabilizacji próbki  $t = 100$  h.

### 5.2.3. Wnioski z badań modułów dynamicznych

Z rysunków 6 i 7 wynika, że:

- 1) Moduł dynamiczny preszpanu rośnie ze wzrostem czasu stabilizacji, częstotliwości i poziomu naprężenia średniego.
- 2) Moduł dynamiczny preszpanu maleje ze wzrostem współczynnika amplitudy naprężenia.

## 6. Badania dysypacji energii z pętli histerezy

W niniejszej pracy jako miarę dysypacji energii przyjęto współczynnik pochłaniania energii  $\psi$  zaproponowany przez Sorokina [4] i określony wzorem

$$(3) \quad \psi = \frac{\Delta W}{W}$$

gdzie:

$\Delta W$  — energia pochłonięta w ciągu jednego cyklu,

$W$  —  $\frac{1}{4}$  energii całkowitej.

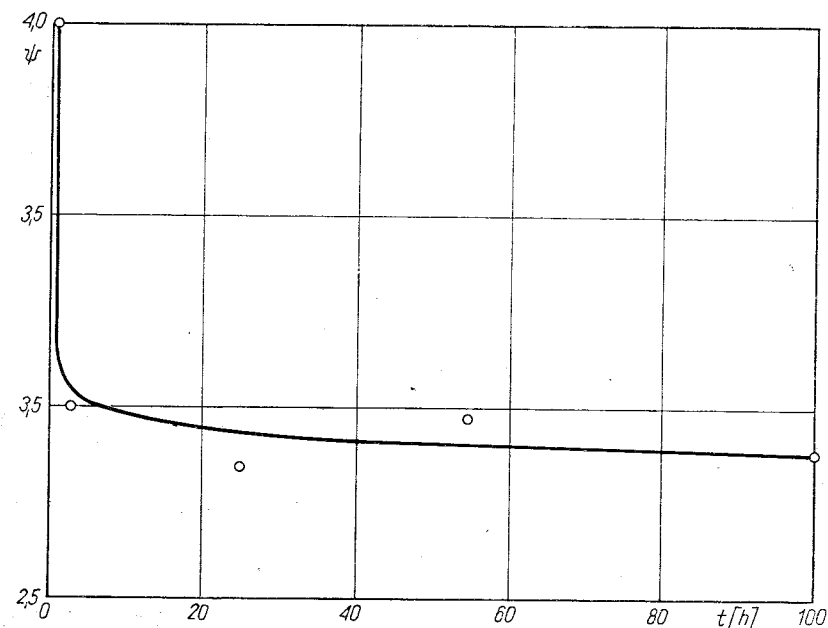
Na rysunku 8 przedstawiono zależność współczynnika pochłaniania energii preszpanu od czasu stabilizacji próbki przy naprężeniu średnim  $\sigma_m = 25$  MN/m<sup>2</sup>, częstotliwości  $\nu = 42$  Hz i współczynniku amplitudy naprężeń  $A_\sigma = 0,20$ .

Na rysunku 9 przedstawiono zależność współczynnika pochłaniania energii preszpanu od współczynnika amplitudy naprężeń  $A_\sigma$  przy  $\sigma_m = 25$  MN/m<sup>2</sup>,  $\nu = 42$  Hz i czasie stabilizacji 100 h.

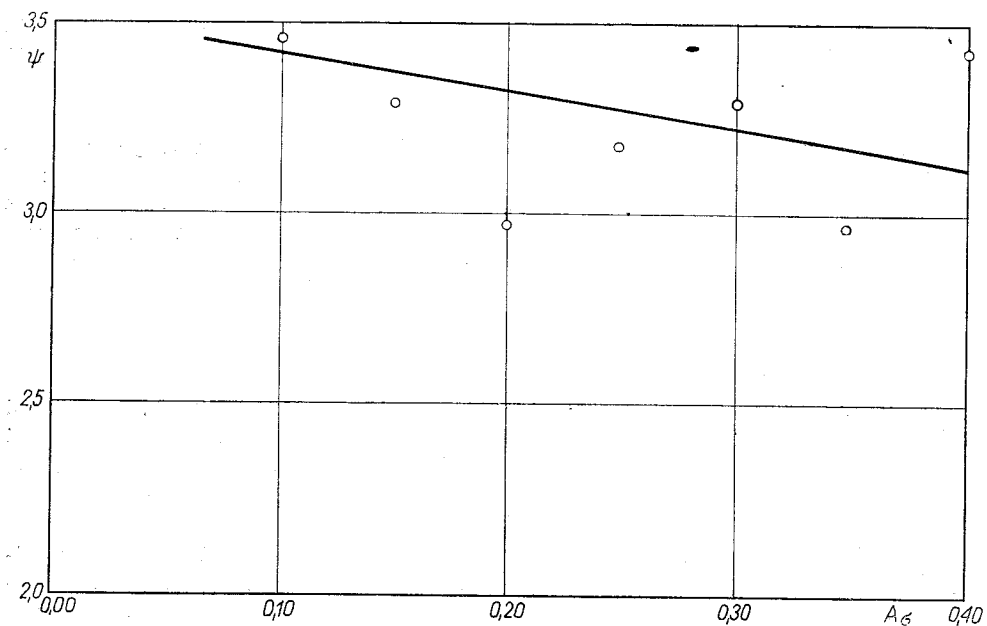
### 6.1. Wnioski z badań dysypacji energii

Z rysunków 8 i 9 wynika:

- 1) Współczynnik pochłaniania energii preszpanu rośnie ze wzrostem częstotliwości,
- 2) Współczynnik  $\psi$  maleje wraz ze wzrostem czasu stabilizacji,
- 3) Współczynnik  $\psi$  maleje wraz ze wzrostem współczynnika amplitudy naprężenia  $A_\sigma$ .



Rys. 8. Zmienność współczynnika pochłaniania energii preszpanu w zależności od czasu stabilizacji przy  $\sigma_m = 255$  MN/m<sup>2</sup>,  $\nu = 42$  Hz i  $A_\sigma = 0,20$



Rys. 9. Zmienność współczynnika pochłaniania energii preszpanu w zależności od współczynnika amplitudy naprężenia  $A_\sigma$  przy  $\sigma_m = 25$  MN/m<sup>2</sup> i  $\nu = 42$  Hz

## 7. Uwagi końcowe

Przedstawione w pracy wyniki badań mają charakter jakościowy i są wstępem do kompleksowych badań ilościowych.

LABORATORIUM REOLOGII TWORZYW  
WYŻSZA SZKOŁA INŻYNIERSKA W BIAŁYMSTOKU

### LITERATURA

1. Y. Tournier, M. Richard (France), A. Ciniero et S. Yakav (Italie), A. B. Madin et J. D. Whitaker (Grande — Bretagne): Complément au rapport № 134 (comportement dynamique des enroulements d'un transformateur sous l'effet d'un courtcircuit) Rapport 134 bis Conf. Intern. des Grands Réseaux Électriques à Haute Tension. Paris 1964.
2. В. М. Чернышев: Методика определения динамических модулей упругости пластмасс. Заводская Лаборатория 4, т. XXVIII, 1962, 488.
3. Jakowluk A.: Wibropeżanie w metalach. Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa 1967.
4. Е. С. Сорокин: Динамический расчёт несущих конструкций зданий, Госстройиздат, 1956.

M. Czech, A. Jakowluk, J. Kołybko

### SOME ASPECTS OF INVESTIGATIONS ON TRANSFORMER PAPER AND PRESSPAN SUBMERGED IN OIL, UNDER STATIC AND DYNAMIC LOADINGS

#### Summary

In the article qualitative results of investigations on creeping, retrograde creeping, dynamic moduli as determined from hysteresis loop and also investigations on energy dissipation based on Sorokin's method are presented. Investigations have been carried out on transformer paper and presspan, submerged in oil, at normal room temperature.

M. Чех, А. Яковлюк, Е. Колыбко

### НЕКОТОРЫЕ АСПЕКТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ ТРАНСФОРМАТОРНОЙ БУМАГИ И ЭЛЕКТРОКАРТОНА ПОГРУЖЕННОГО В МАСЛЕ ПРИ СТАТИЧЕСКИХ И ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗКАХ

#### Резюме

В работе приведены качественные результаты исследований ползучести, обратной ползучести, динамических модулей определонных на основе петли гистерезиса, а также диссипации энергии определенной методом Сорокина. Эксперименты проводились на трансформаторной бумаге и электрокартоне погруженной в масле в комнатной температуре.

JAN LESZCZYŃSKI

## ZASTOSOWANIE ALGORYTMÓW APROKSYMACJI STOCHASTYCZNEJ DO EKSTREMALNEGO STEROWANIA OBIEKTAMI ZŁOŻONYMI W WARUNKACH NIESTACJONARNYCH

W pracy podano metodę rozwiązania zadania sterowania ekstremalnego w obecności przedziałów stałych, mierzalnych zakłóceń. Metoda ta polega na zastosowaniu uogólnionego algorytmu adaptacji [6], łączącego algorytm automatycznego poszukiwania ekstremum z algorytmem identyfikacji optymalnej charakterystyki układu otwartego. Oba algorytmy oparte są na procedurze stochastycznej aproksymacji.

### 1. Sformułowanie problemu

Najogólniej rzecz biorąc obiekt o charakterystyce ekstremalnej można opisać następującym równaniem

$$(1) \quad Q = \psi(\bar{a}; \bar{\omega})$$

gdzie:

$Q$  — jest pewną wielkością będącą wskaźnikiem jakości procesu sterowanego,

$\psi$  — jest liniową funkcją wypukłą,

$\bar{a}(a_1, a_2, \dots, a_m)$  — są to podlegające bezpośredniemu pomiarowi wielkości wejściowe sterujące,

$\bar{\omega}(\omega_1, \omega_2, \dots, \omega_n)$  — wielkości wejściowe niesterowane zakłócenia.

Wielkości zakłócające  $\omega$  można zawsze podzielić na dwie grupy:

1)  $\omega_s(\omega_1, \omega_2, \dots, \omega_l)$  — są to zakłócenia nie podlegające bezpośredniemu pomiarowi,

2)  $\omega_w(\omega_{l+1}, \omega_{l+2}, \dots, \omega_n)$  — zakłócenia, których wartość możemy w każdej chwili zmierzyć.

Przyjmujemy następujące założenia:

Z1. nieznaną nam jest postać funkcji  $\psi$ ,

Z2. pomiar bieżących realizacji wskaźnika jakości procesu jest możliwy,

Z3. zakłócenia zaliczane do grupy  $\bar{\omega}_s$ , są przypadkowe, szybkozmienne o charakterze stacjonarnym i nieznanym a priori rozkładach prawdopodobieństwa.

Z4. zakłócenia  $\bar{\omega}_w$  natomiast są wielozmienne, a nawet przedziałami stałe.

Przyjęcie zakłóceń (Z3 oraz Z4) zawęży oczywiście dość znacznie klasę rozpatrywanych systemów ekstremalnych (nie jest to najogólniejsze postawienie problemu), lecz realnie rzecz biorąc statyczne obiekty regulacji o powyższych własnościach są często spotykane w zastosowaniach praktycznych.

Ponieważ zakłócenia  $\bar{\omega}_s$ , występujące w zależności (1) nie podlegają pomiarom, równanie obiektu możemy przedstawić przy pomocy zależności statystycznej

$$(2) \quad E\{Q\} = \psi_0(\bar{a}, \bar{\omega}_w)$$

## 2. Wybór metody rozwiązania postawionego problemu

Z przyjętych założeń wynika, że posiadamy minimalną informację początkową w procesie — wiemy tylko, że funkcja jest funkcją wypukłą. Wobec tego jedyną drogą prowadzącą do optymalizacji procesu w jego stadium początkowym jest sterowanie ekstremalne w układzie zamkniętym oparte na zasadzie poszukiwania automatycznego, które nie wymaga znajomości wartości zakłóceń i równania procesu (1). Innym wnioskiem nasuwającym się bezpośrednio z przyjętych założeń jest następujące stwierdzenie: w tych okresach czasu  $\Delta t_i$  w ciągu których zakłócenia utrzymują się na stałym poziomie  $\bar{\omega}_{wi}$  istnieje tylko jeden konkretny zestaw wielkości sterujących  $\bar{a}_{oi}^{opt}$  (założenie o wypukłości funkcji  $\psi$ ) nadający matematycznemu oczekiwaniu wskaźnika jakości sterowania procesem wartość ekstremalną

$$(3) \quad \max_{\bar{a}} E\{Q|t \in (t_{i-1}, t_i)\} = E\{\psi(\bar{a}_i^{opt}, \bar{\omega}_{wi}, \bar{\omega}_s)\}$$

Samo sterowanie w układzie zamkniętym nie doprowadzi jednak do optymalizacji systemu w dłuższych okresach czasu  $\Delta t \gg \Delta t_i$  ponieważ optymalny zestaw wielkości sterujących  $\bar{a}_i^{opt}$  zmienia się w czasie pod wpływem wolnozmiennych wielkości niesterowanych  $\bar{\omega}_w$ . Z reguły problem ten rozwiązuje się poprzez wprowadzenie przeszukiwania strefy ekstremum w stanie ustalonym, w celu nadążenia „za pełzającym” punktem ekstremalnym. Metoda ta posiada jednak zasadnicze wady:

1) Wprowadzenie przeszukiwania strefy ekstremum wiąże się z dodatkowymi stratami, które występują nawet w tych okresach czasu, w ciągu których położenie punktu ekstremalnego nie ulega zmianie.

2) Przy intensywniejszych zakłóceniach  $\bar{\omega}_w$  istnieje groźba utraty stabilności systemu.

Główną zaletą metody poszukiwania strefy ekstremum natomiast jest to, że nie wymagane jest przy tym posiadanie aktualnych danych o wartości zakłóceń. W naszym przypadku jednak z założenia, zakłócenia wolnozmiennie w sposób istotny wpływające na pracę systemu podlegają bezpośrednim pomiarom. Założenie to umożliwi przyjęcie innej koncepcji sterowania.

W związku z tym, że każdemu wektorowi zakłóceń  $\bar{\omega}_w$  odpowiada jednoznacznie wektor wielkości sterowanych optymalizujący sterowanie  $\bar{a}_i^{opt}$  możemy stwierdzić, że istnieje pewna ogólnie rzecz biorąc nieliniowa funkcja wektorowa  $f$  znajomość której pozwoliłaby na optymalne sterowanie w układzie otwartym

$$(4) \quad \bar{a}^{opt} = f(\bar{\omega}_w)$$

Równanie (4) bowiem jest optymalną charakterystyką układu otwartego. W celu wyznaczenia funkcji przed eksperymentem musielibyśmy niestety posiadać jednak pełny zestaw informacji wstępnej, co w jakimkolwiek bardziej skomplikowanym systemie jest niemożliwe.

Najkorzystniejszym wariantem rozwiązania może być więc jedynie zastosowanie systemu kombinowanego łączącego układ sterowania zamknięty z automatycznym poszukiwaniem oraz układ sterowania otwarty, mający za zadanie kompensację wpływu wolnozmiennych zakłóceń  $\bar{\omega}_w$ . Informację niezbędną do sterowania w układzie otwartym należy przy tym zdobywać w czasie trwania procesów poszukiwania. Musimy więc opracować taki proces sterowania by wraz z bieżącym usprawnieniem jakości sterowania gromadzić informację o wpływie zakłóceń  $\bar{\omega}_w$  na ten proces.

Nie trudno zauważyć przy tym, że identyfikacja funkcji  $f$ , reprezentującej optymalną charakterystykę układu otwartego jest znacznie korzystniejsza od identyfikacji pełnej charakterystyki reprezentowanej przez funkcję  $\psi_0$ .

Wpływają na to następujące przyczyny:

1) wymiar przestrzeni w której odtwarza się optymalną charakterystykę układu otwartego jest mniejszy od wymiaru przestrzeni wszystkich wielkości wejściowych systemu,

2) postać funkcji  $f$  jest prostsza od postaci funkcji  $\psi_0$ ,

3) pojemność pamięci służącej do zapisu optymalnej charakterystyki układu otwartego jest znacznie mniejsza od minimalnej wymaganej przy zapamiętaniu (2),

4) funkcja wektorowa  $f$  wiąże bezpośrednio wartości mierzonych zakłóceń wolnozmiennych z optymalnymi wartościami czynników sterujących, a więc informacja posiada dogodniejszą postać do praktycznego wykorzystania.

Najprostszą drogą prowadzącą do identyfikacji funkcji jest wykorzystanie zbioru zdarzeń  $\bar{a}_i^{opt}$ ,  $\bar{\omega}_{wi}$  ( $i = 1, 2, 3, \dots$ ), uzyskanego przy pomocy procedury poszukiwania, do stworzenia modelu optymalnej charakterystyki układu otwartego. Taki też schemat postępowania przyjmijemy przy rozwiązywaniu przedstawionego wyżej problemu. Zarówno procedurę poszukiwania jak i procedurę identyfikacji oprzemy na metodzie aproksymacji stochastycznej, ponieważ charakteryzuje się ona dużą prostotą i ogólnie rzecz biorąc nie wymaga pełnej informacji statystycznej o stanie obiektu. Prócz tego zastosowanie metody aproksymacji stochastycznej stworzy nam możliwość jednolitego podejścia do rozpatrywanego zagadnienia.

## 3. Optymalizacja sterowania ekstremalnego przy $\bar{\omega}_w = \text{const}$

Wyżej wymieniono już, że w okresie czasu  $\Delta t_i = t_i - t_{i-1}$ , w którym zestaw zakłóceń  $\bar{\omega}_w$  jest stały i równy  $\bar{\omega}_{wi}$  istnieje zgodnie z założeniami o wypukłości funkcji  $\psi$  i stacjonarności zakłóceń  $\bar{\omega}_s$ , taki zestaw parametrów sterowanych  $\bar{a} = \bar{a}_i^{opt}$  przy którym wskaźnik jakości sterowania

$$(5) \quad E\{\psi(\bar{a}, \bar{\omega}_s, \bar{\omega}_w)\} = L(\bar{a}, \bar{\omega}_w)$$

osiąga wartość maksymalną.

Celem określenia wektora parametrów  $\bar{a}^{opt}$  możemy posłużyć się interacyjną procedurą poszukiwania opartą na stochastycznej aproksymacji

$$(6) \quad \bar{a}_i[n+1] = \bar{a}_i[n] + \frac{\gamma_i[n]}{2\beta_i[n]} \overline{\Delta Q}(\bar{\omega}_s[n+1], \bar{\omega}_{wi}, \bar{a}_i[n], \pm \beta_i[n])$$

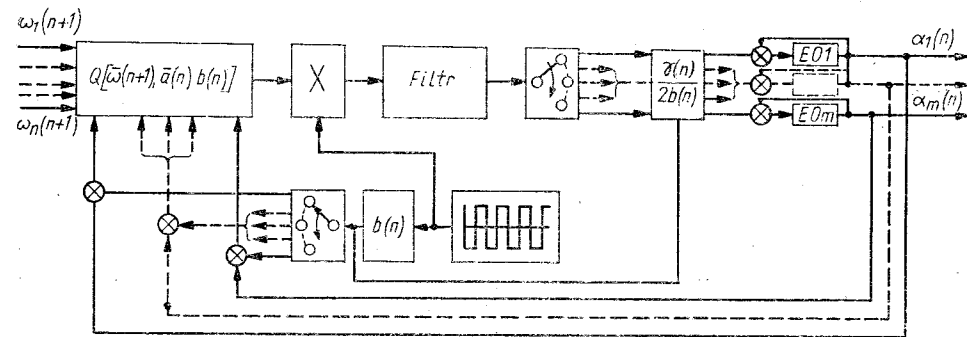
gdzie:  $\bar{a}_i[n+1]$  i  $\bar{a}_i[n]$  — odpowiednio  $[n+1]$  i  $[n]$ -te wartości optymalizowanych parametrów  $\bar{a}$  w okresie  $\Delta t_i$ ,

$$\Delta Q(Q(\bar{\omega}, \bar{a} + \beta\tau_1) - Q(\bar{\omega}, \bar{a} - \beta\tau_1), Q(\bar{\omega}, \bar{a} + \beta\tau_2) - Q(\bar{\omega}, \bar{a} - \beta\tau_2), \dots, Q(\bar{\omega}, \bar{a} + \beta\tau_m) - Q(\bar{\omega}, \bar{a} - \beta\tau_m))$$

— wektor realizacji przyrostów  $Q$  wskaźnika jakości ( $\tau_1, \tau_2, \dots, \tau_m$ ) wersory bazy przestrzeni parametrów  $\bar{a}$ ,  $\gamma_i[n]$ ,  $\beta_i[n]$  — ciągi wielkości skalarnych dobranych w ten sposób by zapewnić zbieżność algorytmów, np.

$$\gamma_i[n] = \frac{1}{n^r}, \quad \beta_i[n] = \frac{1}{n^q}, \quad \text{przy } \frac{3}{4} < r \leq 1 \quad \text{oraz} \quad 1 - r < q < r - \frac{1}{2}$$

Procedura określona przy pomocy powyższego algorytmu zapewnia zbieżność parametrów  $\bar{a}$  do  $\bar{a}^{opt}$  z prawdopodobieństwem równym 1 jeżeli ilość iteracji  $n$  rośnie nieograniczenie. Układ realizujący dany algorytm przedstawiono na rysunku 1.



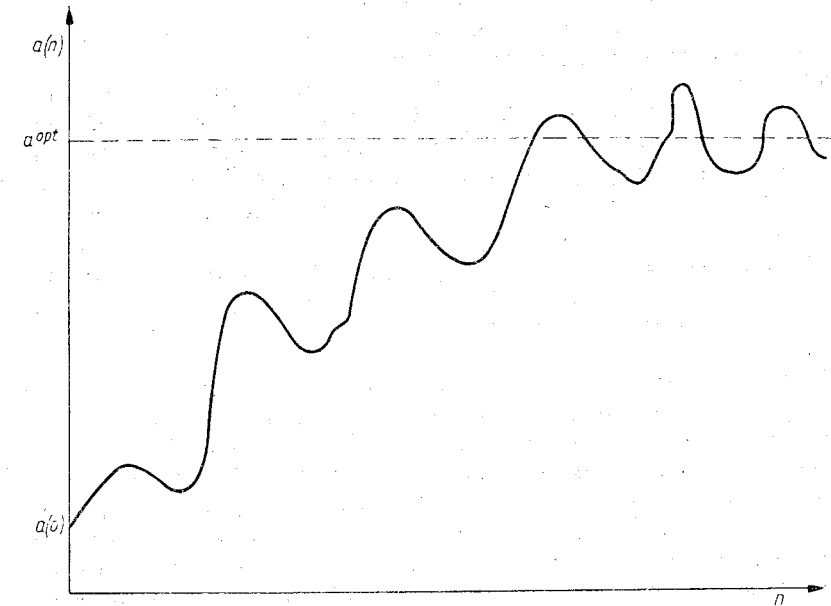
Rys. 1. Układ realizujący procedurę poszukiwania ekstremum zgodnie z algorytmem aproksymacji stochastycznej

Jest on stosunkowo prostym układem zamkniętym z detektorem synchronicznym użytym w celu określenia realizacji wektora przyrostów wskaźnika jakości  $\Delta Q$ . Jest to zasadniczo tradycyjny sposób budowy systemów ekstremalnych. Bardzo istotną rolę z punktu widzenia szybkości zbieżności algorytmów (6) może odegrać inercyjność obiektu sterowania. Pomiar wskaźnika jakości w celu wyznaczenia jego przyrostów wymaga wówczas czasu, który przy wielu wielkościach nastawnych (sterujących) jest wielokrotnością czasu trwania procesu nieustalonego. Zjawisko to przedłuża znacznie czas poszukiwania optymalnego zestawu sterowań.

Charakter zmian wielkości sterujących  $a_v$  ( $v = 1, 2, \dots, m$ ) w okresach stałości zakłóceń wielozmiennych  $\Delta t_i$  pokazuje rysunek 2. Jest rzeczą oczywistą, że parametry  $\bar{a}$  wraz ze wzrostem ilości iteracji zasadniczo będą dążyć do wartości optymalnych  $\bar{a}_i^{opt}$ . O tym jak blisko  $\bar{a}_i^{opt}$  znajdujemy się w momencie konieczności przerwania iteracji (zmiana  $\bar{\omega}_w$ ) decyduje szereg czynników:

- 1) ilość iteracji w okresie  $\Delta t_i$ ,
- 2) charakter zakłóceń  $\bar{\omega}_s$ ,
- 3) postać funkcji  $\psi$ ,
- 4) odległość  $|\bar{a}_i[0] - \bar{a}_i^{opt}|$ .

Są to przede wszystkim czynniki przypadkowe. Można więc stwierdzić, że w okresie  $\Delta t_i$  następuje określenie  $\bar{a}_i^{opt}$  z pewnym uchybem przypadkowym  $\bar{\xi}_i$ .



Rys. 2. Przykładowy charakter zmian wielkości sterujących przy poszukiwaniu ekstremum

#### 4. Kompensacja wpływu zmian zakłóceń $\bar{\omega}_w$

Po każdej zmianie zestawu zakłóceń wolnozmiennych  $\bar{\omega}_w$  zmuszeni jesteśmy proces optymalizacji przy pomocy algorytmu (6) zaznaczyć od początku. Wiąże się to z nowymi stratami na szukanie ekstremum. Trudno więc uważać procedurę opartą na klasycznym algorytmie stochastycznej aproksymacji (6) za procedurę umożliwiającą rozwiązanie przedstawionego problemu mimo tego, że w wielu dłuższych okresach stałości zakłóceń  $\bar{\omega}_w$ , parametry sterowane mogą być bliskie optymalnym. Wiąże się to ze słabym wykorzystywaniem bieżącej informacji uzyskiwanej w czasie pracy systemu; po każdej zmianie  $\bar{\omega}_w$  bowiem układ rozpoczyna proces optymalizacji od początku nie wykorzystując uprzednio zdobytej informacji o zależności między parametrami  $\bar{a}^{opt}$  i zakłóceniami  $\bar{\omega}_w$ .

Wykorzystanie uzyskanego w trakcie procesu poszukiwania automatycznego (6) zbioru zdarzeń  $\bar{\omega}_{wi}$ ,  $\bar{a}_i^{opt}$  ( $i = 1, 2, \dots$ ) może umożliwić nam przecież z początku przybliżoną, a następnie w miarę wpływu czasu, wraz z gromadzeniem nowych danych, oraz dokładniejszą identyfikację optymalnej charakterystyki (4).

Znajomość funkcji  $f$  jest równoważna z posiadaniem pełnej informacji o równaniach procesu i zakłóceniach, ponieważ jej postać wynika bezpośrednio z równania określającego warunek konieczny istnienia ekstremum.

$$(7) \quad E\{\nabla_{\bar{a}} Q(\bar{a}, \bar{\omega}_w, \omega_s)\} = 0$$

a więc może umożliwić nam z kolei kompensację wpływu zmian zakłóceń  $\bar{\omega}_w$  na jakość sterowania w układzie otwartym.

Optymalny człon sterujący umożliwiający rozwiązanie postawionego problemu sterowania na ekstremum powinien zawierać układy pozwalające na identyfikację funkcji  $f$ . Taki człon sterujący będzie realizować koncepcję sterowania dual-

nego sformułowaną przez A. A. Feldbauma [3], pozwoli na identyfikację obiektu i zakłóceń podczas sterowania, a tym samym stworzy możliwość poprawy sterowania, dążąc w ten sposób do sterowania optymalnego.

Załóżmy, że w trakcie procesu ekstremalnego sterowania tworzony został przybliżony model optymalnej charakterystyki układu otwartego (metodą identyfikacji funkcji  $\bar{f}$  zajmujemy się w (5)). Należy wówczas zmodyfikować algorytm (6) by wykorzystał on posiadaną w ten sposób dodatkową informację o systemie. W tym celu algorytm w układzie zamkniętym zapiszemy w następujący sposób

$$(8) \quad \bar{a}_i[n+1] = \bar{a}_i[0] + \sum_{k=1}^{n+1} \frac{\gamma_i^i[k-1]}{2\beta_i[k-1]} \overline{\Delta Q}(\bar{\omega}_s[k], \bar{\omega}_{w_i}, \bar{a}[k-1], \pm \beta_i[k-1])$$

gdzie  $\bar{a}_i[0]$  — wektor nastawianych parametrów  $\bar{a}$  w momencie zmiany zestawu zakłóceń.

Ogólnie rzecz biorąc do wartości  $\bar{a}_i[0]$  nie przywiązuje się specjalnego znaczenia ponieważ brak jest zwykle a priori wskazań odnośnie położenia  $\bar{a}_i^{opt}$ , a algorytm (8) jest zbieżny, oczywiście przy spełnieniu warunków zbieżności, niezależnie od początkowej wartości  $\bar{a}$ . W naszym przypadku jednak braku informacji początkowej możemy wyrównać gromadzoną w międzyczasie informacją o postaci funkcji  $\bar{f}$ . Przybliżone chociażby określenie tej funkcji pozwoli startować z punktu bliskiego optymalnemu. W algorytmie określenia optymalnych parametrów nastawianych (sterowanych) moglibyśmy wówczas zastąpić wektor parametrów  $\bar{a}$  w momencie zmiany zestawu zakłóceń przybliżoną wartością  $\bar{a}_i$  otrzymaną w wyniku podstawienia  $\bar{\omega}_{w_i}$  do zależności aktualnie aproksymującej (4).

Zmodyfikowany algorytm sterowania w układzie zamkniętym (8) przybierze wówczas następującą postać

$$(9) \quad \bar{a}_i[n+1] = \bar{f}(\bar{\omega}_{w_i}) + \sum_{k=1}^{n+1} \frac{\gamma_i^i[k-1]}{2\beta_i[k-1]} \overline{\Delta Q}(\bar{\omega}_s[k], \bar{\omega}_{w_i}, \bar{a}[k-1], \pm \beta_i[k-1])$$

## 5. Identyfikacja optymalnej charakterystyki układu otwartego

Równanie (4) jest równoważne następującemu układowi równań:

$$(10) \quad \begin{cases} a_1 = f_1(\omega_{l+1}, \omega_{l+2}, \dots, \omega_n) \\ a_2 = f_2(\omega_{l+1}, \omega_{l+2}, \dots, \omega_n) \\ \dots \\ a_m = f_m(\omega_{l+1}, \omega_{l+2}, \dots, \omega_n) \end{cases}$$

gdzie  $f_v(v = 1, 2, \dots, m)$  funkcje wielu zmiennych.

Najlepszym sposobem określania funkcji  $\bar{f}$  jest oczywiście odtworzenie poszczególnych funkcji  $f_v$ . Nie jest to jednak w naszym przypadku zadanie łatwe z następujących powodów:

- 1) nowe dane o wartościach poszczególnych funkcji (10), w punktach zbioru  $\{\bar{\omega}_w\}$ , na którym są one określone, podawane są w nieregularnych odstępach czasu,
- 2) dane te są obciążone przypadkowymi uchybami  $\bar{\xi}_i$ ,
- 3) możemy dysponować jedynie ograniczoną pojemnościowo pamięcią rozbudowa pamięci podraża koszt identyfikacji),
- 4) wartości  $\bar{\omega}_w$ , przy których dysponujemy nowymi danymi, są wybierane w sposób przypadkowy,
- 5) identyfikację komplikuje również wielowymiarowość  $\bar{a}$  i  $\bar{\omega}_w$ .

Wymienione przyczyny sprawiają, że chociaż zadanie aproksymacji funkcji  $f_v$  jest

zadaniem z teorii interpolacji, proste zastosowanie metod interpolacyjnych jest raczej niemożliwe. Można natomiast zastosować tu metodę analizy regresyjnej, szeroko obecnie stosowanej do badania zależności statystycznych. Zastosowanie tej metody związane jest jednak z opracowaniem, ogólnie rzecz biorąc, skomplikowanych programów dla maszyny cyfrowej.

Podobne zadania identyfikacji były rozwiązywane w pracach M. Ajzermana, E. Brawermana i L. Rozenoera [4] oraz Litwakowa [5] przy pomocy stosunkowo prostych metod iteracyjnych opartych na teorii funkcji potencjalnych. Istota algorytmów podanych przez tych autorów jest bardzo bliska algorytmom stochastycznej aproksymacji.

Potwierza to przydatność ogólnej teorii adaptacji podanej przez J. Z. Cypkina [1, 2] do rozwiązywania zadań występujących w adaptacyjnych układach sterowania, ponieważ przy pomocy algorytmów stochastycznej aproksymacji możemy zarówno wydobywać informację o własnościach obiektu i działających zakłóceniach, jak i na podstawie tej informacji i informacji uzyskanych z bezpośredniej obserwacji podjąć decyzję, jakie sterowanie należy zastosować, by osiągnąć cel sterowania.

W celu odtworzenia funkcji  $f_v$  ( $v = 1, 2, \dots, m$ ) na zbiorze wartości zakłóceń wolnozmennych  $\{\bar{\omega}_w\} = \{\omega_{l+1}, \omega_{l+2}, \dots, \omega_n\}$  zadamy skończoną liczbę funkcji  $\bar{\varphi}(\bar{\omega}_w) = (\varphi_1(\bar{\omega}_w), \varphi_2(\bar{\omega}_w), \dots, \varphi_N(\bar{\omega}_w))$ . Zadanie odtworzenia poszczególnych funkcji  $f_v$  można sprowadzić wówczas do znalezienia procedury poszukiwania takich parametrów rozłożenia  $\bar{c}^v(c_1^v, c_2^v, \dots, c_N^v)$  przy pomocy których da się zbudować funkcje

$$(11) \quad \tilde{f}_v(\bar{\omega}_w) = \sum_{j=1}^N c_j^v \varphi_j(\bar{\omega}_w)$$

w najlepszy sposób aproksymujące funkcje macierzyste (minimalizujące pewne kryterium jakości aproksymacji). Bardzo istotnym problemem jest tu wybór funkcji  $\bar{\varphi}(\bar{\omega}_w)$ . Brakuje nam przecież wszelkiej początkowej informacji o postaci  $\bar{f}$ . Musimy przy tym zachować pewien kompromis między dwoma przeciwstawnymi wymaganiami:

1) wymaganiem odnośnie prostoty układów realizujących zadanie aproksymacji, które żąda zmniejszenia wymiarowości przestrzeni poszukiwania optymalnych parametrów  $\bar{c}$ ,

2) wymaganiem odnośnie dokładności odtworzenia funkcji  $\bar{f}$  które z kolei przeciwstawia się takiemu ograniczeniu.

W związku z tym wydaje się, że uniwersalny sposób wyboru funkcji  $\bar{\varphi}(\bar{\omega}_w)$  nie istnieje. Należy go rozpatrywać oddzielnie, dla każdego konkretnego zadania, wychodząc ze znajomości środków przeznaczonych na jego realizację i posiadanej a priori informacji na temat funkcji wektorowej  $\bar{f}$ . Należy dodać, że w realnie spotykanych sytuacjach odtworzone funkcje  $\bar{f}_v$  są zwykle niezbyt skomplikowane (tzn. nie zawierają zbyt wiele wyższych składowych lub składowe te mają tylko nieznaczny wpływ na ich przebieg) co znacznie upraszcza problem wyboru  $\bar{\varphi}(\bar{\omega}_w)$ . Na przykład przy parabolicznej charakterystyce ekstremalnej  $\bar{f}$  będzie funkcją liniową.

Niewątpliwie prostszym problemem jest wybór wskaźnika jakości aproksymacji. Najczęściej jako kryterium jakości aproksymacji można przyjąć matematyczne oczekiwanie pewnego wypukłego funkcjonału  $F$  zadanego na zbiorze różnic

$$(12) \quad \varrho = E \{F(\bar{f}(\bar{\omega}_w) - \tilde{f}(\bar{\omega}_w))\}$$

Wskaźnik jakości aproksymacji (12) w przypadku aproksymacji poszczególnych funkcji  $f_v$  możemy zapisać następująco:

$$(13) \quad \begin{cases} L_1(\bar{c}^1) = E \{ F(f_1(\bar{\omega}_w) - \bar{c}^1 \bar{\varphi}(\bar{\omega}_w)) \} \\ L_2(\bar{c}^2) = E \{ F(f_2(\bar{\omega}_w) - \bar{c}^2 \bar{\varphi}(\bar{\omega}_w)) \} \\ \dots \\ L_m(\bar{c}^m) = E \{ F(f_m(\bar{\omega}_w) - \bar{c}^m \bar{\varphi}(\bar{\omega}_w)) \} \end{cases}$$

Ponieważ funkcjonały  $L_1(\bar{c}^1), L_2(\bar{c}^2), \dots, L_m(\bar{c}^m)$  nie są nam znane, to minima ich należy szukać na podstawie określonych w wyniku rezultatów procedury poszukiwania (9) realizacji odpowiednich gradientów

$$(14) \quad \nabla c^v F(a_{vi}^{opt} - \bar{c}^v \bar{\varphi}(\bar{\omega}_{wi})) = -F'(a_{vi}^{opt} - \bar{c}^v \bar{\varphi}(\bar{\omega}_{wi})) \bar{\varphi}(\bar{\omega}_{wi})$$

dla  $v = 1, 2, \dots, m$ . Wykorzystując te realizacje możemy zbudować procesy iteracyjne, opierając się na metodzie stochastycznej aproksymacji, pozwalające na znalezienie odpowiednich optymalnych zestawów parametrów  $\bar{c}_{opt}^v$

$$(15) \quad \bar{c}^v[q+1] = \bar{c}^v[q] + \alpha[q] F'(a_v^{opt}[q+1] - \bar{c}^v[q] \bar{\varphi}(\bar{\omega}_w[q+1])) \bar{\varphi}(\bar{\omega}_w[q+1])$$

gdzie:

$\bar{c}^v[q+1], \bar{c}^v[q]$  — wartość optymalizowanych parametrów rozłożenia funkcji przy  $[q+1]$  i  $q$ -tej iteracjach,

$\alpha[q]$  — ciąg liczb skalarnych dobrany w ten sposób by zapewnić warunki zbieżności,

$a_v^{opt}[q+1] - v$  — ta składowa wektora parametrów optymalnych określona w rezultacie procedury (9) dla odpowiedniej wartości zakłóceń  $\bar{\omega}_w[q+1]$ , wykorzystywana przez  $[q+1]$  iteracji.

- 1) Algorytmy te możemy nazwać algorytmami identyfikacji funkcji wektorowej  $f$ .
- 2) Cechą charakterystyczną tych algorytmów jest dodawanie do wartości wektora  $\bar{c}^v[q]$  takiego wektora

$$(16) \quad \Delta \bar{c}^v[q] = \alpha[q] \cdot F'(a_v^{opt}[q+1] - \bar{c}^v[q] \bar{\varphi}(\bar{\omega}_w[q+1])) \bar{\varphi}(\bar{\omega}_w[q+1])$$

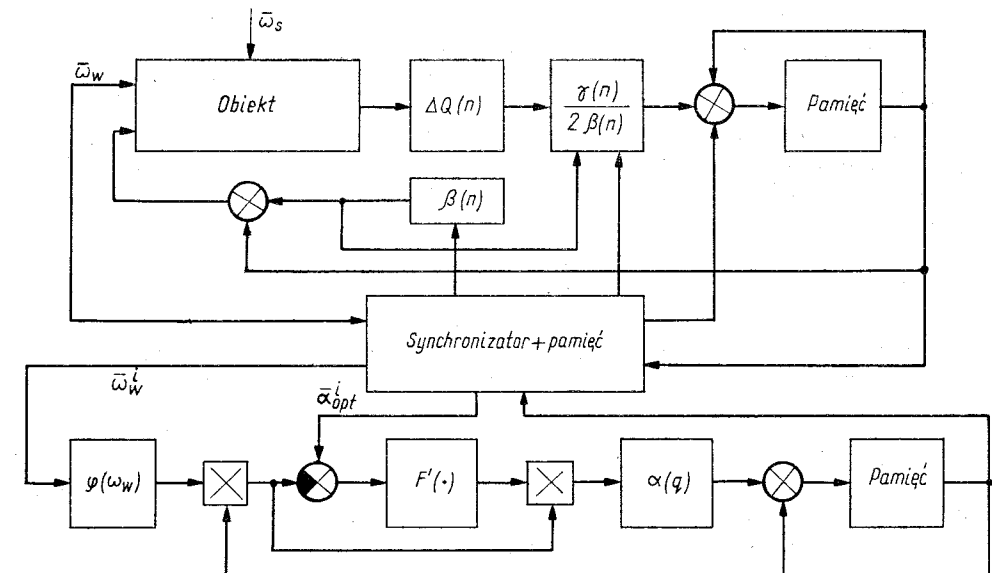
by przybliżyć funkcję  $\bar{f}_v(\bar{\omega}_w) = \bar{c}^v[q] \bar{\varphi}(\bar{\omega}_w)$  do funkcji odtwarzanej  $f_v(\bar{\omega}_w)$  w punkcie pokazanym w  $[q+1]$  iteracji. Operacja ta może powodować pogorszenie aproksymacji w innych punktach zbioru  $\{\bar{\omega}_w\}$  (w punktach pokazanych uprzednio także), co nie przeszkadza jednak zbieżności algorytmów identyfikacji  $f_v$  do wartości  $\bar{c}_{opt}^v$ , nawet mimo obecności uchybów przypadkowych  $\xi_v$ .

Zasadniczym problemem identyfikacji w tym przypadku jest procedura wykorzystywania danych. Nowe informacje o wartościach funkcji  $\bar{f}$  będziemy otrzymywać bowiem, szczególnie w początkowym okresie optymalizacji, w dużych odstępach czasowych. Jednokrotne wykorzystywanie tych danych wiąże się wobec tego ze słabą zbieżnością algorytmów (15). Musimy więc stosować specjalne procedury wykorzystywania danych [6].

## 6. Uogólniony algorytm adaptacji prowadzący do rozwiązania postawionego problemu

Wyżej wyrażono opinię, że jedynie kombinowane sterowanie ekstremalne łączące w sobie zalety sterowania w układach zamkniętych i otwartym prowadzą do rozwiązania postawionego problemu. Przytoczone rozważania potwierdzają tę

opinię. Zasadę sterowania możemy przedstawić w następujący sposób. Układ sterujący w układzie otwartym na podstawie aktualnej znajomości funkcji  $\bar{f}$  przedstawia wielkości nastawne  $\bar{a}$ , w zależności od działających w tym czasie zakłóceń wolnozmiennych  $\bar{\omega}_w$ , w sposób przybliżony optymalizujące sterowanie. Następnie zaś optymalizator pracujący w układzie zamkniętym powoli, zgodnie ze swą zasadą działania, zmniejsza uchyb pierwszego nastrojenia. Rezultaty pracy tego optymalizatora służą z kolei do dokładniejszego określenia optymalnej charakterystyki układu otwartego. W wyniku coraz lepszej znajomości właściwości układu ekstremalnego sterowania w układzie zamkniętym, początkowo spełniającej zasadniczą rolę, będzie traciło na znaczeniu i system będzie pracował cały czas w warunkach bliskich optymalnym, niezależnie od działających zakłóceń.



Rys. 3. Układ realizujący uogólniony algorytm adaptacji

Analitycznym wyrażeniem powyższej procedury optymalizacyjnej może być uogólniony algorytm adaptacji:

$$(17) \quad \begin{cases} a_{iv}[n+1] = \bar{c}_i^v \bar{\varphi}(\bar{\omega}_{wi}) + \sum_{k=1}^{n+1} \frac{\gamma_i[k-1]}{2\beta_i[k-1]} \Delta Q(\bar{\omega}_s[k], \bar{\omega}_{wi}, a_{vi}[k-1], \pm \beta_i[k-1]) \\ \bar{c}^v[q+1] = \bar{c}^v[q] + \alpha[q] F'(a_v^{opt}[q+1] - \bar{c}^v[q] \bar{\varphi}(\bar{\omega}_w[q+1])) \bar{\varphi}(\bar{\omega}_w[q+1]) \end{cases}$$

oparty na procedurze stochastycznej aproksymacji. Powyższy algorytm potwierdza przydatność ogólnej teorii adaptacji J. Z. Cypkina do optymalizacji pewnej klasy procesów niestacjonarnych. Układ realizujący algorytm (17) przedstawiony jest na rysunku 3.

## LITERATURA

1. Я. З. Цыпкин: Адаптация, обучение и самообучение в автоматических системах „Автоматика и телемеханика” № 1, 1966.
2. Я. З. Цыпкин: Адаптация и обучение в автоматических системах, изд. „Наука”, Москва, 1968.
3. A. A. Feldbaum: Podstawy teorii optymalnych układów sterowania automatycznego.
4. М. А. Айзерман, Е. М. Браверман, Л. И. Розоноэр: Метод потенциальных функций в задаче о восстановлении характеристики функционального преобразователя по случайно наблюдаемым точкам. „Автоматика и телемеханика” № 2, 1964.
5. В. М. Литваков: Об одном итерационном методе в задаче аппроксимации функции по конечному числу наблюдений, „Автоматика и телемеханика”, № 4, 1966.
6. J. Leszczyński: Problemy wynikające przy zastosowaniu algorytmów aproksymacji stochastycznej w teorii procesów adaptacyjnych. Zeszyty Naukowe Wyższej Szkoły Inżynierskiej w Białymstoku, Nr 1 1970.

J. Leszczyński

THE APPLICATION OF STOCHASTIC APPROXIMATION ALGORITHMS  
TO CONTROL PROBLEMS OF EXTREMAL COMPLEX PLANTS

Summary

In this article a method of solving the problem of control of extremal complex plants exposed fragmentarity constant, and measurable disturbances, is proposed.

This method depends on the application of a generalizing algorithm of adaptation [6] combining the algorithm of automatic extremum search with the algorithm of identification relationship between the optimal parameters of control and values of disturbances.

Я. Лещиньски

ПРИМЕНЕНИЕ АЛГОРИТМОВ СТОХАСТИЧЕСКОЙ АПРОКСИМАЦИИ  
К ЗАДАЧАМ УПРАВЛЕНИЯ ЭКСТРЕМАЛЬНЫМИ СЛОЖЕННЫМИ  
ОБЪЕКТАМИ

Резюме

В статье предложен метод решения задачи экстремального управления в присутствии кусочно-постоянных, измеримых возмущений. Этот метод заключается в применении некоторого обобщения алгоритма адаптации [6], соединяющего алгоритм автоматического поиска экстремума с алгоритмом идентификации оптимальной характеристики разомкнутой системы.

MIKOŁAJ TARASIEWICZ

KIERUNKI BADAŃ NAD WYKORZYSTANIEM POCHODNYCH  
FENOTIAZyny W ANALIZIE CHEMICZNEJ

Laboratorium Reologii Tworzyw Wyższej Szkoły Inżynierskiej, Białystok

Opisano badania nad strukturą, własnościami i analitycznym wykorzystaniem pochodnych fenotiazyny oraz ich nowych połączeń z acidokompleksowymi jonami metali

Wstęp

Otrzymywanie współczesnych materiałów przemysłowych jest ściśle związane z rozwojem metod analitycznych ich kontroli. Szczególne wymagania stawiane są materiałom konstrukcyjnym, elektrotechnicznym, elektronicznym, farmaceutycznym i temu podobnym, o jakości których decyduje przede wszystkim stopień ich czystości. Kontrola stopnia czystości jest prawdziwym kryterium ostatecznej sprawności materiału w jego praktycznych zastosowaniach. Nic też dziwnego, że w ostatnich 20-stu latach obserwuje się szybki rozwój w dziedzinie chemii analitycznej, szczególnie zaś w dziedzinie poszukiwania nowych odczynników organicznych za pomocą których można byłoby szybko i dokładnie oznaczać skład chemiczny materiałów.

Przedstawione w niniejszej pracy badania dotyczą wykazania możliwości wprowadzenia do analizy chemicznej licznej grupy związków organicznych — pochodnych fenotiazyny.

Jak wykazaliśmy w naszych pracach [1—15], pochodne fenotiazyny, ze względu na obecność w cząsteczce czynnych chemicznie atomów siarki i azotu, wykazują szereg ciekawych własności chemicznych. Do tych własności należy zaliczyć w pierwszym rzędzie łatwość utleniania się pod wpływem wielu utleniaczy z wytworzeniem barwnych połączeń oraz zdolność do tworzenia z szeregiem acidokompleksów metali związków trudno rozpuszczalnych w wodzie, natomiast łatwo rozpuszczalnych w niektórych rozpuszczalnikach organicznych. Wymienione powyżej własności związków fenotiazynowych są bardzo cenne w aspekcie analitycznym. Zdolność do tworzenia barwnych produktów utleniania może być wykorzystana



w analizie kolorymetrycznej i miareczkowej; natomiast zdolność do tworzenia z jonami acidokompleksowymi metali związków trudno rozpuszczalnych w wodzie może być podstawą metod wagowych i ekstrakcyjno-kolorymetrycznych.

Celem pracy jest omówienie kierunków możliwych wykorzystania pochodnych fenotiazyny w analizie chemicznej oraz wykazanie ich wyjątkowej atrakcyjności w tym względzie.

## 1. Badania przydatności pochodnych fenotiazyny w analizie kolorymetrycznej

Tematem niniejszego rozdziału jest omówienie wyników badań nad utlenianiem pochodnych fenotiazyny oraz możliwości wykorzystania tego zjawiska w analizie kolorymetrycznej. Utlenianie fenotiazyny i jej pochodnych było i jest przedmiotem licznych prac naukowych. Przeprowadzone dotychczas badania dostarczyły stosunkowo wielu informacji o utlenianiu pochodnych fenotiazyny, natomiast niewiele odnośnie badań fizykochemicznych i interpretacji mechanizmu tego zjawiska. Brak szerszych, usystematyzowanych badań w tym kierunku jest powodem, że w literaturze dotychczasowej, mechanizm utleniania jest interpretowany w różny sposób, często kontrowersyjny. Reprezentowane są różne poglądy odnośnie charakteru barwnego produktu utlenienia. Szereg badaczy [16—21] uważa, że nośnikiem barwy jest postać przejściowa utlenienia — wolny rodnik, natomiast niektórzy [22, 23] podają, że pod wpływem utleniacza tworzą się barwne kompleksy.

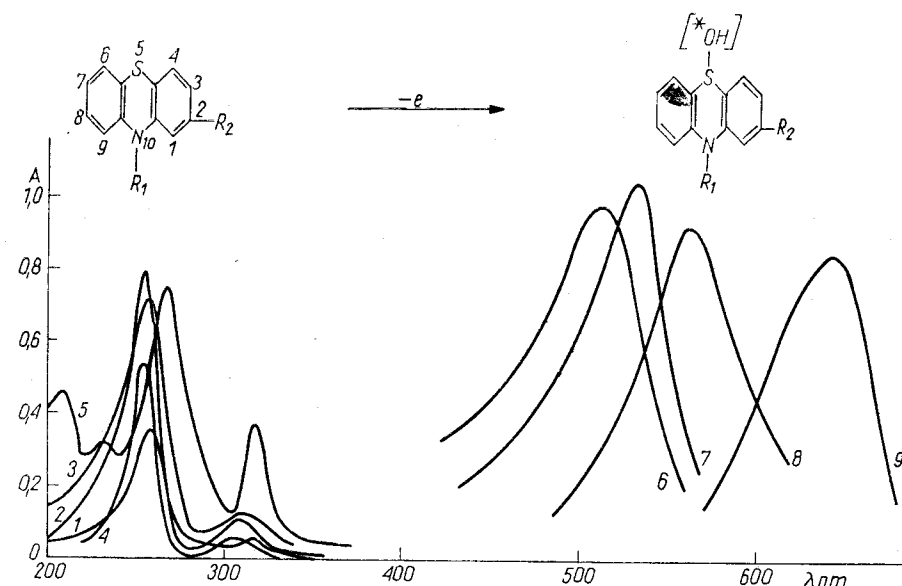
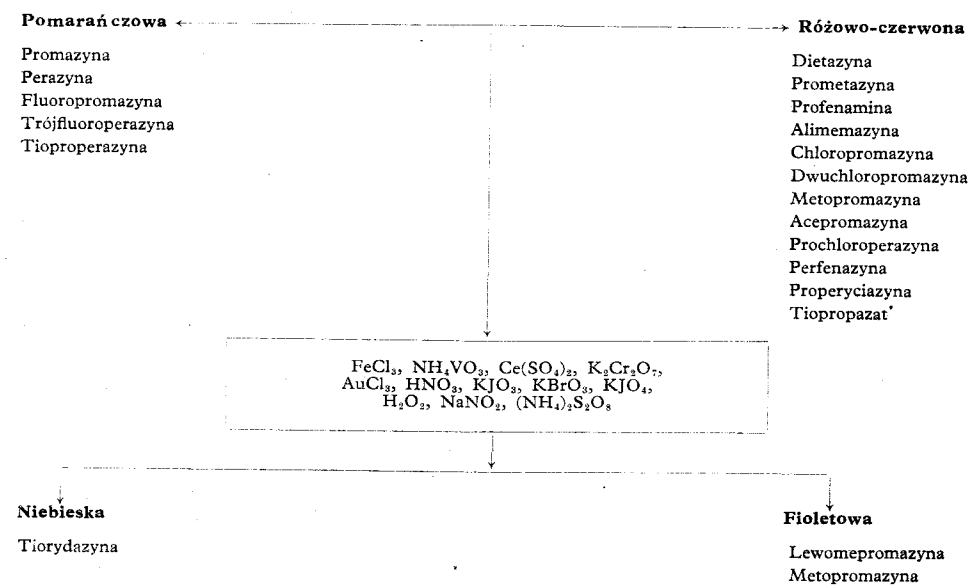
W związku z tym uznano za celowe podjęcie szczegółowych badań nad mechanizmem utleniania pochodnych fenotiazyny i w oparciu o uzyskane wyniki zaproponowanie kinetycznej interpretacji tego zjawiska.

### Badanie procesu utleniania pochodnych fenotiazyny

Badania nad utlenianiem obejmowały 20 pochodnych fenotiazyny [15] oraz szereg utleniaczy. Wyniki tych badań ilustruje schemat 1. W wyniku utleniania pochodnych fenotiazyny tworzą się cztery zasadnicze barwy i odpowiednio do tych barw rozpatrywane pochodne można podzielić na cztery grupy. Najliczniejszą grupę stanowią pochodne, których formy utlenione posiadają barwę pomarańczową i czerwoną.

Wykonano widma absorpcji roztworów alkoholowych i wodnych rozpatrywanych pochodnych, zarówno ich postaci nieutlenionych jak i utlenionych (rysunek 1). Na podstawie analizy widm absorpcyjnych postaci nieutlenionych, zarówno samej fenotiazyny jak i jej pochodnych, można stwierdzić, że wszystkie pasma absorpcji występują w zakresie ultrafioletu. W widmach pochodnych fenotiazyny zawierających podstawniki w pozycji 10 obserwuje się nieznaczne przesunięcia hypsochromowe w stosunku do pasm samej fenotiazyny. Natomiast w widmach pochodnych podstawionych w pozycji 2, z równoczesnym występowaniem podstawników w pozycji 10 — obserwuje się przesunięcia batochromowe, przy czym są one większe gdy podstawnik w pozycji 10 zawiera heterocykl (np. w przypadku tiorydazyny). Jednakże efekty spektralne w zakresie ultrafioletu, wywołane podstawnikami, są nieznaczne, przesunięcia są tylko rzędu 2—10 nm i nie wywierają większego wpływu na budowę widm. Dopiero istotne zmiany obserwuje się w przypadku widm elektronowych postaci utlenionych pochodnych fenotiazyny. Pojawienie się postaci utlenionej (wolnego rodnika o strukturze semichinonowej) powoduje znaczne przesunięcia

### Schemat 1 Barwy postaci utlenionych pochodnych fenotiazyny



Rys. 1. Krzywe absorpcji alkoholowych roztworów niektórych pochodnych fenotiazyny oraz ich produktów utlenienia pod wpływem  $\text{NH}_4\text{VO}_3$ : 1 — fenotiazyny, 2 i 6 — promazyny, 3 i 7 — chloropromazyny, 4 i 8 — lewomepromazyny, 5 i 9 — tiorydazyny.  $C = 4 \cdot 10^{-4} \text{m}$

pasm absorpcji światła w kierunku długofalowym — w obszar widzialny. Nieznaczne różnice w położeniu pasm absorpcji w zakresie ultrafioletu, wywołane podstawnikami, powiększają się znacznie w zakresie widzialnym. Różnice w położeniu pasm sięgają 150 nm. Różnice w budowie widm powiększają się nieznacznie.

Widma rozpatrywanych 20-stu pochodnych fenotiazyny grupują się w cztery serie, przy czym widma poszczególnych serii charakteryzują się dużą analogią budowy. Maksima absorpcji widm poszczególnych serii występują najczęściej przy  $\lambda = 510$  nm, 525 nm, 560 nm i 640 nm, a jako odpowiadające im barwy obserwowane są odpowiednio: pomarańczowa, czerwona, fioletowa i niebieska.

W wyniku przeprowadzonych badań stwierdzono, że reakcja utleniania pochodnych fenotiazyny przebiega dwustopniowo. W pierwszym etapie utleniania tworzy się wolny rodnik (postać barwna), dalsze utlenianie prowadzi do powstania bezbarwnego sulfotlenku. W celu zilustrowania metodyki badań posłużono się przykładowo chloropromazyną. Produkty utleniania chloropromazyny badano spektrofotometrycznie oraz metodą EPR (Electron Paramagnetic Resonance). Bezbarwny sulfotlenek oznaczano metodą kolorymetryczną za pomocą bromku acetylu [24]. Metodę EPR wykorzystano do wykrycia własności paramagnetycznych pośredniego produktu utleniania chloropromazyny. Otrzymane sygnały EPR (rysunek 2) świadczą, że pośrednim produktem utleniania chloropromazyny jest wolny rodnik, co jest zgodne z uprzednio przytoczonymi danymi literaturowymi.

Na rysunku 3 przedstawiono optyczną charakterystykę roztworu wodnego chloropromazyny i jej produktów utlenienia. Jak wynika z rysunku, maksimum absorpcji wolnego rodnika występuje w zakresie widzialnym przy  $\lambda = 525$  nm, natomiast końcowego produktu utlenienia sulfotlenku w zakresie ultrafioletu  $\lambda = 230$  nm.

Na podstawie uzyskanych wyników zaproponowano ogólny schemat przebiegu procesu utlenienia (rysunek 4). Jak wynika z przedstawionego schematu, proces utleniania pochodnych fenotiazyny przebiega przez stadia pośrednie, przy czym stwierdzono, że poszczególne stadia reakcji są nieodwracalne. Kinetyczną interpretacją takich procesów są reakcje następcze, których przebieg w sposób ogólny można przedstawić



gdzie:

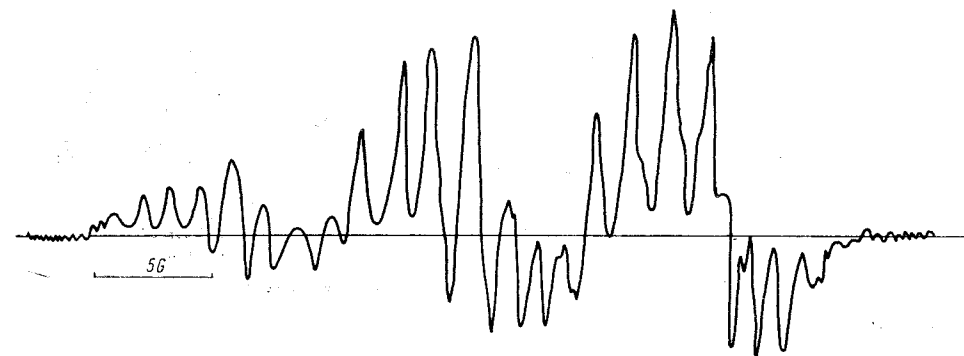
- $a$  — liczba moli postaci nieutlenionej pochodnej dla  $t = 0$ ,
- $a-x$  — liczba moli postaci nieutlenionej po czasie  $t$ ,
- $x-y$  — liczba moli postaci barwnej (wolnorodnikowej),
- $y$  — liczba moli sulfotlenku,
- $k_1$  i  $k_2$  — stałe szybkości reakcji.

Znajomość kinetyki procesu utleniania pochodnych fenotiazyny, szczególnie gromadzenia się barwnego produktu w czasie, ma istotne znaczenie w oznaczeniach kolorymetrycznych. W praktyce zagadnienie to sprowadza się do wyznaczenia stałych szybkości procesu utleniania  $k_1$  i  $k_2$  z następujących równań

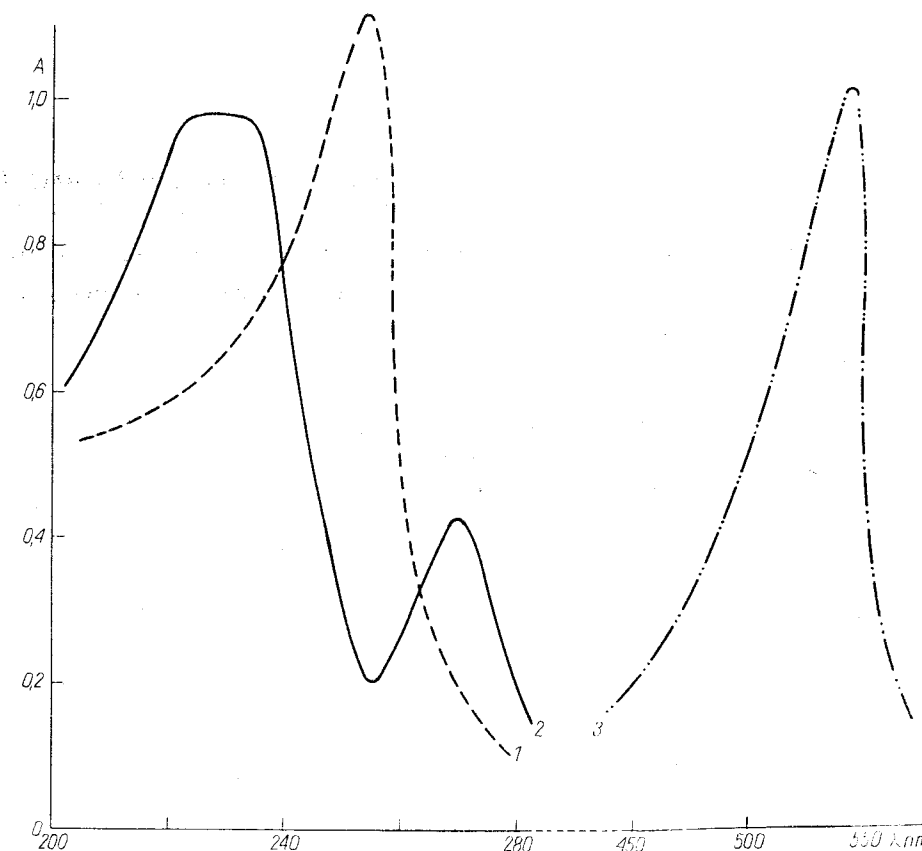
$$(2) \quad \frac{dx}{dt} = k_1(a-x)$$

lub po scałkowaniu

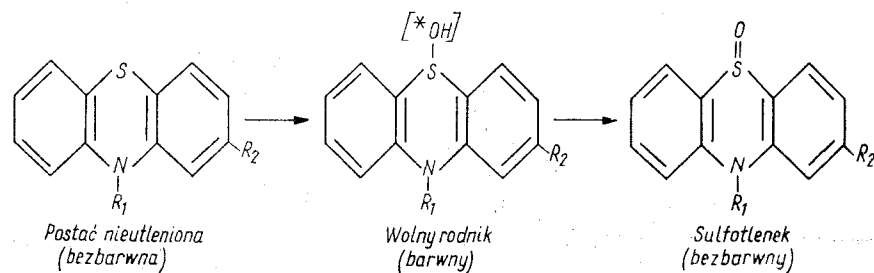
$$(3) \quad a-x = ae^{-k_1 t}$$



Rys. 2. Widmo EPR czerwonego produktu utleniania chloropromazyny;  $C_{CPM} = 1 \cdot 10^{-2}$  m (roztwór wodny),  $C_{NH_4VO_3} = 1 \cdot 10^{-1}$  m,  $H = 3400 \pm 50$  G. Ampl. = 3,6.1000, Mod. = 0,4 G. Moc = 4 mW,  $J = 3$  mA,  $t = 10$  min/1 sek., Temp. pokojowa



Rys. 3. Krzywe absorpcji: 1 — chloropromazyny nieutlenionej, 2 — sulfotlenku powstałego w wyniku utleniania chloropromazyny za pomocą  $NH_4VO_3$ ,  $C_{CPM} = 0,01\%$ ,  $C_{NH_4VO_3} = 0,003\%$ , 3 — chloropromazyny utlenionej  $C_{CPM} = 0,04\%$ ,  $C_{NH_4VO_3} = 0,00025\%$ ,  $C_{HCl} = 1\%$ ,  $l = 1$  cm



Rys. 4. Schemat utlenienia pochodnych fenotiazyny

Szybkość przyrostu ilości substancji  $B$  można zapisać

$$(4) \quad \frac{d(x-y)}{dt} = k_1(a-x) - k_2(x-y)$$

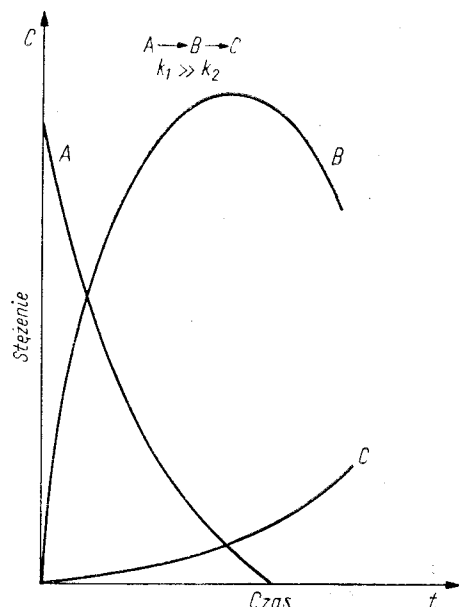
W wyniku szeregu przekształceń matematycznych i po wprowadzeniu oznaczenia

$$\frac{k_2}{k_1} = r \text{ otrzymujemy:}$$

$$(5) \quad t_{\max} = \frac{\ln r}{(r-1)k_1}$$

$$(6) \quad (x-y)_{\max} = \frac{a}{1-r} \left[ e^{-r \frac{\ln r}{r-1}} - e^{-\frac{\ln r}{r-1}} \right]$$

Z przedstawionego wzoru (6) wynika, że maksymalna ilość produktu przejściowego  $B$  zależy nie od bezwzględnych wartości stałych szybkości reakcji, a jedynie od ich stosunku. Im mniejszy jest stosunek  $\frac{k_2}{k_1}$  tym maksimum na krzywej  $x-y = f(t)$  jest wyższe i tym bliżej jest położone od początku osi czasu (rysunek 5). W przypadku



Rys. 5. Krzywe zmiany stężeń dla reakcji utlenienia pochodnych fenotiazyny

badanych pochodnych fenotiazyny stwierdzono, że czas tworzenia się barwnego produktu jest kilkadziesiąt razy mniejszy od czasu jego przejścia w sulfotlenek.

Obserwowana stałość wartości stężenia barwnego produktu utlenienia pochodnych fenotiazyny w czasie, jak również liniowa zależność wartości absorpcji od stężenia substancji utleniającej została wykorzystana przez autora do kolorymetrycznego oznaczania szeregu utleniaczy takich jak:  $\text{Fe(III)}$ ,  $\text{Ce(IV)}$ ,  $\text{Cr}_2\text{O}_7^{2-}$ ,  $\text{VO}_3^-$ ,  $\text{JO}_3^-$ ,  $\text{JO}_4^-$ ,  $\text{BrO}_3^-$ ,  $\text{NO}_3^-$ ,  $\text{NO}_2^-$ ,  $\text{S}_2\text{O}_8^{2-}$ ,  $\text{H}_2\text{O}_2$  itp.

## 2. Wykorzystanie pochodnych fenotiazyny w charakterze wskaźników w analizie objętościowej

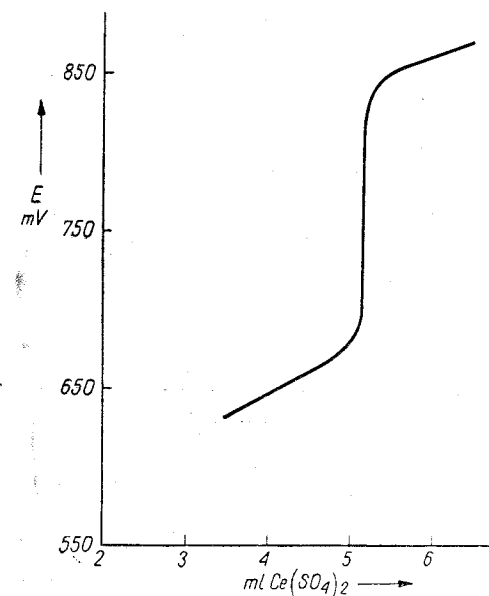
Zbadano przydatność pochodnych fenotiazyny w charakterze wskaźników redoks w typowych oksydacyjno-redukcyjnych metodach miareczkowych (cerometrii, wadometrii i chromianometrii). Ustalono potencjometrycznie przedziały potencjałów przy których występuje zmiana barwy wskaźników fenotiazynowych. Zmianę potencjału w układzie utleniająco-redukcyjnych śledzono za pomocą ogniwa składającego się z elektrody platynowej jako wskaźnikowej oraz normalnej elektrody kalomelowej jako porównawczej. Pomiary wykonywano za pomocą potencjometru Ridan PCR-68B. Przedziały potencjałów, przy których występuje zmiana barwy wskaźnika fenotiazynowego, obliczano korzystając z zależności

$$(7) \quad E = E_{wsk} - E_{Kal}^0$$

$$(8) \quad E_{wsk} = E + E_{Kal}^0$$

gdzie:

- $E$  — siła elektromotoryczna ogniwa,
- $E_{Kal}^0$  — potencjał normalnej elektrody kalomelowej,
- $E_{wsk}$  — potencjał elektrody wskaźnikowej.

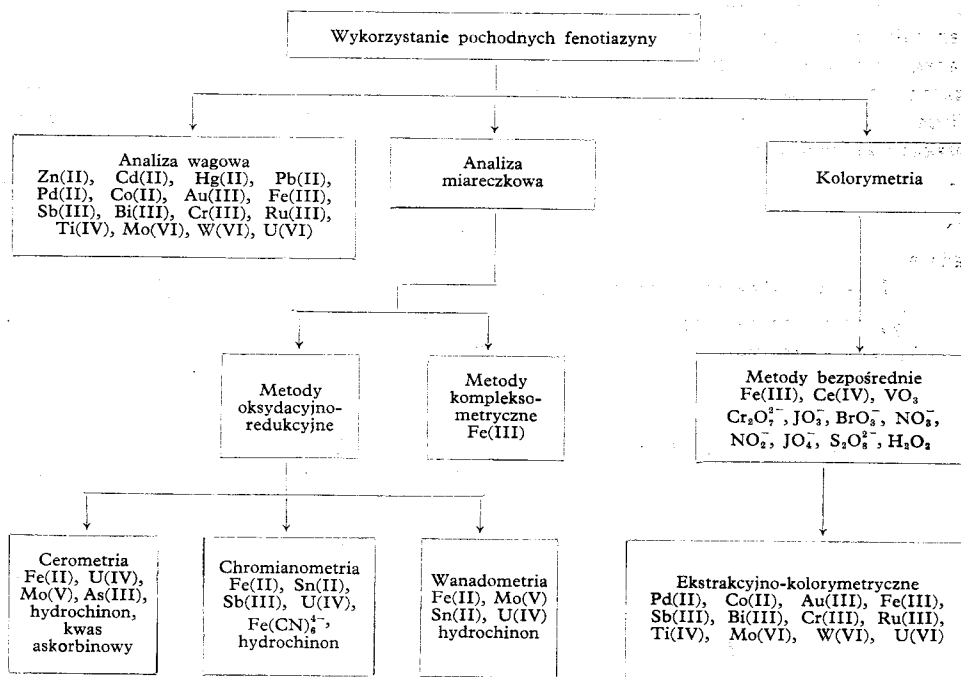
Rys. 6. Potencjometryczne miareczkowanie chlorowodoru chloropromazyny za pomocą  $\text{Ce(SO}_4)_2$

Uzyskane wyniki, miareczkowania chloropromazyny siarczanem cerowym w środowisku  $\ln \text{H}_2\text{SO}_4$  przedstawiono na rysunku 6. W przypadku miareczkowania innych pochodnych przebieg krzywych miareczkowania jest podobny.

Z przeprowadzonych pomiarów wynika, że pochodne fenotiazyny należą do indykatorów redoks. Potencjały przejścia pochodnych fenotiazyny wahają się w tych samych granicach (700—950 mV) co potencjały typowych wskaźników redoks stosowanych w cerometrii, wanadometrii i chromianometrii. Z szeregu badań [3] wynika, że pochodne fenotiazyny mogą być wykorzystane jako wskaźniki redoks do oznaczania szeregu metali i związków organicznych (schemat 2).

Schemat 2

## Możliwe zastosowania pochodnych fenotiazyny w analizie chemicznej

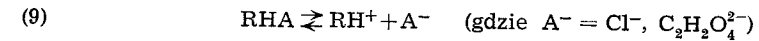


### 3. Otrzymywanie, własności i analityczne wykorzystanie połączeń pochodnych fenotiazyny z acidokompleksowymi jonami metali

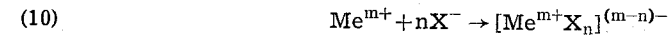
Przeprowadzono badania nad tworzeniem się, nie opisanych do tej pory w literaturze, kompleksów 20-stu pochodnych fenotiazyny z acidokompleksowymi jonami metali: Zn(II), Cd(II), Hg(II), Pb(II), Co(II), Au(III), Fe(III), Sb(III), Bi(III), Cr(III), Ru(III), Ti(IV), Mo(VI), W(VI), U(VI). Stwierdzono, że proces tworzenia się omawianych połączeń przebiega trójstopniowo i w sposób ogólny można przedstawić go następująco.

#### a) Tworzenie się kationu fenotiazynowego

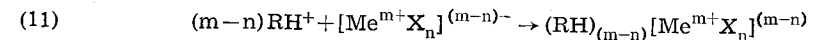
Pochodne fenotiazyny (występujące w postaci chlorowodorków lub maleinianów) ulegają w roztworach wodnych dysocjacji tworząc duże kationy organiczne



#### b) Tworzenie się acidokompleksu metalu



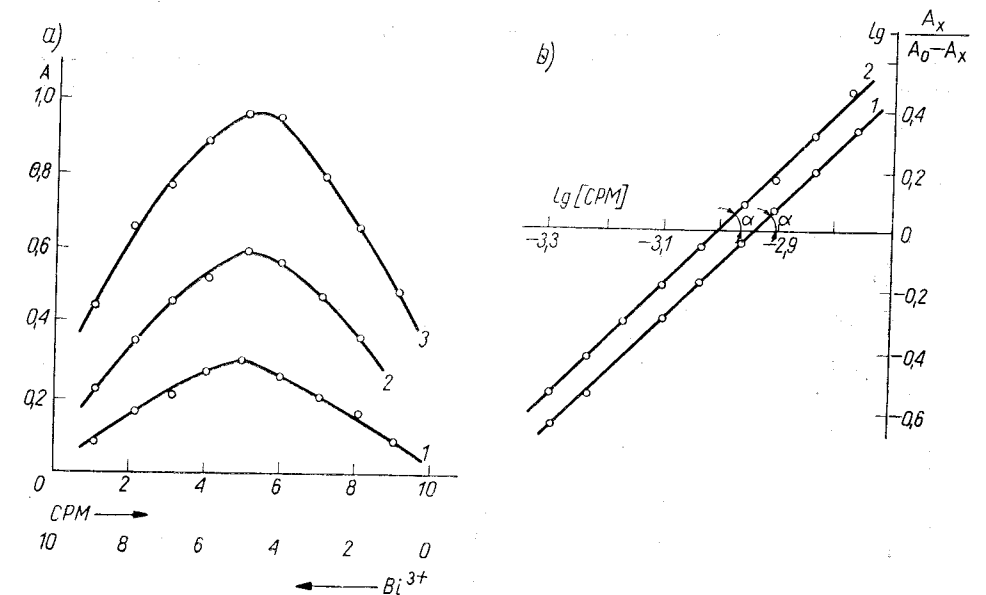
#### c) Reakcja tworzenia się połączeń



gdzie:

RH<sup>+</sup> — kation fenotiazynowy,  
Me — metal,  
X = J, Br, Cl, SCN.

Tworzenie się omawianych połączeń w poszczególnych przypadkach uwarunkowane jest stężeniem jonów H<sup>+</sup>, stężeniem ligandu X, stężeniem i rodzajem zarówno pochodnej fenotiazyny, jak i jonów metali. Szczegółowe badania każdego z układów



Rys. 7. Krzywe Joba dla izomolowych roztworów chloropromazyny i rodanobismutynów.  $C_{\text{Bi}} = C_{\text{CPM}} = 8 \cdot 10^{-3}$  m,  $\text{C}_{\text{H}_2\text{SO}_4} = 1$  m. Krzywe: 1 —  $C_{\text{KSCN}} = 1 \cdot 10^{-1}$  m, 2 —  $C_{\text{KSCN}} = 3 \cdot 10^{-1}$  m, 3 —  $C_{\text{KSCN}} = 5 \cdot 10^{-1}$  m b) Krzywe zależności  $\lg \frac{A_x}{A_0 - A_x}$  od stężenia chloropromazyny,  $C_{\text{Bi}} = 7 \cdot 10^{-1}$  m,  $C_{\text{CPM}} = 2 \cdot 10^{-4}$  m —  $2,5 \cdot 10^{-2}$  m,  $\text{C}_{\text{H}_2\text{SO}_4} = 1$  m. Krzywe: 1 —  $C_{\text{KSCN}} = 2 \cdot 10^{-1}$  m, 2 —  $C_{\text{KSCN}} = 4 \cdot 10^{-1}$  m,  $\lambda = 375$  nm,  $l = 1$  cm.

sprowadzały się do doboru optymalnych warunków wytrącania wyżej wymienionych połączeń, ustalenia ich składu metodami optycznymi i metodą analizy chemicznej oraz zbadania niektórych własności fizykochemicznych.

Dla zobrazowania metodyki badań posłużono się w sposób modelowy badaniem układu CPM — Bi<sup>3+</sup> — SCN<sup>-</sup>. Chloropromazyna (CPM), podobnie jak inne pochodne fenotiazyny, reaguje w środowisku kwaśnym z rodankowymi kompleksami bizmutu, tworząc cytrynowy, trudno rozpuszczalny w wodzie osad. Maksimum absorpcji chloroformowego roztworu rodanobizmutynu chloropromazyny występuje przy  $\lambda = 375$  nm. Optymalny zakres stężeń wytrącania tego połączenia ustalono badając zależność wartości absorpcji chloroformowych ekstraktów od składu fazy wodnej. W pierwszej serii badań ustalono zależność wartości absorpcji od rodzaju i stężenia kwasu w fazie wodnej, następnie wpływ stężenia rodanku i chloropromazyny. W optymalnie wybranych warunkach ustalono skład połączenia metodą serii izomolowych Joba, metodą przesuwania równowagi i potwierdzono metodą analizy chemicznej (rysunek 7).

Z przebiegu krzywych izomolowych i kąta nachylenia linii prostej, w układzie

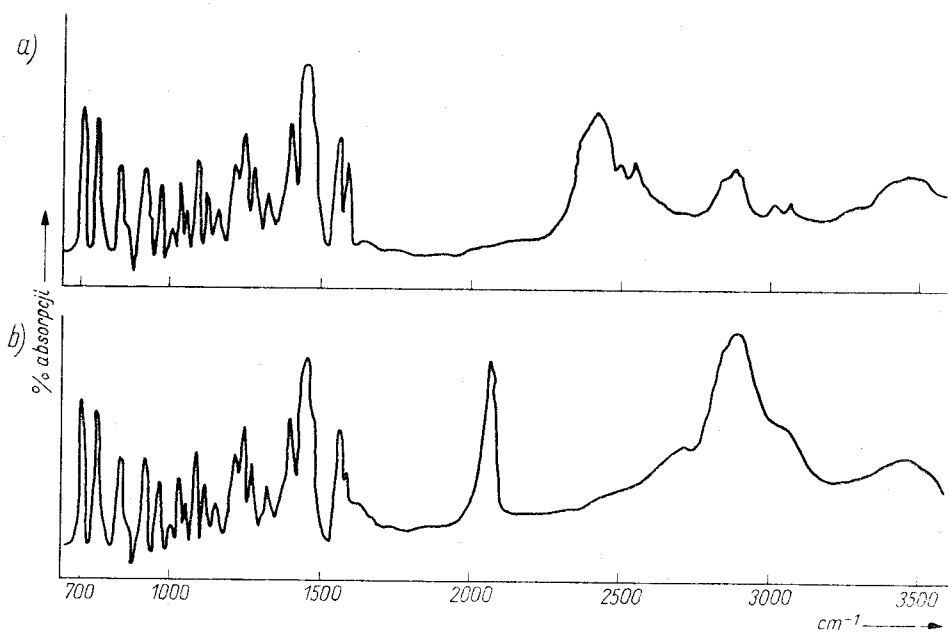
$$\lg \frac{A_x}{A_0 - A_x} - \lg [\text{CPM}],$$

gdzie:

$A_0$  — wartość absorpcji roztworu po osiągnięciu stanu równowagi, gdy nastąpi całkowite związanie metalu w kompleks,

$A_x$  — wartość rosnącej absorpcji roztworu przed osiągnięciem stanu równowagi, gdy nie nastąpi całkowite związanie metalu w kompleks,

można wnioskować, że w badanych warunkach tworzy się połączenie o stosunku molowym Bi<sup>3+</sup> : CPM = 1 : 1. Podobne wyniki uzyskano wykonując analizę chemiczną połączenia.



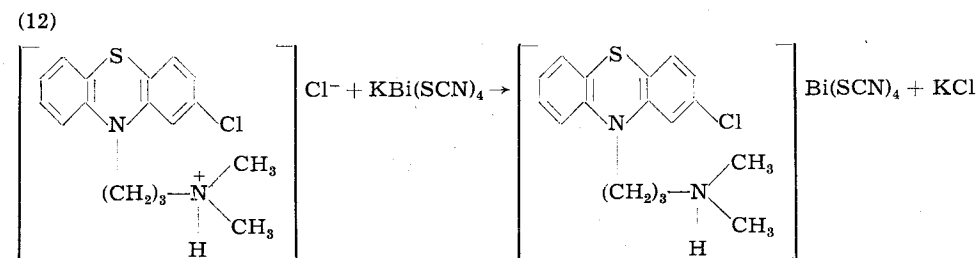
Rys. 8. Widma absorpcyjne w podczerwieni: a) — CPM, b) — (CPM · H) [Bi(SCN)<sub>4</sub>]

## Badanie widm absorpcyjnych w podczerwieni

Badania widm w zakresie 700—3600 cm<sup>-1</sup> wykonano na Spektrofotometrze Hilger H-800 prasując pastylki z badanego związku i bromku potasowego (rysunek 8).

Porównując widmo badanego połączenia z widmem chlorowodoru chloropromazyny można stwierdzić, że widmo IR chloropromazyny, występujące w przedziale 750—1600 cm<sup>-1</sup>, zachowane jest w widmie rodanobizmutynu chloropromazyny prawie bez zmian. Dowodzi to, że elementem budowy wchodzącym w skład połączenia jest nienaruszony układ fenotiazynowy. Zachowanie struktury cząsteczek reagentów w tworzącym się połączeniu jest cechą charakterystyczną połączeń typu asocjatorów jonowych [25].

W widmie chlorowodoru chloropromazyny występuje szerokie pasmo w zakresie 2200—2600 cm<sup>-1</sup>, charakterystyczne dla soli amin trzeciorzędowych. Pasmo to można przypisać atomowi wodoru w parze jonowej R<sub>3</sub>NH<sup>+</sup> — Cl<sup>-</sup> [26]. Omawiane pasmo w widmie połączenia przesuwają się znacznie około 300 nm w kierunku większych częstości, przy czym intensywność pasma rośnie. Efekty te dowodzą udziału w reakcji tworzenia się połączenia azotu aminy trzeciorzędowej (występującego w łańcuchu alifatycznym chloropromazyny) który poprzez wodór asocjuje ujemne jony rodanobizmutynu. Reakcję tworzenia się omawianego połączenia można przedstawić

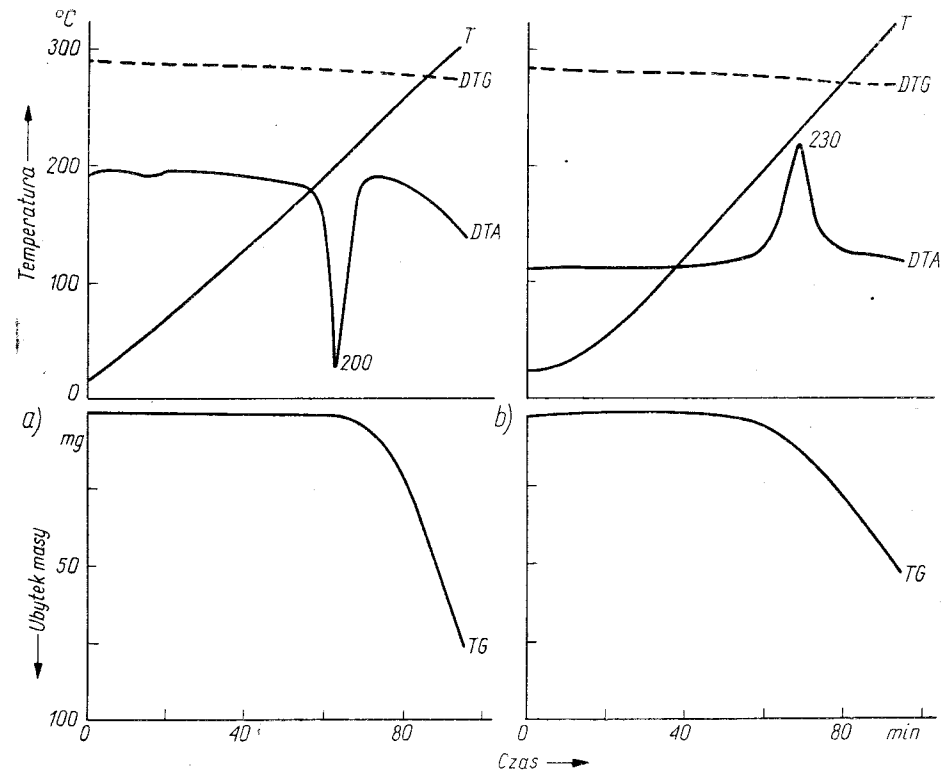


Biorąc pod uwagę przedstawioną budowę rodanobizmutynu chloropromazyny można go zaliczyć do kompleksów mieszanych jonowo-asocjacyjnych.

## Badania derywatograficzne

Badania wykonano za pomocą derywatografu Paulika-Erdey'a. Na rysunku 9 przedstawiono derywatogram rodanobizmutynu chloropromazyny i dla porównania derywatogram chlorowodoru chloropromazyny. Na krzywej różnicowej analizy termicznej DTA badanego połączenia obserwuje się w granicach 230°C egzoefekt związany z destrukcją połączenia wywołaną początkiem rozkładu chemicznego. Obserwowany w tej temperaturze na krzywej termogravimetrycznej TG ubytek masy związany jest z rozkładem substancji organicznej i ulatnianiem się HSCN. W przypadku termolizy chloropromazyny nie obserwuje się takiego ubytku masy, a występuje on dopiero w temperaturze powyżej 250°C. Na krzywej DTA chloropromazyny, będącej substancją drobnokrystaliczną, występuje endoefekt z maksimum przemiany w temp. około 200°C obrazujący topnienie kryształów chloropromazyny.

Na podstawie wykonanych badań derywatograficznych można stwierdzić, że rodanobizmutyn chloropromazyny jest termicznie trwały do temp. 200°C. Brak endoefektu na krzywej DTA świadczy o bezpostaciowości połączenia.

Rys. 9. Krzywe derywatograficzne: a) — CPM, b) — (CPM·H) [Bi(SCN)<sub>4</sub>]

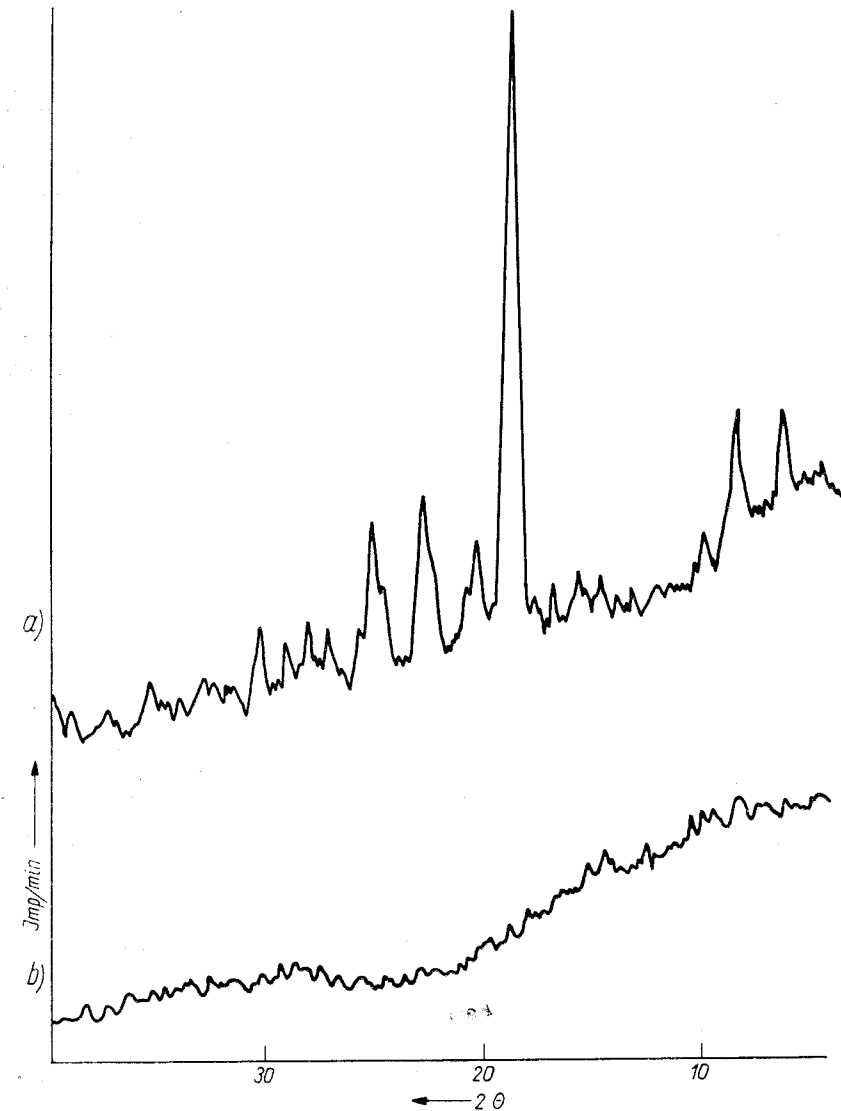
### Badania rentgenograficzne

Badania wykonano metodą proszkową Debye'a — Scherrer'a — Hull'a na rzadziekim rentgenografie typu YPC-50 UM, stosując promieniowanie  $\text{CuK}\alpha$  o długości fali  $\lambda = 1,537396$  kX (rysunek 10). Rentgenogram chloropromazyny, jako substancji krystalicznej, przedstawia się w formie krzywej z dobrze uformowanymi pikami interferencyjnymi względnej intensywności odbłyску. Natomiast charakter krzywej w przypadku rodanobizmutynu chloropromazyny świadczy o rentgenobezpostaciowości połączenia.

W podobny sposób, jak opisano wyżej, badano inne układy pochodnych fenotiazyny z acidokompleksami metali.

### Rozpuszczalność w wodzie i w rozpuszczalnikach organicznych

Oznaczono rozpuszczalność w wodzie i w rozpuszczalnikach organicznych połączeń pochodnych fenotiazyny z acidokompleksowymi jonami metali. Stwierdzono, że omawiane połączenia dobrze rozpuszczają się w acetonie, metanolu i etanolu; słabiej w cykloheksanolu i alkoholu izoamylowym. Pozostają nierozpuszczalne w wodzie i w czterochlorku węgla. Ekstrahują się ilościowo chloroformem, eterem i benzenem. Te właściwości połączeń posłużyły autorowi do opracowania szeregu nowych ekstrakcyjno-kolorymetrycznych i wagowych metod oznaczania metali.

Rys. 10. Rentgenogramy: a) — CPM, b) — (CPM·H) [Bi(SCN)<sub>4</sub>]

### Wnioski

Na podstawie przeprowadzonych badań i w oparciu o rozpoznane dość różnorodne własności pochodnych fenotiazyny, autor opracował ogólną koncepcję możliwości ich zastosowania w analizie chemicznej (schemat 2). Jak wynika ze schematu pochodne fenotiazyny odznaczają się wyjątkową uniwersalnością. Można je stosować na szeroką skalę do opracowania nowych metod kolorymetrycznego oznaczania me-

tali i substancji utleniających. Nadają się one również jako wskaźniki do oznaczeń miareczkowych wielu metali i substancji redukujących, przeprowadzanych metodami cerometrii, wanadometrii i chromianometrii.

Szczególnie duże znaczenie w analizie chemicznej ma zdolność pochodnych fenotiazyny do tworzenia z acidokompleksowymi jonami metali połączeń typu asocjatyw jonowych. Ścisły skład chemiczny, duży ciężar cząsteczkowy oraz barwność tych połączeń, jak również dobra rozpuszczalność w rozpuszczalnikach organicznych i nierozpuszczalność w wodzie — może być podstawą opracowania szeregu nowych metod wagowych, kolorymetrycznych, ekstrakcyjno-kolorymetrycznych i miareczkowych oznaczania szeregu pierwiastków metalicznych.

Na podstawie badań, przedstawionych w niniejszej pracy i w licznych publikacjach autora [1—15], można rokować pochodnym fenotiazyny duże zastosowanie praktyczne w analizie chemicznej. Autor ma nadzieję, że opracowane przez niego metody znajdą w krótkim czasie uznanie i rozpowszechnienie w laboratoriach analitycznych.

LABORATORIUM REOLOGII TWORZYW  
WYŻSZEJ SZKOŁY INŻYNIERSKIEJ, BIAŁYSTOK

#### LITERATURA

1. H. Basińska, M. Tarasiewicz: Chem. Anal. **13**, 311 (1968).
2. H. Basińska, M. Tarasiewicz: *ibid.* **13**, 1287 (1968).
3. H. Basińska, H. Puzanowska-Tarasiewicz, M. Tarasiewicz: *ibid.* **14**, 883 (1969).
4. H. Basińska, M. Tarasiewicz, H. Puzanowska-Tarasiewicz: *ibid.* **15**, 317 (1970).
5. H. Basińska, H. Puzanowska-Tarasiewicz, M. Tarasiewicz: *ibid.* **15**, 405 (1970).
6. H. Basińska, M. Tarasiewicz: Acta Poloniae Pharmaceutica. **26**, 343 (1969).
7. H. Basińska, H. Puzanowska-Tarasiewicz, M. Tarasiewicz: *ibid.* **27**, 123 (1970).
8. M. Tarasiewicz, M. Puzanowska-Tarasiewicz: *ibid.* **27**, 187 (1970).
9. H. Puzanowska-Tarasiewicz, M. Tarasiewicz: Farmacja Polska, nr 4, 309 (1970).
10. M. Tarasiewicz, H. Puzanowska-Tarasiewicz: *ibid.* nr 5, 393 (1970).
11. M. Tarasiewicz, H. Puzanowska-Tarasiewicz: *ibid.* nr 11, 933 (1970).
12. M. Tarasiewicz, H. Puzanowska-Tarasiewicz: *ibid.* nr 12, 983 (1971).
13. M. Tarasiewicz: Acta Poloniae Pharmaceutica. **29**, 21 (1972).
14. M. Tarasiewicz: Chem. Anal. **16**, 1179 (1971).
15. M. Tarasiewicz: Praca doktorska, Uniwersytet M. Kopernika Toruń 1970.
16. C. Fossoul: J. Pharm. Belg. **6**, 383 (1951).
17. J. B. Eisdorfer, W. C. Ellenbogen: J. Chromatog. **4**, 329 (1960).
18. A. Felmeister, C. A. Discher: J. Pharm. Sci. **53**, 756 (1964).
19. G. M. Nano: Boll. Chim. Farmac. **101**, 694 (1962).
20. T. Tozer, D. L. Tuck: J. Pharm. Sci. **54**, 1169 (1965).
21. J. T. Billon: Ann. Chimie. **7**, 183 (1962).
22. E. Pungor, E. Bruser: Ann. Univ. Sci. Budapest, Sect. Chim. **2**, 85 (1960).
23. J. Floderer, V. Horvathy: Acta Pharm. Hung. **27**, 152 (1957).
24. T. Wolski: Chem. Anal. **14**, 1319 (1969).
25. N. A. Izmałow: Elektrochimija roztworow. Izd. „Chimija” str. 450, 1966.
26. R. J. Warren, W. E. Thompson, J. E. Zarembo: J. Pharm. Sci. **54**, 1554 (1965).

M. Tarasiewicz

#### THE TRENDS OF INVESTIGATIONS ON USE OF PHENOTHIAZINE DERIVATIVES FOR CHEMICAL ANALYSIS

#### Summary

The investigations of properties of phenothiazine derivatives and their of compounds with acid-complex ions of metals were described. The universal scheme on use of phenothiazine derivatives for gravimetric, colorimetric and volumetric analysis was developed.

M. Тарасевич

#### ИССЛЕДОВАНИЯ В ОБЛАСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ПРОИЗВОДНЫХ ФЕНОТИАЗИНА В ХИМНАЛИЗЕ

#### Резюме

Представлены исследования свойств производных фенотиазина и их соединений с ацидокомплексными ионами металлов. Разработаны общие направления применения производных фенотиазина в весовом, колориметрическом и объемном анализе.

SERAFIN ROMANIUK

## DYNAMIKA MODELOWEGO UKŁADU NAPĘDOWEGO PRZEWIJARKI WSTĘGI TEKSTYLNEJ

W artykule omawia się wpływ podatności połączeń mechanicznych na procesy przejściowe modelowego zamkniętego układu napędowego przewijarki wstęgi tekstylnej. Wykazano, że dynamika układu w istotny sposób zależy od wyboru miejsca punktu zaczepowego pętli sprzężenia zwrotnego w stosunku do rozpatrywanego podatnego połączenia mechanicznego. Analiza teoretyczna i badania laboratoryjne pozwalają stwierdzić, że z punktu widzenia tłumienia drgań układu, korzystniejsza jest pętla sprzężenia zwrotnego obejmująca sobą podatne połączenie mechaniczne.

### 1. Uwagi wstępne

Klasyczny opis dynamiki układów napędowych opierał się na założeniu, że połączenia przenoszące energię mechaniczną między napędem, a poszczególnymi elementami maszyny roboczej są idealnie sztywne. Założenie takie nie zawsze jest do przyjęcia, a szczególnie wtedy, gdy współczynnik sztywności połączenia mechanicznego ma stosunkowo małą wartość [1, 2, 3, 4, 5, 6].

W przemyśle włókienniczym, papierniczym, hutnictwie itp. produkt procesu technologicznego (wstęga tekstylna, papierowa, stalowa) często stanowi połączenie mechaniczne między sąsiadującymi masami będącymi w ruchu obrotowym lub postępowym [3, 5, 6]. W takich układach połączenie posiada w porównaniu z innymi, stosunkowo małą wartość współczynnika sztywności. Oscylacje, wywołane w stanach przejściowych, mogą powodować zmianę jakości wyrobów, a przy określonych warunkach nawet przerwy w produkcji na skutek zerwania wstęg. W takich właśnie przypadkach uwzględnienie podatności połączeń mechanicznych jest szczególnie wskazane. Stanie się to konieczne wszędzie tam, gdzie intensyfikacja produkcji wymagać będzie budowy zautomatyzowanych układów napędowych [1, 2].

Celem niniejszej pracy jest wykazanie wpływu elastyczności połączeń mechanicznych na dynamikę układów napędowych. Rozważania oparto na modelu przewijarki wstęgi tekstylnej. Model takiej przewijarki został opracowany i zrealizowany przez autora w laboratorium Wyższej Szkoły Inżynierskiej w Białymstoku.



Przyjęcie modelu przewijarki jako układu elektromechanicznego ma podwójny sens:

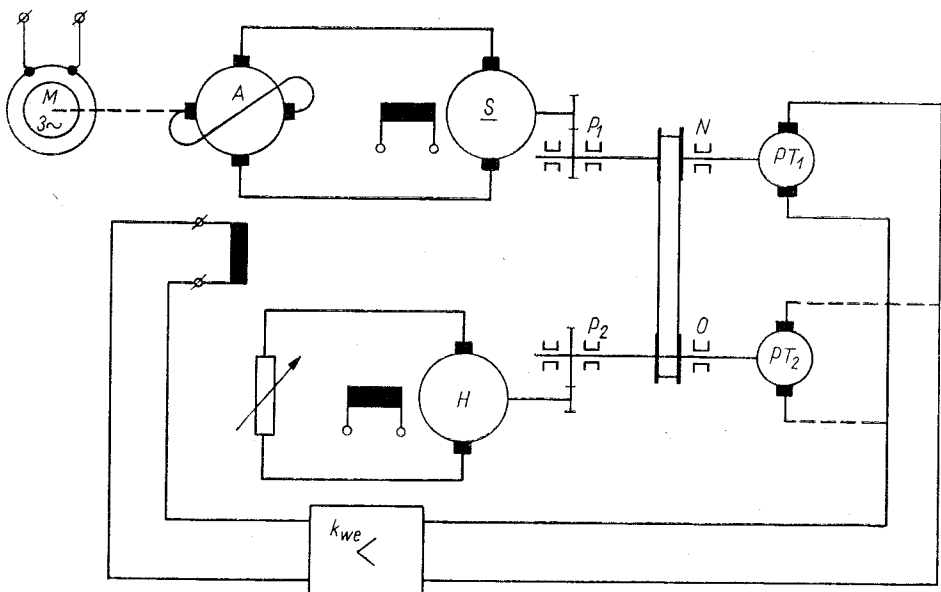
- pozwala stosunkowo łatwo zaobserwować wpływ podatności połączeń mechanicznych na procesy przejściowe,
- wyniki analizy mogą znaleźć zastosowanie w Zakładach przemysłu włókienniczego Białostoczczyzny.

W pracy rozpatrywano dynamikę układu zamkniętego w trojaki sposób:

- bez uwzględnienia podatności połączeń mechanicznych,
- z uwzględnieniem podatności połączeń mechanicznych i sygnałem sprzężenia zwrotnego od prędkości kątowej silnika,
- jak w p. 2, lecz z sygnałem sprzężenia zwrotnego od prędkości kątowej hamownicy.

Pierwszy przypadek stanowi klasyczne podejście do zagadnienia dynamiki układów napędowych i ma w niniejszej pracy sens porównawczy. Uwzględnienie prędkości kątowych poszczególnych brył w sprzężeniu zwrotnym pozwala wybrać właściwsze umiejscowienie punktu zaczebowego pętli sprzężenia tachometrycznego w celu stłumienia drgań układu pochodzących od podatności połączeń mechanicznych.

Modelowy układ napędowy, w oparciu o który prowadzono badania, przedstawia rys. 1.



Rys. 1. Schemat zasadniczy modelowego układu napędowego przewijarki: M — silnik indukcyjny 3-fazowy stanowiący napęd amplidyny, A — wzmacniacz elektromaszynowy (amplidyna), stanowiący prądnicę układu Leonarda, S — silnik obcowzbudny prądu stałego, napędzający nawijak przewijarki,  $P_1$ ,  $P_2$  — przekaźniki łączące odpowiednio nawijak i odwijak z silnikiem lub hamownicą, N — nawijak przewijarki, O — odwijak przewijarki, H — hamownica odwijaka,  $PT_1$  — prądniczka tachometryczna na wale silnika prądu stałego,  $PT_2$  — prądniczka tachometryczna na wale hamownicy silnika

Podstawowe parametry rozpatrywanego układu są następujące:

$T_t = 0,03$  [s] — stała czasowa elektromagnetyczna obwodu twornikowego układu Leonarda,

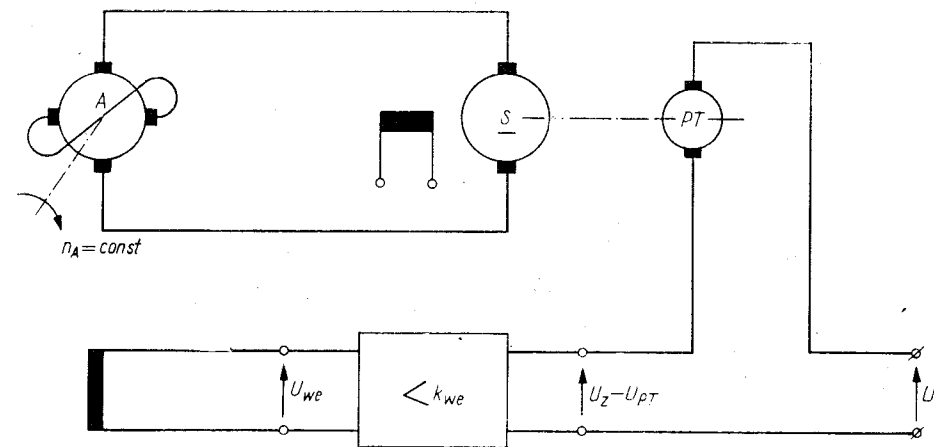
$T_m = 0,76$  [s] — stała czasowa elektromechaniczna układu,

- $J_1 = J_2 = 0,44$  [kgm<sup>2</sup>] — moment bezwładności układu nawijaka i odwijaka,
- $K_m = 1,38$  [ $\frac{\text{Nm}}{\text{A}}$ ] — stała proporcjonalności między momentem elektromagnetycznym silnika i prądem twornika,
- $K_e = 1,38$  [ $\frac{\text{Vs}}{\text{rad}}$ ] — stała proporcjonalności między siłą elektromotoryczną i prędkością kątową silnika,
- $k_{ws} = \frac{1}{K_e} = 0,73$  [ $\frac{\text{rad}}{\text{Vs}}$ ] — wzmocnienie silnika,
- $R_t = 1,64$  [ $\Omega$ ] — rezystancja obwodu twornikowego układu Leonarda,
- $L_t = 0,05$  [H] — indukcyjność własna obwodu twornikowego układu Leonarda,
- $T_{A1} = 0,1$  [s] — stała czasowa uzwojeń sterujących amplidyny,
- $T_{A2} = 0,2$  [s] — stała czasowa uzwojenia poprzecznego amplidyny,
- $k_A = 385$  [ $\frac{\text{V}}{\text{V}}$ ] — wzmocnienie amplidyny,
- $k_T = 0,38$  [ $\frac{\text{Vs}}{\text{rad}}$ ] — wzmocnienie prądniczki tachometrycznej,
- $k_s = 43,16$  [ $\frac{\text{Nm}}{\text{rad}}$ ] — współczynnik sztywności na skręcenie taśmy łączącej mechanicznie nawijak z odwijakiem.

## 2. Analiza teoretyczna układu

### 2.1. Analiza układu napędowego bez uwzględnienia podatności połączeń mechanicznych

Schemat elektryczny rozpatrywanego układu napędowego przedstawia rys. 2. Schemat blokowy układu z rys. 2 uwidocznił się na rys. 3, przy czym wprowadzono następujące oznaczenia:

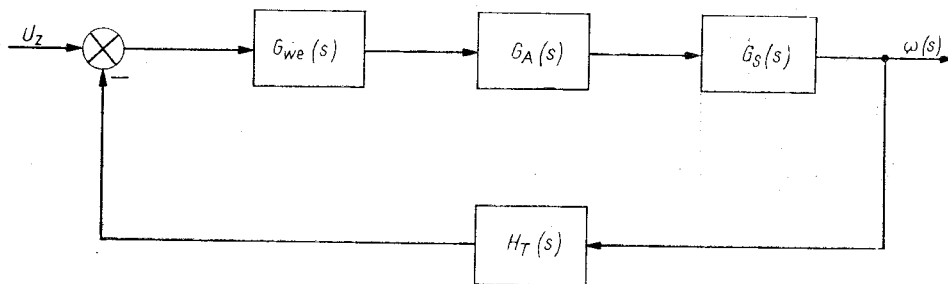


Rys. 2. Schemat elektryczny zamkniętego układu napędowego przewijarki

$G_{we}(s) = k_{we} = 20 \left[ \frac{V}{V} \right]$  — transmitancja operatorowa wzmacniacza elektronicznego,  
 $G_A(s)$  — transmitancja operatorowa amplitudyny,  
 $G_S(s)$  — transmitancja operatorowa silnika,  
 $H_T(s) = K_T = 0,38 \left[ \frac{Vs}{rad} \right]$  — transmitancja operatorowa prądniczki tachometrycznej.

Wzmocnienie graniczne wzmacniacza elektronicznego dla układu z rys. 3 wynosi  $0,1 \frac{V}{V}$ .

Jest to bardzo mała wartość. W charakterze korektorów szeregowych zastosowano trzy czwórniki przyspieszające.



Rys. 3. Schemat blokowy z rys. 2 (przy  $k_s = \infty$ )

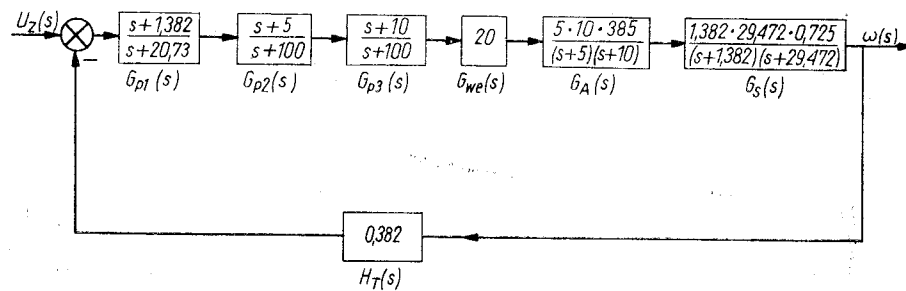
Wzmocnienie graniczne  $k_{we}$  po tej korekcji jest prawie nieograniczone.

Przyjmując wartość współczynnika  $k_{we} = 20 \left[ \frac{V}{V} \right]$  oraz pomijając wpływ biegunów  $s = -100$  na procesy przejściowe w układzie napędowym, otrzymamy następującą transmitancję operatorową toru głównego

$$(1) \quad G(s) = \frac{1134,68}{(s+20,73)(s+29,47)}$$

Schemat blokowy układu skorygowanego przedstawia rys. 4. Transmitancję układu zamkniętego możemy zapisać w postaci

$$(2) \quad G_z(s) = \frac{1134,68}{(s+25,10+j20,35)(s+25,10-j20,35)}$$



Rys. 4. Schemat blokowy układu skorygowanego

Prędkość kątową na wale silnika, przy skokowym podaniu napięcia zadającego jednostkowego, wyniesie

$$(3) \quad \omega(s) = \frac{1134,68}{s(s+25,10+j20,35)(s+25,10-j20,35)}$$

Postać czasowa prędkości kątowej wyraża się zależnością

$$(4) \quad \omega(t) = 1,86[1 + 1,56 e^{-25,1t} \cos(130^\circ + 20,35t)]$$

Otrzymane wyrażenie na prędkość kątową wskazuje na bardzo szybkie zanikanie procesu przejściowego.

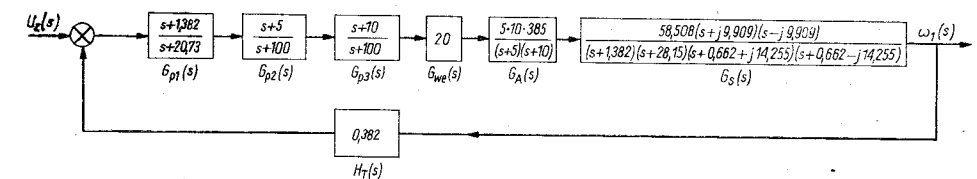
Przyjmując powyższe jako zależność podstawową, przeprowadzam analizę wpływu elastyczności połączeń mechanicznych.

### 2.2. Układ zamknięty — dwa stopnie swobody — sygnał sprzężenia tachometrycznego z wału silnika

W porównaniu z układem „sztywnym” zmieni się przede wszystkim transmitancja operatorowa silnika. Zgodnie z pracą [7] transmitancję operatorową silnika prądu stałego obcowzbudnego, sterowanego napięciem twornikowym przy uwzględnieniu elastyczności elementu łączącego silnik z maszyną roboczą, przedstawia zależność

$$(5) \quad G_s(s) = \frac{\frac{K_m J_2}{k_s} \left( s^2 + \frac{k_s}{J_2} \right)}{J_1 L_t \left[ s^4 + \frac{1}{T_t} s^2 + \left( \frac{J_1 + J_2}{J_1 J_2} k_s + \frac{K_e K_m}{L_t J_1} \right) s^2 + \frac{J_1 + J_2}{T_t J_1 J_2} s + \frac{K_e K_m}{L_t J_1 J_2} \right]}$$

Schemat blokowy po uwzględnieniu (5) przedstawia rys. 5.



Rys. 5. Schemat blokowy układu skorygowanego przy uwzględnieniu podatności połączenia mechanicznego

Po wykonaniu obliczeń, prędkość kątową na wale silnika jako odpowiedź układu na jednostkowy skok napięcia zadającego wyraża się zależnością

$$(6) \quad \omega_{01}(t) = 1,86[1 + 0,37 e^{-1,4t} \cos(20^\circ + 11,6t) + 2,38 e^{-29,7t} \cos(145^\circ + 30,46t)]$$

Przy uwzględnieniu podatności połączenia mechanicznego, prędkość kątową na wale silnika w stanach dynamicznych jest w każdej chwili inna niż na wale maszyny roboczej.

Korzystając z pracy [7] elastyczne połączenie mechaniczne można opisać następującą transmitancją operatorową

$$(7) \quad G_{pm}(s) = \frac{k_s}{J_2 s^2 + k_s}$$

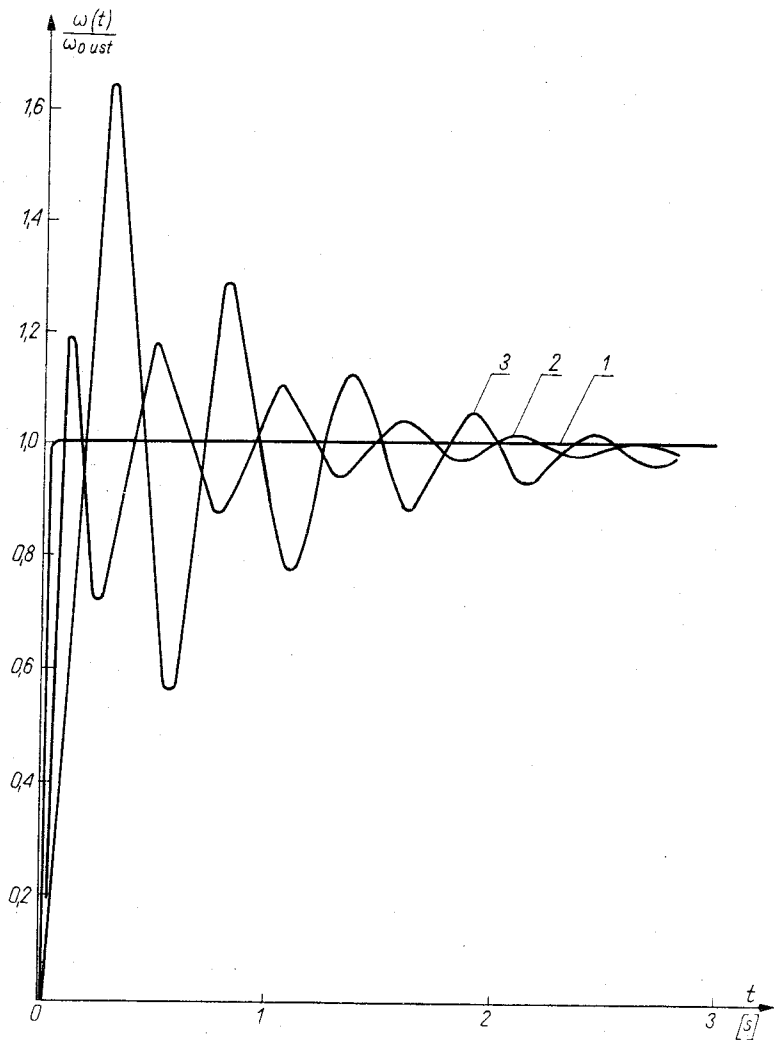
Prędkość kątową na hamownicy otrzymamy z zależności

$$(8) \quad \omega_{02}(s) = G_{km}(s) \omega_{01}(s)$$

Po wykonaniu obliczeń, prędkość kątowa na maszynie roboczej (hamownicy), jako odpowiedź układu na jednostkowy skok napięcia zadającego, wyrazi się następującą zależnością

$$(9) \quad \omega_{02}(t) = 1,86 [1 + 1,03 e^{-1,4t} \cos(150^\circ + 11,6t) + 0,13 e^{-23,7t} \cos(224^\circ + 30,46t)],$$

Na rys. 6 przedstawione są przebiegi wyrażone zależnościami (4), (6) i (9).



Rys. 6. Przebiegi  $\omega(t)$  jako odpowiedź układu na jednostkowy skok napięcia zadającego: 1 —  $\omega(t)$  dla układu bez uwzględnienia podatności połączenia mechanicznego, 2 —  $\omega_{01}(t)$  — prędkość silnika z uwzględnieniem podatności połączenia mechanicznego, 3 —  $\omega_{02}(t)$  — prędkość hamownicy dla układu jak 2

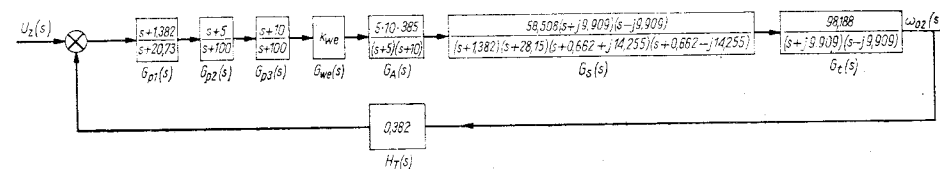
Porównując przebiegi z rys. 6 stwierdzimy przede wszystkim różnice jakościowe przebiegów 2 i 3 w porównaniu z przebiegiem 1. Przebiegi 2 i 3 zawierają dodatkowe oscylacje, wynikające z wpływu elastyczności połączenia mechanicznego. Charakterystyczne jest to, że amplitudy oscylacji o pulsacji  $11,6 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$  w prędkości kątowej hamownicy (na wale maszyny roboczej) są znacznie większe od amplitud występujących w prędkości kątowej silnika. Zjawisko takie jest niekorzystne z punktu widzenia naprężeń występujących w rozpatrywanym połączeniu mechanicznym. Porównując przebiegi 2 i 3 stwierdzimy ich przesunięcie fazowe, które jest również objawem niekorzystnym dla przewijanej wstęgi tekstylnej — produktu procesu technologicznego.

Analizując układ zamknięty w sposób klasyczny i z uwzględnieniem podatności połączeń mechanicznych, dochodzimy do wniosku, że w obu przypadkach jest on stabilny i posiada zadawalające parametry jakości regulacji.

W dalszej części badamy wpływ przeniesienia punktu zaczepowego sprzężenia tachometrycznego za podatny element mechaniczny, tzn. w naszym przypadku z silnika na hamownicę.

### 2.3. Układ zamknięty — dwa stopnie swobody — sygnał sprzężenia tachometrycznego z wału hamownicy

Przy zmianie punktu zaczepowego, do toru głównego schematu blokowego rozpatrywanego układu wchodzi transmitancja operatorowa podatnego połączenia mechanicznego. Przyjmując pozostałe dane jak w p. 2.2., schemat blokowy układu możemy przedstawić jak na rys. 7.



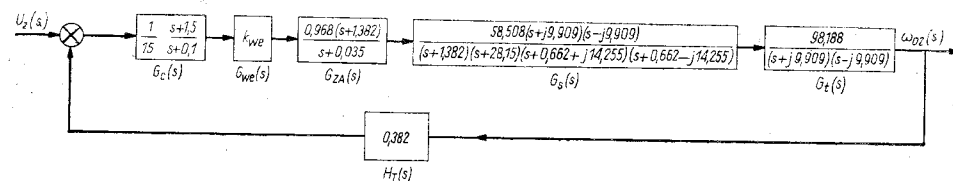
Rys. 7. Schemat blokowy układu ze sprzężeniem tachometrycznym z hamownicy

Dla układu przedstawionego na rys. 7 graniczna wartość wzmacnienia  $k_{weg} = 4,2 \frac{\text{V}}{\text{V}}$ . Z obliczonego  $k_{weg}$  wynika wniosek, że przy  $k_{we} = 20 \frac{\text{V}}{\text{V}}$  układ będzie niestabilny. Wzmocnienie  $20 \frac{\text{V}}{\text{V}}$  było przyjęte w poprzednich układach i nie stanowiło ono żadnego zagrożenia dla stabilności. Zmiana więc punktu zaczepowego sprzężenia tachometrycznego doprowadziła do zasadniczych zmian jakościowych w dynamice rozpatrywanego układu napędowego.

Celem ustabilizowania rozpatrywanego układu przeprowadzam nową korekcję polegającą na:

- 10-krotnym zmniejszeniu stałej czasowej  $T_{A1}$ ,
- zastosowaniu elastycznego sprzężenia wokół amplitudny,
- zastosowaniu czwórnika całkującego w charakterze szeregowego korektora.

Schemat blokowy przy uwzględnieniu w/w korekty przedstawia rys. 8. Na schemacie tym  $G_{ZA}(s)$  oznacza transmittancję zastępczą amplidyny wynikającą z zastosowania elastycznego sprzężenia zwrotnego.

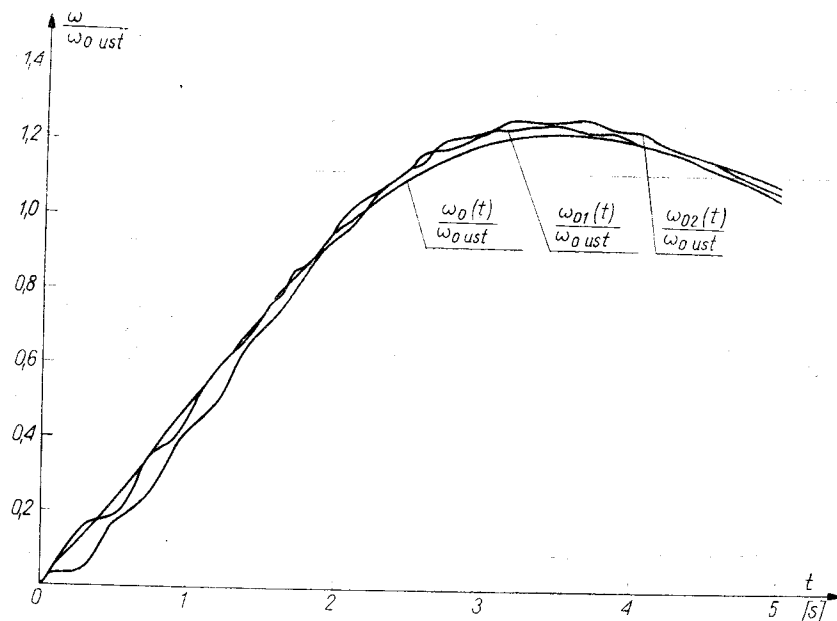


Rys. 8. Schemat blokowy układu ze sprzężeniem tachometrycznym z hamownicy przy zastosowaniu korekcy w postaci: sprzężenia elastycznego wokół amplidyny, 10-krotnego zmniejszenia stałej  $T_{A1}$  oraz czwórnika całkującego

Obliczone wzmocnienie graniczne dla układu przedstawionego na rys. 8 wynosi  $73 \frac{V}{V}$ . Jest to wartość dostatecznie duża dla zapewnienia stabilnej pracy przy założonym  $k_{we} = 20 \left[ \frac{V}{V} \right]$ .

Na rys. 9 przedstawione są przebiegi prędkości kątowej układu z rys. 8 w odpowiedzi na jednostkowy skok napięcia zadającego.

Przebiegi z rys. 9 wskazują na minimalną zależność charakteru przebiegu prędkości kątowej silnika i hamownicy, przy wymuszeniu napięciowym, od podatności



Rys. 9. Przebiegi  $\omega_{01}(t)$ ,  $\omega_{02}(t)$  i  $\omega_0(t)$  jako odpowiedź układu na jednostkowy skok napięcia zadającego

połączeń mechanicznych. Krzywa  $\omega_0(t)$  dotyczy sytuacji, gdy  $k_s = \infty$ . Warto jednak zwrócić uwagę na przesunięcie fazowe między obu przebiegami, w wyniku czego powstają znaczne różnice między prędkościami silnika i hamownicy. To wywołuje powstanie dużych momentów sprężystości, które wyrażają się zależnością

$$(10) \quad M_{spr} = k_s(\varphi_1 - \varphi_2)$$

Spostrzeżenie to potwierdzają oscylogramy zdjęte przy rozruchu modelowego układu napędowego przewijarki. O ile na oscylogramach są mało widoczne oscylacje w prędkościach kątowych, to oscylogram naprężenia w taśmie wskazuje na znaczne wahania (rys. 14 — przebieg oznaczony przez  $F(t)$ ). Wahania naprężeń w przewijanej wstędze mogą wywołać niekorzystne zmiany strukturalne lub wręcz doprowadzić do jej zerwania. Z tego też, między innymi, powodu istotna jest znajomość stanów dynamicznych układu napędowego szeregu maszyn produkcyjnych. Uwzględnienie w analizie dynamiki podatności połączeń mechanicznych czyni rozważania bardziej zbliżone do rzeczywistości.

Dotychczasowe rozważania dotyczyły dynamiki układu napędowego przy zmianie napięcia zadającego. Istotnym zagadnieniem jest zachowanie się układu przy zakłóceniu w postaci zmiany momentu obrotowego przyłożonego za podatnym połączeniem mechanicznym.

Zmianę prędkości kątowej  $\Delta\omega_2$  na jednostkowy skok momentu  $M_2$ , po podstawieniu danych liczbowych, wyraża zależność

$$(11) \quad \Delta\omega_2(t) = 0,04 [1 + 331,39 e^{-354t} \cos(335^\circ + 0,874t) + 21,35 e^{-0,5t} \cos(262^\circ + 14,1t) + 54,65 \cos(96^\circ + 9,91t) + 53,883 \cos(275^\circ + 9,91t) + 5,06 e^{-0,354t} \cos(127^\circ + 0,874t) + 1,57 e^{-0,5t} \cos(123^\circ + 14,1t) - 292,87 e^{-1,382t} - 0,69 e^{-27,9t}]$$

Warto zwrócić uwagę na to, że w zależności (11) występują dwa człony cosinoidalne bez tłumienia, jednak w wyniku przesunięcia fazowego człony te wzajemnie praktycznie się znoszą. Jest to duża zaleta sprzężenia tachometrycznego obejmującego sobą podatny element przenoszący energię mechaniczną w układzie napędowym.

Postać czasową  $\Delta\omega_1$  przedstawia zależność

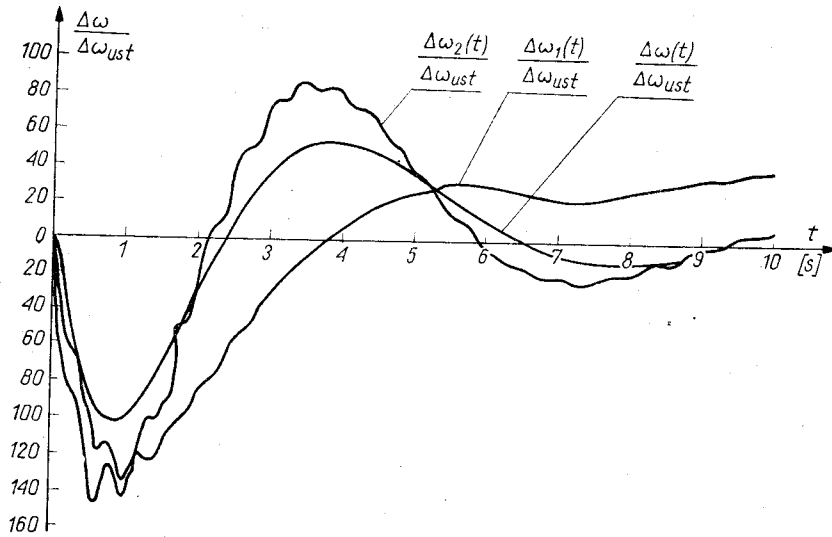
$$(12) \quad \Delta\omega_1(t) = 0,04 [1 + 240,98 e^{-0,354t} \cos(335^\circ + 0,874t) + 24,13 e^{-0,5t} \cos(91^\circ + 14,1t) - 219,21 e^{-1,382t} + 2,12 e^{-7,9t} + 5,72 e^{-0,35t} \cos(127^\circ + 0,874t) + 2,32 e^{-0,5t} \cos(312^\circ + 14,1t)]$$

Przebiegi wyrażone zależnościami (11), (12) przedstawione są na rys. 10.

Na rys. 10 widać, że oscylacje zmian prędkości kątowych  $\Delta\omega_1$  i  $\Delta\omega_2$  zanikają prawie w tym samym czasie co i dla  $\Delta\omega$ , która wyznaczona jest przy założeniu, że połączenia mechaniczne w rozpatrywanym układzie napędowym są idealnie sztywne ( $k_s = \infty$ ).

Podobnie jak przy  $\omega_0$ , zauważamy tutaj występowanie znacznych różnic w amplitudach przebiegów  $\Delta\omega_1$  i  $\Delta\omega_2$ . Skutki tych różnic podano przy omawianiu rys. 9.

W celach porównawczych rozpatrzono poniżej dynamikę układu napędowego z zachowaniem korekcy z p. 3.3. przy odbieraniu sygnału sprzężenia tachometrycznego z wału silnika, czyli przed podatnym połączeniem mechanicznym.



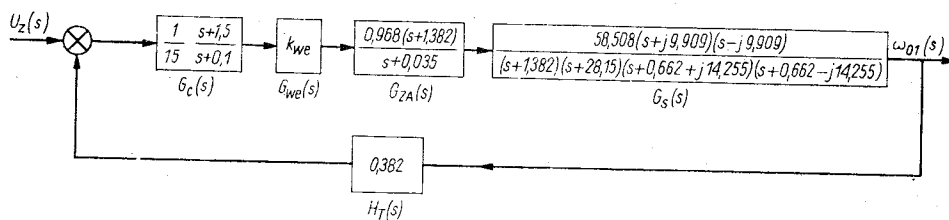
Rys. 10. Przebiegi zmienności prędkości kątowej na wale silnika  $\Delta\omega_1$ , hamownicy  $\Delta\omega_2$  oraz na wale silnika  $\Delta\omega$  przy  $k_s = \infty$  jako odpowiedzi układu napędowego na skokową zmianę momentu oporowego  $M_2$

**2.4. Układ zamknięty — dwa stopnie swobody mechanicznej — sygnał sprzężenia tachometrycznego z wału silnika przy zachowaniu korekcji układu z p. 3.3**

Schemat blokowy układu w oparciu o rys. 8 możemy przedstawić jak na rys. 11. Na podstawie schematu blokowego z rys. 11 wyznaczono następujące zależności: — prędkości kątowe  $\omega_{01}(t)$  i  $\omega_{02}(t)$  jako odpowiedzi układu na skok jednostkowy napięcia zadającego

$$(13) \quad \omega_{01}(t) = 2,6[1 + 0,95e^{-0,375t} \cos(163^\circ + 0,435t) + 0,036e^{-0,905t} \cos(252,5^\circ + 14,38t) - 0,035e^{-27,05t}]$$

$$(14) \quad \omega_{02}(t) = 2,6[1 + 1,31e^{-0,375t} \cos(141^\circ + 0,435t) + 0,032e^{-0,905t} \cos(50^\circ + 14,38t) - 0,006e^{-27,05t}]$$



Rys. 11. Schemat blokowy układu ze sprzężeniem tachometrycznym z silnika przy zastosowaniu korekcji w postaci: 10-krotnego zmniejszenia stałej  $T_{A1}$ , sprzężenia elastycznego wokół amplitudyny oraz czwórnika całkującego

— zmiany prędkości kątowych  $\Delta\omega_1(t)$  i  $\Delta\omega_2(t)$  jako odpowiedzi układu na skok jednostkowy momentu oporowego

$$(15) \quad \Delta\omega_1(t) = 0,04[1 + 328,86e^{-0,375t} \cos(5^\circ + 0,435t) + 18,72e^{-0,905t} \cos(89^\circ + 14,38t) + 0,91e^{-27,05t} - 329,85e^{-1,382t}]$$

$$(16) \quad \Delta\omega_2(t) = 0,04[1 + 341,92e^{-0,375t} \cos(6^\circ + 0,435t) + 16,34e^{-0,905t} \cos(99^\circ + 14,38t) + 53,12 \times \cos(90^\circ + 9,909t) - 338,69e^{-1,382t} + 0,11e^{-27,05t}]$$

Zakładając  $k_s = \infty$  wyliczono:

— prędkość kątową układu  $\omega_0(t)$  jako odpowiedź na skok jednostkowy napięcia zadającego

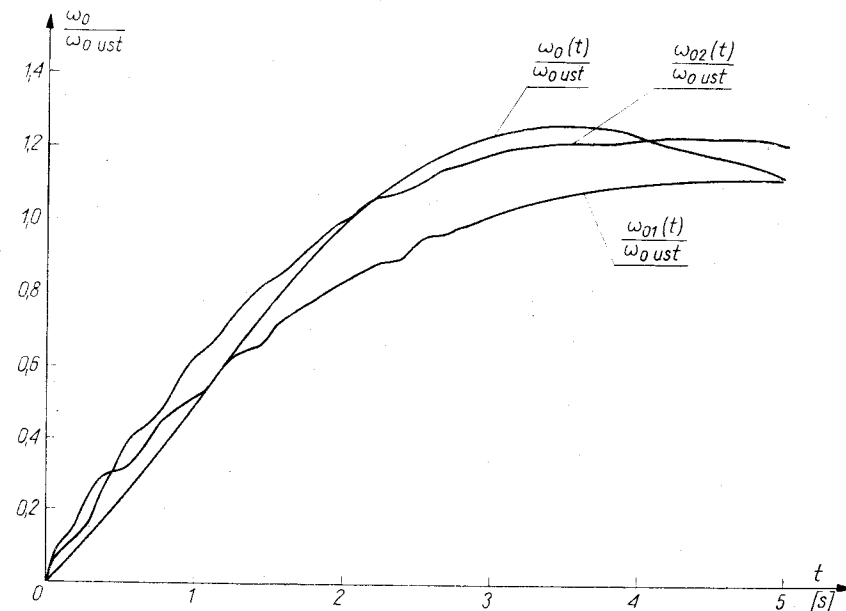
$$(17) \quad \omega_0(t) = 2,6[1 + 0,985e^{-0,361t} \cos(184^\circ + 0,792t) - 0,017e^{-28,9t}]$$

— zmianę prędkości kątowej  $\Delta\omega(t)$  jako odpowiedzi układu na skok jednostkowy momentu oporowego

$$(18) \quad \Delta\omega(t) = 0,04[1 + 240,83e^{-0,361t} \cos(337^\circ + 0,792t) + 0,944e^{-28,9t} - 223 - 63e^{-1,382t}]$$

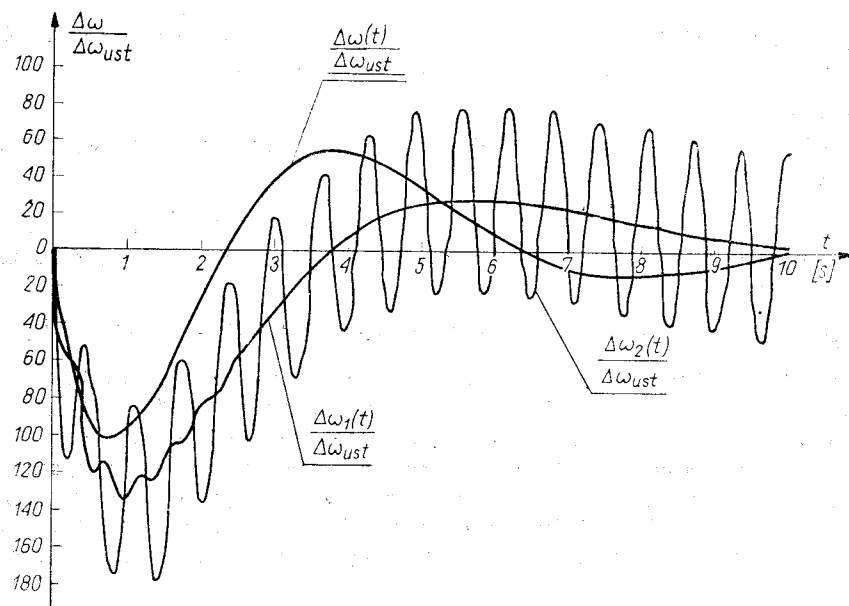
Na rys. 12 przedstawione są przebiegi wyrażone zależnościami (13), (14), (17), zaś na rys. 13 pokazano zmiany prędkości kątowej wg wzorów (15), (16) i (18).

W zależności (16) oraz z rys. 13 widzimy, że zmiana prędkości kątowej na hamownicy zawiera składnik oscylacyjny niegasnący. Jest to charakterystyczne dla wyników analizy układów napędowych zarówno otwartych jak i zamkniętych przy uwzględnieniu podatności połączeń mechanicznych, jeżeli pętla sprzężenia zwrotnego nie obejmuje sobą tego połączenia sprężystego. Przebieg nietłumiony otrzymu-



Rys. 12. Przebiegi  $\omega_{01}(t)$ ,  $\omega_{02}(t)$  i  $\omega_0(t)$  jako odpowiedzi układu na skok jednostkowy napięcia zadającego

jemy dlatego, że w założeniu pominięto straty energii we wstędze jak również nie uwzględniono wpływu tarcia w mechanizmach. Oscylacje prędkości obrotowej i prądu twornikowego w rzeczywistości, jak to wykazują oscylogramy, są dużo łagodniejsze i stosunkowo szybko wygasają.



Rys. 13. Przebiegi zmienności prędkości kątowej  $\Delta\omega_1(t)$ ,  $\Delta\omega_2(t)$  i  $\Delta\omega(t)$

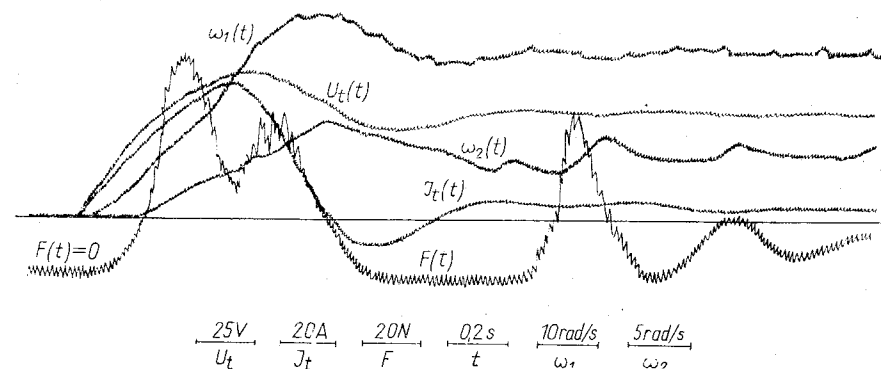
Porównując przebiegi  $\Delta\omega$  z rys. 10 i 13, stwierdzamy, że sprzężenie tachometryczne obejmujące sobą sprzężyste połączenie mechaniczne umożliwia uzyskanie lepszej dynamiki układu napędowego w porównaniu z sytuacją, gdy sprzężenie zwrotne ma punkt zaczepowy przed blokiem reprezentującym podatny element przenoszący energię mechaniczną.

### 3. Badania laboratoryjne

Badania przeprowadzono na modelu układu napędowego przewijarki. Za pomocą oscylografu pętlicowego N-105 zarejestrowano w stanach przejściowych następujące wielkości: napięcie twornika silnika —  $U_t$ , prąd obwodu twornikowego —  $I_t$ , prędkości kątowe  $\omega_1$  i  $\omega_2$ , siłę naciągu wstęgi  $F$ .

Na rys. 14 przedstawione są oscylogramy przebiegów przejściowych przy rozruchu. Łatwo można zaobserwować przesunięcie fazowe między prędkościami obrotowymi silnika i hamownicy. Przesunięcie to zbliżone jest do  $180^\circ$ . Jest to charakterystyczne dla układu mechanicznego, w którym występują podatne połączenia mechaniczne między poszczególnymi bryłami wirujących mas. Rozważania analityczne wykazały właśnie różnice w przebiegach  $\omega_1$  i  $\omega_2$  jak i  $\Delta\omega_1$  oraz  $\Delta\omega_2$ , oscylogramy potwierdzają więc słuszność poczynionych obserwacji teoretycznych.

Oscylacje prędkości kątowej pociągają za sobą drgania naprężenia mechanicznego w przewijanej wstędze tekstylnej. Charakterystyczne jest to, że amplituda tych drgań wielokrotnie przewyższa naprężenie ustalone. Maksymalny naciąg w taśmie prawie 7-krotnie przewyższa wartości w stanie ustalonym. Wynika to, jak wspomniano poprzednio, z faktu, że naprężenie we wstędze proporcjonalne jest do wartości różnicy prędkości kątowych brył połączonych ze sobą podatnym elementem. Im większe więc będą amplitudy oscylacji prędkości, tym większe wystąpią wahania wartości naprężenia w rozpatrywanym połączeniu mechanicznym.



Rys. 14. Oscylogramy przebiegów przejściowych przy rozruchu układu napędowego:  $U_t$  — napięcie twornikowe,  $I_t$  — prąd twornikowy,  $F$  — siła naciągu wstęgi,  $\omega_1$  — prędkość kątowa silnika nawijaka,  $\omega_2$  — prędkość kątowa hamownicy odwijaka

Dla wstęg tekstylnych charakterystyczne jest to, że pracują one jako element sprzężysty tylko wtedy, gdy naprężenie nie zmienia swego znaku. Na rys. 14 w okresie ponad 0,6 s wstęga nie przenosi energii mechanicznej ( $F = 0$ ). W sytuacji takiej następne drgania mogą mieć amplitudy zbliżone do maksymalnej. Zjawisko takie jest bardzo niekorzystne z punktu widzenia ciągłości procesu produkcyjnego, jakim może być np. praca przewijarko-krajarki.

Pulsacja drgań naprężenia we wstędze jak również prędkości obrotowej odczytana z rys.14 wynosi ok.  $10,5 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$ . Jest to wartość mniejsza od tej, którą brano

pod uwagę w rozważaniach analitycznych, gdzie wynosiła ona  $14,38 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$ . W obli-

zeniach zakładano, że momenty bezwładności  $J_1$  i  $J_2$  są sobie równe. Przy zdejmowaniu oscylogramów warunek ten nie był ściśle spełniony. Wydaje się jednak, że zasadniczy wpływ na różnicę w wartościach pulsacji mogła mieć zmiana współczynnika sztywności wstęgi tekstylnej. Zwiększone naprężenie we wstędze wywołuje (po przekroczeniu pewnej wartości naprężenia) zmniejszenie pulsacji. Jeżeli założymy, że rozpatrywany układ napędowy posiada dwa stopnie swobody, to przy pominięciu strat, z równania charakterystycznego możemy otrzymać zależność

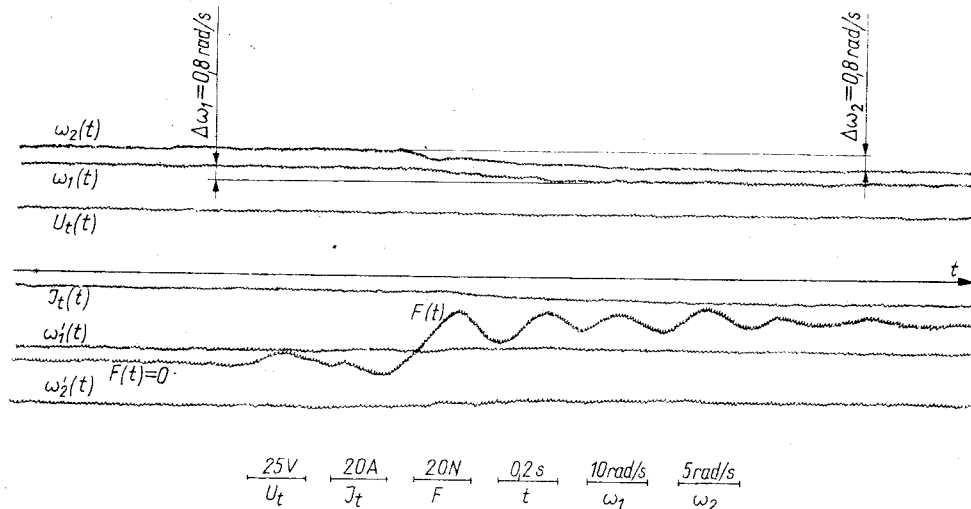
$$(19) \quad \omega = \sqrt{k_s \left( \frac{1}{J_1} + \frac{1}{J_2} \right)}$$

Z zależności (19) widoczny jest wpływ współczynnika sztywności na częstotliwość drgań.

Odczytana z oscylogramu pulsacja pozwala nam upewnić się, że oscylacje przebiegów przejściowych są wynikiem wpływu podatności połączeń mechanicznych. Przy założeniu bowiem idealnej sztywności połączenia, otrzymuje się pulsację drgań wynoszącą około  $0,8 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$  (patrz wzór (17) lub (18)).

Przy zdejmowaniu oscylogramów zastosowano sprzężenie zwrotne od prędkości kątowej silnika napędowego. Przyjęte wzmocnienie w pętli sprzężenia zwrotnego wynosiło  $8 \frac{\text{V}}{\text{V}}$ . Wartość napięcia zadającego przyjęto 20 V. Okazało się, że przy zachowaniu powyższych parametrów, przy zastosowaniu sprzężenia zwrotnego od prędkości obrotowej odwijaka układ stał się niestabilny. Silne wahania naprężenia wywołane w stanach przejściowych doprowadzają nieuchronnie do zerwania wstęgi. Układ napędowy natomiast pracował prawidłowo przy mniejszym wzmocnieniu w pętli sprzężenia zwrotnego. Prawidłowa praca modelowego układu napędowego wymaga istnienia obciążenia na odwijaku. W innym przypadku powstają nieciągłości pracy rozpatrywanego połączenia mechanicznego i w związku z tym zachodzą silne szarpnięcia wstęgi.

Na rysunku 15 przedstawione są oscylogramy takich samych wielkości jak na rys. 14, lecz przy zmianie obciążenia. Charakterystyczne jest to, że przy niewidocznych wręcz oscylacjach prędkości obrotowych wyraźne są drgania siły naciągu przebiegającej wstęgi. Pulsacja tych drgań odczytana z oscylogramu wynosi około  $12,6 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$ . Z rys. 15 widzimy, że oscylacje siły  $F$  odbywają się w zakresie mniejszych sił niż na rys. 14. To pociągnęło za sobą, według autora, zwiększenie wartości  $k_s$ , co wywołało wzrost pulsacji przebiegów w porównaniu z sytuacją istniejącą przy rozruchu. Zmianę obciążenia w układzie napędowym zrealizowano przez skokowe zwiększenie prądu twornikowego hamownicy. Przy małych zmianach obciążenia oscylacje prę-



Rys. 15. Oscylogramy przebiegów przejściowych przy skokowej zmianie momentu hamownicy:  $U_t$  — napięcie twornikowe,  $I_t$  — prąd twornikowy  $F$  — siła naciągu wstęgi,  $\omega_1$  — prędkość kątowa silnika nawijaka,  $\omega_2$  — prędkość kątowa hamownicy odwijaka,  $\Delta\omega_1$  — zmiana prędkości kątowej silnika nawijaka,  $\Delta\omega_2$  — zmiana prędkości kątowej hamownicy odwijaka

kości obrotowej są mało zauważalne na oscylogramie. Drgania siły naciągu we wstędze świadczą jednak, że w stanach przejściowych prędkość obrotowa skupionych mas wykazuje oscylacje.

Wyniki analizy teoretycznej i badania laboratoryjne pozwalają na sformułowanie następujących uwag:

1) Korekcja zamkniętego układu napędowego, w którym występują połączenia mechaniczne o małym współczynniku sztywności, zaprojektowana przy założeniu, że  $k_s = \infty$  może być przyczyną poważnych błędów. Może się bowiem okazać, że układ rzeczywisty jest niestabilny, mimo stabilności wykazanej w wyniku przeprowadzenia analizy klasycznej.

2) Nawet nieznaczne wymuszenia zewnętrzne mogą spowodować, że poszczególne elementy przenoszące energię mechaniczną mogą podlegać znacznym obciążeniom zmiennym. Czas trwania procesu przejściowego w dużym stopniu zależy od tłumienia mechanicznego.

3) Zmiana punktu zaczepowego sprzężenia zwrotnego w stosunku do rozpatrywanego podatnego połączenia mechanicznego, prowadzić może do zmian jakościowych w dynamice układu napędowego. Zależy to w znacznym stopniu od wartości współczynnika sztywności danego połączenia.

4) Przy małym tłumieniu mechanicznym oraz nieobjęciu elastycznego połączenia mechanicznego pętlą sprzężenia zwrotnego należy liczyć się z powolnie tłumionymi oscylacjami wartości wielkości mechanicznych, charakteryzujących pracę maszyny roboczej.

5) Analiza dynamiki układu napędowego z podatnymi połączeniami mechanicznymi daje możliwość wyznaczenia naprężeń występujących w elementach maszyny roboczej. Ma to istotne znaczenie przy ustalaniu wykorzystania wytrzymałościowego jak również żywotności poszczególnych mechanizmów lub całego urządzenia.

ZESPÓŁ MASZYN I NAPĘDÓW ELEKTRYCZNYCH  
WYŻSZA SZKOŁA INŻYNIERSKA W BIAŁYMSTOKU

#### LITERATURA

- [1]. А. А. Сиротин: Электроприводы с упругими механическими звеньями. Электротехника 8/1962.
- [2]. Б. В. Квартальнов: Динамика автоматизированных электроприводов с упругими звеньями. Энергия Москва-Лен. 1965.
- [3]. S. Romaniuk: Dynamika elektrycznego układu napędowego modelu przewijarki z uwzględnieniem elastyczności połączeń mechanicznych. Zeszyty Naukowe WSIInż. Białystok 1/1970.
- [4]. S. Romaniuk: Elastyczność połączeń mechanicznych w równaniach ruchu układu napędowego. Przegląd Elektrotechniczny 6/1971.
- [5]. S. Romaniuk: Wpływ rzeczywistej sztywności połączeń mechanicznych na dynamikę otwartego układu napędowego. Przegląd Elektrotechniczny 7/1971.
- [6]. S. Romaniuk: Analiza zamkniętego modelowego układu napędowego przewijarki z elastycznymi połączeniami mechanicznymi. Referat na konferencję naukowo-techniczną Wydziału Elektrycznego WSIInż. Białystok. Październik 1970.
- [7]. S. Romaniuk: Transmitancje operatorowe niektórych elementów układu napędowego z elastycznymi połączeniami mechanicznymi. Zeszyty Naukowe WSIInż. Białystok 4/1971.

S. Romaniuk

## DYNAMICS OF A MODEL DRIVE SYSTEM OF WINDER FOR TEXTILE TAPE

## Summary

In the article the effect of flexibility of mechanical couplings on the transient processes in a closed-loop model drive system of a winder for textile tape is discussed. It has been stated in the article that the performance of the drive system depends essentially on whether the flexible coupling is embraced by the feed-back loop. The mathematical analysis and laboratory tests have shown that as far as damping of the transients is concerned the loop embracing the flexible couplings is more rewarding.

С. Романюк

## ДИНАМИКА МОДЕЛЬНОЙ СИСТЕМЫ ЭЛЕКТРОПРИВОДА ПЕРЕМОТОЧНОЙ МАШИНЫ ПРЕДНАЗНАЧЕННОЙ ДЛЯ ТЕКСТИЛЬНОЙ ЛЕНТЫ

## Резюме

В статье обсуждается вопрос влияния упругости механических соединений на переходные процессы модельной замкнутой системы электропривода перемоточной машины, предназначенной для текстильной ленты.

Доказано, что динамика системы коренным образом зависит от выбора места исходной точки обратной связи в отношении к рассматриваемому упругому механическому соединению.

Теоретический анализ и лабораторные исследования разрешают констатировать, что с точки зрения демпфирования колебаний системы, более полезной является обратная связь охватывающая собой упругое механическое соединение.

CZESŁAW BRAMSKI, JANUSZ BORZUCHOWSKI

## ANALIZA BŁĘDÓW W PROJEKTOWANIU I WYKONAWSTWIE STALOWYCH KONSTRUKCJI DACHOWYCH NIEKTÓRYCH TYPOWYCH OBIEKTÓW ROLNICZYCH REGIONU BIAŁOSTOCKIEGO

W pracy przeprowadzono analizę błędów projektowania i wykonawstwa stalowych konstrukcji dachowych budynków produkcyjnych i magazynowych suszarń ziemniaka i pasz zielonych wykonywanych w województwie białostockim. Podano również sposoby wzmocnień błędnie wykonanych elementów w celu zapobieżenia ewentualnym awariom i wyciągnięto wnioski wynikające z potrzeby podniesienia poziomu wykonawstwa konstrukcji stalowych regionu białostockiego.

### 1. Wstęp

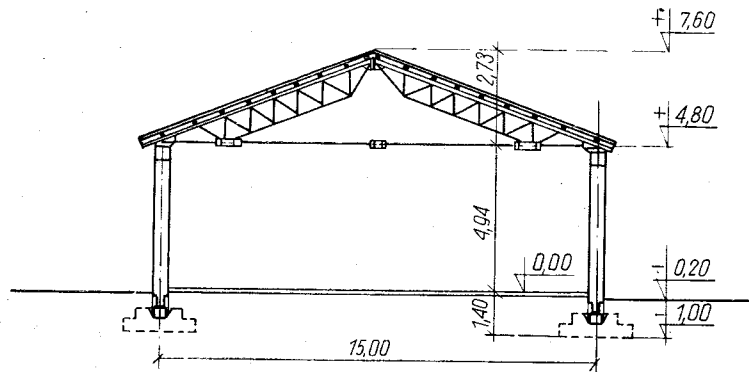
W ostatnich latach w budownictwie województwa białostockiego znajdują coraz szersze zastosowanie rozwiązania obiektów typu halowego ze stalowymi, lekkimi więzarami dachowymi. Specyfika tego rodzaju konstrukcji wymaga dużej dokładności wykonania oraz prawidłowego rozwiązania projektowego, ponieważ nieprzewidziane dodatkowe ponadnormatywne obciążenia zmienne wpływają w sposób zasadniczy na wielkość współczynnika pewności, a tym samym na bezpieczeństwo konstrukcji i ludzi oraz maszyn i urządzeń znajdujących się w tego typu budynkach. Na podstawie dokładnej analizy konstrukcji szeregu obiektów suszarń i magazynów ziemniaka i zielonek wybudowanych w województwie białostockim nasuwają się pewne uwagi, które rzucają światło na najczęściej popełniane błędy wykonawcze i projektowe oraz na potrzebę wzmocnień nośnej konstrukcji dachowej.

### 2. Konstrukcja

Układy poprzeczne nośnej konstrukcji budynków składają się ze stalowych więzarów dachowych opartych na żelbetowych słupach prefabrykowanych zamocowanych w stopach fundamentowych wykonanych na mokro (rys. 1). Rozpiętość hal



wynosi 12 m w budynkach produkcyjnych suszarni, a 15 m w magazynach. Rozstaw słupów w kierunku podłużnym 4,50 m. Pokrycie stanowią głębokofaliste płyty azbestowo-cementowe ułożone na żelbetowych płytach prefabrykowanych spoczywających na górnych pasach kratowych wiązarów dachowych. Ściany wykonano z cegły silikatowej lub żelbetowych płyt prefabrykowanych.



Rys. 1. Schemat konstrukcji magazynu

Kratowe wiązary dachowe typu lekkiego z przegubem w kalenicy zaprojektowano jako przegubowo podparte na żelbetowych słupach prefabrykowanych, związane ściągiem w poziomie podpór. Przykładowo w wiązarach o rozpiętości 15 m w projekcie dostosowanym do regionu białostockiego, a więc z uwzględnieniem obciążenia śniegiem wg strefy III przyjęto następujące przekroje: pas górny  $2 \text{ L } 60 \times 60 \times 6$ , pas dolny na odcinku poziomym  $2 \text{ } \Phi 26$ , na odcinku pochyłym  $1 \text{ } \Phi 26$ , słupki i krzyżulce  $1 \text{ } \Phi 24$ , ściągi  $\Phi 26$ .

Stężenia wiązarów dachowych przewidziano w połąci dachowej za pomocą skrzyżowanych prętów okrągłych w dwóch polach przydylatacyjnych i w jednym polu środkowym dla każdego segmentu.

### 3. Błędy konstrukcyjne

#### 3.1. Niewłaściwe przekroje

W rozpatrywanych obiektach stwierdzono w większości przypadków zastosowanie przekrojów niezgodnych z projektowanymi. Szczególnie dotyczy to pasa dolnego i ściągi, gdzie np. w budynkach magazynów zamiast profili  $\Phi 26$  stosowano pręty  $\Phi 24$ ,  $\Phi 25$  lub na poziomym odcinku pręty o zróżnicowanej średnicy  $\Phi 24 \div \Phi 28$ ,  $\Phi 24 \div \Phi 25$ . Pręty pasów górnych wykonane z kątowników również w paru przypadkach różnią się od przekrojów projektowanych. W rezultacie naprężenia w tych elementach były znacznie przekroczone, tym bardziej, że przy wymiarowaniu pominięto dodatkowy wzrost sił, w ściągu oraz na poziomym odcinku pasa dolnego, od

wiatru działającego na ściany budynku oraz od zmian temperatury. Np. w zastosowanym ściągu o średnicy  $\Phi 24$  mm otrzymano przy uwzględnieniu wszystkich możliwych jednocześnie przypadków obciążeń, naprężenia  $\sigma = 177 \text{ MN/m}^2$ . Dla stali okrągłej StOS zgodnie z obowiązującą normą PN-62/B-03200 minimalna granica plastyczności  $R_e = 197 \text{ MN/m}^2$ . Zatem współczynnik pewności przy tych naprężeniach wynosił  $n = 1,11$ . Przy tak niskim współczynniku bezpieczeństwa wystarczy nieznaczny wzrost obciążenia np. śniegiem, aby współczynnik pewności był mniejszy od 1,0. Przykładowo dla rozpatrywanej konstrukcji wartość naprężeń od śniegu w ściągu przy przyjęciu strefy III wynosi  $110 \text{ MN/m}^2$ . Zatem przypadkowy wzrost obciążenia śniegiem tylko o połowę obciążenia normatywnego tj o  $490 \text{ N/m}^2$ , będzie powodem zmniejszenia współczynnika pewności do wartości  $n = 0,865 < 1$ . Rzutuje to również na nośność łączników i innych elementów konstrukcyjnych. Z taką ewentualnością trzeba się liczyć, ponieważ szereg katastrof budowlanych było spowodowanych przeciążeniem śniegiem, którego wartość znacznie przekraczała obciążenia normowe. Przy projektowanym ściągu  $\Phi 26$  i uwzględnieniu działania wiatru oraz zmian temperatury  $\sigma = 149 \text{ MN/m}^2 > k = 138 \text{ MN/m}^2$ . Tutaj również wzrost naprężeń o  $51 \text{ MN/m}^2$  dawałby współczynnik pewności nieznacznie mniejszy od 1,0 tj.  $n = 0,985$ . Dlatego konieczna jest duża ostrożność w wymiarowaniu konstrukcji lekkich typu oszczędnościowego i uwzględnianie wpływów wszelkich możliwych obciążeń.

#### 3.2. Łączniki i węzły

Najbardziej czułymi miejscami konstrukcji stalowej są wszelkiego rodzaju łączniki jak śruby, spoiny oraz węzły, w których ze względu na zastosowany lekki typ wiązarów kratowych konieczne jest bardzo staranne wykonanie połączeń zapewniające w sposób właściwy przeniesienie sił wewnętrznych w elementach konstrukcyjnych. Wykonawstwo wiązarów przez przedsiębiorstwa terenowe nie wyspecjalizowane np. POM-y pozostawia pod tym względem wiele do życzenia.

##### 3.2.1. Spoiny

W inwentaryzowanych węzłach stwierdzono prawie we wszystkich wybudowanych obiektach złą jakość spoin, niepełne przekroje, zbyt krótkie odcinki spoin. Przy wykonywaniu projektu nie przewidziano tej ewentualności. Należałoby takie połączenia traktować jako wykonywane na budowie, a nie w warsztacie i uwzględnić odpowiednie przewidziane przez normę PN-62/B-03200 współczynniki zmniejszające naprężenia dopuszczalne o 10%. Ponadto przy połączeniach prętów okrągłych trzeba brać pod uwagę sam sposób określania grubości spoiny jak i kąt jej założenia.

##### 3.2.2. Śruby

W omówionym rozwiązaniu zaprojektowano połączenie ściągi z blachą węzłową za pomocą śrub budowlanych. Przewidziano przy dostosowaniu projektu do terenu śruby dwucięte M 22, a w niektórych przypadkach M 24 w magazynach i M 20 w budynkach produkcyjnych suszarni. Stwierdzono prawie we wszystkich wykonanych elementach niedostateczne średnice śrub. Stosowano ponadto śruby maszyno-

we, gwintowane na całej długości trzpienia, często M16. W jednym przypadku, który doprowadził do katastrofy dano zamiast śrub dwuciętych, śruby jednocięte maszynowe M 16, których nośność była 6,4 razy mniejsza od projektowanej. W niektórych przypadkach nakrętki śrub nie były dokręcone. Dlatego dla zapobieżenia awarii konieczna jest bardzo staranna kontrola połączeń śrubowych.

### 3.2.3. Węzły

Najczęściej spotykanym błędem konstrukcyjnym jest niewłaściwe wykonanie węzła łączącego poziomy odcinek pasa dolnego ze ściągiem i prętami pochyłymi. Długość spoin jest niewystarczająca, a ich rozmieszczenie powoduje powstawanie dodatkowych momentów, ponieważ środek ciężkości układu spoin nie pokrywa się ze środkiem ciężkości prętów.

Zasadniczym błędem projektowym jest mimośrodowe zaprojektowanie przegubu szczytowego, przy czym wielkość mimośrodu jest rzędu 6,5 cm. Przy projekcie typowym daje to dodatkowy moment  $0,065 \text{ m} \cdot 60300 \text{ N} = 3920 \text{ Nm}$ . Przy wuzględnieniu warunków śniegowych regionu białostockiego oraz wszystkich możliwych obciążeń moment ten wyniesie —  $0,065 \cdot 80300 = 5230 \text{ Nm}$ . Przekrój pasa górnego jest wzmocniony przy przegubie blachami węzłowymi  $180 \times 140 \times 14$ . Dzięki temu dodatkowe naprężenia wyniosą w przekroju złożonym z 2 L  $60 \times 60 \times 6$  oraz  $\square 180 \times 14$ , o momencie bezwładności  $J_x = 1202 \text{ cm}^4$  i wskaźnikach wytrzymałości  $W_{xd} = 104 \text{ cm}^3$ ,  $W_{xg} = 188 \text{ cm}^3$ ;  $\sigma_d = -50 \text{ MN/m}^2$  we włóknach dolnych blachy węzłowej, we włóknach górnych przekroju  $\sigma_g = 28 \text{ MN/m}^2$ . Powoduje to zmniejszenie naprężeń w kątownikach przy przegubie w obszarze wzmocnionym o  $28 \text{ MN/m}^2$  i powstanie naprężeń ściskających w blasze poniżej osi. Poza blachę węzłową moment rozłoży się na pręty pasa górnego i dolnego powodując pewne zmiany w naprężeniach. W przypadku braku blach węzłowych moment ten mógłby spowodować zniszczenie węzła szczytowego i kątowników pasa górnego.

### 3.2.4. Nakrętki rzymskie

Nakrętki rzymskie służące do naciągnięcia ciągu stosowano albo odlewane ze staliwa, albo wykonane warsztatowo. Te pierwsze nie budziły zastrzeżeń, albowiem stosowane przekroje odpowiadały na ogół nośności ściągu.

Przy nakrętkach wykonanych warsztatowo stwierdzono w wielu przypadkach:

a) niedostateczną długość spoin łączących gwintowane tulejki z prętami łącznikowymi,

b) zbyt mały przekrój prętów łącznikowych.

Nakrętki te należało wzmocnić.

### 3.2.5. Schemat podparcia

We wszystkich sprawdzanych obiektach więzary dachowe wykonano zgodnie z projektem w sposób uniemożliwiający przesuw w miejscu podparcia. Daje to układ statyczny więzarów przegubowo zamocowanych w słupach. W związku z tym należało się liczyć przy projektowaniu z dodatkowymi siłami od działania wiatru na ściany budynku, szczególnie przy kierunku wiatru równoległym do osi podłużnej budynku. Siły te wpływały na konieczność wzmocnienia przekroju dolnego odcinka pasów dolnych i ściągu, a także łączników.

## 3.3. Błędy montażowe

### 3.3.1. Pochylenie więzarów

W szeregu obiektach stwierdzono wychylenie więzarów z pionu. Dzięki temu przesunięcie poziome między pasem górnym, a ściągiem dochodziło do 10, 20, a nawet 30 cm. Powodowało to ukośne działanie sił w stosunku do głównych osi przekroju. Zatem po rozłożeniu sił zgodnie z położeniem głównych osi bezwładności przekroju składowa pozioma powodowała zginanie pasów górnych i znaczny wzrost naprężeń. Dla wyeliminowania tego konieczne było zastosowanie odpowiedniego systemu zabezpieczającego.

Istniejące w polach skrajnych stężenia połączeniowe nie spełniały swojej roli. Były powyginane i luźno powiązane z pasami, bez dokręcenia przewidzianych nakrętek.

Płatwie zamocowano na pasie górnym w sposób budzący zastrzeżenia. Punkty podparcia usytuowano na krawędzi kątowników powodując dodatkowe zginanie pólek, a tym samym i dodatkowe naprężenia. W wielu stwierdzonych przypadkach długość podparcia była niewystarczająca i wynosiła około 2 cm.

### 3.3.2. Stateczność prętów

W projekcie nie przewidziano i w związku z tym nie wykonano przewiązek w prętach między węzłami pasa górnego złożonego z dwóch kątowników. Nie sprawdzono też naprężeń w pojedynczej gałęzi. W rezultacie naprężenia przy uwzględnieniu wybożenia jednego kątownika zostały przekroczone o 30%.

### 3.3.3. Układy stężające

Zastosowane układy stężeń były niewystarczające. Tężniki wykonano z prętów okrągłych w polach skrajnych i przydylatacyjnych nie były na ogół dociągnięte i nie spełniały swojego zadania. W projekcie nie przewidziano stężeń podłużnych. Norma PN-62/B-03200 p. 12.4 przewiduje stosowanie tężników w płaszczyźnie połaci dachowej lub poziomie dolnych pasów więzarów w tych przypadkach, gdzie zachodzi konieczność przeniesienia sił poziomych prostopadłych do ścian podłużnych. W omawianym budynku obciążenie takie wywołuje wiatr, przy czym działanie jego na ściany powoduje powstanie dodatkowych sił w dolnych pasach więzarów i ściągach. Projektowane płatwie żelbetowe nie spełniają wymagań normy PN-62/B-03200 odnoszących się do stosunku długości wybożeniowej prefabrykatu do mniejszego wymiaru przekroju poprzecznego. Stosunek ten powinien być mniejszy lub równy 30. W danym przypadku stosunek ten wynosi  $\frac{450}{6} = 75 > 30$ . Dodatkowe połączenia pła-

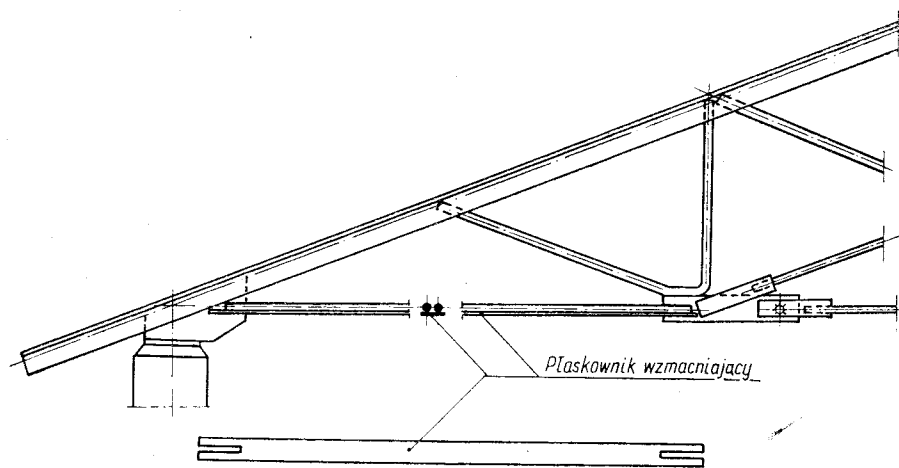
twi z pasami górnymi więzarów są wykonane niestarannie spoinami szczepnymi, przy czym oparcia płatwi zostały przesunięte na krawędzie pólek kątowników pasa górnego. Ponadto punkt 12.5 wyżej cytowanej normy mówi, że dźwigary dachowe powinny mieć tężniki pionowe w polach, w których znajdują się poprzeczne tężniki połaciowe. W omawianym przypadku stężeń takich nie wykonano. Wobec takiego stanu stężeń należy traktować je jako niewystarczające i zastosować dodatkowe układy zapewniające stateczność budynku jako całości oraz stateczność elementów konstrukcyjnych.

#### 4. Propozycje wzmocnienia konstrukcji

W celu zapewnienia bezpiecznej pracy lekkich stalowych konstrukcji dachowych należy wykonać wzmocnienia niewłaściwie przyjętych przekrojów poprzecznych, połączeń prętów z blachami węzłowymi, jak i innych łączników oraz wzmocnienia mające na celu wyeliminowanie wpływów błędnego montażu i zapewnienie odpowiedniej stateczności konstrukcji.

##### 4.1. Wzmocnienie przekrojów poprzecznych

W elementach rozciąganych, w których przyjęto zbyt małe, niezgodne z projektem przekroje, przewidziano wzmocnienie dodatkowymi płaskownikami umieszczonymi od dołu, przyspawanymi w węzłach spoinami pachwinowymi ciągłymi. Wzmocnienie takie pozwoliłoby wyeliminować potrzebę zakładania spoin pałapowych, byłoby łatwe w wykonaniu i zapewniało pewną efektywność pracy statycznej. Wadami wzmocnień tego typu są: konieczność przyjęcia szerokości płaskownika ze względów technologicznych (rys. 2) i możliwość gromadzenia się kurzu i pyłów na górnej powierzchni płaskownika. W niektórych przypadkach przeprowadzono badania wytrzymałościowe prętów okrągłych zastosowanych w elementach rozciąganych. Pozwoliło to na określenie rzeczywistej granicy plastyczności użytej do konstrukcji stali równej  $R_e = 236 \text{ MN/m}^2$  i pozostawienie prętów istniejących. W przypadkach, w których naprężenia dopuszczalne zostały przekroczone, ale współczynnik bezpieczeństwa przy uwzględnieniu wszystkich możliwych obciążeń był równy  $n = 1,4$ , przekroje prętów rozciąganych zalecono pozostawić bez wzmocnień.



Rys. 2. Wzmocnienie pasa dolnego na odcinku poziomym

Ściąg, w których naprężenia dopuszczalne zostały znacznie przekroczone, a współczynnik bezpieczeństwa wahał się w granicach  $n = 1,2$ , zalecono wymienić na ściąg o średnicy zgodnej z projektem. Równocześnie opracowano technologię wymiany ściągów. Zaproponowano odciążenie ściągów konstrukcyjnych dodatkowymi ściągami

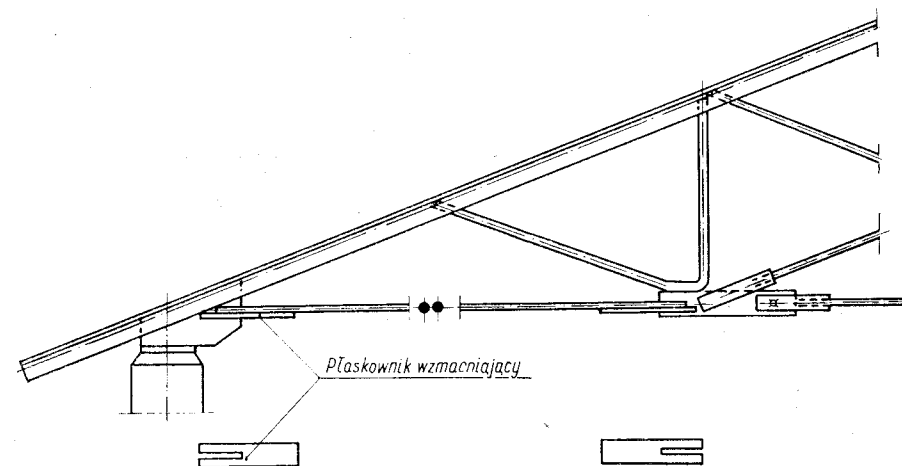
przebieżnymi zamocowanymi w węzłach podporowych wiązarów. Po dokonanej wymianie ściągi pomocnicze były przekładane na dalsze układy poprzeczne.

W niektórych obiektach pasy górne ściskane wykonano z dwóch kątowników o przekrojach mniejszych od projektowanych. Różnice w przekrojach były nieznaczne, istniało jednak niebezpieczeństwo utraty stateczności pojedynczego kątownika. Przewidziano wzmocnienie przez założenie przewiązek w środku długości pręta podlegającego wyboczeniu.

Ściskane krzyżulce, wykonane z prętów okrągłych, wzmocniono dodatkowym kątownikiem.

##### 4.2. Wzmocnienie łączników i węzłów

Zła jakość, niewystarczająca długość, oraz mała grubość spoin łączących elementy konstrukcyjne — to przyczyny dyktujące konieczność wzmocnień. Ponieważ w przeważającej większości przypadków nie istniała możliwość zwiększenia długości spoin istniejących zalecono wzmocnienie połączeń dodatkowymi płaskownikami przyspawanymi do obu elementów złącza. Przykład rozwiązania ilustruje rysunek 3.



Rys. 3. Wzmocnienie połączeń pasa dolnego z blachami węzłowymi

Połączenia ściągu z blachą węzłową śrubami wykonano w większości przypadków błędnie. Błędy te polegają na:

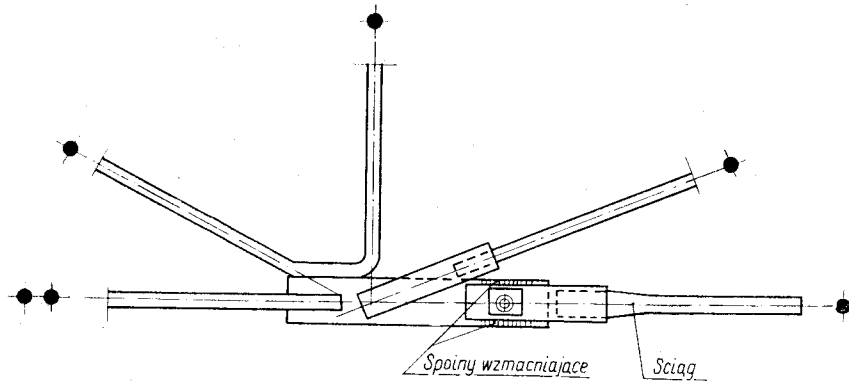
- zastosowaniu śrub o średnicach mniejszych od projektowanych,
- zastosowaniu śrub maszynowych, gwintowanych na całej długości trzpienia,
- zastosowaniu śrub o długości trzpienia większej od grubości łączonych blach bez podkładek wyrównujących,
- zastosowaniu śrub jednociętych.

W przypadkach „a” i „b” zrezygnowano ze wzmocnienia śrub, ale zalecono wzmocnienie węzłów przez założenie między blachą węzłową i nakładkami ściągu, dodatkowych spoin pachwinowych. Wzmocnienie tego węzła ilustruje rysunek 4. Przy starannym wyregulowaniu wieszaków ściągu, spoiny te będą pracowały na

jednokierunkowe ścinanie i przy odpowiednich wymiarach i wykonaniu będą w stanie przenieść całą siłę panującą w ściągu.

W przypadku „c” zalecono założenie podkładek i ponowne staranne dokręcenie nakrętek. Czynności powyższe można wykonać po uprzednim całkowitym odciążeniu ściaгу istniejącego. Dokręcenie nakrętek „na siłę” może doprowadzić do zniszczenia gwintu.

W przypadku „d” zalecono: wymianę ściaгу na ściąg zakończony dwoma nakładkami i zastosowanie śruby o średnicy zgodnej z projektem.



Rys. 4. Wzmocnienie połączenia ściaгу z blachą węzłową

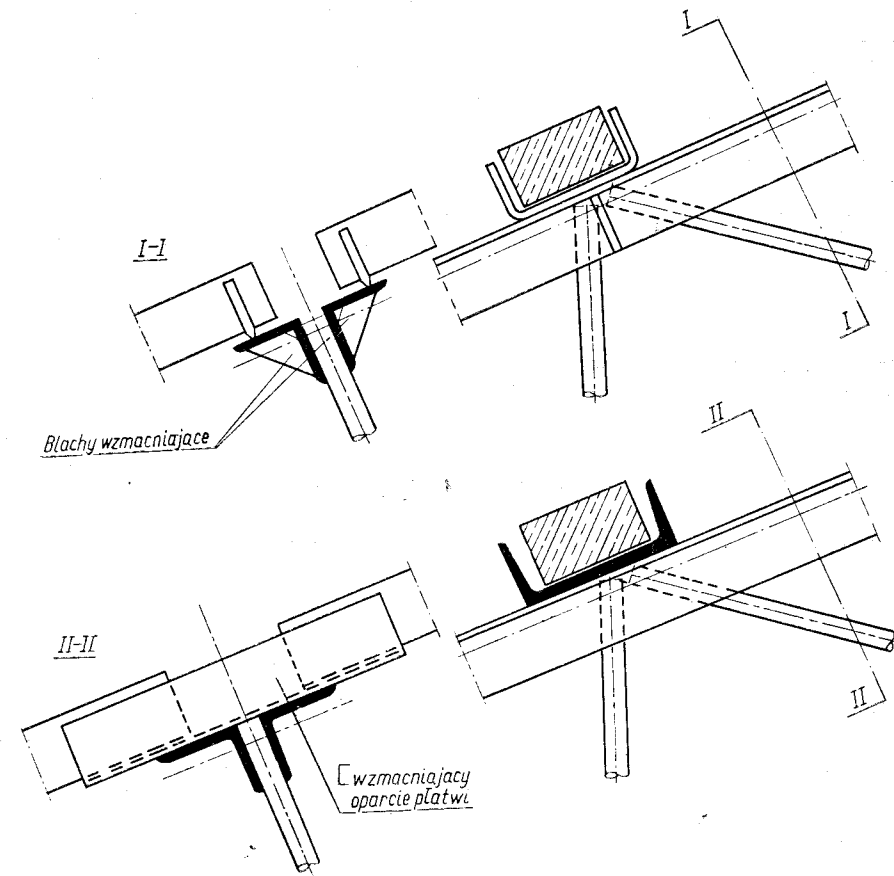
Nakrętki rzymskie — ściągacze ściaгу — wykonane warsztatowo — miały zbyt mały przekrój prętów łączących tuleje gwintowane. Zastosowano także spoiny o wymiarach niewystarczających do przeniesienia sił w ściągu. Wzmocnienie polegało na przyspawaniu do gwintowanych tulei dwóch dodatkowych prętów okrągłych spoinami pachwinowymi.

#### 4.3. Wzmocnienia innych elementów konstrukcyjnych

Dodatkowe siły w elementach konstrukcyjnych powstające na skutek działania wiatru i zmian temperatury uwzględniono przy projektowaniu wzmocnień innych elementów.

Oparcie płatwi żelbetowych na pasach górnych wiązarów wykonano błędnie. Proponowane wzmocnienie ilustruje rysunek 5.

Na skutek niewłaściwej kolejności montażu konstrukcji dachowej niektóre wiązary zostały wychylone z płaszczyzny pionowej. Pasy górne pracujące na ściskanie siłami osiowymi, dodatkowo obciążone zostały momentem zginającym od składowej prostopadłej do płaszczyzny wiązara. Przy przyjęciu punktów podparcia pasa na podporze i w kalenicy momenty zginające powodowały znaczne przekroczenie naprężeń dopuszczalnych. Proponowana koncepcja wzmocnienia polegała na zmniejszeniu rozpiętości zginanego pasa górnego, przez zastosowanie dodatkowych układów stężeń pionowych umieszczonych w dwóch płaszczyznach słupków wiązara po obu stronach przegubu kalenicowego biegnących wzdłuż całego budynku. Zalecono wyregulowanie istniejących stężeń i zlikwidowanie zwisów prętów.



Rys. 5. Wzmocnienia oparcia płatwi żelbetowych na wiazarze

## 5. Zalecenia i wnioski

a) Lekkie stalowe konstrukcje dachowe wymagają szczególnie dokładnego wykonania montażu. Zalecenie to powinno być egzekwowane zarówno przez stosowanie kontroli wewnętrznej podczas wykonywania konstrukcji w warsztacie, jak też poprzez wzmocniony, staranny nadzór inwestorski.

b) Pracownicy, a zwłaszcza spawacze powinni mieć wysokie kwalifikacje sprawdzane przez okresową kontrolę spawaczy.

c) Biura projektowe przeprowadzające adaptację projektów typowych muszą zwrócić szczególną uwagę na węzły i styki montażowe lekkich kratownic stalowych. Powinny być one proste i łatwe w wykonaniu, a rysunki muszą być czytelne i dokładnie opisane.

d) W przypadku wykonywania lekkich konstrukcji przez nie wyspecjalizowane terenowe przedsiębiorstwa proponuje się w obliczeniach węzłów traktować spoiny

jako zakładane na montażu tj. stosować współczynnik zmniejszający naprężenia dopuszczalne (PN-62/B-03200 p. 4.5).

e) Dla wyeliminowania przypadkowości niebezpiecznego zwiększenia obciążenia śniegiem konstrukcji typu lekkiego należy postulować wprowadzenie odpowiednich współczynników zwiększających obciążenie normowe śniegiem dla poszczególnych stref klimatycznych.

f) W celu uniknięcia wad wykonawstwa nasuwa się postulat konieczności utworzenia na terenie województwa białostockiego specjalistycznego przedsiębiorstwa, którego zadaniem byłoby wykonawstwo i montaż konstrukcji metalowych dla potrzeb budownictwa rolniczego i miejskiego.

ZESPÓŁ KONSTRUKCJI METALOWYCH  
WYŻSZA SZKOŁA INŻYNIERSKA W BIAŁYMSTOKU

*Cz. Bramski, J. Borzuchowski*

ANALYSIS OF ERRORS IN THE DESIGNING AND WORKMANSHIP OF STEEL  
ROOF CONSTRUCTIONS WHICH WERE MADE IN SOME TYPICAL BUILDINGS  
FOR AGRICULTURAL PURPOSES OF BIAŁYSTOK'S REGION

#### Summary

This work is dealing with analysis of errors in the designing and workmanship of steel roof constructions which were made for productive and store buildings as well as for drying rooms for potatoes and feed crops of Białystok's region.

Here are given also methods of fortifying those erroneous made elements in order to prevent from possible damage.

Here are drawn conclusions too, as a result of want to reach a high standard of workmanship of steel constructions in this region.

*Ч. Брамский, Я. Борзучовский*

АНАЛИЗ ОШИБОК ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ И ИЗГОТОВЛЕНИИ СТАЛЬНЫХ  
КОНСТРУКЦИЙ КРЫШ НЕКОТОРЫХ ТИПИЧНЫХ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕН-  
НЫХ ОБЪЕКТОВ БЕЛОСТОКСКОЙ ОБЛАСТИ

#### Резюме

В работе проводится анализ ошибок проектирования и изготовления стальных конструкций крыш, производственных зданий, складских сушилок картофеля и зеленого корма построенных в белостокской области.

Подаются также способы упрочения элементов с производительной погрешностью для предотвращения возможных аварий.

Даются выводы, вытекающие с нужды повышения уровня изготовленных стальных конструкций в белостокской области.

WŁODZIMIERZ CHOMCZYK, ANDRZEJ TUROWSKI

## STAN OBCIĄŻENIA WAŁÓW W URZĄDZENIACH WYŻYMAJĄCYCH MASZYN WŁÓKIENNICZYCH WYKOŃCZALNICZYCH

W pracy rozpatrzono wpływ cech konstrukcyjnych na działanie urządzenia wyżymania, ze szczególnym uwzględnieniem stanu obciążenia wałów wyżywiających. Charakter oraz wielkość naprężeń w strefie docisku dwóch wałów wyżywiających, ma zasadniczy wpływ na dobór tworzywa powłoki elastycznej, oraz na dobór cech geometrycznych wałów. W pracy omówiono ponadto sposób związania cieczy z wyrobem, oraz jej ruch w trakcie wyżymania. Zwraca się również uwagę na zależność efektu wyżymania od cech charakteryzujących wyrób.

### 1. Wstęp

Dobór optymalnych cech konstrukcyjnych wałów wyżywiających stosowanych w maszynach wykończalniczych — włókienniczych jest trudny, wskutek niewystarczających opracowań dotyczących zachowania się tych wałów oraz wyrobu poddanego obróbce w procesie odżęcia. Optymalizacja tych cech wymaga bowiem znajomości takich zagadnień jak:

- sposobu związania cieczy z wyrobem,
- ruchu cieczy zawartej w wyrobie podczas wyżymania,
- wymaganej pracy jaką musi wykonać urządzenie wyżyające celem zrealizowania określonego zadania,
- wielkości oraz charakteru naprężeń występujących w elastycznej powłóce wałów,
- zależność efektu wyżymania od siły docisku wałów, prędkości wyrobu, konstrukcji wałów, czynników charakteryzujących wyrób, (rodzaj wyrobu, rodzaj włókna, temperatury wyrobu, grubości wyrobu).

Od urządzenia wyżymania wymagane jest przede wszystkim zapewnienie równomierności wyżymania na całej szerokości wyrobu, przy jednoczesnym łagodnym jego traktowaniu. Powinno ono ponadto tak być wykonane, aby wyżymanie przebiegało jako proces ciągły a trwałość urządzenia była wysoka.

## 2. Podział urządzeń wyzymających

Krajowy przemysł włókienniczy wyzzymanie wyrobów (tkanin itd.) wykonuje na kilku, różniących się między sobą rozwiązaniem konstrukcyjnym, urządzeniach wyzymających.

Różnica między nimi przejawia się głównie w sposobie wywierania siły docisku między zasadniczymi elementami urządzenia wyzymającego tj. wałami. Najczęściej spotykanymi rozwiązaniami urządzeń wyzymających są:

- urządzenie wyzymające z dociskiem ciężarowym,
- „ „ „ „ pneumatycznym,
- „ „ „ „ hydraulicznym.

W niniejszej pracy rozpatrzony zostanie układ wałów wyzymających z dociskiem pneumatycznym jako najbardziej typowy.

Układ taki schematycznie został przedstawiony na rysunku 1, dla którego siła docisku

$$1) \quad P = p \cdot F \cdot 2 \quad [\text{N}]$$

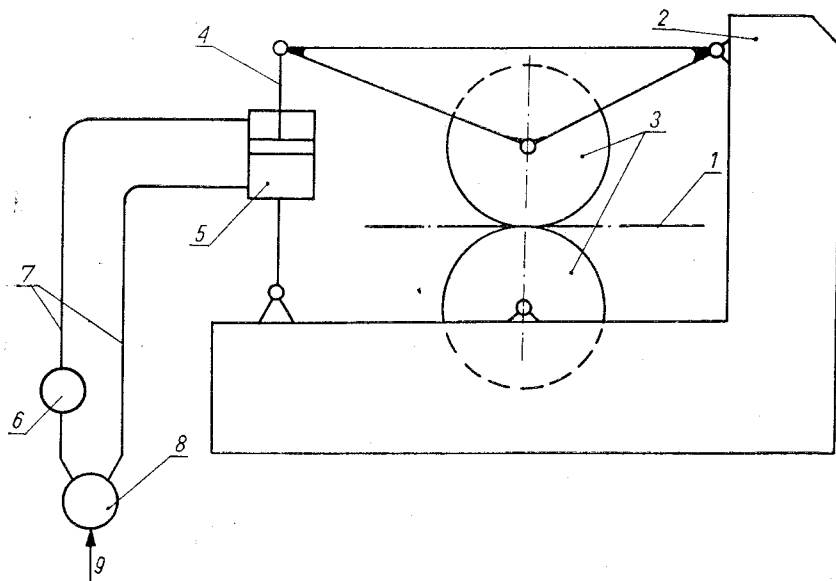
gdzie:

$p$  — ciśnienie na tłok  $\left[ \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right]$

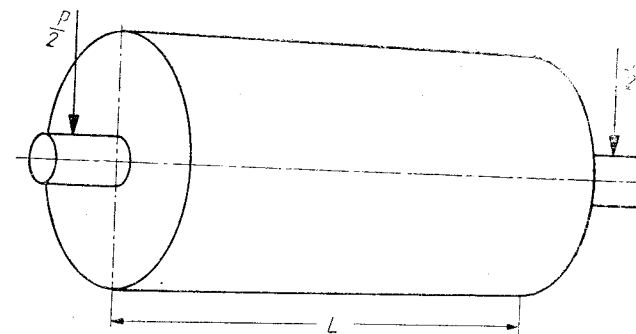
$F$  — górna powierzchnia tłoka lub przekrój cylindra  $[\text{m}^2]$ ,

$2$  — liczba cylindrów.

Jest ona przyłożona do czopów wału wyzymającego jak zaznaczono na rysunku 2.



Rys. 1. Schemat pneumatycznego mechanizmu dociskowego wałów wyzymających: 1 — wyrób poddany obróbce, 2 — korpus maszyny, 3 — wały wyzymające, 4 — tłok, 5 — cylinder, 6 — zawór regulujący wielkość ciśnienia powietrza, 7 — przewody doprowadzające oraz odprowadzające powietrze z cylindra 8 — zawór sterujący ruch wału (podnoszenie, opuszczenie), 9 — przewód doprowadzający sprężone powietrze do zbiornika sprężarki



Rys. 2. Schemat obciążenia wału

## 3. Ruch cieczy zawartej w wyrobie podczas wyzymania

Zależnie od rodzaju włókien i przędzy, struktury wyrobu oraz zależnie od rodzaju stosowanych uprzednio procesów chemicznych (marceryzowanie, bielenie itd.), wyrób włókienniczy po przejściu przez kąpiel cieczową zawiera znaczną ilość cieczy wynoszącą 100—200% masy suchego wyrobu. Tę pozostałą w wyrobie ciecz można opisać jako:

- powierzchniową — związaną z wyrobem głównie za pomocą sił spójności i rozmieszczoną na powierzchniach zewnętrznych wyrobu,
- kapilarną — związaną z wyrobem za pomocą sił spójności oraz przylegania, rozmieszczoną w kapilarnych obszarach uformowanych przez włókna,
- higroskopijną — zawartą we włóknach w normalnych warunkach wilgotności i temperatury otaczającego powietrza, tj. około 65% wilgotności względnej oraz 295°K.

Higroskopijne oraz kapilarne związanie cieczy z wyrobem, powoduje powiększenie wymiarów objętościowych wyrobów włókienniczych zwane pęcznieniem. Celem całkowitego odziedzenia tak związanej z wyrobem cieczy, należałoby stosować bardzo duże naciski między wałami, praktycznie niemożliwe do zrealizowania. W takich przypadkach stosowane jest suszenie. Wiele procesów wykończeniowych wymaga tylko częściowego usunięcia cieczy i wtedy wyzzymanie w zupełności wystarcza.

Rozpatrzmy co dzieje się z cieczą w procesie odziedzenia. Duża ilość cieczy zawartej w wyrobie, zostanie wyciśnięta już w chwili wejścia wyrobu do szczeliny między wałami wyzymającymi. Kierunek ruchu tej cieczy jest przeciwny do kierunku ruchu wyrobu. Ciecz związana z wyrobem ma przed wejściem do szczeliny prędkość względem wyrobu  $\bar{V}_w = 0$ . W chwili wejścia między wały wyzymające, ciecz ta otrzymuje przyspieszenie względne

$$(2) \quad \bar{a}_w = - \frac{d\bar{V}_w}{dt}$$

spowodowane różnicą ciśnień w szczelinie między wałami wyzymającymi i poza nią. Ciśnienie w samej szczelinie jest największe i działa we wszystkich kierunkach. To zaś powoduje, że ciecz zawarta w wyrobie, posiada w tej strefie przyspieszenie skierowane zarówno w kierunku ruchu wyrobu, jak również w kierunku przeciwnym. Prędkość bezwzględna cieczy  $V$  można więc wyrazić w postaci

$$(3) \quad V = V_u - V_w$$

w przypadku ruchu cieczy w kierunku przeciwnym do biegu wyrobu oraz jako

$$(4) \quad V = V_u + V_w$$

w przypadku ruchu cieczy w kierunku zgodnym z biegiem wyrobu, gdzie:

$V_u$  — prędkość wyrobu (prędkość unoszenia),

$V_w$  — prędkość względna wyrobu.

Znaczna część cieczy powierzchniowej nie dochodzi do środka szczeliny. Natomiast ciecz kapilarnie związana z wyrobem dochodzi w większości do środka szczeliny i tu rozchodzi się w obu kierunkach. Ciecz, która przedostała się razem z wyrobem poza szczelinę, w większości zostaje natychmiast wessana ponownie przez rozprężający się wyrób. Ciecz usuwana w kierunku ruchu wyrobu jest ponownie prawie w całości wchłaniana. Zjawisko to jest niekorzystne, ponieważ praca wykonana celem usunięcia tej cieczy z wyrobu została stracona.

#### 4. Efekt wyżymania

Stwierdziliśmy na początku, że od urządzenia wyżymającego wymagane jest przede wszystkim zapewnienie określonego efektu wyżymania wyrobu na całej jego szerokości. Pod pojęciem efekt wyżymania, rozumiemy stopień usunięcia cieczy z wyrobu, określony końcową zawartością procentową wilgoci w stosunku do masy wyrobu absolutnie suchego, co można przedstawić następująco:

$$(5) \quad E_w = \frac{M_w - M_s}{M_s} \cdot 100$$

gdzie:

$E_w$  — efekt wyżymania w procentach,

$M_w$  — masa wyrobu wilgotnego,

$M_s$  — masa wyrobu absolutnie suchego.

Badania wykazują, że efekt wyżymania zależy od wielu czynników:

$$(6) \quad E_w = f(K, St, W)$$

gdzie:

$K$  — konstrukcja urządzenia wyżymającego,

$St$  — stan techniczny urządzenia wyżymającego,

$W$  — czynniki charakteryzujące wyrób.

Poprawna konstrukcja urządzenia wyżymającego powinna uwzględniać:

— naprężenia występujące w niewielkim obszarze styku dwóch wałów (oddzielonych od siebie tylko wyrobem),

— kształt wałów,

— sztywność wałów,

— grubość oraz rodzaj powłoki elastycznej,

— prędkość przebiegu tkaniny między wałami.

Należy również dbać o to, aby cechy konstrukcyjne urządzenia wyżymającego do końca eksploatacji były w granicach stanów dopuszczalnych wytworu.

Czynnikami charakteryzującymi wyrób są:

— rodzaj wyrobu (tkanina, dzianina itd.),

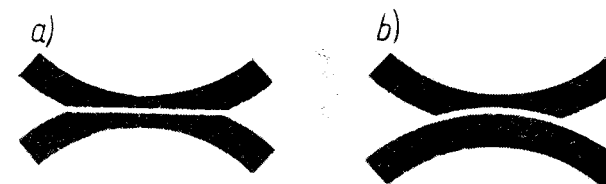
— rodzaj uprzednich operacji chemicznych zastosowanych do rozpatrywanego wyrobu (bielenie, merceryzowanie, barwienie itd.),

- struktura wyrobu (nr., skręt przędzy, grubość, rodzaj splotu, szerokość, itd),
- rodzaj włókna (budowa fizyko-chemiczna, grubość itd.),
- temperatura wyrobu.

Głównym czynnikiem wpływającym na efekt wyżymania jest sama konstrukcja urządzenia wyżymającego.

#### 5. Charakter obciążenia wałów wyżymających

Wał wyżymający składa się z rdzenia metalowego i powłoki elastycznej, która podczas pracy urządzenia wyżymającego podlega odkształceniom sprężystym dając przy tym szczelinę wyżymania przedstawiającą sobą pewną przestrzeń, utworzoną przez odkształcające się wałki. Wielkość oraz kształt tej szczeliny zależy od twardości powłoki, średnicy wałów, rodzaju wyrobu i obciążenia co przedstawiono na rys. 3.



Rys. 3. Kształty szczelin wyżymania przy wałach: a) o jednakowej twardości, b) górnym — miękkim i dolnym — twardym

Można przyjąć w przybliżeniu, że model obciążenia wałów będzie przedstawiał się, jako układ dwóch ciał sprężystych docisniętych do siebie pewną siłą  $P$ . Przenoszenie się oddziaływania z jednego wału na drugi, następuje przez bardzo nieznaczny, w stosunku do wymiarów tych wałów, powierzchnię styków. Tworzywo w okolicy powierzchni styku znajduje się pod działaniem przestrzennego stanu naprężeń, przy czym rozkład tych naprężeń jest bardzo złożony i można go wyznaczyć w przybliżeniu na gruncie teorii sprężystości, dokładniej zaś przy pomocy metod reologii. Również w przybliżeniu można przyjąć, zakładając brak wpływu zróżnicowania tworzywa wału (rodzeń metalowy, powłoka gumowa) na charakter obciążeń, że mamy tu do czynienia z naprężeniami stykowymi (kontaktowymi). Dla obliczenia tych naprężeń oraz związanych z nimi odkształceń, względnie przemieszczeń kontaktowych opierać się należy na wynikach prac teoretycznych Boussinega i Hertza, przystosowanych przez Bielajewa, Hubera i Fuchsa [1,6] do określenia wyciężenia materiału.

W rozważaniach tych przyjmuje się następujące założenia:

— stykające się ciała są wykonane z tworzyw podlegających prawu Hooke'a,

— ciała te ograniczone są powierzchniami gładkimi o krzywiznie regularnej,

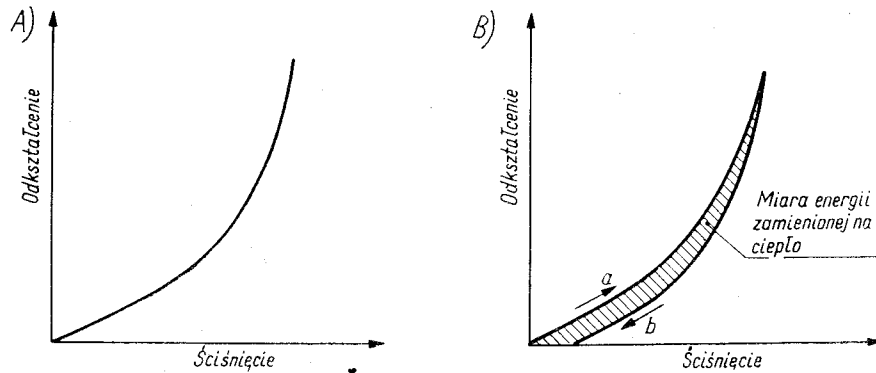
— powierzchnia docisku wałów jest mała w porównaniu z powierzchnią stykających się ciał,

— na powierzchni styku występują jedynie naprężenia normalne.

Przy tych założeniach, bliższemu wyjaśnieniu należy poddać założenie dotyczące materiału wałów wyżymających w strefie styku. W przeważającej większości powłoka elastyczna wałów to guma. Odpowiada ona założeniu pierwszemu pod warunkiem, że naprężenia ściskające będą miały taką wartość, przy której nie zostanie przekroczona granica proporcjonalności wydłużeń do działających naprężeń (granica stosowalności prawa Hooke'a).

Odpowiada to dla gumy odkształceniom, których wartość nie przekroczy około 25% w stosunku do odkształcenia, przy którym nastąpiłoby zniszczenie materiału [2,3].

Stosowanie obciążeń powodujących przekroczenie granicy sprężystości byłoby bardzo niekorzystne ponieważ prowadziłoby to do trwałych odkształceń powłoki elastycznej, oraz do nadmiernego jej nagrzewania się (rys. 4).



Rys. 4. A) wykres statycznego ściskania gumy, B) pętla histerezy: a) krzywa rosnących ścisnięć, b) krzywa malejących ścisnięć

Powierzchnia pętli przedstawionej na rysunku 4 jest miarą energii zamienioną na ciepło, na skutek tarcia wewnętrznej w gumie. Wały podlegają działaniu sił dociskających  $P$ , skierowanych wzdłuż wspólnej normalnej do powierzchni ciał w punkcie ich początkowego styku. Nacisk wywarły na czopy powinien rozkładać się równomiernie na całą długość wału. Nacisk liniowy  $p$  [N/m] będzie równy

$$(7) \quad p = \frac{P}{L}$$

gdzie:

- $P$  — całkowita siła docisku,
- $L$  — długość wałów.

Bardziej interesuje nas jednak rozkład ciśnień  $q$  w obszarze styku wałów jak przedstawiono na rysunku 5.

W wyniku docisku następuje lokalne odkształcenie się wałów, przy czym powierzchnia obszaru wzajemnego kontaktu ciał jest zgodnie z teorią Hertza [5] prostokątem o wymiarach  $L \cdot 2b$  (rys. 6).

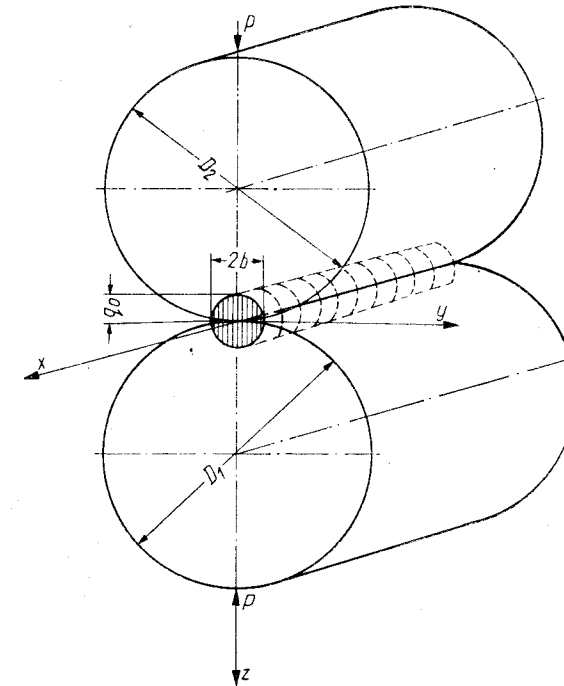
Wykazano, że:

1) największe ciśnienie  $q_0$  na powierzchni styku dwóch wałów równe maksymalnemu naprężeniu ściskającemu wynosi

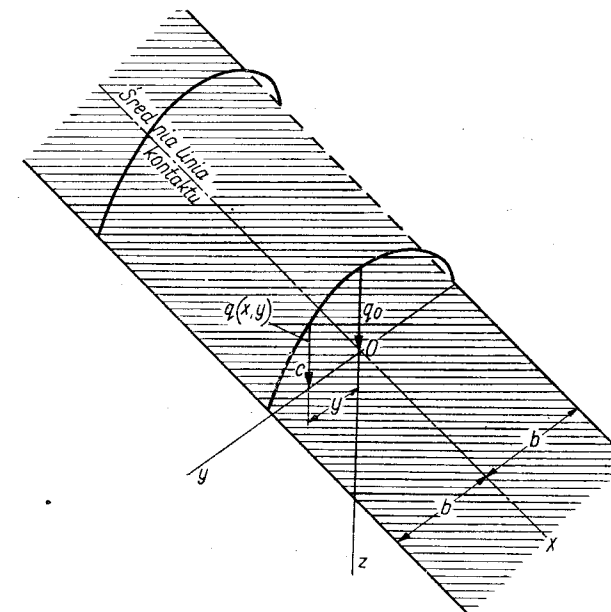
$$(8) \quad q_0 = 0,798 \sqrt{\frac{p \cdot \frac{D_1 + D_2}{D_1 \cdot D_2}}{\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2}}}$$

zaś dowolna wartość naprężenia w strefie kontaktu wałów

$$(9) \quad q = q_0 \sqrt{1 - \left(\frac{y}{b}\right)^2}$$



Rys. 5. Rozkład naprężeń kontaktowych dla dwóch wałów w osiach równoległych



Rys. 6. Obszar wzajemnego kontaktu wałów



2) połowa szerokości prostokątnej powierzchni styku „b”

$$(10) \quad b = 0,80 \sqrt{p \cdot \frac{D_1 \cdot D_2}{D_1 + D_2} \left( \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right)}$$

gdzie:

$P$  — całkowity nacisk w [N],

$p$  — nacisk liniowy (obciążenie na jednostkę długości w kierunku tworzącej wału w [N/m]),

$E$  — moduł sprężystości podłużnej materiału (Moduł Younga) — charakteryzuje materiał pod względem sprężystym,

$\nu$  — współczynnik Poissona (dla gumy około 0,5),

1,2 — wskaźniki oznaczające stykające się ciała.

W miejscach sąsiadujących z obszarami spiętrzenia naprężeń kontaktowych panuje z reguły trójosiowy stan naprężenia i dlatego w obliczeniach wytrzymałościowych należy określić wyteżenie materiału stosując odpowiednie hipotezy wytrzymałościowe. W celu zbadania wyteżenia materiału, przy przestrzennym stanie naprężeń należy przede wszystkim wyznaczyć wielkości głównych naprężeń w niebezpiecznym punkcie i ustalić warunek wytrzymałościowy według jednej z hipotez wytrzymałościowych.

Przeprowadzone obliczenia (Bielajew, Huber) [5] naprężenia zastępczego wg hipotezy największego naprężenia stycznego względnie energii odkształcenia postaciowego, wskazują na to, że w przypadku styku dwóch wałów obciążonych tylko siłami  $P$  jak na rysunku 5, miejsce największego wyteżenia materiału nie znajduje się na powierzchni styku wałów, lecz na pewnej niewielkiej głębokości pod tą powierzchnią, w punkcie zwanym punktem Bielajewa.

Według hipotezy maksymalnych naprężeń stycznych, największe wyteżenie występuje pod powierzchnią ciała (wału) na głębokości

$$(11) \quad z = 0,8b$$

i wynosi

$$(12) \quad \sigma_{zred} = 0,6q_0$$

gdzie:

$b$  — połowa szerokości styku,

$q_0$  — maksymalne ciśnienie na powierzchni styku.

Według hipotezy energii odkształcenia postaciowego

$$(13) \quad z = 0,78b$$

oraz

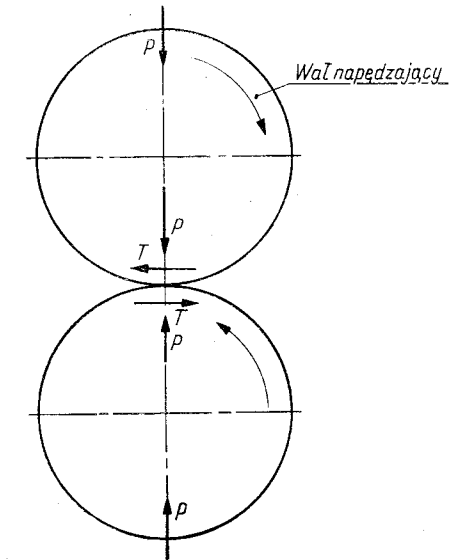
$$(14) \quad \sigma_{zred} = 0,567q_0$$

Naprężenie natomiast zastępcze na powierzchni styku wałów

$$(15) \quad \sigma_{zred} = (0,2 \div 0,4)q_0$$

Należy tutaj zauważyć, że wzory (12) (14) (15) (8) (9) — określające naprężenia stykowe, różnią się w sposób zasadniczy od zwyczajnych wzorów na naprężenia przy prostym rozciąganiu czy ściskaniu. W przypadku bowiem rozciągania czy ściskania naprężenia były wprost proporcjonalne do wartości sił i nie zależały od stałej sprężystości materiału. Wzory określające naprężenia stykowe zależą od modułu sprężystości tworzywa. Oprócz sił normalnych, w strefie styku występują również siły styczne jak przedstawiono na rys. 7.

Chcąc uwzględnić siły styczne istniejące w strefie styku dwóch wałów, celem znalezienia miejsca największego wyteżenia materiału, należy zastosować wzory



Rys. 7. Normalne i styczne obciążenie dwóch wałów

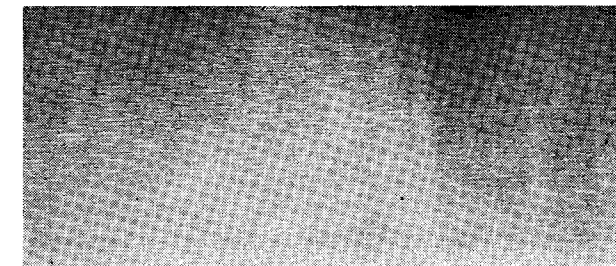
na naprężenia w strefie styku od sił stycznych, które należy następnie dodać do naprężeń od sił normalnych już obliczonych. Przy wyprowadzaniu wzorów na naprężenia w strefie styku od sił stycznych zakłada się, że rozkład intensywności siły  $q$  na powierzchni zetknięcia jest eliptyczny wg wzorów Hertza, a intensywność siły  $t$  w dowolnym miejscu styku wynosi

$$(16) \quad t = f \cdot q$$

gdzie:  $f$  — współczynnik tarcia stała na całej długości wałów.

Obciążenia styczne (siły obwodowe) powodują dodatkowe przemieszczenie się punktu Bielajewa w kierunku działania sił tarcia, w stosunku do położenia jego zajmowanego przy działaniu tylko sił normalnych.

Przy wyżymaniu każdy wał odkształca się. Ponieważ wał obraca się, to następuje szybki zanik odkształceń lokalnych. Jest więc ciągły proces przemieszczania się cząstek, co przy odpowiednio dużych naprężeniach wpływa na powstawanie uszkodzeń zmęczeniowych, przejawiających się w postaci mikropęknięć powłoki wału (rys. 8) niekorzystnie wpływających na jakość obrabianego wyrobu (zja-



Rys. 8. Mikropęknięcia na powierzchni wału wyciągającego

wisko to jest przyspieszone chemicznym działaniem cieczy wykończalniczej) oraz na trwałość powłoki. W czasie pracy wałów mikropęknięcia wypełniają się cieczą wykończalniczą i kiedy znajdują się one w strefie docisku wałów następuje wzrost ciśnienia cieczy tam zawartej co prowadzi do powiększania się uszkodzeń oraz zmiany rozkładu naprężeń występujących w tej strefie.

## 6. Warunki jakie spełniać powinno tworzywo na wały wyzymające

Rozważania powyższe wskazują, że tworzywo powłoki wałów winno być bardzo starannie dobrane z uwzględnieniem wszystkich funkcyjnie związanych z nim czynników takich jak:

- elastyczność powłoki,
- jej gęstość,
- wytrzymałość,
- twardość,
- grubość,
- struktura,
- odporność chemiczna i termiczna.

Badania wykazały, że pokrycia wałów powinny być wykonane z tworzywa elastycznego oraz odpowiednio gęstego. Bardzo dobre właściwości w tym względzie wykazuje kauczuk naturalny, który przy jednakowej twardości ma lepsze właściwości sprężyste od kauczuku syntetycznego. Obecnie stosuje się pokrycia gumowe wałów o grubościach od 5 — 20 mm. Ostatnio coraz częściej stosuje się wały z pokryciami z tworzyw sztucznych (Vulkollan, perlon itd). Pokrycia z perlonu odpowiadają dobrze warunkom wymaganym przy wyzymaniu, charakteryzują się jednak niską granicą sprężystości na skutek czego skłonne są do trwałych odkształceń i wymagają częstego szlifowania.

Szczególnie zalecane jest wykonywanie powłok gumowych o twardości zróżnicowanej, rosnącej w miarę posuwania się w głąb wału. Pokrycie takie jest zbliżone do warunków pokrycia idealnego (rys. 9 d).

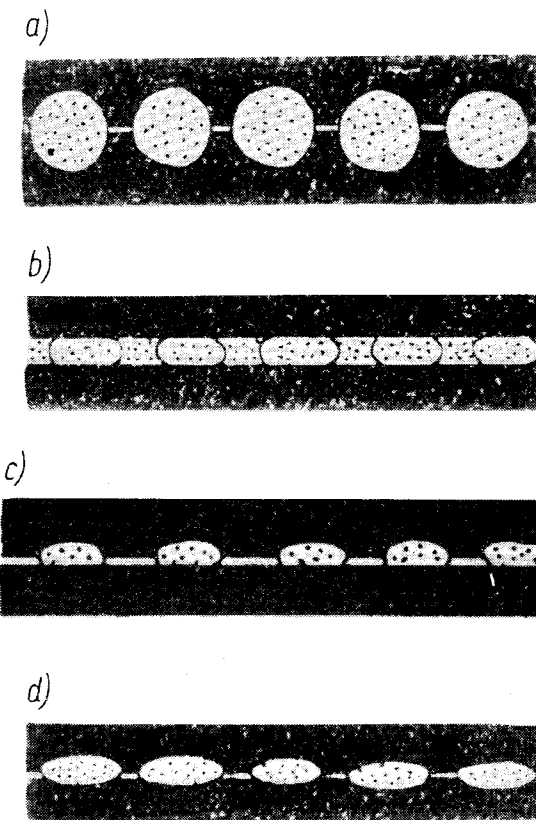
Twardość powłoki wpływa na warunki w jakich znajduje się tkanina między wałami. Można je scharakteryzować następująco:

1) Jeżeli wały pokryte są bardzo miękkim, elastycznym tworzywem, to następuje dobre wyciśnięcie cieczy z przestrzeni międzynitkowych ale nie istnieje możliwość wyciśnięcia cieczy z samych nitek (rys. 9 a).

2) Gdy wały pokryte są tworzywem twardym, to ciecz z nitek jest dobrze wyciśnięta, natomiast bardzo słabo z przestrzeni międzynitkowych (rys. 9 b).

3) W przypadku gdy wał górny pokryty jest tworzywem miękkim i elastycznym natomiast dolny twardym uzyskujemy warunki pośrednie między rozwiązaniem pierwszym i drugim (rys. 9 c).

4) Na rysunku 9d przedstawiono przypadek najkorzystniejszego doboru tworzywa powłoki elastycznej, która pozwala na wypełnienie przestrzeni międzynitkowych przez to tworzywo przy jednoczesnym silnym sprasowaniu nitek. Otrzymuje się w tym przypadku najkorzystniejsze odzęcie cieczy zarówno z przestrzeni międzynitkowych jak i z samych nitek. Przemysł włókienniczy chcąc mieć dobre pokrycia wałów wyzymających winien stawiać wysokie wymagania odnośnie ich jakości. Jeżeli chodzi o powłoki gumowe, wymaganą jakość można uzyskać przez odpowiednio dobrany ich skład (mieszanki gumowe) oraz przez odpowiednie dobranie technologii procesu wulkanizacyjnego.



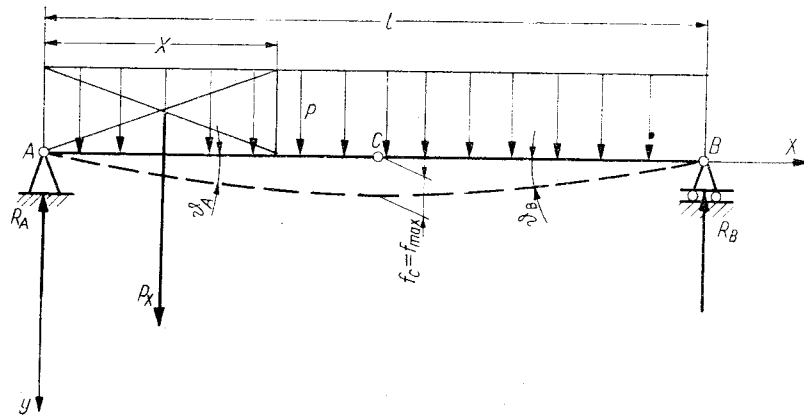
Rys. 9. Warunki w jakich znajduje się tkanina: a) gdy oba wały pokryte są miękkim i elastycznym tworzywem, b) tkanina między wałami pokrytymi twardym tworzywem, c) tkanina między wałami z których górny pokryty jest miękkim tworzywem a dolny twardym, d) najkorzystniejszy przypadek tworzywa elastycznego wału

## 7. Zależność efektu wyzymania od cech geometrycznych układu wyzymającego

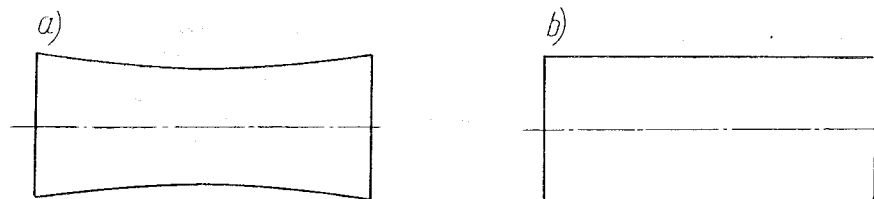
Efekt wyzymania w bardzo poważnym stopniu zależy od cech geometrycznych układu wyzymającego a szczególnie dotyczących wału. Jak przedstawiono poprzednio, na wielkość ciśnień  $q$  wpływa średnica wału. Im mniejsza jest średnica wału, tym mniejsza jest szerokość szczeliny a tym samym większe naciski powierzchniowe przy tej samej sile docisku  $P$ .

Poważną jednak przeszkodą w stosowaniu małych średnic wałów przy dużej ich długości, jest wyginanie się ich pod wpływem sił docisku. Dla rozpatrywanego przez nas układu wyzymającego schemat obciążenia można przedstawić jak na rysunku 10.

Literatura [4] podaje, że wielkość strzałek ugięcia wałów wyzymających dochodzi nawet do 2 mm. Praktycznie łatwo można określić wielkość ugięcia, jeżeli między wały wyzymające włoży się kalkę, umieszczoną między dwoma arkuszami papieru i spowoduje docisk wałów. Otrzymamy wtedy odbicie jak na rysunku 11.



Rys. 10. Schemat obciążenia wału



Rys. 11. Kształt szczeliny wyżymania: a) nierównomierny docisk wskutek wygięcia wału, b) prawidłowy docisk

Ugięciom wałów można zapobiec przez stosowanie odpowiednich rozwiązań konstrukcyjnych układów wyżymających np:

1) Wyżymarek składających się z dwóch wałów o dużej średnicy między którymi znajduje się wałek o małej średnicy (rys. 12).

Uzyskuje się wtedy małą szerokość szczeliny, a jednocześnie równomierne ciśnienie, dzięki temu, że docisk jest wywierany na wał o dużej średnicy nie wyginający się pod wpływem przełożonych sił.

2) Wyżymarek jak na rysunku 13, gdzie wał górny 1 jest dociskany do wału dolnego 2 za pośrednictwem kilku rolek 3 obciążonych specjalną poduszką powietrzną 4.

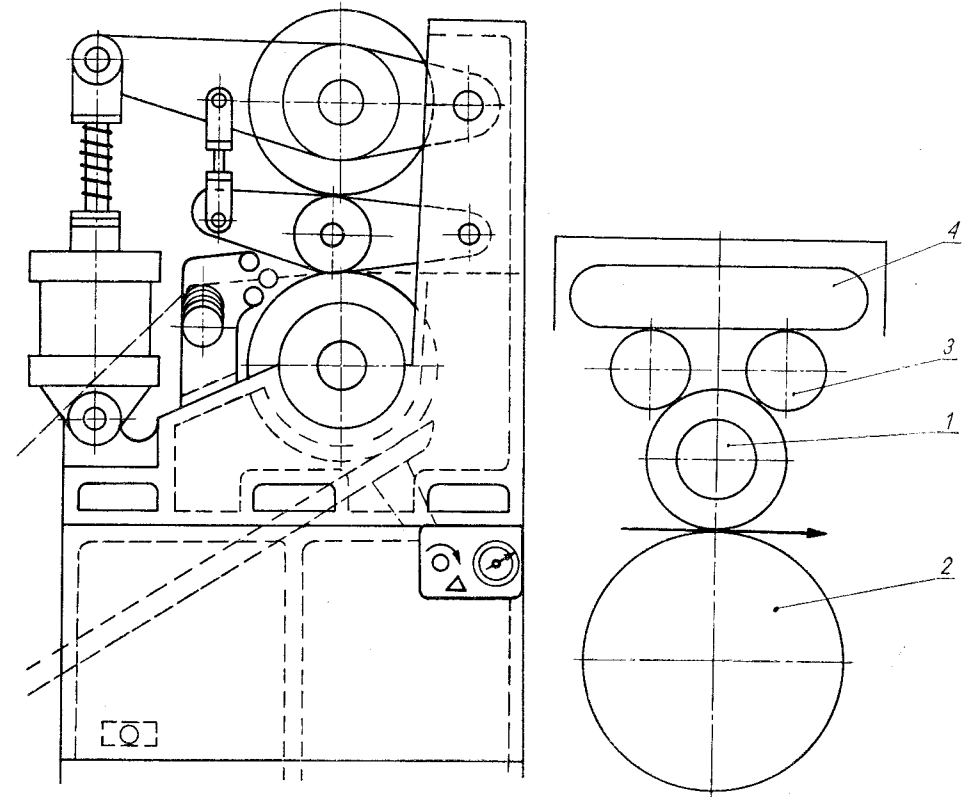
Dzięki temu można zastosować małą średnicę wału górnego bez obawy jego wygięcia się.

3) Przez zastosowanie sztywnej konstrukcji samego wału, tak jak to przedstawiono na rysunku 14.

## 8. Zależność wielkości nacisku od rodzaju wyrobu

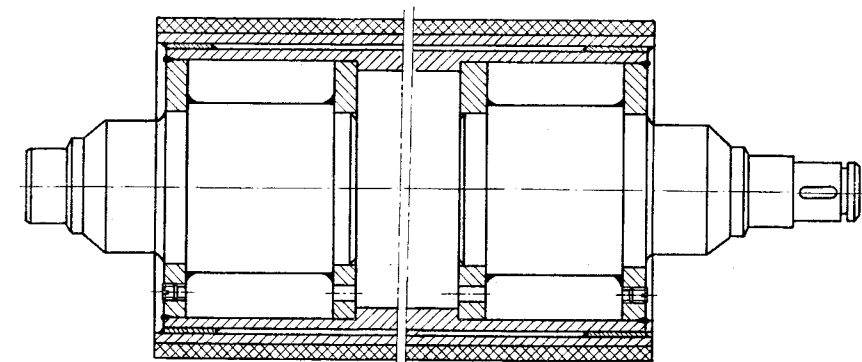
Użytkownicy urządzeń wyżymających, powinni uzależniać w sposób szczegółowy wielkość nacisków na powierzchni styku dwóch wałów, od wymaganego efektu wyżymania.

Jest on różny dla różnych wyrobów, co przedstawiono przykładowo na rys. 15.

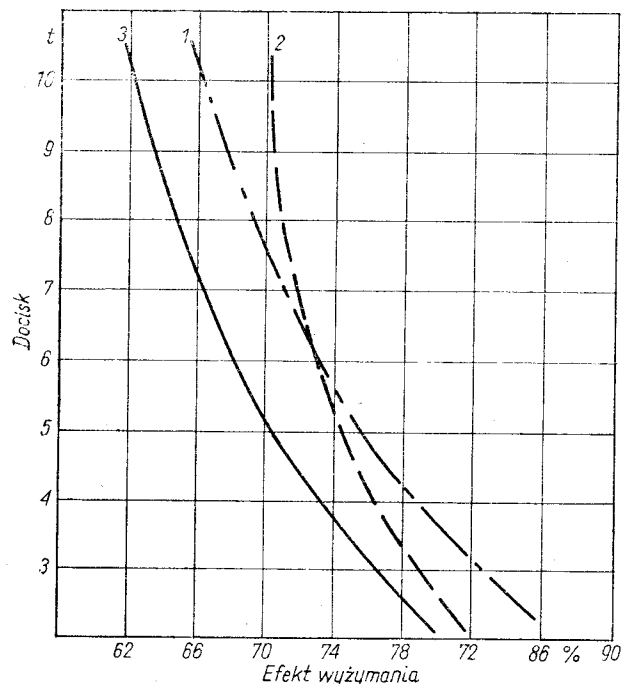


Rys. 12. Urządzenie wyżymające z wałkiem pośredniczącym o małej średnicy

Rys. 13. Układ wyżymający, w którym wał górny dociskany jest zespołem kilku rolek



Rys. 14. Wał składający się z podwójnego rdzenia



Rys. 15. Zależność efektu wyżymania od wielkości nacisku dla trzech różnych wyrobów

Z wykresu widać, że w miarę obniżania się zawartości wody w wyrobie, krzywe te stają się coraz bardziej strome. Wynika to stąd, że przy niskich naciskach, usuwana jest głównie ciecz powierzchniowa, łatwa do usunięcia. Przy wyższych naciskach, usuwa się już także usuwalną część cieczy kapilarnie związanej z wyrobem, co oczywiście jest znacznie trudniejsze i wymaga większego wzrostu ciśnienia dla uzyskania tego samego efektu wyżymania.

Dla pewnych wyrobów niecelowe jest (krzywa 2), podnoszenie docisku wałków poza pewną granicę, gdyż uzyskany przez to efekt wyżęcia byłby nieznaczny.

## 9. Wnioski

Praca niniejsza uwzględnia jedynie wpływ cech konstrukcyjnych na efekt wyżymania. Należy jednak zaznaczyć, że dodatkowo na efekt wyżymania mają wpływ także czynniki jak:

- prędkość wyrobu podczas obróbki wykończającej,
- rodzaj włókna z jakiego wykonany jest wyrób,
- grubość wyrobu.

Badania prowadzone w Zespole Podstaw Konstrukcji Maszyn Wyższej Szkoły Inżynierskiej w Białymstoku w pełni potwierdziły celowość wybranego kierunku prac, gdyż skutki wynikające z przypadkowego wyboru cech konstrukcyjnych wałków wyżywiających są tak znaczne, że pomijanie ich nie jest uzasadnione biorąc pod uwagę masowe zastosowanie tych urządzeń w maszynach wykończalniczych włókienniczych.

ZESPÓŁ PODSTAW KONSTRUKCJI MASZYN  
WYŻSZEJ SZKOŁY INŻYNIERSKIEJ W BIAŁYMSTOKU.

## LITERATURA

1. Z. Dylaq, Z. Orłoś, S. Pytko: Badania naprężeń w przypadku złożonego obciążenia dwóch wałów. Biuletyn W.A.T. nr 11/12 1963.
2. J. Jaworski: Guma w pojazdach mechanicznych. Warszawa — 1968.
3. E. F. Göbel: Gummifedern (Berechnung und gestaltung). Berlin 1968.
4. J. A. Korsak: Włókiennicze maszyny wykończalnicze. Warszawa 1968.
5. Sprawocznik Maszynostroitiela tom 3, Moskwa 1963.
6. I. J. Sztajerman: Kontaktnaja zadacza teorij uprugosti. Moskwa 1949.
7. W. Chomczyk, A. Turowski: Dobór otulin elastycznych na wały wyżyające w maszynach wykończalniczych. IV Sympozjon Podstaw Konstrukcji Maszyn. Białystok — Białowieża 1969.

W. Chomczyk, A. Turowski

## ROLLER LOADING IN TEXTILE FINISHING WRINGERS

### Summary

In this article the effect of the design characteristics on the work of a textile wringers is discussed with particular reference to the loading of the rollers. The character and intensity of stresses in the contact zone of the two rollers is of great significance in the choice of the material used for the elastic coat of the rollers and in the choice of geometrical characteristics of the rollers. The method of impregnation of the material with the liquid and the movement of the liquid during the wringing process are also discussed. Attention is drawn to the effect of the characteristics of the material on the results of the wringing process.

В. Хомчик, А. Туrowsкий

## СОСТОЯНИЕ НАГРУЗКИ ВАЛОВ В ОТЖИМАЮЩИХ УСТРОЙСТВАХ ОТДЕЛОЧНЫХ ТЕКСТИЛЬНЫХ МАШИН

### Резюме

В работе рассматривается влияние конструкционных свойств на действие отжимательных устройств с особым учётом нагрузок отжимающих валов. Характер и величина напряжений в зоне соприкосновения двух отжимающих валов имеет основное влияние на подбор эластичного материала оболочки, а также на подбор геометрических форм валов.

В работе рассматривается также способ соединения жидкости с изделием и движение её в момент отжимания. Обращается также внимание на зависимость эффектов отжимания от характеризующих изделие свойств.