

AKADEMIA TECHNICZNO-ROLNICZA  
IM. JANA I JĘDRZEJA ŚNIADECKICH  
W BYDGOSZCZY

ZESZYTY NAUKOWE 105

# MECHANIKA 26

72  
1006

BYDGOSZCZ — 1984

AKADEMIA TECHNICZNO-ROLNICZA  
IM. JANA I JĘDRZEJA ŚNIADECKICH  
W BYDGOSZCZY

ZESZYTY NAUKOWE 105

# MECHANIKA 26



BYDGOSZCZ — 1984

**PRZEWODNICZĄCY KOMITETU REDAKCYJNEGO**

doc. dr hab. Juliusz Skonieczny

**REDAKTOR NAUKOWY**

doc. dr inż. Krzysztof Wernerowski

**OPRACOWANIE REDAKCYJNE I TECHNICZNE**

mgr Halina Koziolkiewicz, Zbigniew Gackowski

Wydano za zgodą Rektora  
Akademii Techniczno-Rolniczej  
w Bydgoszczy

ISSN 0298-6395

**WYDAWNICTWA UCZELNIANE AKADEMII TECHNICZNO-ROLNICZEJ  
w BYDGOSZCZY**

---

Wyd. I. Nakład 100 + 75. Ark. wyd. 5,6. Ark. druk. 5. Papier kl. V, 80 g.  
Oddano do druku w listopadzie 1984. Druk ukończono w grudniu 1984. Zam. 3731/84.  
MNSzWiT TR F-2. Cena 70,— zł.

Prasowe Zakłady Graficzne RSW „Prasa-Książka-Ruch” w Bydgoszczy,  
ul. Dworcowa 13

## S p i s t r e ś c i

str.

1. Zbigniew Dąbek - Probabilistyczne oszacowanie błędów wskazań aparatury pomiarowo - kontrolnej .....	5
2. Edmund Dulcet - Wpływ rodzaju krawędzi tnącej noża biernego urządzenia tnącego przyczepy zbierającej na zużycie energii podczas zbioru i cięcia materiałów łożdgowych .....	11
3. Henryk Holka - Elektrodynamiczny tłumik drgań .....	21
4. Mirosław Malec - Zastosowanie metody Delta do wyznaczenia ruchu wibratora z posadowioną na nim masą .....	28
5. Jan Schulz - Próba określenia wpływu czasu spoczynku na siłę tarcia statycznego pneumatycznego siłownika tłokowego ....	39
6. Marian Szymański - Bilans cieplny tunelu do wstępnego dojrzewania płyt azbestowo - cementowych .....	52
7. Marian Szymański - Wymiana masy i ciepła w tunelu do wstępnego dojrzewania płyt azbestowo - cementowych .....	59
8. Krzysztof Wernerowski - Obliczanie nośności gazostatycznych przewodnic metodą przekształcenia zmiennych niezależnych ...	66
9. Krzysztof Wernerowski - Komputerowe obliczenie sztywności poprzecznych łożysk zasilanych zewnątrz sprężonym gazem ...	75



Zbigniew Dąbek

PROBABILISTYCZNE OSZACOWANIE BŁĘDÓW WSKAZAŃ APARATURY  
POMIAROWO - KONTROLNEJ

W artykule przedstawiono probabilistyczną metodę oszacowania błędów przyrządów pomiarowych. Jako podstawę analizy przyjęto funkcję:

$$w = \frac{k}{k_0} = \frac{1}{k_0} f(z_1, \dots, z_n)$$

gdzie:

$k_0$  - czułość teoretyczna wynikająca z równania  $y = kx$ ,

$k$  - czułość rzeczywista,  $k = f(z_1, \dots, z_n)$ ,

$z_1, \dots, z_n$  - ciąg wielkości tolerowanych przyjętych jako zmienne losowe,

$f$  - dowolna funkcja zmiennych  $z_1, \dots, z_n$ .

Stosując probabilistyczną metodę autora otrzymuje się dystrybucję błędów. Pozwala to na dokładniejsze oszacowanie błędów niż stosowana obecnie metoda wartości granicznych.

## 1. WSTĘP

Błąd wskazania definiowany jest jako różnica między rzeczywistą wartością wielkości mierzonej, a wartością wskazaną przez przyrząd. Wartość rzeczywista wielkości mierzonej jest jak wiadomo nieznana, a wartość wskazania obarczona jest szeregiem błędów, wynikających z niedoskonałości konstrukcyjnych i wykonawczych przyrządu. Stąd też dokładne wyznaczenie błędu wskazania jest niemożliwe; wartość tę można jedynie oszacować. Błąd wskazania można czasem radykalnie zmniejszyć, jeśli istnieje możliwość regulacji i wzorcowania. Nie zawsze jednak jest to możliwe. W takich przypadkach konieczne jest oszacowanie błędu na drodze analitycznej.

Przyjmijmy, że przyrząd pomiarowy /względnie zespół przyrządów/ jest przetwornikiem wielkości mierzonej /wejściowej/  $x$  w wielkość wskazania /wyjściową/  $y$ . Wtedy:

$$y = kx \quad (1)$$

gdzie:

$k$  - jest współczynnikiem wzmocnienia, określanym w takich przypadkach w metrologii terminem: czułość.

Zbigniew Dąbek

$$\frac{y}{kx} = 1 \quad (2)$$

W przypadku idealnym  $k = k_0$ , gdzie wartość  $k_0$  równa jest teoretycznej nominalnej wartości założonej przez konstruktora przyrządu. Przyjmuje się wtedy również, że nie ma błędów wykonania elementów składowych przyrządu i wartość wskazania odpowiada dokładnie wartości rzeczywistej wielkości mierzonej. W przypadku rzeczywistym  $k$  jest różne od wartości założonej i zależność (2) nie jest spełniona. Ogólnie można napisać:

$$k = f(z_1, \dots, z_n) \quad (3)$$

gdzie:

$z_1, \dots, z_n$  jest ciągiem wielkości wynikających z konstrukcji przetwornika i mających wpływ na wartość wskazania, przy czym rzeczywiste wartości  $z_1, \dots, z_n$  są różne od założonych.

Podzielmy obie strony równania (3) przez wartość  $k_0$  i zapiszmy w postaci:

$$w = \frac{k}{k_0} = \frac{1}{k_0} f(z_1, \dots, z_n) \quad (4)$$

Zasadniczą rolę odgrywa tu wielkość  $k$  i można w dalszym ciągu rozważać opierać się na zależności (3). Wydaje się jednak, że analiza zależności (4) jest wygodniejsza, ponieważ obie strony równania w przypadku idealnym równe są jedności. Jest to dobry punkt odniesienia do określenia odchyleń, a ponadto umożliwia porównywalność analiz dokonywanych dla różnych przyrządów.

Problem oszacowania wartości błędu wskazania sprowadza się więc do oszacowania wartości  $w$ . Można tego dokonać przypuszczalnie różnymi metodami. Ograniczymy się do omówienia jedynie dwóch charakterystycznych metod, różniących się istotnie między sobą nie tylko algorytmicznie, lecz również przyjętym punktem widzenia.

## 2. METODA WARTOŚCI GRANICZNYCH

Zakłada się, że wielkości  $z_1, \dots, z_n$  są wielkościami tolerowanymi, tzn. że dla każdej z nich potrafimy określić taki przedział zmienności wartości rzeczywistej, że

$$Cz_i \in \langle z_i + \Delta w_{11, z_i} + \Delta w_{21} \rangle, \quad i=1, \dots, n \quad (5)$$

gdzie:

- $\Delta w_{11}$  - dolna odchyłka od wartości nominalnej,  
 $\Delta w_{21}$  - górna odchyłka od wartości nominalnej,  
 $Cz_1$  - rzeczywista wartość wielkości  $z_1$ .

Tolerancja każdej wielkości  $z_1$  wynika z nieuniknionych błędów wykonawczych lub niedokładności pomiaru tej wielkości. Przy tych założeniach możemy obliczyć na podstawie zależności (4) graniczne wartości:  $w_{\min}$  i  $w_{\max}$ , posługując się np. znaną metodą różniczki zupełnej.

Zastosowanie metody różniczki zupełnej do obliczania błędów pomiaru jest dość często stosowane w praktyce metrologicznej. Podkreślić jednak należy, że postępowanie takie doprowadza do mylnej oceny niedokładności wskazania, a obliczone wartości błędów są zawyżone, co zresztą znajduje potwierdzenie w praktyce. Tak więc oszacowanie niedokładności wskazania na podstawie wartości granicznych jest podyktowane bądź asekurancem, bądź też brakiem umiejętności dokładniejszego oszacowania. Zauważyć przy tym należy, że posługiwanie się metodą różniczki zupełnej nie zawsze jest możliwe - wymagana jest zarówno ciągłość, jak i różniczkowalność oraz ścisła monotoniczność funkcji  $f$ .

### 3. METODA PROBABILISTYCZNA

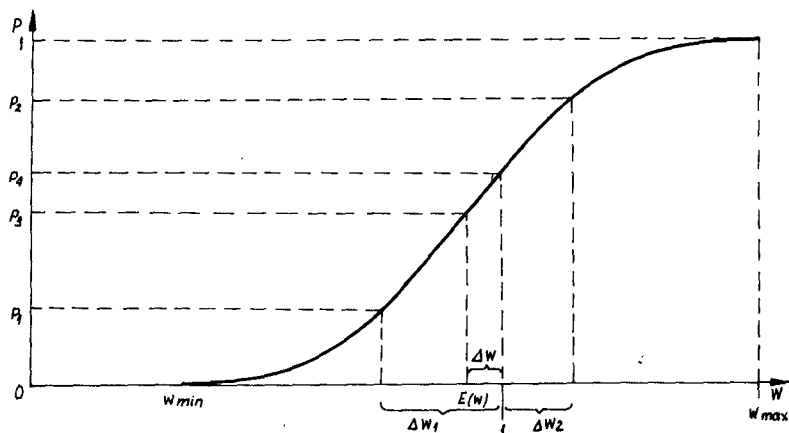
Zastosowanie rachunku prawdopodobieństwa i metod statystyki matematycznej daje większą zgodność rozważań teoretycznych z obserwacjami praktycznymi niż stosowane metody deterministyczne. W odniesieniu do naszego zadania należy przyjąć założenie, że wielkości  $z_1, \dots, z_n$  są zmiennymi losowymi. Założenie to jest w pełni uzasadnione, o ile któraś z tych wielkości nie jest regulowana /strojona/. Wielkości  $z_1, \dots, z_n$  mogą mieć różny sens fizyczny. Mogą to być przykładowo: rezystancje, pojemności, długości dźwigni, odległości osi otworów itp. Niezależnie od tego, czy przetwornik jest montowany fabrycznie czy laboratoryjnie, to montaż odbywa się na ogół z zastosowaniem fabrycznie wykonanych elementów, takich jak rezystory, kondensatory itp., przy czym dobór elementów do montażu jest losowy. To uzasadnia założenie, że wielkości  $z_1, \dots, z_n$  można traktować jako zmienne losowe, dla których przedziały zmienności określone są ich tolerancją wykonania, wynikającą z przyjętej technologii.

Istotną sprawą jest znajomość rozkładów prawdopodobieństwa tych zmiennych. Z braku informacji można przyjąć, że są to rozkłady jednostajne, co zwykle jest założeniem bardzo ostrożnym.

Przy tych założeniach można wyznaczyć rozkład i dystrybuantę oraz podstawowe parametry statystyczne wielkości  $w$ , która też będzie oczywiście zmienną losową. Wyznaczania rozkładu prawdopodobieństwa zmiennej losowej, będącej funkcją zmiennych losowych, jest w przypadku ogólnym bardzo trudne do wykonania na drodze analitycznej. Dlatego też w tym przy-



padku można posłużyć się metodą numeryczną podaną w [1,2]. Oszacowanie przedziału zmienności wielkości  $w$  na podstawie wykresu dystrybuanty jest już bardzo łatwe. Wyjaśnia to rys.1<sup>1/</sup>



Rys. 1. Wykres dystrybuanty zmiennej losowej  $w$

Wyznaczone w ten sposób wartości  $w_{\min}$  i  $w_{\max}$  są rozwiązaniem deterministycznym, jako pewien szczególny przypadek rozwiązania probabilistycznego /prawdopodobieństwo 1/. Wskazaniu bezbłędnemu odpowiada wartość  $w=1$ . Odchylenie od tej wartości jest miarą błędów wskazania.

Ponieważ prawdopodobieństwo bezbłędnego wskazania równe jest zero, musimy przyjąć jakieś wartości  $\Delta w_1$  i  $\Delta w_2$ , tak aby przedział  $\langle 1 - \Delta w_1, 1 + \Delta w_2 \rangle$  był przedziałem dopuszczalnych wartości  $w$ . Na podstawie wykresu dystrybuanty możemy wobec tego napisać:

$$P (Cw \in \langle 1 - w_1, 1 + w_2 \rangle) = p_2 - p_1 \quad (6)$$

gdzie:

$Cw$  - jest rzeczywistą wartością  $w$ .

Warto jeszcze zinterpretować wielkość  $\Delta w$ .

$$\Delta w = 1 - E(w) \quad (7)$$

1/ Zakładamy, że  $E(w) < 1$ . Równie dobrze może być oczywiście odwrotnie. Nie ma to żadnego znaczenia merytorycznego, a pozwala na skrócenie zapisu i wyjaśnień.

### Probabilistyczne oszacowanie błędów...

Jest ona jak widać różnicą między wskazaniem bezbłędnym a wartością oczekiwaną. Z wykresu dystrybuanty wynika, że

$$P(Cw \in \langle E(w), 1 \rangle) = p_4 - p_3 \quad (8)$$

Oznacza to, że z prawdopodobieństwem równym  $p_4 - p_3$  należy oczekiwać, że popełnić będziemy błąd systematyczny równy  $\Delta w$ . Nie ma to żadnego znaczenia, jeśli  $\Delta w \ll \Delta w_1$ ; w przeciwnym przypadku należy zastanowić się nad celowością użycia danego przyrządu pomiarowego, jeśli prawdopodobieństwo popełnienia błędu systematycznego jest odpowiednio duże.

Może budzić wątpliwość sformułowanie: "...prawdopodobieństwo popełnienia błędu systematycznego...". Nie ma tu sprzeczności. Dla danego przyrządu /określonego egzemplarza/ wartość błędu systematycznego będzie oczywiście stała lub zmieniająca się według określonego prawa /zgodnie z definicją błędu systematycznego/. Dla losowo wybranego przyrządu wartość błędu systematycznego będzie też zmienną losową i można mówić o prawdopodobieństwie przyjmowania różnych wartości przez tę zmienną.

#### 4. WNIOSKI

Przyjmując, że znana jest funkcja  $f$  oraz wartości  $z_1, \dots, z_n$  jako wielkości tolerowane - obliczenie błędu wskazania na podstawie metody różniczki zupełnej prowadzi do wyznaczenia granicznych wartości błędu i daje mylną ocenę niedokładności wskazania. Wartości graniczne odpowiadają przypadkom nierealnym i są zwykle nadmiernie zawyżone w porównaniu z przypadkami rzeczywistymi. Wydaje się, że proponowana metoda probabilistyczna pozwala na bardziej realistyczne oszacowanie błędu wskazania i powinna znaleźć praktyczne zastosowanie, zwłaszcza że całość obliczeń związanych z wyznaczeniem dystrybuanty można wykonać przy pomocy EMC, np. programem autora [2].

#### LITERATURA

- [1] Dąbek Z.: O pewnej metodzie analizy wymiarowej. Normalizacja 1976 nr 12 s. 14 - 18
- [2] Dąbek Z.: Numeryczne metody analizy wielkości tolerowanych. Bydgoszcz: Akademia Techniczno-Rolnicza 1980

## PROBABILISTIC ESTIMATE OF ERRORS OF MEASUREMENT INSTRUMENTS

## Summary

A probabilistic method for estimating errors of measurement instruments was presented in the paper. As a basis for analysis, the following function was assumed:

$$w = \frac{k}{k_0} = \frac{1}{k_0} f(z_1, \dots, z_n)$$

where:

$k_0$  - theoretical sensitivity arising from equation  $y=kx$   $y$  - output quantity,  $x$  - input quantity,

$k$  - real sensitivity,

$k = f(z_1, \dots, z_n)$

$z_1, \dots, z_n$  - sequence of toleranced quantities assumed as random variables,

$f$  - arbitrary function of  $z_1, \dots, z_n$ .

By applying the author's numerical method, one can receive an integral probability distribution function of the error of measurement instruments. It enables to estimate errors more accurately than the size limit method applied hitherto.

## ПРОБАБИЛИСТИЧЕСКАЯ ОЦЕНКА ПОГРЕШНОСТЕЙ КОНТРОЛЬНО-ИЗМЕРИТЕЛЬНОЙ АППАРАТУРЫ

## Резюме

В статье рассмотрен метод оценки погрешностей контрольно - измерительной аппаратуры. За основу анализа принято функцию:

$$w = \frac{k}{k_0} = \frac{1}{k_0} f(z_1, \dots, z_n)$$

где:

$k_0$  - действительная чувствительность прибора, исходя из номинального уравнения преобразования,

$k$  - теоретическая чувствительность прибора,

$k = f(z_1, \dots, z_n)$

причем:

$z_1, \dots, z_n$  - последовательность случайных влияющих величин вытекающих из конструкции преобразователя и влияющих на оценку показания,

$f$  - функция величины  $z_1, \dots, z_n$ .

Применен численный метод, что дает возможность давать более точную оценку значений погрешностей.

Edmund Dulcet

WPLYW RODZAJU KRAWĘDZI TNĄCEJ NOŻA BIERNEGO URZĄDZENIA TNĄCEGO  
PRZYCZEPY ZBIERAJĄCEJ NA ZUŻYCIĘ ENERGII PODCZAS ZBIORU I CIĘCIA  
MATERIAŁÓW ŁODYGOWYCH

Celem badań była próba określenia wpływu rodzaju krawędzi tnącej noża biernego urządzenia tnącego przyczepy zbierającej na zużycie energii w procesie zbioru i cięcia materiałów łodygowych. W artykule omówiono metodykę badań oraz uzyskane wyniki badań.

Stwierdzono, że rodzaj krawędzi tnącej noża wpływa w istotny sposób na zużycie energii. Z zastosowanych w badaniach noży o gładkiej, zębatej i schodkowej krawędzi tnącej noża najniższe zużycie energii występowało przy użyciu gładkiej krawędzi tnącej.

## 1. WSTĘP I CEL PRACY

Objętościowe produkty paszowe stosowane w produkcji rolniczej /słoma, siano, zielonki przewędnięte, liście buraków/ mają różne właściwości fizyko - mechaniczne oraz różną postać. Wiążą się z tym zróżnicowane wymagania agrotechniczne przy ich zbiorze, transporcie i składowaniu. Maszyny zbierające takie jak sieczkarnie, prasy zbierające są mało uniwersalne i dostosowane do zbioru dwóch lub trzech rodzajów produktów paszowych oraz wymagają do napędu swych zespołów roboczych środków pociągowych o dużej mocy. Maszyną charakteryzującą się dużą uniwersalnością, pełnym wykorzystaniem pojemności i ładowności, małym zapotrzebowaniem mocy oraz możliwością cięcia materiału jest przyczepa zbierająca.

Cięcie materiałów roślinnych urządzeniami tnącymi przyczep zbierających należy do najbardziej energochłonnych czynności wykonywanych przez tę maszynę [3,5,6]. Zmniejszenie energochłonności procesu cięcia można osiągnąć przez właściwy dobór parametrów technicznych urządzeń tnących. Jest to jednak niezwykle trudne i skomplikowane ponieważ niewielkie zmiany parametrów roboczych mogą w zasadniczy sposób zmienić efekty pracy urządzeń tnących [2,3].

Dotychczasowe próby rozwiązania tego problemu doprowadziły do ustalenia wpływu kąta ustawienia noża, kąta ostrza noża, grubości noża, ostrości ostrza na zużycie energii w procesie cięcia. Brak jest jednak danych określających wpływ rodzaju krawędzi tnącej noża na zużycie energii w procesie cięcia [4,5]. Dlatego też celem badań była próba rozwiązania tego zagadnienia.

## 2. METODYKA I WARUNKI BADAŃ

Program i metodykę badań opracowano tak, aby można było przy zastosowaniu różnych krawędzi tnących noża ustalić następujące zależności funkcyjne: zależność momentu obrotowego maksymalnego  $M_{\max}$ , średniego momentu całkowitego  $\bar{M}_c$ , średniego momentu w fazie cięcia  $\bar{M}_t$  i obliczone dla nich moce  $PM_{\max}$ ,  $\bar{P}_c$ ,  $\bar{P}_t$  od wydajności ładowania  $Q$  :

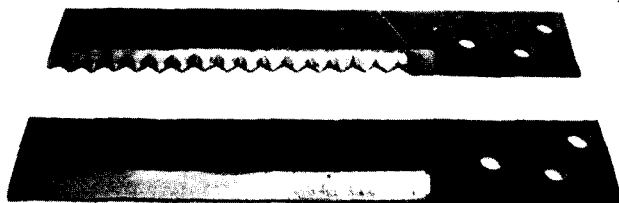
$$M_{\max}, \bar{M}_c, \bar{M}_t, PM_{\max}, \bar{P}_c, \bar{P}_t = f(Q)$$

Dla zrealizowania przedstawionego programu badań zaprojektowano model biernego urządzenia tnącego, który wbudowano następnie do przyczepy zbierającej „Pokos” T009.

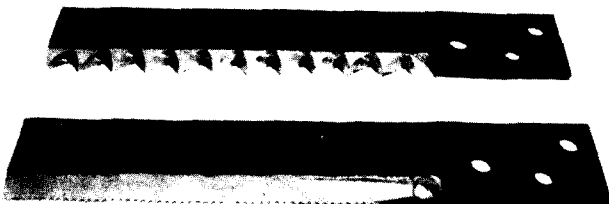
Urządzenie tnące wyposażono w noże, które różniły się kształtem krawędzi tnącej, a mianowicie :

- noże o zębatej krawędzi tnącej dwustronnie ścięte,
- noże o gładkiej krawędzi tnącej dwustronnie ścięte,
- noże o schodkowej krawędzi tnącej jednostronnie ścięte,
- noże o drobnoząbkowanej krawędzi tnącej jednostronnie ścięte.

Widok poszczególnych krawędzi tnących przedstawiono na rysunkach 1 a i b, natomiast schemat biernego urządzenia tnącego w kanale przyczepy zbierającej przedstawiono na rysunku 2.

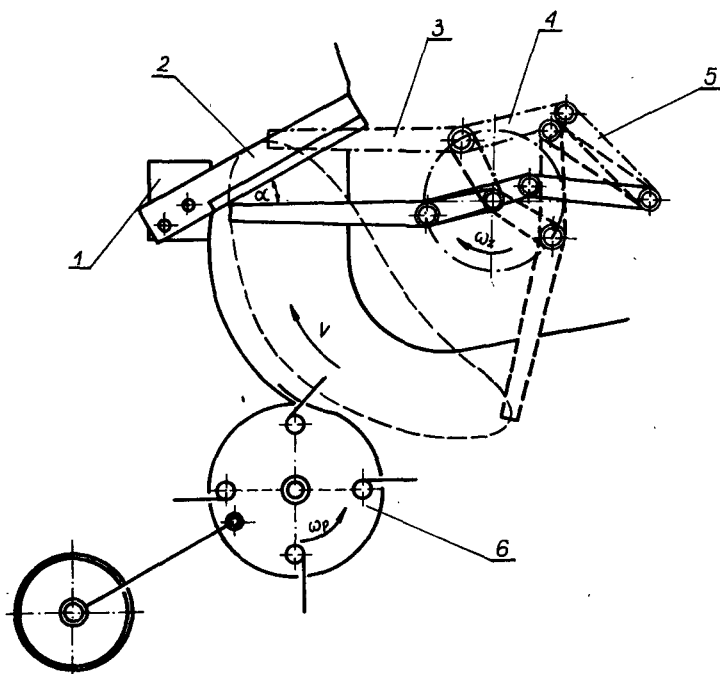


Rys. 1 a  
Widok noża o zębatej i gładkiej krawędzi tnącej obustronnie ściętej



Rys. 1 b  
Widok noża o schodkowej i drobnoząbkowanej krawędzi tnącej jednostronnie ściętej

## Wpływ rodzaju krawędzi tnącej noża biernego...



Rys. 2. Schemat biernego urządzenia tnącego w kanale przyczepy zbierającej : 1 - uchwyt nożowy , 2 - nóż, 3 - krawędź przeciwnąca, 4 - łącznik, 5 - wahacz, 6 - podbieracz,  $\alpha$  - kąt cięcia

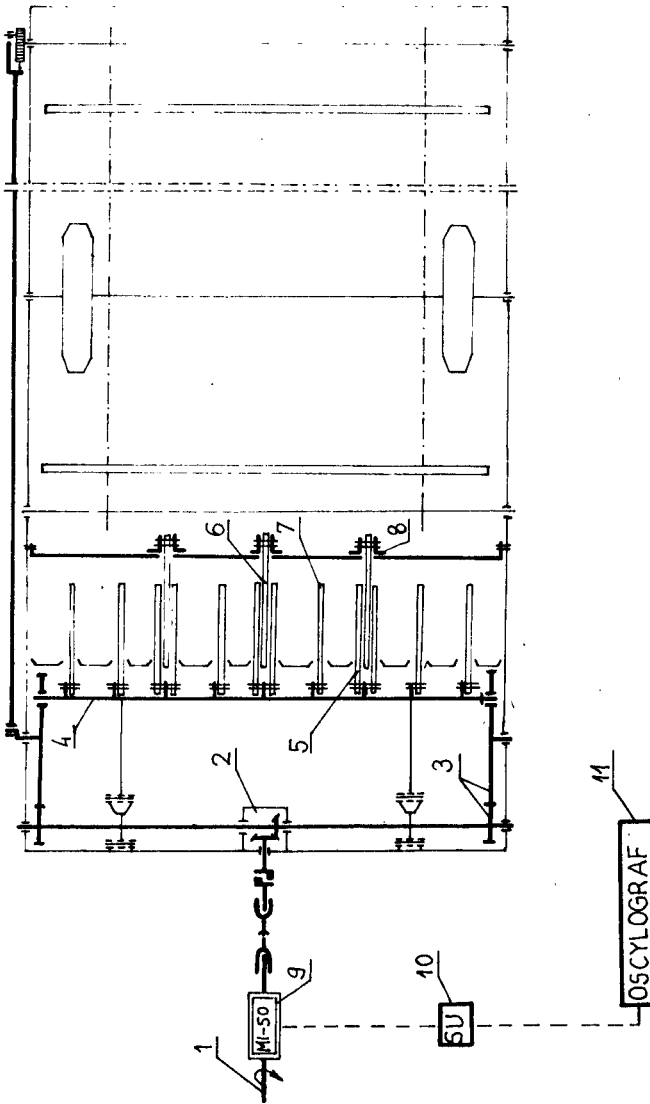
Badania polowe przeprowadzono w warunkach normalnej eksploatacji przyczep zbierających przy użyciu aparatury pomiarowo - rejestrującej będącej na wyposażeniu Przewoźnego Laboratorium Pomiarowego LP-4 PiMR w Poznaniu. Schemat przyczepy zbierającej i układu pomiarowego przedstawiono na rysunku 3.

Materiałem wytypowanym do badań był I pokos czteroletniej lucerny odmiany mieszańcowej /Medicago media/ o zawartości suchej masy 52%. Podczas badań przyczepa współpracowała z ciągnikiem Ursus C-355. Badania przeprowadzono dla czterech prędkości teoretycznych agregatu : 1,0 ; 1,34 ; 1,67 ; 1,99 m s<sup>-1</sup>. Urządzenie tnące wyposażono w 3 noże przy teoretycznej długości cięcia /rozstaw noży/ 250 mm. Odległość pomiędzy krawędziami przeciwnymi wynosiła s=20 mm. Wydajność zbioru określono według wzoru :

$$Q = 3,6 \frac{q}{t} \quad / t \cdot h^{-1} /$$

gdzie:

- Q - wydajność zbioru, t · h<sup>-1</sup>
- q - masa materiału z wałka, kg
- t - czas przejazdu agregatu, s



Rys. 3. Schemat przyczepty zbierającej i układu pomiarowego: 1 - wał przekładnika mocy, 2 - skrzynia przekładniowa, 3 - koła zębate walcowe, 4 - belka ładowacza, 5 - krawędzie przeciwnące, 6 - nóż, 7 - palce ładujące, 8 - uchwyty mocujące noże, 9 - momentomierz indukcyjny, 10 - skalator, 11 - oscylograf

Zawartość suchej masy w lucernie określono metodą suszarkowo - wagową. Zużycie energii obliczono z zarejestrowanych wartości momentu obrotowego mierzonego na wale napędowym przyczepty i zarejestrowanej liczby obrotów tego wału. Pomiaru momentu obrotowego dokonywano przy pomocy momentomierza indukcyjnego zaopatrzonego w znacznik obrotów. Wartość mierzonego momentu odczytano z taśm rejestratora przez porównanie z zapisem wzorcowania zewnętrznego, uzyskanego ze skalatora. Moc przy momencie maksymalnym  $/PM_{max}/$ , średnim momencie całkowitym  $/PM_c/$ , średnim momencie w fazie cięcia  $/PM_t/$  obliczono według wzoru:

Wpływ rodzaju krawędzi tnącej noża biernego...

$$P = \frac{M_o \cdot n}{9560} \quad /kW/$$

gdzie:

P - moc, kW

$M_o$  - moment obrotowy, Nm

n - liczba obrotów wału napędowego, obr  $\text{min}^{-1}$

Przed przystąpieniem do analizy wyników badań w celu właściwej ich interpretacji poddano je opracowaniu statycznemu na maszynie cyfrowej Odra 1204. Ze względu na występowanie w badanym procesie 6 czynników zmiennej  $M_{\text{max}}$ ,  $\bar{M}_c$ ,  $\bar{M}_t$ ,  $PM_{\text{max}}$ ,  $\bar{PM}_c$ ,  $\bar{PM}_t$  przy różnych wydajnościach zbioru /czynnik Q/ należało opisać związek między nimi przy pomocy krzywych regresji /program ABS-47/ w formie równania regresji wielomianowej:

$$y = b_0 + b_1x + b_2x^2 + b_3x^3$$

Z uzyskanych tą metodą równań regresji wybrano równania przebiegu mocy przy momencie maksymalnym, przy różnych krawędziach tnących, które porównano ze sobą, dążąc do odpowiedzi na pytanie, czy zapotrzebowanie mocy w procesie cięcia danego materiału, przy zastosowaniu różnych krawędzi tnących, można opisać jednym wspólnym równaniem regresji, czy też istnieją pod tym względem istotne różnice. Wykorzystano do tego celu program obliczeniowy ABS-48 [1].

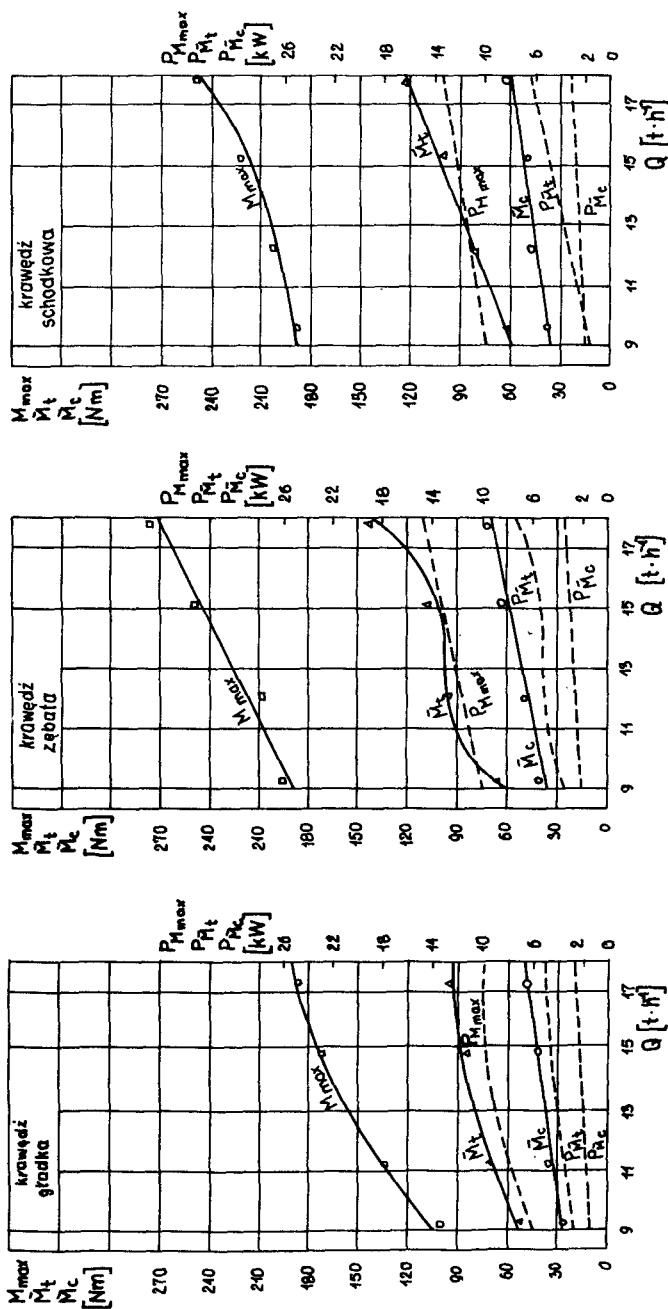
### 3. WYNIKI BADAŃ I ICH ANALIZA

Wyniki badań procesu zbioru i cięcia siana półsuchego z luerny przedstawiono na rysunkach 4 i 5. W analizie badań nie uwzględniono noży o drobno ząbkowanej krawędzi tnącej, ponieważ już w początkowej fazie cięcia wystąpiły liczne uszkodzenia tego typu krawędzi tnącej.

Analiza przedstawionego graficznie materiału doświadczalnego wykazuje, że wydajność zbioru jest jednym z głównych czynników wpływających na wartość momentu. Wraz ze wzrostem wydajności ładowania wzrasta również moment maksymalny, a zależność ta przy różnych krawędziach tnących ma charakter krzywych 1<sup>o</sup> i 2<sup>o</sup>. Mniejsze przyrosty momentu obserwuje się gdy wartości bezwzględne momentu są większe /profilowane krawędzie tnące/ natomiast szybszy wzrost występuje dla przebiegów, przy których wartości bezwzględne momentu są mniejsze /gładka krawędź tnąca/.

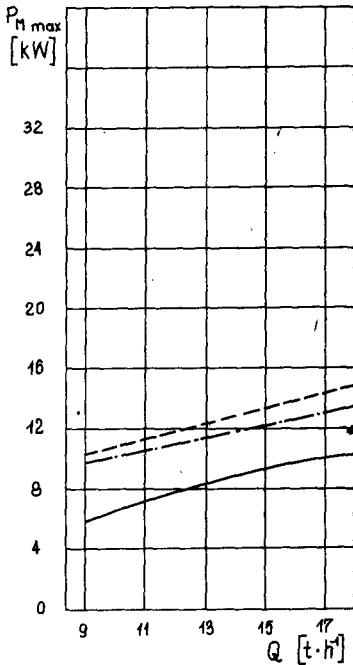
Zależność  $PM_{\text{max}} = fVQ$  ma podobny układ i charakter krzywych co moment maksymalny. Wraz ze wzrostem wydajności ładowania rośnie również moc. Najwyższy przyrost mocy występuje przy gładkiej krawędzi tnącej, gdzie moc wzrasta od 5,2 kW do 10,1 kW.





Rys. 4. Zależność momentu maksymalnego  $M_{max}$ /, średniego momentu całkowitego  $M_c$ /, średniego momentu w fazie ciągu  $M_c$ /, oraz obliczone dla nich moce od wydajności żądowania  $Q$ / Siano półsuche

## Wpływ rodzaju krawędzi tnącej noża biernego...



Rys. 5. Zależność mocy przy momencie maksymalnym  $PM_{max}$  od wydajności ładowania  $Q$  dla różnych krawędzi tnących noża. Siano półsucho.  
 — krawędź gładka, - - - - krawędź zębata, - . - . - krawędź schodkowa

Dla profilowanych krawędzi tnących wzrost mocy jest mniejszy, jednak bezwzględne wartości mocy w omawianym przedziale wydajności  $9-18 \text{ t h}^{-1}$  są większe.

Dla skrajnych wydajności ładowania o 73,4% i 48% dla zębatej i o 87% i 26% dla krawędzi schodkowej.

W celu stwierdzenia, czy różnice w wartościach mocy  $PM_{max}$  dla poszczególnych krawędzi tnących noża są istotne przeprowadzono porównanie równań regresji w całym analizowanym przedziale wydajności na poziomie istotności 0,05 /tabela 1/. Otrzymane wyniki wykazały, że przy założonym poziomie istotności, odległości pomiędzy krzywymi regresji mocy  $PM_{max}$  dla gładkiej, zębatej i schodkowej krawędzi są istotne.

Na rysunku 4 przedstawiony jest również średni moment całkowity  $\bar{M}_c$  i moc przy momencie całkowitym średnim  $\bar{P}M_c$ . Wartości te dla gładkiej krawędzi tnącej są mniejsze niż dla profilowanych. Minimalny i maksymalny średni moment całkowity jest najniższy przy gładkiej krawędzi tnącej i wynosi 27,4 Nm i 49,2 Nm, a odpowiadająca mu moc odpowiednio 1,5 kW i 2,7kW.

Na rysunku 4 naniesiono również zależność średniego momentu w fazie cięcia i obliczoną dla niego moc od wydajności ładowania w układzie współrzędnych  $\bar{M}_t = f/Q$  i  $\bar{P}M_t = f/Q$ . Przebieg obu omawianych zależności przyjmuje postać krzywych  $1^\circ$ ,  $2^\circ$  i  $3^\circ$ . Z wykresu wynika, że w miarę wzrostu wydajności ładowania występuje wzrost momentu, przy czym osiąga on mniejsze wartości przy gładkiej krawędzi tnącej noża niż przy krawędziach pro-

Tabela 1

Porównanie równań regresji mocy  $PM_{\max}$  dla różnych krawędzi tnących noża

Rodzaj materiału	Rodzaj krawędzi tnącej noża	Równanie regresji				Współczynnik determinacji $R^2$	Poziom istotności różnic
		$b_0$	$b_1$	$b_2$	$b_3$		
siano pólsuche	gładka	-11,4087	2,5167	-0,0691	-	0,8635	0,10902
	schodkowa	8,3187	0,0002	0,0223	-	0,7414	0,00116
	zębata	6,0708	0,5324	-	-	0,8588	0,04749

### Wpływ rodzaju krawędzi tnącej noża biernego...

filowanych. Zależność mocy od wydajności ładowania obliczona dla średniego momentu w fazie cięcia wykazuje podobną zależność. Analizowana moc w fazie cięcia stanowi 49%  $PM_{max}$  przy użyciu gładkiej krawędzi tnącej 50,6% przy zębatej i 48,3% przy schodkowej krawędzi tnącej.

Moc obliczona na jedno miejsce tnące w fazie cięcia przy maksymalnej wydajności ładowania  $/Q = 18 \text{ t h}^{-1}$  jest najmniejszą przy gładkiej krawędzi tnącej i wynosi 1,7 kW, przy zębatej 2,48 kW, a przy schodkowej 2,19 kW.

#### 4. WNIOSKI

Na podstawie przeprowadzonych badań można wyciągnąć następujące wnioski:

1. Na wartość zużycia energii w procesie cięcia materiałów łądowych istotny wpływ wywiera rodzaj krawędzi tnącej noża.
2. Przy zastosowaniu noży o różnym kształcie krawędzi tnącej w procesie cięcia materiałów łądowych najniższe wartości zużycia energii występowały przy nożach o gładkiej krawędzi tnącej.
3. Przy maksymalnych wydajnościach ładowania moc potrzebna na pokonanie oporów przy zastosowaniu jednego noża o gładkiej krawędzi tnącej wynosi 1,7 kW. Wyposażenie przyczep zbierających w urządzenia tnące o odpowiedniej liczbie noży pozwoli na pełne wykorzystanie mocy ciągnika, z którymi maszyny te powinny współpracować a jednocześnie rozszerzy agrotechniczne wykorzystanie pociętego materiału.

#### LITERATURA

- [1] Caliński T., Malec E.: Porównanie równań regresji wielokrotnej. Roczniki Akademii Rolniczej w Poznaniu LXXXVI, 1976
- [2] Kóbsell H.: Príspevek k reznym silam v dopravnim kanalu sberacích vozu. Zemedelska Technika, nr 11, 1967
- [3] Schulz H.: Der Ladewagen. KTL-Berichte "über Landtechnik nr 105, Frankfurt, 1969
- [4] Schulz H., Kromer K.H.: Untersuchungen an Schneidvorrichtungen im Ladewagen Landtechnische Forschung nr 3, 1967
- [5] Sęk T.: Badania procesu cięcia w przyczepie zbierającej. Roczniki Akademii Rolniczej w Poznaniu, Zeszyt 57, 1975
- [6] Sęk T., Czyżyk E., Dombek A., Dulcet E.: Budowa i badanie modeli przyczep zbierających z biernym i aktywnym urządzeniem tnącym do wstępnej cięcia materiałów objętościowych. Maszynopis IMR-AR w Poznaniu, 1979

Edmund Dulcet

## EFFECT OF CUTTING EDGE TYPE OF PASSIVE CUTTER

## Summary

The aim of this study was to find the effect of a cutting edge type of the passive cutter, installed in the collecting trailer, on energy consumption during harvest and stem cutting. The paper describes the methodics of the study and the results obtained.

It was found out that the type of the cutting edge affected considerably energy consumption. The lowest energy consumption was with the cutter having a smooth edge when the cutter with a smooth, toothed and stepped cutting edge was applied.

## ВЛИЯНИЕ ВИДА РЕЖУЩЕЙ КРОМКИ БЕЗДЕЙСТВЕННОГО РЕЗЦА, РЕЖУЩЕГО УСТРОЙСТВА СОБИРАЮЩЕГО ПРИЦЕПА НА РАСХОД ЭНЕРГИИ В ПРОЦЕССЕ СБОРКИ И РЕЗКИ СТЕБЕЛЬНЫХ МАТЕРИАЛОВ

## Резюме

Целью исследований было испытание определения влияния вида режущей кромки бездейственного резца, режущего устройства собирающего прицепа на расход энергии в процессе сбора и резки стебельных материалов. В статье рассмотрена методика исследования, а также полученные результаты исследований.

Установлено, что вид режущей кромки резца существенным образом влияет на расход энергии. В применяемых исследованиях резцы с гладкой, зубчатой и ступенчатой режущей кромкой резца давали самый низкий расход энергии в применении гладкой режущей кромки.

Henryk Holka

## ELEKTRODYNAMICZNY TŁUMIK DRGAŃ

W pracy przedstawiono działanie i zastosowanie elektrodynami-  
cznego tłumika drgań. Identyfikację nieliniowych sił sprężystości i  
tłumienia przeprowadzono metodą bilansu harmonicznych.  
Wyniki obliczeń przedstawiono na wykresach.

### 1. WSTĘP

Zasada działania dynamicznego tłumika drgań znana jest od dawna. Jako jeden z pierwszych pełną analizę tego układu dał Den Hartog [1] w 1928 r. Od tego czasu ukazało się wiele prac związanych z tym tematem, i to zarówno w układach liniowych jak i nieliniowych z wymuszeniem zdeteterminowanym czy losowym.

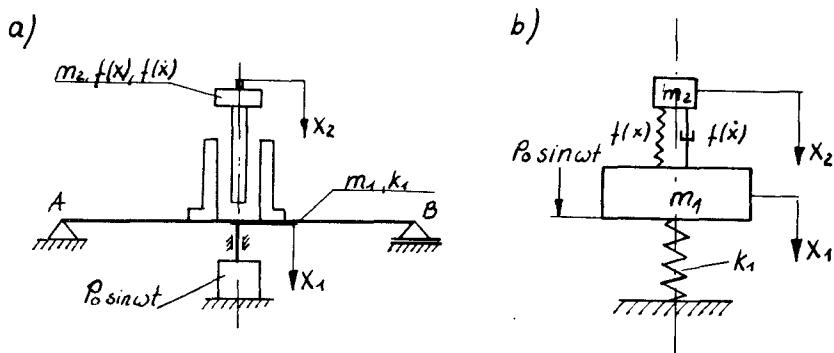
W ostatnich latach obserwuje się znaczny rozwój tzw. aktywnych technik kontroli drgań - ViCo /Vibration Control/ [2]. Najogólniej system ten polega na tym, że do pracującego urządzenia wprowadza się układy automatycznego sterowania w taki sposób, aby panować nad procesem drganiowym /ogólniej procesem dynamicznym/ w szerokim paśmie zakłóceń. Wyjaśnimy powyższe na przykładzie dynamicznego tłumika drgań. Przyłączenie eliminatora do pracującego urządzenia zmniejsza poziom drgań, a nawet całkowicie je eliminuje tylko dla jednej wybranej częstotliwości - dla takiej na jaką nastrojony jest eliminator. Jeżeli jednak eliminator potrafi w sposób automatyczny zmieniać swoje parametry w taki sposób, aby nastrojenie eliminatora było zgodne ze zmieniającą się częstotliwością wymuszenia, wówczas mamy jeden z przykładów ViCo. Przykład takiego rozwiązania podano w pracy [3]. Jednak rozwiązanie takie jest stosunkowo skomplikowane.

Pod tym względem lepsze są elektrodynamiczne tłumiki drgań. Charakteryzują się tym, że nastrojenie układu jest funkcją pola magnetycznego, które płynnie i łatwo można zmieniać. Są więc podatne na automatyzację.

### 2. OPIS UKŁADU I RÓWNIANIA RUCHU

Na sprężystej belce o masie  $m_1$  i sztywności  $k_1$ , zamocowano cewkę, w której znajduje się ruchomy rdzeń obciążony masą  $m_2$  /rys. 1a/. Jeżeli do

cewki dołączymy napięcie wówczas znajdujący się w polu magnetycznym rdzeń podniesie się i ustali w położeniu równowagi statycznej.



Rys.1

W zależności od wielkości wzbudzanego pola magnetycznego na metalowy rdzeń z masą  $m_2$  działają siły o różnej wielkości, a stąd otrzymuje się różne częstotliwości drgań własnych układu elektromagnetycznego. Siły te należy wyznaczyć. Obliczenia teoretyczne są jednak pracochłonne i przede wszystkim mało dokładne, gdyż istotny wpływ na ich wartość ma wiele czynników: przenikalność magnetyczna rdzenia, szczelina powietrzna między cewką a rdzeniem, indukcyjność itp./. Przyjęto więc inną drogę. Ustalono, że niezidentyfikowane na razie siły dzielą się na siły sprężystości  $f(x)$  i tłumienia  $f(\dot{x})$  i opisane są za pomocą wielomianu:

$$\begin{aligned} P(x) &= a_1 x + a_3 x^3 + a_5 x^5 - \dots \\ P(\dot{x}) &= c_1 \dot{x} + c_3 \dot{x}^3 + c_5 \dot{x}^5 - \dots \end{aligned} \quad (1)$$

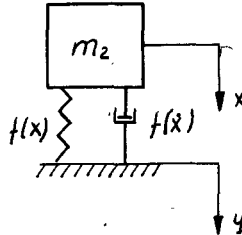
Otrzymuje się więc w efekcie tłumik czysto mechaniczny /rys. 1b/, którego równania są następujące:

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 + k_1 x_1 + a_1 (x_1 - x_2) + a_3 (x_1 - x_2)^3 + c_1 (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + \\ + c_3 (\dot{x}_1 - \dot{x}_2)^3 &= P_0 \sin \omega t \\ m_2 \ddot{x}_2 + a_1 (x_2 - x_1) - a_3 (x_2 - x_1)^3 + c_1 (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + \\ + c_3 (\dot{x}_2 - \dot{x}_1)^3 &= 0 \end{aligned} \quad (2)$$

W powyższych równaniach uwzględniono tylko dwa pierwsze wyrazy wielomianów. Nieznane wartości współczynników  $a_1$ ,  $a_3$ ,  $c_1$  i  $c_3$  wyznaczono na drodze

## Elektrodynamiczny tłumik drgań

eksperymentu. Układając równanie tylko dla górnej masy  $m_2$  /rys. 2/ i mierząc w doświadczeniu amplitudy  $X$  i  $Y$  można poprzez zadanie odwrotne wyznaczyć niewiadome współczynniki  $a$  i  $c$ .



Rys. 2

Równania masy  $m_2$ :

$$m_2 \ddot{x} + c_1 (\dot{x} - \dot{y}) + c_3 (\dot{x} - \dot{y})^3 + a_1 (x - y) + a_3 (x - y)^3 = 0 \quad (3)$$

Jest to równanie nieliniowe. Rozwiązano je metodą bilansu harmonicznych. Zakłada się wymuszenie „ $y$ ” w postaci:

$$y = Y \cos \omega t \quad (4)$$

Odpowiedź, uwzględniając pewne przybliżenie jest funkcją:

$$x = A \cos \omega t + B \sin \omega t \quad (5)$$

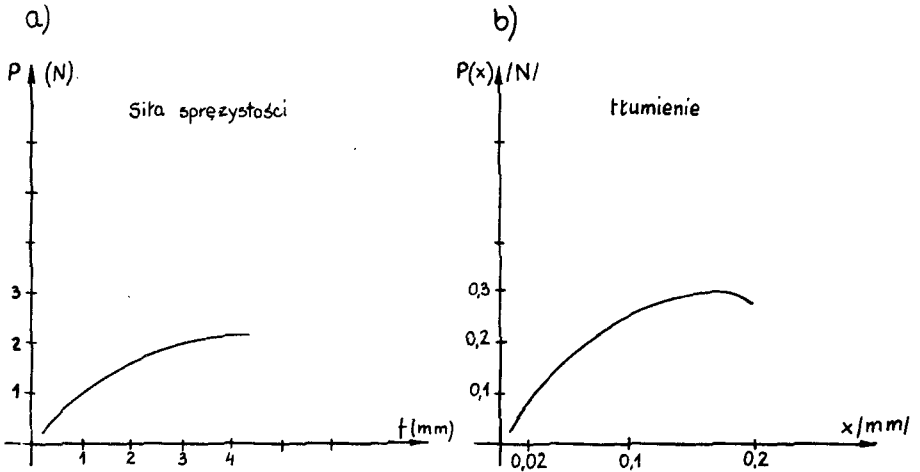
gdzie:

$A$  i  $B$  są to amplitudy składowe określone wzorami:

$$\begin{aligned} X^2 &= A^2 + B^2 \\ A &= X \cos \varphi t \\ B &= X \sin \varphi t \end{aligned} \quad (6)$$

Różniczkujemy równania (4) i (5) i podstawiamy do (3). Przyrównując następnie współczynniki stojące przy  $\sin t$  i  $\cos t$  otrzymujemy dwa równania algebraiczne, z których po podstawieniu otrzymanych z doświadczenia amplitud  $X$  i  $Y$  wyznacza się poszukiwane współczynniki „ $a$ ” i „ $c$ ”. Wykresy sił sprężystości i tłumienia po podstawieniu wyliczonych współczynników do wzorów (2) przedstawiono na rysunku 3.





Rys. 3a, b

### 3. ROZWIĄZANIE RÓWNAŃ I BADANIA EKSPERYMENTALNE

Równania (2) rozwiązano numerycznie metodą Rungego-Kutty dla danych:

$$m_1 = 0,362 \text{ kg}$$

$$m_2 = 0,150 \text{ kg}$$

$$k_1 = 700 \text{ N/m}$$

$$c_1 = 2,8 \cdot 10^0$$

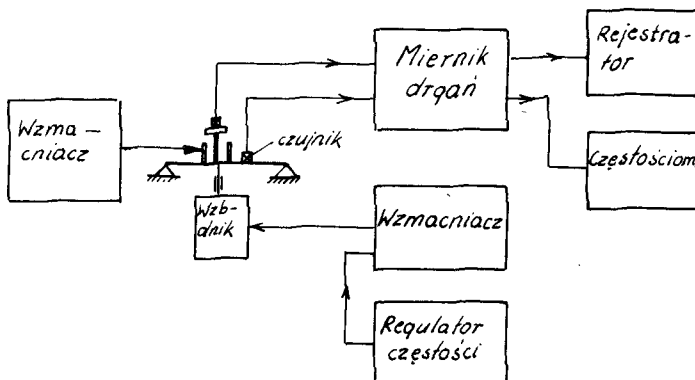
$$c_3 = -3,72 \cdot 10$$

$$a_1 = 5,68 \cdot 10^2$$

$$a_3 = -0,9 \cdot 10^8$$

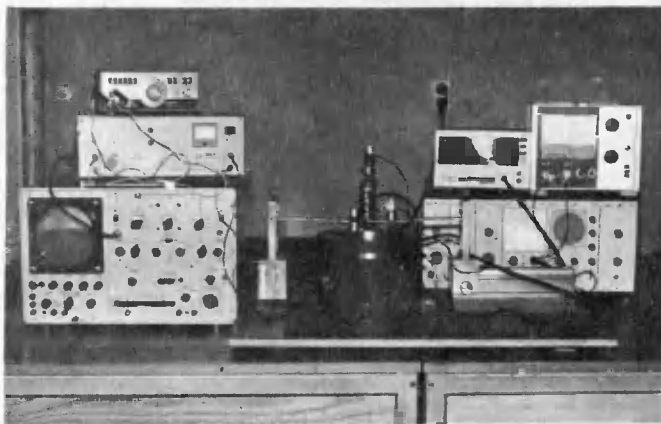
Obliczenia przeprowadzono w Ośrodku Obliczeniowym ATR w Bydgoszczy.

W celu sprawdzenia poprawności przeprowadzonych obliczeń przeprowadzono badania eksperymentalne. Schemat blokowy stanowiska badawczego przedstawiono na rysunku 4, zaś widok ogólny stanowiska pokazano na rysunku 5.



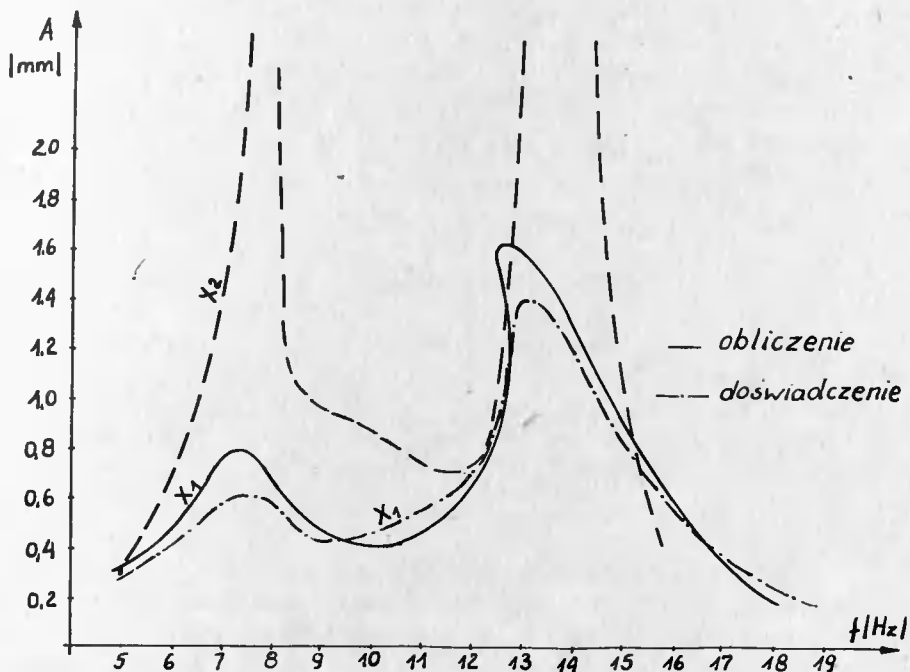
Rys. 4

## Elektrodynamiczny tłumik drgań

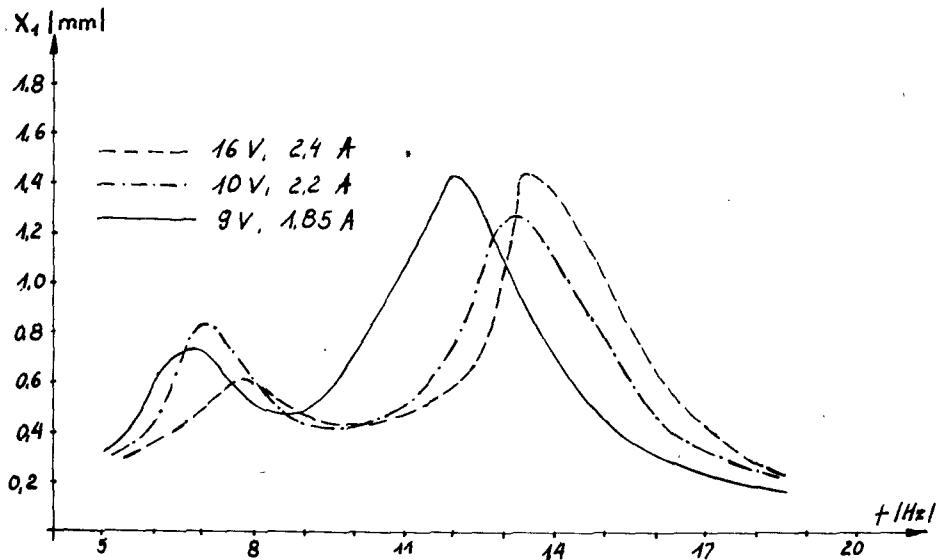


Rys.5

Rysunek 6 przedstawia wykres amplitud w funkcji częstotliwości wymuszenia  $f$  masy głównej  $m_1$  i eliminatora  $m_2$ . Jak widać r rysunku wykresy obliczeń teoretycznych z doświadczeniem pokrywają się z uwzględnieniem dopuszczalnych błędów.

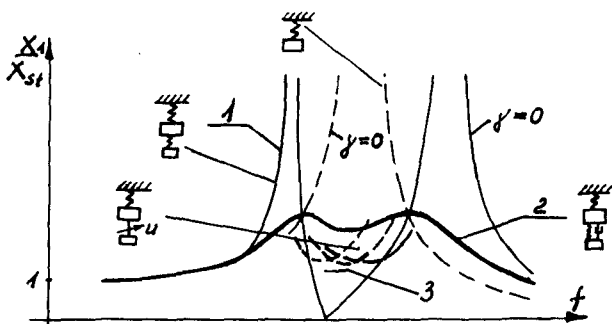


Rys.6



Rys.7

Na rysunku 7 przedstawiono wykresy amplitud masy głównej  $m_1$  w funkcji częstotliwości, dla różnych wartości pola magnetycznego. Zmieniając wartość napięcia i prądu uzyskujemy stosunkowo duży przedział częstotliwości, efektywnej pracy tłumika. Należy zauważyć, że ze względu na istnienie tłumienia w tłumiku elektromagnetycznym, nie uzyskamy nigdy całkowitego zlikwidowania drgań masy głównej, tak jak to jest przy nietłumionym tłumiku mechanicznym /rys. 8, krzywa 1/.



Rys.8

Z chwilą jednak, gdy częstota siły wymuszającej zaczyna oscylować w pewnych granicach, amplituda masy  $m_1$  zaczyna gwałtownie rosnąć i taki tłumik nie spełnia już swego zadania. Zastosować wówczas można tłumiony eliminator drgań, przy czym wartość tłumienia można tak dopasować że otrzymujemy prawie poziomą krzywą w szerokim przedziale częstotliwości. Amplitudy są w takim przypadku jednak znacznie wyższe /krzywa 2/. Zastosowanie tłumika

## Elektrodynamiczny tłumik drgań

elektromagnetycznego ze zmiennymi wartościami  $U$  i  $I$  w pewnych przypadkach likwiduje obie wady. Amplituda  $x_1$  /krzywa 3/ jest niższa niż poprzednio, a zakres zmian częstości siły wymuszającej podobny.

### 4. WNIOSKI

1. Badania doświadczalne wykazały pełną zgodność z obliczeniami, a więc stosowany w pracy opis sił sprężystości i tłumienia przez funkcję nieliniową jest możliwy.
2. Stosunek masy eliminatora do masy głównej jest dla badanego modelu bardzo niekorzystny i w dalszych badaniach należy go zmniejszyć. Wynika on z niewłaściwie dobranych parametrów cewki i rdzenia.
3. Należy ustalić wpływ wszystkich czynników natury elektrycznej na wartość sił sprężystości i tłumienia.
4. Ze względu na łatwość regulacji natężenia pola elektromagnetycznego wykorzystanie tłumika może być w niektórych przypadkach interesujące.

### LITERATURA

- [1] Ormondroyd J., Hartog J.P.: The Theory of the Dynamic Vibration Absorber. Trans. ASME, vol. 50, 1928
- [2] Muszyńska A.: Vibration control, Dynamika Maszyn, PAN, 1978
- [3] Holka H.: A dynamic vibration damper with an active frequency tuning. The theory of machines and mechanisms, Montreal 1979

### ELEKTRODYNAMIC VIBRATION ABSORBER

#### Summary

In the paper, an electrodynamic vibration absorber with non-linear stiffness and damping is presented. Next, the procedure of identification of non-linear forces is given. The equations of motion were derived and the results of their solution by the Runge-Kutta method given. The paper also includes a comparison of theoretical results with real vibration measured on a special stand.

### ЭЛЕКТРОДИНАМИЧЕСКИЙ ВИБРОГАСИТЕЛЬ

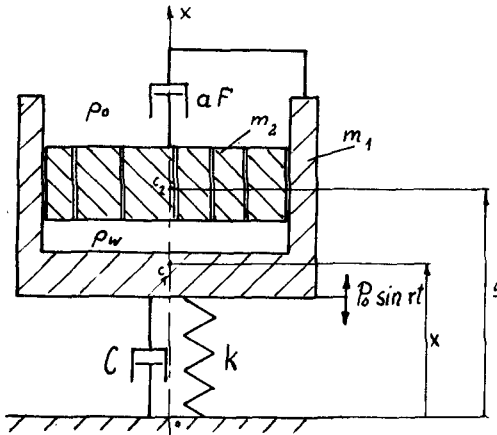
#### Резюме

В статье представлена работа электродинамического виброгасителя. Нелинейные коэффициенты уравнения обозначены методом баланса гармонических. Результаты представлены на диаграммах.

Mirosław Malec

ZASTOSOWANIE METODY DELTA DO WYZNACZANIA RUCHU WIBRATORA Z  
POSADOWIONĄ NA NIM MASĄ

W pracy pokazano możliwość zastosowania wyżej wymienionej metody do rozwiązania układu 3 równań różniczkowych 2-go stopnia. Wyjaśniono, jak utworzyć funkcje delta dla określonego zagadnienia technicznego. Przedstawiono także trajektorie fazowe ruchu.



Rys. 1. Model fizyczny opisywanego zagadnienia

Oznaczenia:

- $a$  - współczynnik oporu przepływu powietrza przez warstwę,
- $F$  - powierzchnia dna komory,
- $\rho_w$  - chwilowe ciśnienie powietrza w komorze,
- $\rho_0$  - ciśnienie atmosferyczne,
- $k, c$  - sztywność i tłumienie wibratora,
- $s$  - zmienna określająca położenie środka ciężkości warstwy,
- $x$  - zmienna określająca położenie środka ciężkości wibratora,
- $r$  - częstość wymuszenia,
- $\Pi$  - funkcja skoku jednostkowego,

## Zastosowanie metody Delta...

- $v_w$  - prędkość względna nosiwa i stołu,
- $\delta$  - funkcja delta,
- $\omega_{01}, \omega_{02}$  - częstości drgań własnych, niethumionych      odpowiednio  
o masach  $m = m_1$  i  $m = m_1 + m_2$ ,
- $P_x$  - podziałka na osi  $x$ ,
- $P_{\psi 1, 2}$  - podziałki na osi  $\psi$  odpowiednio dla ruchu oddzielnego  
i wspólnego,
- $\Theta_i$  - przyjęte przedziały kątowe.

Metoda wykreślna Delta jest stosowana w dynamice do rozwiązywania równań różniczkowych 2-go stopnia, głównie nieliniowych.

Metoda ta jest, według autora, konkurencyjna w stosunku do metody numerycznej, a na pewno przydatna w sytuacji utrudnionego dostępu do maszyny liczącej. Jest jednak mało popularna wśród inżynierów. Być może przyczyną tego jest brak wzorców wśród zagadnień rozwiązanych już tą metodą.

Zastosowanie jej do konkretnego przypadku wymaga właściwego określenia podziałek na płaszczyźnie fazowej oraz funkcji delta. Wymagane zależności otrzymuje się po zastosowaniu ogólnych recept, które są podane w literaturze dotyczącej zagadnień nieliniowych, np. [1, 2, 3].

Celem niniejszego artykułu jest pokazanie jak posłużyć się metodą w jednym z trudniejszych przypadków, gdy chodzi o wyznaczenie ruchu drgającego wibratora z posadowioną na nim masą.

Zagadnienie takie, choć dotyczy układu równań różniczkowych, znajduje się również w zasięgu możliwości metody.

Na rysunku 1 przedstawiony jest model fizyczny opisywanego zagadnienia.

Zakłada się, że parametry drgań mogą być takie, że masa  $m_1$  odrywa się od masy  $m_2$ , a następnie zderza się z nią plastycznie, nie zmieniając kształtu.

W czasie, kiedy istnieje bezpośredni kontakt, między masami  $m_1$  i  $m_2$  istnieje oddziaływanie zmienną siłą nacisku. Jej wartość jest sumą siły ciężkości i siły bezwładności.

W czasie, kiedy bezpośredni kontakt między masami jest zerwany, siła wzajemnego oddziaływania istnieje w dalszym ciągu i zależy od chwilowego ciśnienia powietrza znajdującego się w komorze utworzonej pod podrzuconą warstwą. Ciśnienie to zależy od oporu, jaki stawia warstwa przeciskająca mu się przez nią powietrza. Objętość utworzonej komory jak i masa gazu w niej zawarta są zmienne. Chwilowe ciśnienie powietrza w komorze zależy także od parametrów ruchu obu mas.

Równania opisujące zjawisko mają postać:

$$(m_1 + m_2) \ddot{x} + c \dot{x} + kx = P \sin rt + V_w \dot{m} + F (p_w - p_0) \quad (1)$$

dla  $t \in [t_0, t_n ; t_2, t_3 ; t_4, t_5; \dots]$

$$m_1 \ddot{x} + c \dot{x} + kx = P \sin rt + F (p_w - p_0) \quad (2)$$

$$m_2 \ddot{S} = m_2 g - F (p_w - p_0) \quad (3)$$

$$p_w - p_0 = a \left[ \dot{S} - \dot{X} + \frac{\dot{p}_w}{p_w} (S - X) \right] \quad (4)$$

dla  $t \in [t_1, t_2 ; t_3, t_4 ; t_5, t_6; \dots]$

Równanie (1) opisuje ruch wspólny mas, a układ równań (2) + (4) ruch oddzielny.

Masa, której ruch wymuszony jest siłą zewnętrzną zmienia się dyskretnie i określona jest związkiem:

$$m(t) = m_1 + m_2 \left[ \sum_{i=0}^n (-1)^i \mathbb{1}(t - t_i) \right] \quad (5)$$

Równanie (4) otrzymano z równania stanu gazu, zakładając chwilową prędkość przepływu powietrza przez warstwę jednakową w całym przekroju poprzecznym.

W równaniu (1) wyrażenie na siłę pochodzącą od zmiany ilości masy wynika z równania Mieszczerskiego. Wyrażenie  $\frac{d}{dt} m$  jest skończone w sensie dystrybucyjnym.

Można zauważyć przydatność metody Delta do obliczania ruchu takiego układu. Pokazuje ona plastycznie wpływ zmiany ilości masy oraz rodzaju zmiany /impulsowa, nieimpulsowa/. Jest wystarczająco mało pracochłonna, aby metodą kolejnych kroków uzyskać drgania zbliżone do ustalonych.

Rozwiązania otrzymane tą metodą ilościowo niewiele różnią się od rozwiązań otrzymanych metodą numeryczną, a jakościowo są identyczne /porównaj wykresy nr 1 i nr 2/.

Metodę Deltę stosuje się do rozwiązywania równań typu:

$$\frac{d^2x}{dt^2} + f\left(\frac{dx}{dt}, x, t\right) = 0 \quad (6)$$

gdzie:

$f(\ )$  - jest funkcją jednoznaczną, w ogólnym przypadku nieliniową.

## Zastosowanie metody Delta...

Wprowadzając zmienne:

$$\tau = w.t \quad , \quad v = \frac{dx}{d\tau} \quad (7)$$

można równanie (6) zapisać w postaci:

$$\frac{d}{dx} = - \frac{X + \delta(v, x, \tau)}{v} \quad (8)$$

gdzie:

$$\delta(v, x, \tau) = \frac{1}{\omega_0^2} f(v, x, \tau) - X \quad (9)$$

Funkcja  $\delta$  zależy od trzech zmiennych. Przy małych zmianach tych zmiennych wartość  $\delta$  zmienia się mało. Jeżeli założyć, że w przedziałach o pewnej długości wartość  $\delta$  jest stała, to zmienne w równaniu (8) mogą być rozdzielone, a równanie przedziałami scałkowane.

Otrzymuje się całkę:

$$v^2 + (x + \delta)^2 = R^2 \quad (10)$$

Dobór długości przedziału, w którym  $\delta$  ma wartość stałą decyduje o dokładności rozwiązania.

Poniżej podane zostaną praktyczne uwagi, dotyczące rozwiązania układu równań (1) - (4) metodą Delta.

Kreśląc rozwiązanie na płaszczyźnie fazowej musimy określić przyspieszenie obu mas w każdej chwili ze względu na istniejący warunek na oderwanie się masy  $m_2$ :

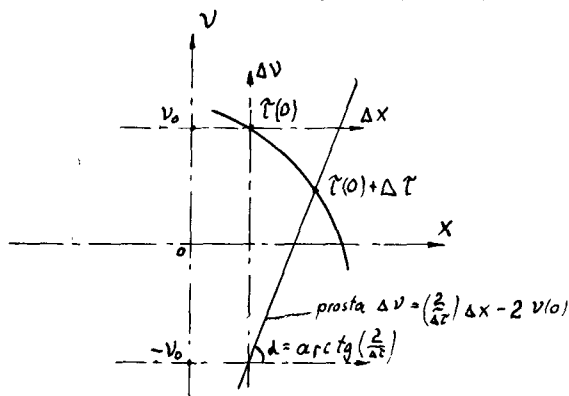
$$\frac{d^2x}{dt^2} < -g \quad (11)$$

gdzie:

$$g = -9,81 \text{ m/s}^2$$

Przyspieszenie układu znajdujemy jako wartość średnią w danym przedziale czasu. Wymaga to naniesienia skali przyspieszenia wzdłuż osi  $v$ , by odcinek odłożony na tej osi odpowiadał rzeczywistemu przyspieszeniu masy. Długość przedziału czasu zależy od naszego wyboru.





Rys. 2. Konstrukcja obrazująca wyznaczenie przyspieszenia z wielkości rysunkowych

Dla małych  $\Delta \tau$  :

$$v_{\text{śr}} = v(0) + \frac{\Delta v}{2}$$

$$\Delta x = v_{\text{śr}} \Delta \tau$$

$$\Delta v = \left(\frac{2}{\Delta \tau}\right) \Delta x - 2v(0) \quad (12)$$

Przecięcie się prostej (12) z krzywą rozwiązania daje punkt spełniający równocześnie równanie różniczkowe rozwiązywanego zagadnienia oraz równanie (12). Punkt ten jest więc końcem przedziału  $\Delta \tau$ .

Więc

$$a_{\text{śr}} = \frac{\Delta \frac{dx}{dt}}{\Delta t} = \frac{\omega_0 \Delta v}{\Delta t} = \frac{\omega_0 (\Delta v)}{\Delta t} p v_2 = \frac{\omega_0^2}{\Delta \tau} (\Delta v) p v_2 \quad (13)$$

W celu dokładnego określenia punktu oderwania się masy  $m_2$  dobieramy kąt  $\alpha$  bliski  $\frac{\pi}{2}$ .

Wyznaczenie portretu fazowego masy  $m_2$ , spadającej pod wpływem siły grawitacyjnej i siły oddziaływania powietrza oparta jest na równaniu:

$$\frac{d^2 s}{dt^2} = g - (p_w - p_0) \frac{F}{m_2} \quad (14)$$

Równanie (14) można zapisać, przy założeniu braku ściśliwości powietrza:

$$\frac{d^2 s}{dt^2} + w^2 (s + \delta_3) = 0$$

gdzie:

$$\delta_3 = -\frac{g}{w^2} + \frac{F a}{m_2 w^2} \left( \frac{ds}{dt} - \frac{dx}{dt} \right) - s$$

## Zastosowanie metody Delta...

Przechodząc z wartości rzeczywistych do rysunkowych mamy:

$$\delta_3 = (\delta_3)_{px}$$

$$S = (S)_{px}$$

gdzie:

$$(\delta_3) - \text{wielkość rysunkowa } \delta_3$$

Ostatecznie funkcja  $\delta_3$ , dotycząca masy  $m_2$  w ruchu oddzielnym ma postać:

$$(\delta_3) = - \frac{g}{w_{01} w_{02} px} + \frac{F a p 1}{m_2 w_{01} px} [(\dot{v}_3) - (\dot{v}_x)] - (S) \quad (15)$$

W momencie oderwania się masy  $m_2$  układ wibratora skokowo zmienia parametry na skutek zmiany masy. Skokowo zmienia się m.in. jego częstość drgań własnych. Odległości rysunkowe na pionowej osi płaszczyzny fazowej związane są z częstością drgań własnych. W konsekwencji przy konstruowaniu trajektorii ruchu rozróżniamy dwa przedziały, które następują przemiennie po sobie. W związku z tym, że prędkość układu mechanicznego w chwili bezimpulsowego oderwania się masy  $m_2$  nie doznaje skoku, aby zapewnić ciągłość prędkości należy również zmieniać przemiennie jej podziałkę. Zachodzi przy tym związek (19).

Skokowa zmiana masy wymaga zastosowania również zabiegu, który zapewni jednoczesność przedstawienia ruchu mas. Wymagana jest ona ze względu na istnienie warunku na równość położeń w chwili zderzenia w równym dla obu mas czasie  $t = t_1$

$$S = X \quad (16)$$

Ponieważ przyrost kąta obiegu punktu po trajektorii również zależy m.in. od częstości własnej, należy zróżnicować przedziały katowe przy konstruowaniu krzywej, w zależności od ilości masy, według równania (22).

Ostatecznie funkcja  $\delta$  dla ruchu wspólnego mas ma postać:

$$(\delta_2) = (\delta_2)^1 + (\delta_2)^2 = \frac{2 h_2 p \dot{v}_2 (\dot{v})}{w_{02} px} - \frac{\lambda_{st}}{px} \sin \frac{n r}{w_{02}} \Theta_2 \quad (17)$$

gdzie:

$$\lambda_{st} = \frac{p}{k}, \quad n = 1, 2, 3, \dots$$

$h_2$  - część rzeczywista pierwiastka równania charakterystycznego dla układu o masie  $m = m_1 + m_2$

Ostatecznie funkcja  $\delta$  dla ruchu oddzielnego masy  $m = m_1$  ma postać:

$$(\delta_1) = (\delta_1)^1 + (\delta_1)^2 + (\delta_1)^3 = \frac{2 h_1 p v_1}{w_{o1} p x} (v) - \frac{\lambda s t}{p x} \sin \frac{\pi r}{w_{o1}} \theta_1 - \frac{F a p v_1}{m_1 w_{o1} p x} [(v_3) - (v_k)] \quad (18)$$

Zachodzą związki:

$$(\delta_1)^1 = (\delta_2)^1 \quad ; \quad (\delta_1)^2 = (\delta_2)^2 \quad (19)$$

W wyznaczeniu portretu fazowego masy  $m_1$  należy przyjąć:

$$\begin{aligned} w &= w_{o1} \\ \theta_3 &= \theta_1 \end{aligned} \quad (20)$$

Jeżeli chcemy, aby:

$$\Delta t_1 = \Delta t_3 \quad (21)$$

to warunek jednoczesności zderzeń wynosi:

$$\theta_3 = \theta_1 = \frac{w_{o1}}{w_{o2}} \theta_2 \quad (22)$$

gdzie:

$\theta_2$  - założone

Z warunku ciągłości prędkości mas w momencie oderwania się masy  $m_2$  znajdujemy podziałości na osi  $v$ :

$$(v_1) p_{v1} w_{o1} = (v_2) p_{v2} w_{o2} \quad (23)$$

chcemy, aby również:

$$(v_1) = (v_2)$$

to

$$p_{v1} = \frac{w_{o2}}{w_{o1}} p_{v2} \quad (24)$$

## Zastosowanie metody Delta...

Uwzględnienie na wykresie efektu zderzenia plastycznego polega na wyznaczeniu wspólnej prędkości obu ciał po zderzeniu.

Na podstawie równania Mischerskiego otrzymujemy:

$$(\Delta v) = \frac{m_2}{m_1 + m_2} [(v_3) - (v_1)] \quad (25)$$

gdzie:

$(v_3)$ ,  $(v_1)$  - wartości rysunkowe prędkości mas, odpowiednio  $m_2$  i  $m_1$  tuż przed zderzeniem.

Znajomość zamieszczonych powyżej zależności (13), (20), (22), (24) i ostatecznie (15), (17), (18), pozwala tak przygotować pracę, że uzyska się przebiegi drgań tylko przy pomocy ołówka i cyrkla.

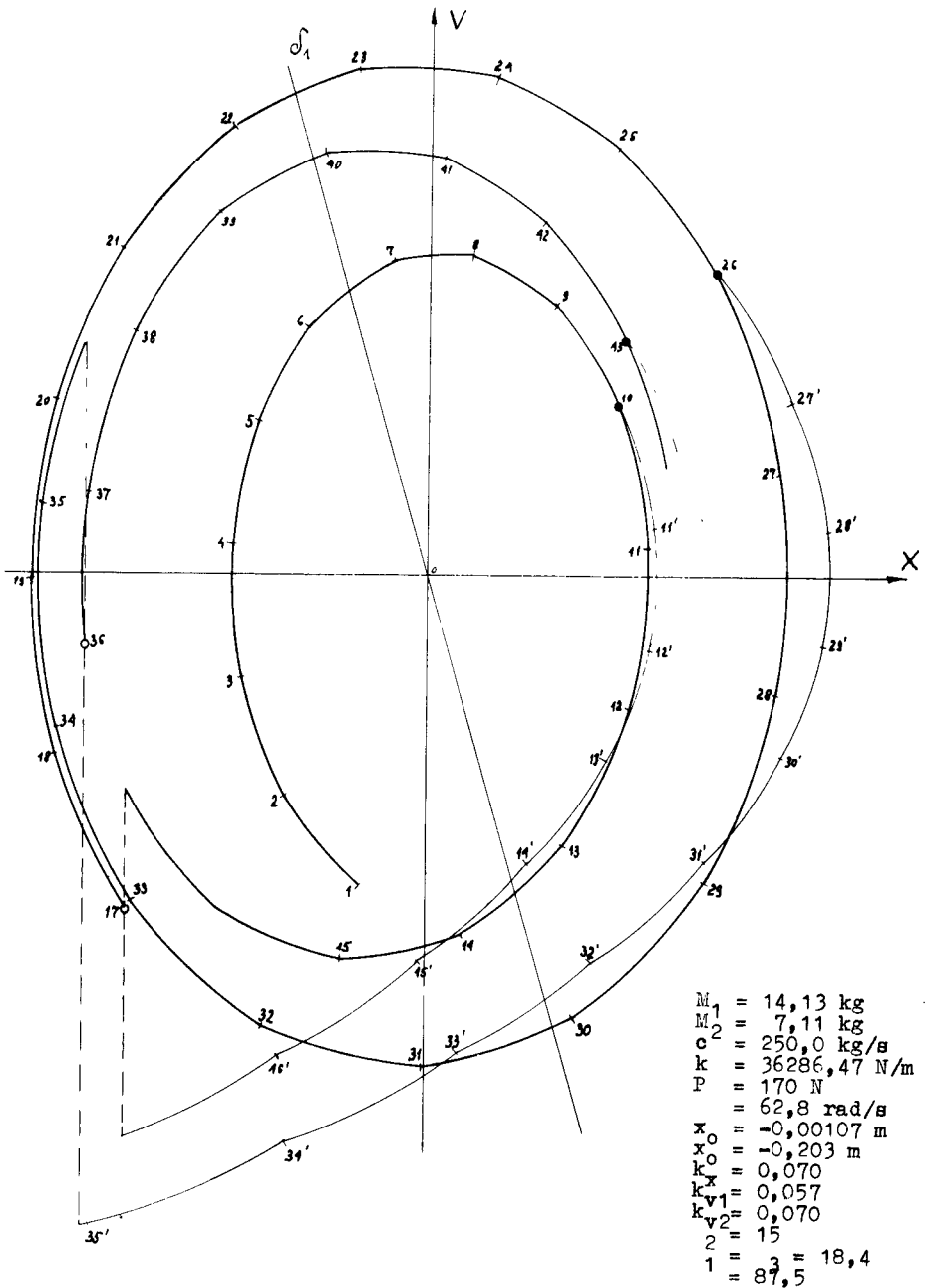
Metoda przytaczana jest w literaturze z podkreśleniem sposobu rozwiązywania przez nią równania różniczkowego. Trudno na podstawie tak ogólnej recepty podjąć się szybkiego wykonania trajektorii ruchu układu mechanicznego.

Czynności zestawione poniżej mogą być pomocne przy jej wykorzystaniu.

1. Określenie niezbędnych danych:  $m$ ,  $k$ ,  $c$ ,  $x_0$ ,  $\dot{x}_0$ , oraz  $P$ ,  $r$  dla układów z wymuszeniem.
2. Wyznaczenie podziałek  $p_x$ ,  $p$  oraz ewentualnie istniejących zależności między nimi /np. tutaj (20), (22), (24) /.
3. Założenie podziału kąтового o dowolnej wielkości, ale takiej która może zapewnić wymaganą dokładność. Jeżeli występuje /jak tutaj / kilka przedziałów, to jeden jest podstawowy, a pozostałe wynikowe.
4. Wyznaczenie warunków początkowych  $x_0$ ,  $(\frac{dx}{dt})_0$ , dla drgań wymuszonych, takich, aby układ startował bez składowej drgań wywołanych warunkami początkowymi.
5. Obliczenie wartości rzeczywistych, a następnie rysunkowych funkcji  $\delta_1$ , przy czym:

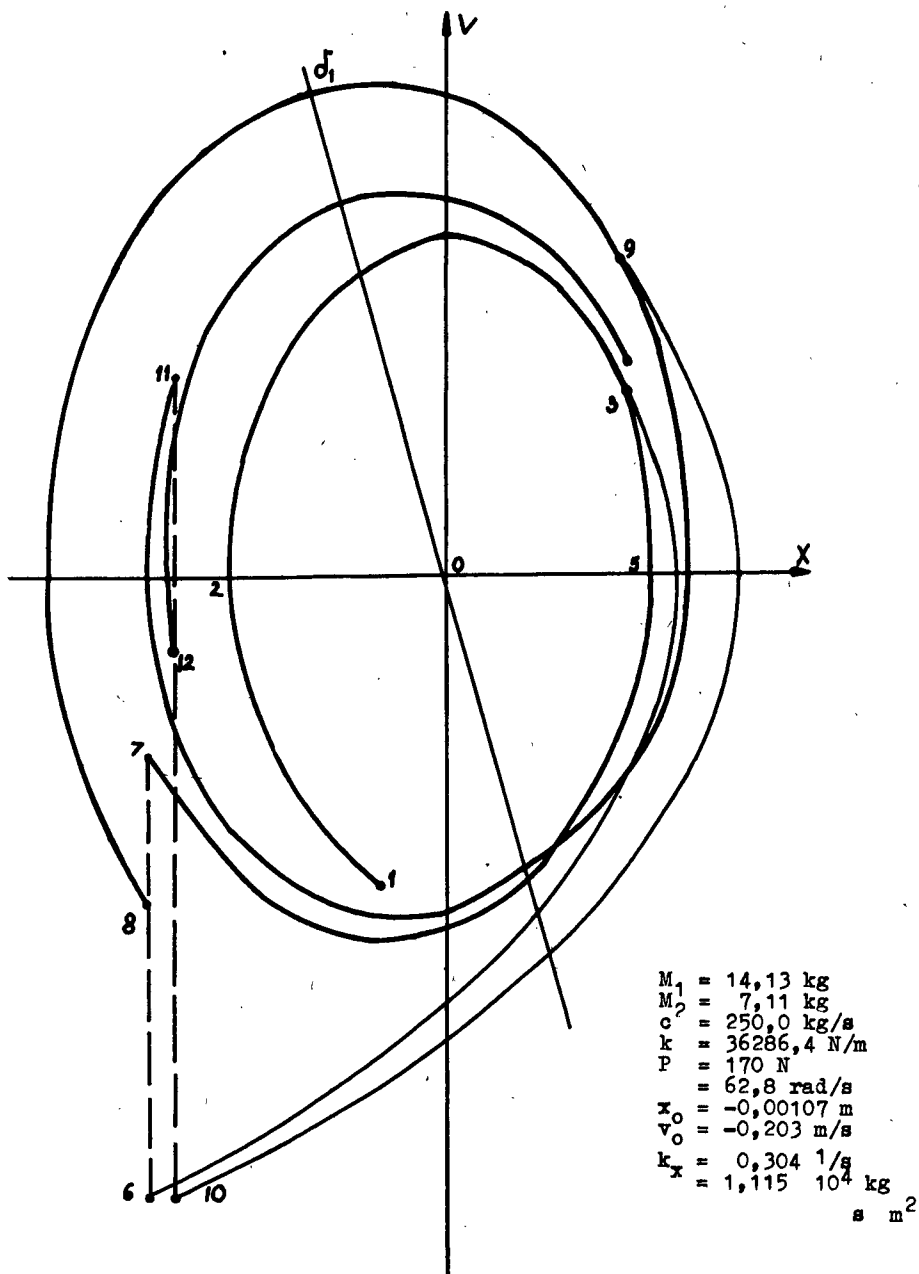
$$h_1 = \frac{c}{m_2}, \quad w_1^2 = \frac{k}{m_1}$$

6. Wrysowanie zmiennych:  $x$ ,  $\dot{x} = \frac{1}{w_{01}} x$  oraz funkcji  $\delta$  na płaszczyznę fazową.
7. Rysowanie kolejno odcinków okręgów ograniczonych wielkością przedziału kąтового.



Wykres nr 1. Metoda Delta

## Zastosowanie metody Delta...



Wykres nr 2. Metoda numeryczna

Należy dodać, że można otrzymać rozwiązanie analityczne powyższego zagadnienia w dowolnym, skończonym przedziale czasu przedstawiając funkcję zmiany masy jako ciągłą w sensie dystrybucyjnym. Otrzymanie takiego rozwiązania jest kłopotliwe i autor go tutaj nie przytacza.

Rozwiązania analityczne w przedziałach czasowych, odpowiadających zmianom masy są trywialne, ale mało efektywne w stosowaniu, ponieważ obejmują bardzo krótki okres czasu.

Jak stwierdzono powyżej, metodę można zastosować do rozwiązania układów równań różniczkowych zwyczajnych 2-go stopnia, które dają się sprowadzić do postaci (6).

Układy takich równań występują m.in. przy opisie ruchu obiektów z dyskretnie zmieniającymi się parametrami. Widać więc przydatność metody nawet w tak szczególnym przypadku.

#### LITERATURA

- [1] Cunningham W.J.: Analiza układów nieliniowych. WNT, Warszawa 1962
- [2] Harris C.M.: Shock and Vibration Handbook. New York 1961
- [3] Zagadnienia Drganí Nieliniowych. nr 3, Warszawa 1962

#### APPLICATION OF DELTA METHOD FOR DETERMINING VIBRATOR MOVEMENT WITH MASS PUT ON IT

##### Summary

In the paper, the author indicated applications of the method for solving the system of three differential equations of the second degree.

Moreover, the author explained how to form delta functions for a specified technical problem and also introduced phase trajectories of movement.

#### ПРИМЕНЕНИЕ МЕТОДА DELTA ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ДВИЖЕНИЯ ВИБРАТОРА СО СВОБОДНО ЗАЛОЖЕННОЙ МАССОЙ

##### Резюме

В работе рассматривается возможность применения метода Delta в решении системы 3 дифференциальных уравнений 2 степени.

Дано выяснение каким образом создать функции б для определенной технической проблемы.

Представлены также фазовые траектории движения.

Jan Schulz

## PRÓBA OKREŚLENIA WPŁYWU CZASU SPOCZYNKU NA SIŁĘ TARCIA STATYCZNEGO PNEUMATYCZNEGO SIŁOWNIKA TŁOKOWEGO

W artykule przedstawiono doświadczalny sposób określenia wpływu czasu spoczynku tłoka na siłę tarcia statycznego pneumatycznego siłownika tłokowego. Omówiono budowę stanowiska pomiarowego, przebieg badań oraz wyniki i wnioski.

### 1. WSTĘP

Siła tarcia powstająca w pneumatycznym siłowniku tłokowym zależy od wielu czynników, np. od rodzaju materiałów użytych w węźle uszczelniającym, od jakości ich obróbki, prędkości względnej ciał podlegających tarcia, ciśnienia powietrza w komorach, siły zaciśku wstępnej uszczelki węzłów uszczelniających. Zagadnienia tarcia uszczelnień ruchowych w pneumatyce nie są jeszcze dostatecznie rozpoznane [4]. Siły tarcia mają istotny wpływ na własności statyczne i dynamiczne siłownika pneumatycznego, decydując np. o dokładności ustawienia położenia tłoka, płynności ruchu itp. Z tego względu zagadnienie tarcia w napędach pneumatycznych są przedmiotem badań analitycznych i doświadczalnych w wielu ośrodkach naukowych [2, 3, 5, 6, 8, 12]. Analiza literatury przedmiotu np. [2, 3, 5, 6, 8, 9, 12] upoważnia do stwierdzenia, że na siłę tarcia statycznego wpływa także czas spoczynku. Wpływ czasu spoczynku na siłę tarcia statycznego jest interpretowany bardzo odmiennie przez różnych autorów. Dotyczy to zarówno interpretacji jakościowej jak i ilościowej. W pracy przedstawiono własną próbę interpretacji wpływu czasu spoczynku na siłę tarcia statycznego siłownika. W artykule przyjęto, że czas spoczynku jest to czas postoju tłoka „pod ciśnieniem” - to jest zawsze jedna komora siłownika jest napełniona sprężonym powietrzem.

### 2. BADANIA DOŚWIADCZALNE

Objektem badań jest typowy siłownik tłokowy dwustronnego działania z obustronną amortyzacją końcowego okresu ruchu.



Cechy i wielkości charakterystyczne siłownika według katalogu Zakładów Metalowych im. Gen. Waltera w Radomiu:

średnica cylindra	0,060 [m]
skok tłoka	0,100 [m]
średnica tłoczyska	0,014 [m]
ciśnienie nominalne	0,63 [MPa]
temperaturowy zakres pracy	278 ± 323 [K]
rodzaj smarowania	mgła olejowa
rodzaj amortyzacji	pneumatyczna

Wykonanie:

cylinder	- stal konstrukcyjna /chromowana/
tłoczysko	- stal konstrukcyjna /chromowana/
pokrywy	- stop lekki
uszczelnienia	- uszczelki wargowe typu U o wymiarach 60x48x9 oraz 25x14x8 wykonane z gumy olejoodpornej.

Podane w katalogu dane są niepełne. Nie pozwalają one na dokładne określenie szeregu wielkości charakteryzujących pracę siłownika, np. rzeczywistej siły pchającej, charakteru ruchu zespołu tłok - tłoczysko, czy wartości oporów ruszania i oporów w czasie ruchu. W celu określenia ich należy znać m.in. wartość sił tarcia statycznego i kinematycznego siłownika.

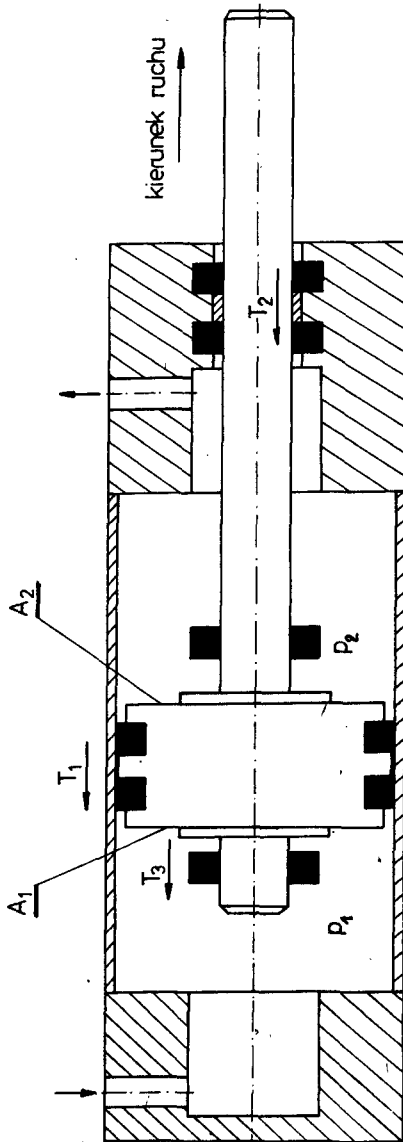
## 2.1. SIŁA TARCIA STATYCZNEGO SIŁOWNIKA

Równanie równowagi sił działających na tłok /rys.1/ siłownika usytuowanego poziomo:

$$p_n A_1 = p_w A_2 + mx + T_1 + T_2 + T_3 \quad (1)$$

gdzie:

$p_n; p_w$ [Pa]	- ciśnienie powietrza odpowiednio: w komorze napełnianej i opróżnianej
$A_1; A_2$ [m <sup>2</sup> ]	- pole czynnej powierzchni tłoka odpowiednio: od strony komory napełnianej i opróżnianej
$m$ [kg]	- masa układu ruchomego tłok - tłoczysko
$x$ [m/s <sup>2</sup> ]	- przyspieszenie układu ruchomego tłok - tłoczysko
$T_1$ [N]	- sumaryczna siła tarcia węzła uszczelniającego tłok
$T_2$ [N]	- sumaryczna siła tarcia węzła uszczelniającego tłoczysko
$T_3$ [N]	- siła tarcia uszczelki związanej z zespołem amortyzacji ruchu tłoka.



Rys. 1. Pneumatyczny siłownik tłokowy

Przyjmując całkowitą siłę tarcia siłownika jako

$$T = T_1 + T_2 + T_3$$

oraz że do chwili rozpoczęcia ruchu tłoka określone wielkości przyjmują następujące wartości:

$$\ddot{x} = 0, T = T_{st}, P_n = P_1, P_w = P_2$$

gdzie:

$T_{st}$  - siła tarcia statycznego siłownika

$p_1; p_2$  - wartość ciśnienia powietrza w chwili rozpoczęcia ruchu, odpowiednio w komorze napełnianej i opróżnianej.

Zależność (1) przyjmuje postać:

$$p_1 A_1 = p_2 A_2 + T_{st} \quad (2)$$

stąd

$$T_{st} = p_1 A_1 - p_2 A_2 \quad (3)$$

Z zależności (3) wynika, że w celu wyznaczenia siły tarcia statycznego siłownika należy dokonać pomiaru trzech wielkości  $p_1$ ,  $p_2$  x . Pomiar przyspieszenia x układu ruchomego wykorzystano jako znacznik ustalający chwilę rozpoczęcia ruchu.

## 2.2. PRZEBIEG BADAŃ

W badaniach przyjęto:

kierunek ruchu tłoka	- pochający
ciśnienie zasilania $p_z$ [MPa]	- 0,30; 0,45; 0,60
smarowanie	- mgła olejowa
czas spoczynku $t_p$ [s]	- 15; 120; 240; 480; 720; 960; 1800; 3600
ilość powtórzeń pomiarów	- 5

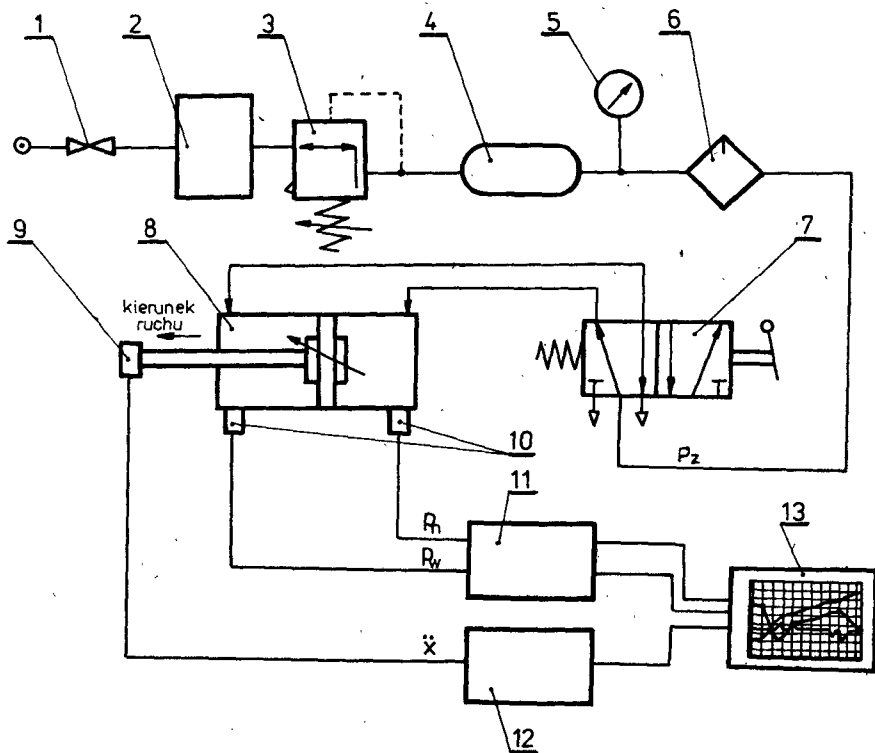
Łącznie dokonano 120 pomiarów /3 grupy pomiarowe po 40 pomiarów/.

Zastosowany do badań siłownik był siłownikiem fabrycznym nowym, z tego też względu przed pomiarami właściwymi wykonano wstępnie około 150 cykli pracy. Masa układu ruchomego tłok - tłoczysko  $m = 0,512$  [kg]. Dławiki służące do regulacji wielkości amortyzacji ruchu przez cały cykl pomiarów ustawiono w niezmiennym położeniu. Węzły uszczelniające siłownika wyposażone są w gumowe uszczelki samouszczelniające, wargowe typu U. Zmierzona twardość uszczelki - 78 °Sh /wg. skali A/. Zacisk wstępny uszczelki wynosił  $\delta = 1,48$  % [7]. Do smarowania stosowano olej mineralny o lepkości względnej 3,2 °E w temperaturze 323 K. Mikrogeometrię powierzchni wewnętrznej cylindra określono wyznaczając wartość liczbowa parametru  $R_z = 1,15$   $\mu$ m. Klasyfikuje on powierzchnię do 9 klasy chropowatości. Badania prowadzono w temperaturze 293 K.

## 2.3. STANOWISKO POMIAROWE

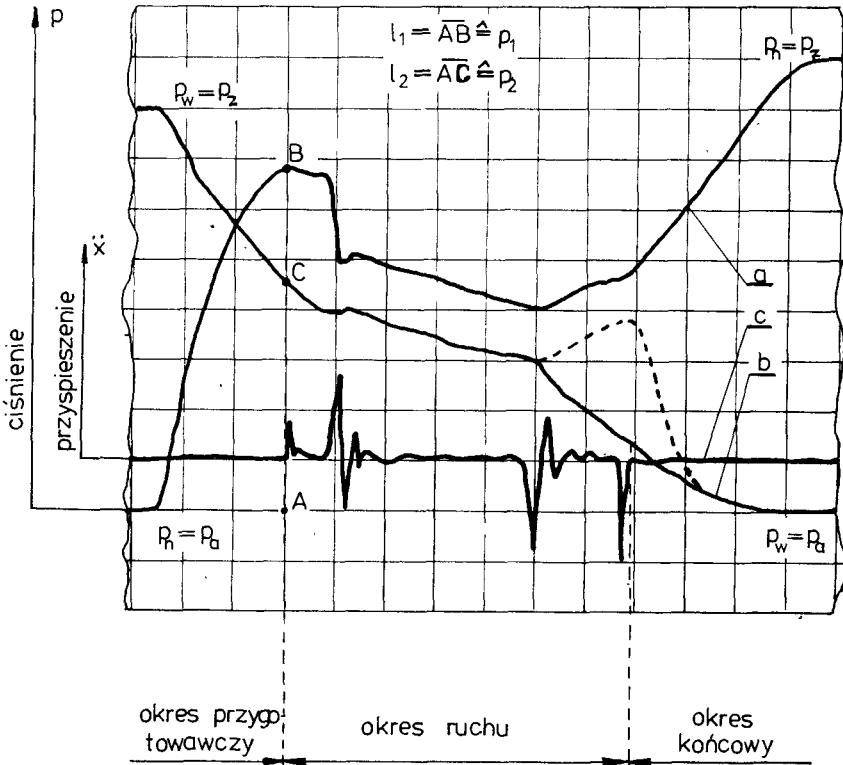
Do realizacji przyjętego programu zbudowano układ zasilający - pomiarowy przedstawiony schematycznie na rysunku 2.

Próba określenia wpływu czasu spoczynku na siłę tarcia...



Rys. 2. Stanowisko pomiarowe /oznaczenia w tekście/

Po otwarciu zaworu odcinającego /1/ sprężone powietrze, wytwarzane przez sprężarkę, podawane jest do stacji oczyszczania powietrza /2/ typu U-801. W stacji oczyszczania powietrza zostaje ono osuszone, odolejone i pozbawione wszelkich zanieczyszczeń mechanicznych. Zawór redukcyjny /3/ służy do uzyskania określonej wartości ciśnienia zasilania, którą wskazuje manometr /5/. Zbiornik wyrównawczy /4/ zapobiega niepożądanym pulsacjom ciśnienia zasilania w układzie. Badany siłownik /8/ i zawór rozdzielający /7/ połączono przewodami elastycznymi o średnicy wewnętrznej 0,006 m i długości 1,35 m. Układ pomiarowy składa się z dwóch indukcyjnych czujników ciśnienia /10/ typu OT-23, miernika wielkości mechanicznych /11/ typu N-101, czujnika przyspieszenia /9/ typu kD-35, miernika przyspieszenia /12/ typu SM-212 oraz oscylografu pętlicowego /13/ typu N-117. Czas spoczynku odmierzone czasomierzem elektrycznym typu TS-1. Na oscylogramie /rys.3/ zarejestrowano przebieg zmian ciśnienia w komorze napełnianej /krzywa „a” rys.3/, ciśnienia w komorze opróżnianej /krzywa „b” rys. 3 / oraz przyspieszenia  $\ddot{x}$  tłoka /krzywa „o” rys.3 /.



Rys. 3. Przykładowy oscylogram uzyskany podczas badań

Dodatkowe oznaczenia /rys. 3/ :

$P_z$  - ciśnienie zasilania,

$P_a$  - ciśnienie atmosferyczne.

Uwzględniając przedstawiony przykład oscylogramu /rys.3/, wzór (3) na siłę tarcia statycznego siłownika przyjmie następującą postać obliczeniową:

$$T_{st} = A_1 / p_1 - k p_2 / = \frac{\pi D^2}{4} / c_1 l_1 - k c_2 l_2 / [N] \quad (4)$$

gdzie:

$$k = \frac{A_2}{A_1}$$

- stosunek czynnej powierzchni tłoka od strony komory opróżnianej  $A_2$  do czynnej powierzchni tłoka od strony komory napełnianej  $A_1$  / $k = 0,94$ /,

$D$  [m] - średnica wewnętrzna cylindra / $D = 0,060$  m /,

$c_1; c_2$  [Pa/m] - stałe wzorcowania układu pomiarowego dla ciśnień  $p_n; P_w$ ,

$l_1; l_2$  [m] - długość odcinków zmierzona na oscylogramie odpowiadająca wartościom ciśnień  $p_1$  i  $p_2$ .

Próba określenia wpływu czasu spoczynku na siłę tarcia...

Bardzo szczegółowe interpretacje różnych oscylogramów siłowników pneumatycznych przedstawiono m.in. w pracy [4]. Na podstawie zawartych w niej informacji można uznać, że uzyskane podczas eksperymentu oscylogramy /rys. 3/ w prawidłowy sposób odzwierciedlają fizykę zjawisk zachodzących w komorach siłownika podczas taktu jego pracy. Dla ścisłości należy podkreślić, że przebieg zmian ciśnienia  $p_w$  /krzywa „b” rys.3/ w końcowym okresie ruchu winien przebiegać według zaznaczonej linii przerywanej. Odmiennosc ta powstała w wyniku określonego montażu czujnika ciśnienia w komorze opróżnianej.

### 3. WYNIKI BADAŃ

Otrzymane z eksperymentu wyniki zestawiono w tabeli 1. Zamieszczone w niej wartości siły tarcia statycznego /kolumna 3, 4, 5/ są średnimi arytmetycznymi z pięciu pomiarów.

Tabela 1

Wyniki pomiarowe

L.p.	Czas spoczynku $t_p$ [s]	Siła tarcia statycznego $T_{st}$ [N]		
		ciśnienie zasilania $p_z = 0,30$ [MPa]	ciśnienie zasilania $p_z = 0,45$ [MPa]	ciśnienie zasilania $p_z = 0,60$ [MPa]
1	15	63,80	107,10	125,90
2	120	67,20	109,40	126,40
3	240	69,55	111,90	130,00
4	480	74,30	112,05	131,60
5	720	75,60	114,00	132,40
6	960	78,10	116,70	133,10
7	1800	82,00	118,60	134,00
8	3600	82,50	119,35	134,30

Wpływ czasu spoczynku  $t_p$  na siłę tarcia statycznego siłownika  $T_{st}$  proponuje się ująć zależnością analityczną postaci:

$$T_{st} = B t_p^n \quad (5)$$

gdzie:

$B, n$  - stałe współczynniki.

Zależność (5) w układzie współrzędnych logarytmicznych przedstawia prostą o równaniu:

$$y = nx + b \quad (6)$$

gdzie:

$$y = \log T_{st},$$

$$x = \log t_p,$$

$$b = \log B.$$

Sąd o korelacji liniowej między logarytmami zmiennych /siłą tarcia statycznego i czasem spoczynku/ uzależniono od wartości współczynnika korelacji „r” wyników eksperymentalnych. Współczynniki korelacji wyników eksperymentalnych wyliczono według [10] wynoszą odpowiednio:

$$r = 0,996879 \quad \text{dla} \quad p_z = 0,30 \quad [\text{MPa}]$$

$$r = 0,919724 \quad \text{dla} \quad p_z = 0,45 \quad [\text{MPa}]$$

$$r = 0,945486 \quad \text{dla} \quad p_z = 0,60 \quad [\text{MPa}]$$

Wartość krytyczna współczynnika korelacji, dla przyjętego poziomu istotności  $\alpha = 0,05$  wynosi [10]:

$$r_{kryt.} = 0,7067$$

Dla wszystkich grup pomiarów zachodzi  $|r| > |r_{kryt.}|$ , której spełnienie jest podstawą do przyjęcia hipotezy alternatywnej [10], w świetle której nie ma podstaw do odrzucenia istnienia korelacji liniowej między logarytmami zmiennych opisanych równaniem (6).

Estymację przedziałową prostych regresji /rys. 4/ wykonano dla poziomu  $1 - \alpha = 0,95$ . Korzystając z rachunku statystycznego opracowania wyników pomiarów [10] wyznaczono następujące wartości współczynników B i n zależności (5):

$$T_{st} = 54 t_p^{0,052} [N] \quad \text{dla} \quad p_z = 0,30 [\text{MPa}]$$

$$T_{st} = 100 t_p^{0,021} [N] \quad \text{dla} \quad p_z = 0,45 [\text{MPa}]$$

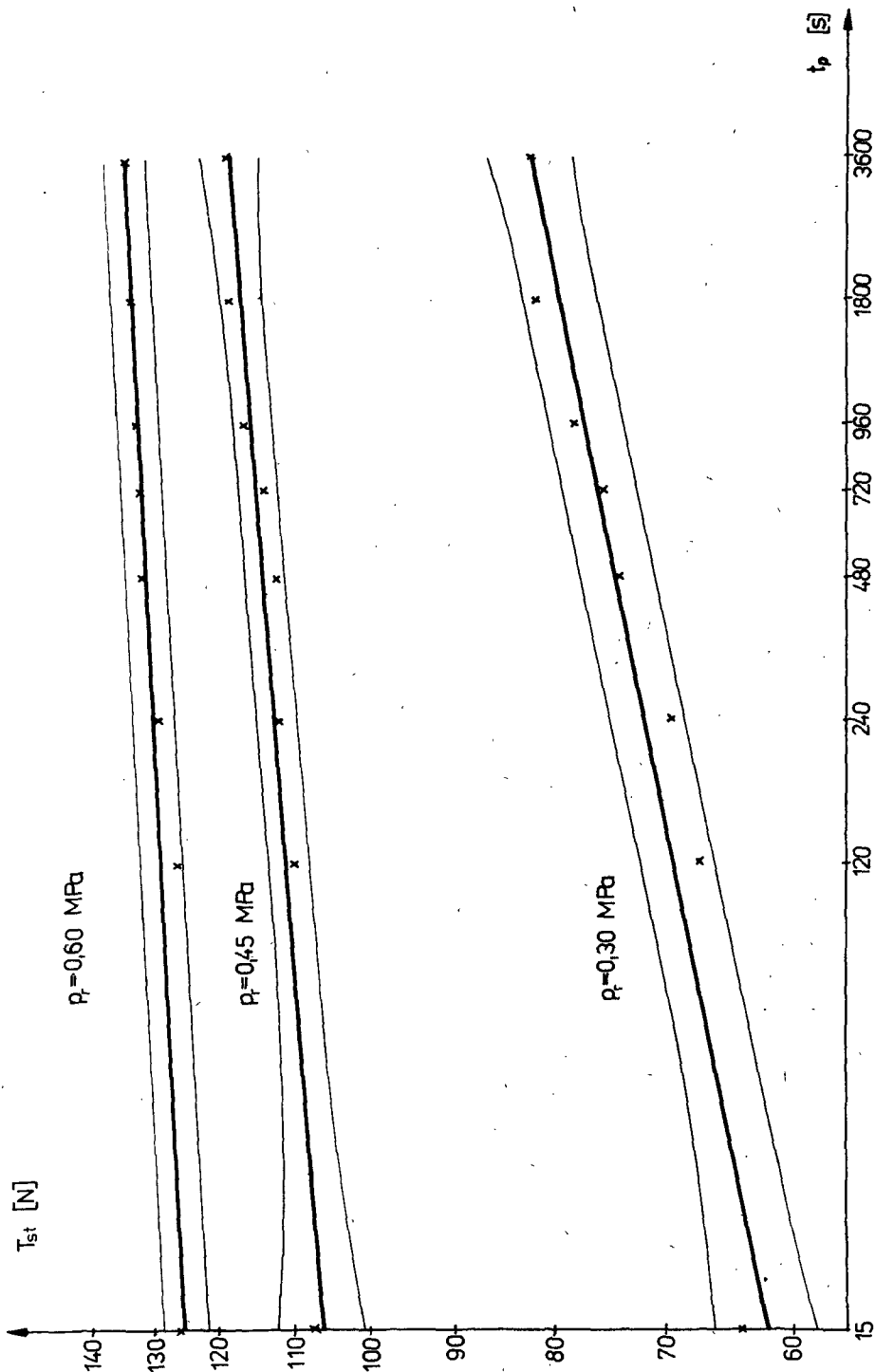
$$T_{st} = 120,5 t_p^{0,013} [N] \quad \text{dla} \quad p_z = 0,60 [\text{MPa}]$$

gdzie:

$$t_p - \text{czas spoczynku} [s].$$

Maksymalny względny błąd wyznaczenia siły tarcia statycznego wyliczona według metody różniczki zupełnej wynosi  $\sigma_p = 2,78\%$ .

Próba określenia wpływu czasu spoczynku na siłę tarcia...



Rys. 4 . Zależność siły tarcia statycznego od czasu spoczynku /współrzędne logarytmiczne/



Zamieszczone w tabeli 1 oraz przedstawione graficznie /rys. 4/ wyniki pomiarów są podstawą następujących spostrzeżeń:

- a/ W badanym przypadku wpływ czasu spoczynku na siłę tarcia statycznego można, na poziomie ufności 0,95, opisać zależnością analityczną:

$$T_{st} = B t_p^n \quad [N]$$

słuszną dla zakresu  $15 [s] \leq t_p \leq 3600 [s]$ .

Siła tarcia statycznego rośnie w miarę wydłużania się czasu spoczynku. Wzrost siły tarcia jest stosunkowo intensywny w zakresie krótszych czasów spoczynku tj. od 15 s do 960 s. Dla dłuższych czasów spoczynku od 960 s siła tarcia statycznego rośnie znacznie mniej intensywnie wykazując, w miarę wydłużania się czasu spoczynku, tendencję do stabilizacji.

- b/ Ilościowe wyniki doświadczenia przedstawia tabela 2.

Tabela 2

Zestawienie wyników pomiarów

Ciśnienie zasilania $p_z$ [MPa]	Średnia siła tarcia statycz. $T_{st}$ [N]	Bezwzględny przyrost siły tarcia statycznego $\Delta T_{st}$ [N]	Względny przyrost siły tar. statycz. $\frac{\Delta T_{st}}{T_{st}}$ [%]	Względny przyrost ciśnienia zasilania $\frac{\Delta p_z}{p_z}$ [%]	Względny przyrost średniej siły tar. $\frac{T_{st}}{T_{st}}$ [%]
0,30	74,13	18,70	25,23	0	0
0,45	113,64	12,25	10,78	50	50,3
0,60	131,00	8,40	6,41	100	76,7

Wzrost wartości ciśnienia zasilania powoduje wzrost siły tarcia statycznego /tabela 2, kolumna 1, 2, 3/. Intensywność wzrostu siły tarcia statycznego w funkcji czasu spoczynku maleje /tabela 2, kolumna 1, 3, 4/ ze wzrostem ciśnienia zasilania. Siła tarcia statycznego nie wzrasta wprost proporcjonalnie /tabela 2, kolumna 5, 6/ do wzrostu ciśnienia zasilania.

- c/ Średnia wartość siły tarcia statycznego /tabela 2, kolumna 2/ stanowi odpowiednio:

$$T_{st} = 8,74 \% P_t \quad \text{dla} \quad p_z = 0,30 \text{ [MPa]}$$

$$T_{st} = 8,95 \% P_t \quad \text{dla} \quad p_z = 0,45 \text{ [MPa]}$$

$$T_{st} = 7,73 \% P_t \quad \text{dla} \quad p_z = 0,60 \text{ [MPa]}$$

Próba określenia wpływu czasu spoczynku na siłę tarcia...

gdzie:

$P_t$  - teoretyczna siła pchająca [11]; wyznaczona dla wartości ciśnienia roboczego  $p_r$  równej wartości ciśnienia zasilania  $p_z$ , z zależności:

$$P_t = \frac{\pi D^2}{4} P_r$$

Przyjmując, że, w ogólnym przypadku siła tarcia statycznego jest większa od siły tarcia kinetycznego [1], można maksymalną wartość siły tarcia  $T$  siłownika utożsamiać z siłą tarcia statycznego i określić ją na poziomie 10 % teoretycznej siły pchającej  $P_t$ . Uwzględniając powyższe uwagi rzeczywista siła pchająca  $P_{rz}$  określona według [11] z zależności:

$$P_{rz} = P_t - T$$

wynosi dla badanego siłownika pneumatycznego:

$$P_{rz} = P_t - 0,1 P_t = 0,9 P_t .$$

#### 4. WNIOSKI

Uzyskane wyniki badań, mimo ich rozpoznawczego charakteru, są podstawą następujących wniosków:

1. Wraz z upływem czasu spoczynku tłoka następuje wzrost siły tarcia statycznego pneumatycznego siłownika tłokowego, w którego węzłach uszczelniających zabudowane są gumowe uszczelki samouszczelniające typu U.
2. Wpływ czasu spoczynku na siłę tarcia statycznego badanego siłownika opisuje zależność potęgowa postaci:

$$T_{st} = B t_p^n$$

śluszna dla

$$15 \left[ \frac{s}{s} \right] \leq t_p \leq 3600 \left[ \frac{s}{s} \right]$$

$$0,30 \left[ \frac{MPa}{MPa} \right] \leq p_z \leq 0,60 \left[ \frac{MPa}{MPa} \right]$$

gdzie:

$n$  - wykładnik potęgi równy tangensowi kąta nachylenia prostej w układzie współrzędnych

$$\log T_{st} - \log t_p .$$

$B$  - współczynnik równy co do wartości sile tarcia statycznego dla jednostkowego czasu spoczynku.

3. Istnieje zakres czasu spoczynku, który w badanym przypadku wynosi od 480 s do 1800 s, po przekroczeniu którego następuje praktycznie stabilizacja siły tarcia statycznego siłownika. Na szyb-

- kość stabilizacji siły tarcia statycznego wpływa większa wartość ciśnienia zasilania.
4. Zmienność siły tarcia statycznego pneumatycznego siłownika tłokowego wraz ze zmianą czasu spoczynku i ciśnienia zasilania, prowadzi o odmienności charakteru procesu tarcia gumy z powierzchnią metalową.
  5. Siła tarcia statycznego pneumatycznego siłownika tłokowego jest o rząd wartości mniejsza od teoretycznej siły pchającej rozwijanej przez siłownik.

## LITERATURA

- [1] Bowden F.P., Tabor D.: Wprowadzenie do trybologii. WNT, Warszawa 1980
- [2] Burenin W.W.: Eksperymentalnoje issledowanie siły trienia w upko-tnienijach gidrocylińdrow. Stanki i Instrument, 1978, nr 8, s.28/29
- [3] Gawryś E., Stryczek S.: Badania pierścieni samouszczelniających . Przegląd Mechaniczny, 1977, nr 18, s. 632/636
- [4] Gierc E.W.: Napędy pneumatyczne. Teoria i obliczanie. WNT, Warszawa 1973
- [5] Gosztowtt L., Karaszkiewicz A.: Współczynnik tarcia pierścieni uszczelniających. Przegląd Mechaniczny, 1974, nr.19, s. 653/658
- [6] Habel E.: Pneumatikdichtungen : beschränkter und unbeschränkter Trockenlauf. Maschinenmarkt, 1976, nr 54, s. 971/972
- [7] Iwaszko J., Lamowski S.: Optymalny zacisk uszczelki w siłowniku pneumatycznym. Przegląd Mechaniczny, 1975, nr 2, s. 45/49
- [8] Kamiński L.M.: Aperiodyczny ruch siłownika pneumatycznego. Zeszyty Naukowe AGH, Kraków 1972
- [9] Karaszkiewicz A.: Analiza węzła uszczelniającego oraz wpływ ciśnienia, prędkości i temperatury na tarcie pierścienia o przekroju okrągłym przy małych prędkościach posuwu. Praca doktorska, Politechnika Warszawska, 1970
- [10] Praca zbiorowa pod red. H.Szydlowskiego : Teoria pomiarów. PWN, Warszawa 1981
- [11] Stawiarski D.: Urządzenia pneumatyczne w obrabiarkach i przyrządach. WNT, Warszawa 1975
- [12] Wallburg G.: Elastomere Reibung bei O - Ring - Dichtungen. Ölhydraulik und Pneumatik, 1977, nr 11, s. 781/784

## Próba określenia wpływu czasu spoczynku na siłę tarcia...

ATTEMPT AT DETERMINING EFFECT OF REST TIMES ON FRICTIONAL FORCE OF  
STATIC PNEUMATIC CYLINDER SERVO-MOTOR

## Summary

The paper presents an experimental way of determining the effect of cylinder rest times on the frictional force of the static pneumatic cylinder servo-motor. The construction of the measurement stand, the course of the test as well as the results and conclusions were presented and discussed.

ИСПЫТАНИЕ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ВЛИЯНИЯ ВРЕМЕНИ ПОКОЯ НА СИЛУ СТАТИЧЕСКОГО ТРЕНИЯ  
ПНЕВМАТИЧЕСКОГО ЦИЛИНДРА

## Резюме

В статье представлен экспериментальный способ определения влияния времени нахождения поршня в покое на силу статического трения пневматического цилиндра. Рассмотрена постройка измерительной установки, ход исследований, а также результаты и выводы.

Marian Szymański

BILANS CIEPLNY TUNELU DO WSTĘPNEGO DOJRZEWANIA  
PŁYT AZBESTOWO-CEMENTOWYCH

Opracowano bilans cieplny tunelu do wstępnego dojrzewania płyt azbestowo-cementowych. Na podstawie przeprowadzonych badań potwierdzono słuszność założeń przyjętych przy układaniu bilansów. Otrzymano zależności umożliwiające projektowanie układów grzewczo - nawilżających tunelu.

1. WSTĘP

Przyspieszona hydratacja cementu zachodząca w płytach azbestowo-cementowych w tunelu do wstępnego dojrzewania płyt połączona jest z wymianą ciepła między płytami i ich otoczeniem. W początkowej fazie procesu ciepło pobierane jest przez płyty od powietrza wypełniającego tunel. Po upływie określonego czasu - około trzech godzin - ilość ciepła wytwarzającego się w płytach w wyniku zachodzących w nich reakcji chemicznych jest tak znaczna, że temperatura płyt przewyższa temperaturę otaczającego je powietrza. Ciepło zaczyna przepływać od płyt do otoczenia. Niżej przedstawiono bilans cieplny tunelu opisujący w sposób wynikowy zachodzące w tym urządzeniu złożone procesy wymiany ciepła.

2. WYMIANA CIEPŁA W TUNELU DO WSTĘPNEGO DOJRZEWANIA PŁYT

Na podstawie przeprowadzonej analizy rozkładu temperatury w tunelu oraz przebiegu wydzielania się ciepła podczas hydratacji cementu przyjęto, że tunel na swej długości podzielony zostanie na trzy równej długości sekcje. W pierwszych dwóch sekcjach, licząc od strony wlotu do tunelu ze względu na konieczność doprowadzenia w tym obzazrze ciepła do płyt i powietrza przewidziano zainstalowanie grzejników węzownicowych zasilanych parą. W trzeciej sekcji tunelu nie przewidziano grzejników, gdyż źródłem ciepła stają się płyty azbestowo-cementowe.

Bilans cieplny tunelu opracowano dla okresu zimowego i letniego uwzględniając ekstremalne warunki pracy, a więc najwyższą temperaturę powietrza w tunelu + 323 K i odpowiednio najniższą temperaturę otoczenia. Wartości cieplne bilansu odniesiono do temperatury 273 K.

## Bilans cieplny tunelu...

Równanie bilansu cieplnego opisujące wymianę ciepła w tunelu ma postać [3]:

$$Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_s = Q_6 + Q_p + Q_h \quad (1)$$

gdzie:

- $Q_1$  - strumień ciepła potrzebnego do ogrzania płyt azbestowo - cementowych od temperatury początkowej do temperatury powietrza w tunelu;
- $Q_2$  - strumień ciepła potrzebnego do ogrzania stalowych przekładek od temperatury początkowej do temperatury powietrza w tunelu;
- $Q_3$  - strumień ciepła potrzebnego do nagrzania stalowych wózków transportowych od temperatury początkowej do temperatury powietrza w tunelu;
- $Q_4$  - strumień ciepła potrzebnego do ogrzania i nawilżenia powietrza napływającego do tunelu w wyniku infiltracji;
- $Q_5$  - strumień ciepła doprowadzanego przy nawilżaniu powietrza w tunelu dla zachowania stałej wilgotności względnej;
- $Q_s$  - strumień ciepła wymienianego między tunelem a otoczeniem;
- $Q_6$  - strumień ciepła doprowadzany do tunelu z parą nawilżającą;
- $Q_p$  - strumień ciepła doprowadzany przez grzejniki węzłownicowe;
- $Q_h$  - strumień ciepła wydzielonego podczas hydratacji cementu.

Wartość strumienia ciepła potrzebnego do ogrzania płyt azbestowo - cementowych obliczono z zależności:

$$Q_1 = m_1 c (t_2 - t_1) \quad \text{kJ/s} \quad (2)$$

gdzie:

- $m_1$  - strumień masy płyt w kg/s,
- $c$  - ciepło właściwe wilgotnych płyt w kJ/kg K,
- $t_1$  - temperatura płyt wprowadzanych do tunelu,
- $t_2$  - temperatura powietrza w tunelu, której wartość przyjęto dla obu okresów zimowego i letniego  $t_2 = 323 \text{ K}$ .

Temperatura płyt układanych w stos na wózku transportowym i następnie wprowadzanych do wnętrza tunelu jest w przybliżeniu jednakowa w okresie zimowym i letnim. Wynika to z przebiegu procesu technologicznego. Do obliczeń przyjęto  $t_1 = 293 \text{ K}$ .

Wartość ciepła właściwego wilgotnych płyt azbestowo - cementowych obliczono jako sumę iloczynów ciepła właściwych składników płyt i ich udziałów wagowych, przyjmując że wilgotność płyt przed tunelem wynosi 23%.

Strumień ciepła doprowadzany dla ogrzania stalowych przekładek obliczono ze wzoru:

$$Q_2 = m_2 c_s (t_2 - t_{1s}) \quad \text{kJ/s} \quad (3)$$

gdzie:

- $m_2$  - strumień masy przekładek stalowych w kg/s,
- $c_s$  - ciepło właściwe stali w kJ/kg K,
- $t_2$  - temperatura końcowa przekładek  $t_2 = 323$  K,
- $t_{1,s}$  - temperatura przekładek przed wlotem do tunelu równa temperaturze otoczenia; w okresie zimowym  $t_{1,s} = 283$  K w okresie letnim  $t_{1,s} = 293$  K.

Wartość strumienia ciepła potrzebnego do ogrzania wózków transportowych obliczono z zależności:

$$Q_3 = m_3 c_s (t_2 - t_{1,w}) \quad \text{kJ/s} \quad (4)$$

gdzie:

- $m_3$  - strumień masy wózków transportowych w kg/s,
- $t_2$  - temperatura końcowa wózków  $t_2 = 323$  K,
- $t_{1,w}$  - temperatura początkowa wózków; dla okresu zimowego  $t_{1,w} = 283$  K, dla okresu letniego  $t_{1,w} = 293$  K.

W okresie zimowym przewidziano do nawilżania powietrza parę wodną pobieraną z kolektora zasilającego grzejniki węzłownicowe. Para wypływając z dysz rozpręża się adiabatycznie do ciśnienia otoczenia wynoszącego około 0,1 MPa i osiąga stopień suchości  $x_2 = 0,92$  oraz temperaturę 372 K /99°C/. Para o tych parametrach miesza się z powietrzem nawilżając je i oddając mu jednocześnie ciepło.

Operacja nawilżania powietrza połączona jest z pobieraniem ciepła. Wartość strumienia ciepła potrzebnego do ogrzewania i nawilżania powietrza wpływającego do tunelu od temperatury i wilgotności względnej otoczenia do temperatury i wilgotności występujących w tunelu obliczono ze wzoru:

$$Q_4 = \frac{3 \cdot v \cdot \rho \cdot (i_2 - i_1)}{8 \cdot 3600} \quad \text{kJ/s} \quad (5)$$

gdzie:

- $i_2$  - entalpia powietrza o temperaturze 323 K i wilgotności względnej równej 90%,
- $i_1$  - entalpia powietrza dopływającego z otoczenia.

Dla okresu zimowego przyjęto wartość parametrów powietrza otaczającego tunel; temperaturę równą 283 K, wilgotność względną 70%, a dla okresu letniego - temperaturę równą 293 K i wilgotność względną równą 70%.

Wartość strumienia ciepła doprowadzanego do nawilżania powietrza w tunelu dla uzupełnienia ubytków wilgoci absorbowanej przez płyty azbestowo - cementowe obliczono przyjmując, że w wyniku absorpcji wody z powietrza wilgotność płyt wzrasta od 23 do 24%.

## Bilans cieplny tunelu...

Przy braku ciągłego nawilżania powietrza spowodowałoby to obniżenie w ciągu 1 s wilgotności właściwej powietrza w tunelu do podanej niższej wartości  $x_3$ :

$$x_3 = \frac{V \cdot \rho_2 \cdot x_2 - m_{w1}}{V \cdot \rho_2} \text{ kg wody/kg powietrza} \quad (6)$$

gdzie:

$\rho_2$  - gęstość suchego powietrza w temperaturze 323 K.

Strumień ciepła potrzebnego do nawilżania powietrza w tunelu dla zachowania stałej wartości wilgotności względnej obliczono ze wzoru:

$$Q_5 = \frac{V \cdot \rho \cdot (i_2 - i_3)}{\tau} \text{ kJ/s} \quad (7)$$

gdzie:

$i_2$  - entalpia powietrza w tunelu przy temperaturze 323 K i wilgotności względnej 90%,

$i_3$  - entalpia powietrza w tunelu przy temperaturze 323 K i wilgotności właściwej  $x_3$ ,

$\tau$  - czas przebywania płyt w tunelu w s.

Strumień ciepła wymienianego między ściankami tunelu a otoczeniem stanowiący straty ciepłne, obliczono przyjmując założenie, że przepływ ciepła przez ściany tunelu odbywa się w warunkach ustalonych. Temperaturę powierzchni ścian określono na podstawie pomiarów termometrem przyłgowym przeprowadzonych w tunelach pracujących w przemyśle. Pomiarzy te potwierdziły również słuszność przyjętego założenia o niezmienności temperatury w czasie.

Wartość strumienia ciepła przewodzonego przez ściany tunelu obliczono na podstawie prawa Fouriera:

$$Q_s = -\lambda \cdot F \cdot \text{grad } t \quad (8)$$

gdzie:

$\lambda$  - przewodność cieplna ścian tunelu,

$F$  - powierzchnia ścian,

$t$  - temperatura.

Strumień ciepła traconego w wyniku wymiany ciepła z otoczeniem równy jest sumie strumieni przewodzonych przez ściany boczne i strop tunelu. Wartość jego określona na podstawie wzoru 8 jest równa:

$$Q_s = \frac{F_b \cdot (t_w - t)}{\sum \frac{\delta_1}{\lambda_1}} + \frac{F_s \cdot (t_s - t)}{\sum \frac{\delta_1}{\lambda_1}} \text{ kJ/s} \quad (9)$$



gdzie:

- $F_b$  - powierzchnia ścian bocznych w  $m^2$ ,
- $F_s$  - powierzchnia stropu w  $m^2$ ,
- $\delta_i$  - grubość warstwy w ścianie lub stropie w m,
- $\lambda_i$  - przewodność cieplna warstwy  $\text{kJ/m s K}$ ,
- $t_w$  - temperatura wewnętrznej powierzchni ścian bocznych,
- $t_s$  - temperatura wewnętrznej powierzchni stropu,
- $t$  - temperatura zewnętrznej powierzchni ścian i stropu.

Strumień ciepła doprowadzonego z parą wodną stosowaną do nawilżania powietrza w tunelu obliczono ze wzoru:

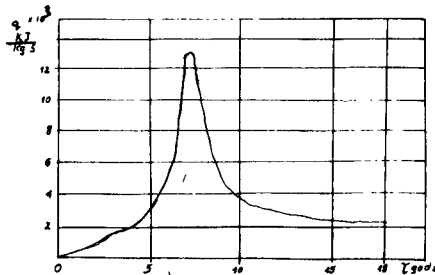
$$Q_6 = m_w i_{pn} \quad (10)$$

gdzie:

- $i_{pn}$  - entalpia właściwa pary wodnej wypływającej z dysz nawilżających.

Ilość ciepła wydzielającego się w wyniku hydratacji cementu zależy od temperatury, w której proces przebiega. W tunelu do wstępnego dojrzewania płyt azbestowo-cementowych hydratacja cementu przebiega nieizotermicznie. Obliczając ilość ciepła wydzielonego w czasie hydratacji cementu w tunelu wykorzystano więc wyniki badań wydzielania się ciepła podczas hydratacji cementu przy zaprogramowanym wzroście temperatury [2]. Zaprogramowany przebieg zmian temperatury polegał na wstępnym dojrzewaniu płyt przez około dwie godziny, a następnie podnoszeniu temperatury przez okres 4 godzin z szybkością 15  $\text{kJ/h}$  aż do temperatury 353 K. Zaprogramowany przebieg zmian temperatury jest zbliżony do zmian temperatury w stosie płyt.

Szybkość wydzielania się ciepła podczas hydratacji cementu przy zaprogramowanym wzroście temperatury przedstawiono na wykresie zamieszczonym na rysunku 1 [2].



Rys. 1. Szybkość wydzielania się ciepła podczas hydratacji cementu przy zaprogramowanym wzroście temperatury

## Bilans cieplny tunelu...

Na podstawie tego wykresu, planimetrując powierzchnię ograniczoną linią przebiegu zależności prędkości wydzielania się ciepła od czasu i czasem przebywania płyt w tunelu oraz dzieląc otrzymany wynik przez czas pobytu płyt w tunelu obliczono średnią prędkość wydzielania się ciepła podczas hydratacji cementu.

Strumień ciepła wydzielającego się podczas hydratacji cementu zawartego w płytach obliczono ze wzoru:

$$Q_h = \left( m - m \cdot \frac{a}{100} \right) \cdot q \quad \text{kJ/s} \quad (11)$$

gdzie:

- $m$  - masa płyt znajdujących się w tunelu w kg,
- $a$  - zawartość azbestu w płytach w %,
- $q$  - prędkość wydzielania się ciepła podczas hydratacji w kJ/kg s.

Ilość ciepła doprowadzanego przez węzownicowe grzejniki zasilane parą wodną obliczono z równania bilansu cieplnego tunelu.

Wartość strumienia ciepła doprowadzanego przez grzejniki jest równa:

$$Q_p = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_8 - Q_6 - Q_h \quad (12)$$

Na podstawie określonej wyżej wartości strumienia ciepła  $Q_p$  obliczono zapotrzebowanie pary wodnej do zasilania grzejników.

Strumień masy pary wodnej potrzebnej do zasilania grzejników jest równy:

$$m_p = \frac{Q_p}{i_p - i_k} \quad (13)$$

gdzie:

- $m_p$  - strumień masy pary wodnej w kg/s,
- $i_p$  - entalpia właściwa pary doprowadzanej do grzejników  $\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$
- $i_k$  - entalpia właściwa kondensatu odprowadzanego z grzejników kJ/kg.

## 3. WNIOSKI

Opracowany wyżej bilans cieplny tunelu do wstępnego dojrzewania płyt azbestowo-cementowych opisuje z dokładnością wystarczającą dla celów technicznych przebieg wymiany ciepła w tunelu do wstępnego dojrzewania płyt azbestowo-cementowych.

Bardzo duże znaczenie w bilansie cieplnym tunelu ma ciepło wydzielane podczas hydratacji cementu zawartego w płytach. Ilość wydzielonego ciepła zależy od masy płyt i czasu ich przebywania w tunelu.

Dla tunelu o wymiarach wewnętrznych: długość 38,8 m szerokość 3,82 m i wysokość 1,93 m - przeznaczonego do wstępnego dojrzewania płyt azbestowo - cementowych, w którym przebywa jednocześnie w okresie zimowym 43606 kg płyt w ciągu 5 godzin wydziela się 122 kJ/s przy zapotrzebowaniu ciepła w tunelu 140 kJ/s.

W okresie letnim, gdy w tunelu jednocześnie przebywało 20 655 kg płyt, a czas przebywania wynosił 3,5 godziny wydzielało się podczas hydratacji cementu 40 kJ/s przy zapotrzebowaniu ciepła w tunelu 122 kJ/s.

Brakujące ilości ciepła doprowadzić należy za pomocą ogrzewania grzejnikami węglownicowymi i z parą nawilżającą.

#### LITERATURA

- [1] Młodecki J., Wolska-Kotańska C.: Cement Wapno Gips nr 10 1978 s. 269
- [2] Ryduchowska D., Kędzierski T.: Cement Wapno Gips nr 6 1981 s. 165
- [3] Szymański M., Łukasiewicz J.: Projekt modernizacji tunelu do wstępnego dojrzewania płyt azbestowo-cementowych z uwzględnieniem automatycznego ogrzewania i nawilżania powietrza. ATR, Bydgoszcz 1980

#### HEAT BALANCE OF TUNNEL FOR PRE-CURING ASBESTOS-CEMENT BOARD BOARD Summary

In this paper, the heat balance of the tunnel for precuring asbestos - cement boards is described. By way of experiment, assumptions for the balance arrangement were confirmed. A formula enabling the design of tunnel humidifying-heating systems was obtained.

#### ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС ТУННЕЛЯ ДЛЯ ПРЕДВАРИТЕЛЬНОГО ДОЗРЕВАНИЯ АСБЕСТНО - - ЦЕМЕНТНЫХ ПЛИТ

#### Резюме

Разработан тепловой баланс туннеля для предварительного дозревания асбестно-цементных плит. На основе проведенных опытов подтверждена правильность принятых предположений. Получены зависимости для проектирования систем обогрева и увлажнения воздуха в туннеле.

Marian Szymański

WYMIANA MASY I CIEPŁA W TUNELU DO WSTĘPNEGO DOJRZEWANIA PŁYT  
AZBESTOWO - CEMENTOWYCH

Przeprowadzono analizę wymiany masy i ciepła w tunelu do wstępnego dojrzwania płyt azbestowo-cementowych. Przedstawiono bilans masowy tunelu.

1. WSTĘP

Wstępne dojrzwanie jest ostatnią operacją w procesie wytwarzania płyt azbestowo-cementowych przeprowadzaną w układzie technologicznym urządzeń do ich produkcji. Polega ono na przyspieszeniu hydratacji zawartego w płytach cementu. Operacja ta przeprowadzana jest w tunelach o specjalnej budowie zapewniającej utrzymanie w nich ustalonych parametrów powietrza, najkorzystniejszych dla przebiegu hydratacji. W tunelach wstępnego dojrzwania zachodzą jednocześnie procesy wymiany masy i ciepła przebiegające w sposób dynamiczny. Znajomość ich przebiegu i ilościowa charakterystyka stanowią podstawę prawidłowego doboru rozwiązań budowy tunelu oraz instalacji nawilżania i ogrzewania powietrza wypełniającego jego wnętrze.

2. ANALIZA WYMIANY MASY I CIEPŁA W TUNELU DO WSTĘPNEGO DOJRZEWANIA

Płyty azbestowo-cementowe bezpośrednio po ich uformowaniu składowane są na wózkach transportowych w stosy, w których poszczególne płyty przedzielone są stalowymi przekładkami powleczonymi olejem. Przekładki zabezpieczają płyty przed deformacją i wzajemnym przyleganiem.

Po wprowadzeniu do tunelu wózka transportowego z ułożonym na nim stosem płyt rozpoczyna się właściwy proces wstępnego ich dojrzwania. Powinien on przebiegać w powietrzu o temperaturze zawierającej się w zakresie  $313 \pm 323 \text{ K} / 40 \pm 50^\circ\text{C}$  i wilgotności względnej większej niż 90%.

Hydratacja cementu połączona jest z absorpcją przez płyty wody z powietrza wypełniającego tunel, co powoduje zmniejszenie się wilgotności względnej powietrza. Występuje także wymiana powietrza między tunelem a jego otoczeniem wskutek nieszczelnych zamknięć wlotu i wylotu tunelu oraz

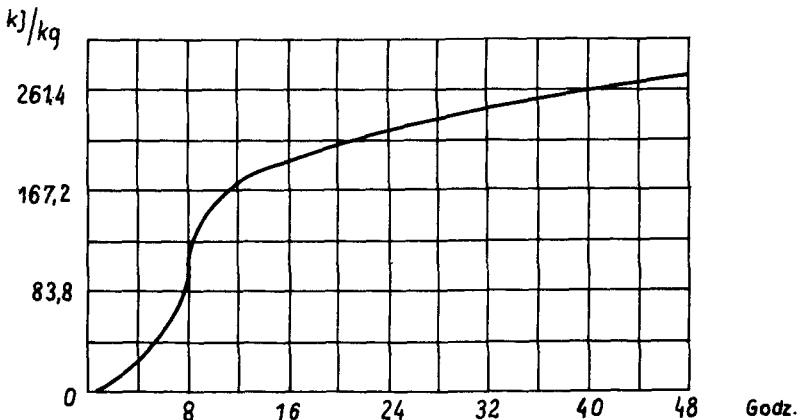
istniejących w jego ścianach otworów. Wymiana powietrza zachodzi szczególnie intensywnie podczas wprowadzania lub wyprowadzania wózków, gdyż operacje te odbywają się przy częściowo otwartych zasłonach zamykających wlot i wylot tunelu. Powietrze napływające z otoczenia ma wilgotność względną i temperaturę niższą niż powietrze wypełniające tunel. Dla zachowania stałej wartości wilgotności względnej powietrze w tunelu należy nawilżać tak, aby uzupełniane były ubytki wilgoci z powietrza powodowane zarówno absorpcją wody przez płyty jak i wymianą z otoczeniem.

Uformowane płyty azbestowo-cementowe mają temperaturę wyższą niż temperatura otoczenia. Wynika to z przebiegu procesu technologicznego ich formowania oraz z zachodzącego w nich egzotermicznego procesu hydratacji cementu. Zawiesina wodna cementu i azbestu, z której formowane są płyty ma temperaturę  $308 + 313$  K.

Temperatura płyt układanych na wózkach jest równa przed wlotem do tunelu  $293 + 296$  K. Na wózkach transportowych zachodzi więc wymiana ciepła między płytami a stalowymi przekładkami i wózkami poprzez przewodzenie oraz z otaczającym je powietrzem na drodze konwekcji swobodnej. Temperatura wózków transportowych i przekładek jest równa temperaturze otoczenia tunelu, której wartość zależy od warunków atmosferycznych i ilości ciepła dostarczanego do ogrzewania hali.

Po wprowadzeniu do tunelu wózki z płytami poruszają się skokowo przeciągane w kierunku wylotu z tunelu przeciągarką w miarę wprowadzania do niego kolejnych wózków. W tunelu przebiegają złożone, dynamiczne procesy wymiany ciepła i masy. Ciepło podczas hydratacji cementu wydzielane jest nierównomiernie w czasie. Ilość wydzielającego się ciepła zależy również od temperatury, w której przebiega hydratacja.

Przebieg wydzielania się ciepła podczas hydratacji przedstawiono na wykresie zamieszczonym na rysunku 1 [1].

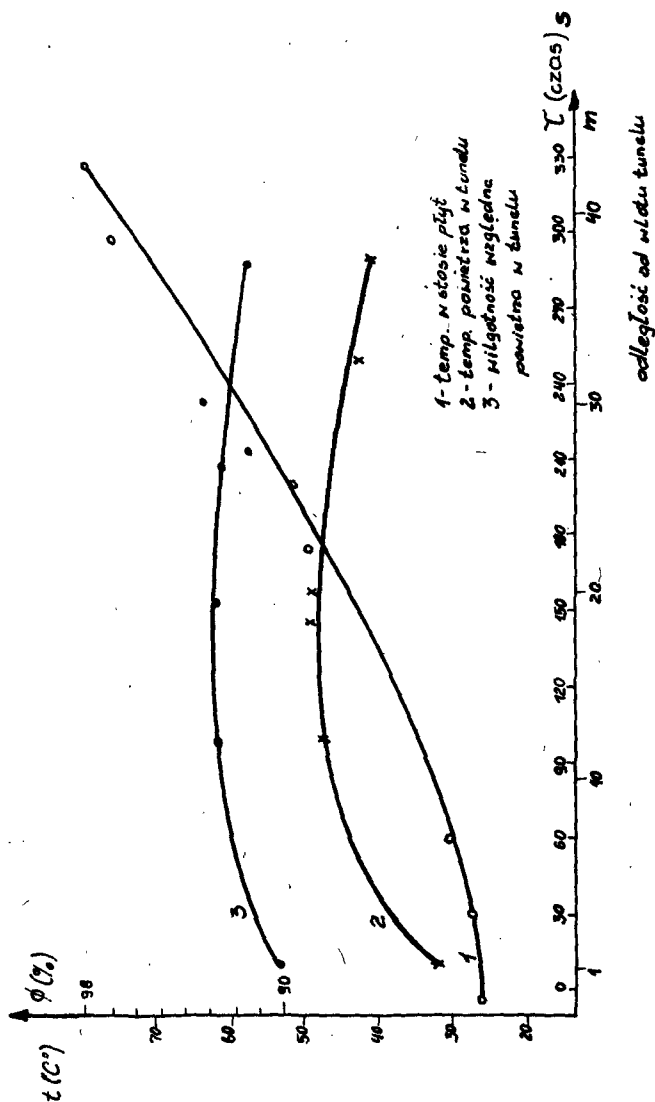


Rys. 1. Przebieg wydzielania się ciepła podczas hydratacji cementu portlandzkiego 350 przeprowadzanej izotermicznie w temperaturze 298K

## Wymiana masy i ciepła w tunelu...

Wykres został wykonany dla cementu portlandzkiego marki 350, stosowanego do wytwarzania płyt azbestowo-cementowych.

W płytach tych jednak oprócz cementu świeżego znajduje się również nieznaczna ilość cementu doprowadzanego do procesu formowania wraz z wodą obiegową. W cemencie tym proces hydratacji znajduje się w innej fazie niż w cemencie świeżym.



Rys. 2. Przebieg zmian temperatury wewnątrz stosu płyt oraz temperatury i wilgotności względnej powietrza w tunelu

Na rysunku 2 zamieszczono wykres przedstawiający przebieg zmian temperatury wewnątrz stosu płyt w czasie ich przebywania w tunelu do wstępnego dojrzenia [3]. Przedstawione na wykresie wartości temperatury mierzono wewnątrz stosu, w środku geometrycznym przekroju poprzecznego. Na osi odciętych wykresu obok czasu mierzono od chwili ułożenia stosu podano również odległości od wlotu do tunelu do miejsc, w których dokonywano kolejnych pomiarów temperatury. Pierwszy pomiar temperatury przeprowadzono przed wlotem do tunelu. Temperaturę mierzono termoparami zainstalowanymi w stosie płyt. Na wykresie zamieszczonym na rysunku 2 przedstawiono również przebieg zmian temperatury i wilgotności względnej powietrza wzdłuż tunelu. Z porównania przebiegu zmian temperatur płyt i powietrza wynika, że w początkowej części tunelu ciepło przepływa od powietrza do płyt. W końcowej części tunelu w wyniku egzotermicznego procesu hydratacji cementu temperatura stosu płyt ma wartość większą niż temperatura powietrza i ciepło przepływa w kierunku odwrotnym - od stosu płyt do otaczającego powietrza.

Ilość wydzielanego ciepła hydratacji jest proporcjonalna do masy płyt znajdujących się jednocześnie w tunelu. Ze względu na charakter wydzielania się ciepła podczas hydratacji cementu, w początkowej strefie tunelu ciepło należy doprowadzać do powietrza z zewnątrz. Doprowadzane jest ono węzownicowymi grzejnikami zasilanymi parą wodną, zainstalowanymi na bocznych ścianach tunelu.

Wymiana ciepła między powierzchnią grzejników i powietrzem odbywa się poprzez konwekcję swobodną.

### 3. BILANS MASOWY TUNELU

Opracowując analityczny opis przepływu i wymiany masy w tunelu do wstępnego dojrzenia płyt azbestowo-cementowych przyjęto założenia:

- ruch wózków w tunelu odbywa się nie skokowo lecz w sposób ciągły,
- na podstawie orientacyjnych obliczeń i analizy warunków pracy tunelu określono, że w ciągu 8 godzin zachodzi w nim trzykrotna wymiana powietrza,
- wymiana powietrza między tunelem a otoczeniem zachodząca w wyniku infiltracji przebiega w sposób ciągły i równomierny,
- powietrze w tunelu nawilżane jest parą wodną suchą nasyconą o ciśnieniu absolutnym 0,4 MPa pobieraną z kolektora zasilającego grzejniki węzownicowe,
- wilgotność płyt przed wprowadzeniem ich do tunelu jest równa 23%,
- w wyniku absorpcji płyty pobierają z powietrza ilość wody potrzebną do osiągnięcia wilgotności równej 24% niezbędnej do prawidłowego przebiegu hydratacji cementu,
- proces absorpcji wody powinien przebiegać przy zachowaniu stałych wartości parametrów powietrza w tunelu - temperatury 323 K i wilgotności względnej 90%.

## Wymiana masy i ciepła w tunelu...

Strumień masy wody  $m_w$  potrzebnej do nawilżenia powietrza w tunelu określono podanym niżej równaniem [3]:

$$m_w = m_{w1} + m_{w2} \quad (1)$$

gdzie:

- $m_{w1}$  - strumień masy wody absorbowanej przez płyty azbestowo - cementowe w kg/s,  
 $m_{w2}$  - strumień masy wody potrzebnej do nawilżania powietrza napływającego do tunelu w kg/s.

Wartość strumienia masy wody absorbowanej przez płyty obliczono z zależności:

$$m_{w1} = \frac{m \cdot (c_2 - c_1)}{100} \text{ kg/s} \quad (2)$$

gdzie:

- $m$  - strumień masy płyt azbestowo cementowych w kg/s,  
 $c_1$  - wilgotność płyt przed tunelem  $c_1 = 23\%$ ,  
 $c_2$  - wilgotność płyt w tunelu  $c_2 = 24\%$ .

Strumień masy wody do nawilżania powietrza przepływającego z zewnątrz do tunelu określono zależnością:

$$m_{w2} = \frac{3 \cdot V \cdot \rho \cdot (x_2 - x_1)}{8 \cdot 3600} \text{ kg/s} \quad (3)$$

gdzie:

- $V$  - objętość powietrza w tunelu w  $m^3$ ,  
 $\rho$  - gęstość powietrza napływającego do tunelu w  $kg/m^3$ ,  
 $x_1$  - wilgotność właściwa powietrza w otoczeniu tunelu w kg wody/kg powietrza,  
 $x_2$  - wilgotność właściwa powietrza po nawilżaniu w kg wody/kg powietrza.

Wilgotność właściwa  $x_2$  odpowiada wartości wilgotności względnej 90% i temperaturze powietrza 323 K. Parametry powietrza otaczającego tunel określono na podstawie pomiarów.

W okresie letnim mają one wartości: temperatura  $t_1 = 293$  K, wilgotność względna  $\phi = 70\%$ , a w okresie zimowym temperatura  $t_1 = 283$  K, wilgotność względna  $\phi = 70\%$ .

Nawilżanie powietrza w tunelu przeprowadzano dwoma sposobami: bezpośrednio doprowadzaną parą wodną lub wodą rozpylaną dyszami inżektorowymi. Parę wodną doprowadzano z kolektora parowego trzema dyszami rozmieszczonymi w równych odstępach na długości tunelu. Rozprężona adiaba-



tycznie w dyszach para wodna miała na wylocie z nich stan określony parametrami: ciśnienie równe około 0,1 MPa i temperaturę równą 364 K. Para wodna o tych parametrach mieszała się z powietrzem wypełniającym tunel oddając mu jednocześnie ciepło i wodę.

Nawilżanie powietrza parą wodną winno przebiegać w taki sposób, aby nie występowało częściowe skraplanie się jej. Wykroplona para wodna mieszając się z olejem, którym powleczone są przekładki stalowe rozdzielające płyty azbestowo-cementowe w stosie tworzy trudne do usunięcia i oczyszczenia ścieki powodujące zanieczyszczenie środowiska. Dla zabezpieczenia się przed wykraplaniem wody z nawilżanego parą powietrza należy ogrzać powietrze przed nawilżaniem do temperatury około 313 K tak, aby przemiana nawilżania i ogrzewania powietrza parą wodną nie przebiegała w obszarze mgły.

Aby zapewnić uzyskanie wilgotności względnej powietrza zawartej w granicach 90 do 100% należy odpowiednio dobrać ilość pary doprowadzanej bezpośrednio do powietrza w tunelu. Po osiągnięciu przez powietrze stanu nasycenia w przypadku dalszego doprowadzania pary nastąpi intensywne skraplanie się jej.

Ze względu na możliwość powstawania w tunelu nadmiernej ilości ścieków para wodna doprowadzana bezpośrednio powinna być stosowana jedynie do nawilżania powietrza. Ogrzewanie powietrza należy przeprowadzać stosując przeponowe wymienniki ciepła.

Do nawilżania powietrza rozpyloną wodą zastosowano układ dysz inżynierskich, zasilanych sprężonym powietrzem i wodą ze zbiornika o stałym poziomie.

Zastosowanie tego typu dysz do rozpylania wody w tunelu podyktowane było koniecznością uzyskania strumienia drobnych kropelek wody wymieszanych przed wlotem do tunelu z powietrzem. Wstępne mieszanie powietrza i kropelek rozpylanej wody odbywa się w komorach mieszalnych dysz.

Taki sposób doprowadzania wody do wypełniającego tunel powietrza ogranicza ilość ścieków powstających w tunelu. Ilość doprowadzanej wody musi być ściśle określona, tak aby powietrze w tunelu nie osiągnęło parametrów punktu rosy.

#### 4. WNIOSKI

Wymiana masy i ciepła w tunelu do wstępnego dojrzewania płyt azbestowo - cementowych decyduje o przebiegu hydratacji cementu w płytach. Projektowanie i eksploatacja tunelów winny być przeprowadzane na podstawie bilansów masy i ciepła. Bilans masy przedstawiony w niniejszym opracowaniu ujmuje w uproszczony i wynikowy sposób przebieg przepływu masy w tunelu, z dokładnością wystarczającą do obliczeń technicznych tego urządzenia.

## Wymiana masy i ciepła w tunelu...

Ilość wody doprowadzanej do nawilżania powietrza musi być kontrolowana ze względu na możliwość osiągnięcia przez powietrze punktu rosy i związane z tym wykraplanie się wody.

Bilans ciepły tunelu do wstępnego dojrzewania płyt azbestowo - cementowych stanowi temat oddzielnego opracowania.

## LITERATURA

- [1] Młodecki J., Wojska-Kotańska C.: Cement Wapno Gips nr 10 1978
- [2] Ryduckowska D., Kędzierski T.: Cement Wapno Gips nr 6 1981
- [3] Kamiński L.M., Szymański M., Łukasiewicz J.: Projekt modernizacji tunelu do wstępnego dojrzewania płyt azbestowo-cementowych z uwzględnieniem automatycznego ogrzewania i nawilżania powietrza. ATR, Bydgoszcz 1980 /praca niepublikowana/

## MASS AND HEAT EXCHANGE IN ASBESTOS-CEMENT PRE-CURING TUNNEL

## Summary

There was made an analysis of the exchange of mass and heat in a tunnel for pre-curing asbestos-cement boards. Mass balance of the tunnel was presented.

## ОБМЕН МАССЫ И ТЕПЛА В ТОННЕЛЯХ ДЛЯ ПРЕДВАРИТЕЛЬНОГО СОЗРЕВАНИЯ АСБЕСТНО-ЦЕМЕНТНЫХ ПЛИТ

## Резюме

Проведен анализ обмена массы и тепла в тоннелях для предварительного созревания асбестоцементных плит.  
Представлен массовый баланс тоннеля.

Krzysztof Wernerowski

KOMPUTEROWE OBLICZENIE SZTYWNOŚCI POPRZECZNYCH ŁOŻYSK ZASILANYCH  
ZEWNĘTRZNIE SPRĘŻONYM GAZEM

Sztwność jest bardzo ważnym wskaźnikiem łożysk. Dokładność działania ułożyskowań gazowych zależy głównie od sztywności. Opracowana procedura stiffness 2 eliminuje konieczność szczegółowych obliczeń nieliniowego równania różniczkowego filmu smarującego. Automatyczne działanie procedury stiffness 2 zmniejsza czasochłonne projektowanie łożysk zasilanych zewnętrznie sprężonym gazem. Istnieje również możliwość szybkiej optymalizacji geometrycznej.

1. WSTĘP

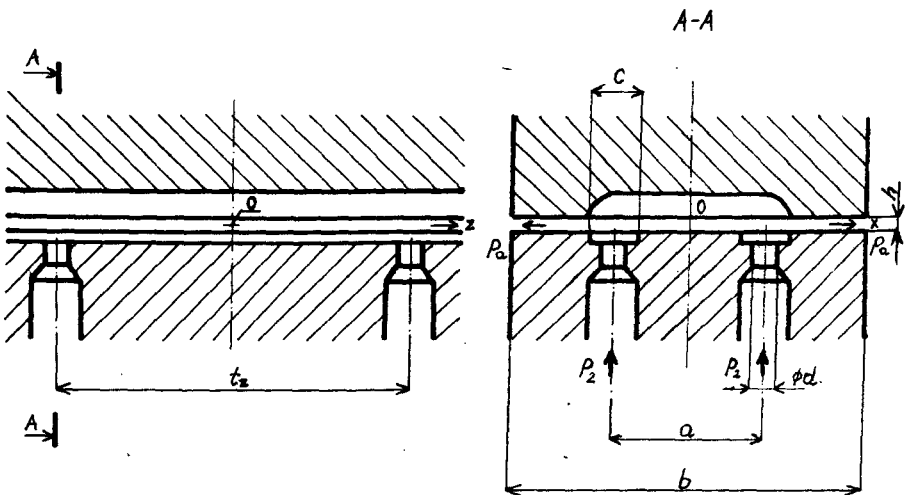
Sztwności poprzecznych łożysk gazostatycznych są wyższe od ich wartości dla analogicznych rozwiązań gazodynamicznych. Dokładność działania [1, 2] zależy od sztywności. O wymiarach dokładnych wrzecienników rozstrzygają rzeczywiste odkształcenia części i łożysk. Stwierdzono, że sztywność poprzecznych łożysk zasilanych zewnętrznie sprężonym gazem jest ograniczona. Uzyskane sztywności mogą sięgać wartości rzędu 100  $[N/\mu m]$ . Oczywiście są one mniejsze od wartości 600  $[N/\mu m]$  dla ułożyskowań hydrostatycznych, jednak dla określonej grupy maszyn, zwłaszcza obrabiarek wystarczające. Najważniejszą zaletą omawianych łożysk jest znikomy opór tarcia. Można uzyskać bardzo duże prędkości eksploatacyjne.

Wzorcowe łożysko /rys.1/ o ekscentryczności względnej  $\epsilon = 0,5$  jest zasilane przez dwa zespoły /x 4 dysze/ dla  $p_{z0} = 3 \cdot 10^5$  [Pa].

Obliczanie nośności gazostatycznych przewodnic...

gdzie:

- $\eta$  - dynamiczny współczynnik lepkości,
- $\varrho$  - gęstość gazu,
- $p$  - bezwzględne ciśnienie,
- $h$  - grubość filmu gazowego,
- $x, z$  - współrzędne,
- $v, v_0$  - prędkości,
- $t$  - czas.



Rys. 1. Gazostatyczna przewodnica

Analizę wykonano dla gazostatycznej przewodnicy /rys.1/ zasilanej przez otwory / $d$ / i rowki o szerokości  $c$ . Komora środkowa w górnej części zapewnia stosunkowo dużą nośność [5, 6].

Dla osi  $z$

$$\frac{\partial}{\partial z} / \varrho h^3 \quad \frac{\partial p}{\partial z} / = 0 \quad (1a)$$

Najważniejszym zagadnieniem obliczeniowym jest określenie rozkładu ciśnienia w części brzegowej

$$\frac{a+c}{2} \leq x \leq \frac{b}{2} \quad (2)$$

Dla geometrii pokazanej na rysunku 1 oraz małych zmian grubości filmu gazowego równanie (1) przyjmuje następującą postać

$$\frac{\partial}{\partial x} / h^3 \varphi \quad \frac{\partial p}{\partial x} / = 12 \eta h \quad \frac{\partial p}{\partial t} \quad (3)$$

Istotną częścią analizy jest wyprowadzenie z nieliniowego równania różniczkowego (2) o pochodnych cząstkowych zależności o zwykłych pochodnych.

Niezależne zmienne  $x$ ,  $t$  zastępujemy nową wielkością

$$\lambda = x^\varphi \quad t^\psi \quad (4)$$

Obliczono pochodne cząstkowe

$$\frac{\partial \lambda}{\partial x} = \varphi \lambda x^{-1} \quad (4a)$$

$$\frac{\partial \lambda}{\partial t} = \psi \lambda t^{-1} \quad (4b)$$

oraz

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \varphi \lambda x^{-1} \frac{dp}{d\lambda} \quad (5)$$

$$\frac{\partial p}{\partial t} = \psi \lambda t^{-1} \frac{dp}{d\lambda} \quad (5a)$$

czyli

$$\frac{\partial}{\partial x} / h^3 \varphi \quad \frac{\partial p}{\partial x} / = \varphi^2 \lambda x^{-1} \frac{\partial}{\partial \lambda} / h^3 \varphi \lambda x^{-1} \frac{dp}{d\lambda} / \quad (6)$$

Następnie wykonano przekształcenie

$$\begin{aligned} \varphi^2 \left[ \lambda^2 x^{-2} \frac{d}{d\lambda} / h^3 \varphi \frac{dp}{d\lambda} / + \lambda x^{-2} h^3 \varphi / 1 + x^{-1} \varphi^{-1} / \frac{dp}{d\lambda} \right] = \\ = \varphi / \varphi - 1 / \lambda x^{-2} h^3 \varphi \frac{dp}{d\lambda} + \varphi^2 \lambda^2 x^{-2} \frac{d}{d\lambda} / h^3 \varphi \frac{dp}{d\lambda} / \quad (7) \end{aligned}$$

wobec tego

$$12 \eta h \psi \lambda t^{-1} \frac{dp}{d\lambda} = \varphi / \varphi - 1 / \lambda x^{-2} h^3 \varphi \frac{dp}{d\lambda} + \varphi^2 \lambda^2 x^{-2} \frac{d}{d\lambda} / h^3 \varphi \frac{dp}{d\lambda} / \quad (8)$$

## Obliczanie nośności gazostatycznych przewodnic...

Po wykonaniu dalszych działań otrzymano

$$12 \eta h \Psi x^2 t^{-1} \frac{dp}{d\lambda} = \varphi / \varphi - 1 / h^3 \varrho \frac{dp}{d\lambda} + \varrho^2 \frac{d}{d\lambda} / h^3 \varrho \frac{dp}{d\lambda} / \quad (9)$$

Stwierdzono, że prawa część równania (9) nie zależy jawnie od pierwotnych zmiennych  $x$ ,  $t$ . Analogiczna zależność ukryta musi istnieć dla lewej części analizowanej zależności, czyli

$$x^2 t^{-1} = f / \lambda / \quad (10)$$

Dla małych zmian grubości filmu gazowego

$$h = h_0 / 1 + \xi \sin \omega t / = h_0 \left\{ 1 + \omega \left[ \xi - \frac{\xi^3}{3!} + \frac{\xi^5}{5!} - \dots + / -1 / \frac{n \xi^{2n+1}}{2n+1!} \pm \dots \right] t \right\} \quad (11)$$

$$\frac{\xi^3}{3!} \approx 0, \dots \quad (12)$$

czyli

$$h \sim h_0 / 1 + \xi \omega t / = h_t \quad (13)$$

oraz

$$\varrho = \text{const.} \quad (13a)$$

gdzie:

$\xi$  - amplituda zmian,

$\omega$  - częstość kołowa zmian.

Równanie różniczkowe o cząstkowych pochodnych (2) przekształcono do zależności o zwykłych pochodnych

$$\frac{d}{d\lambda} / h^3 \varrho \frac{dp}{d\lambda} / + 6 \eta h \lambda \frac{dp}{d\lambda} = 0 \quad (14)$$

Na podstawie (13), (13a) przekształcono wzór 14 do postaci

$$\frac{d^2 p}{d\lambda^2} + \frac{6 \eta \lambda h_t}{\varrho h_0^3} \frac{dp}{d\lambda} = 0 \quad (15)$$

Wprowadzono wielkość

$$\frac{dp}{d\lambda} = v \lambda \quad (16)$$

wobec tego

$$\frac{1}{v_\lambda} \frac{d v_\lambda}{d \lambda} = - \frac{6 \eta \lambda h_t}{\rho h_o^3} \quad (17)$$

Po całkowaniu otrzymano

$$\frac{dp}{d \lambda} = v_\lambda \left[ \exp \left( - \frac{3 \eta \lambda^2 h_t}{\rho h_o^3} \right) \right] \quad (18)$$

Następne całkowanie określa ciśnienie

$$p / \lambda = p / 0 + v_\lambda \int_0^\lambda \exp \left( - \frac{3 \eta \lambda^2 h_t}{\rho h_o^3} \right) d \lambda \quad (19)$$

Dla

$$0 \leq \lambda \leq \infty \quad (20)$$

wprowadzono stałe

$$p / \eta = 0 = p_a, \quad p / \eta \rightarrow \infty = p_1 \quad (20a, b)$$

$$v_\lambda / 0 = (p_1 - p_0) \left[ \int_0^\infty \exp \left( - \frac{3 \eta \lambda^2 h_t}{\rho h_o^3} \right) d \lambda \right]^{-1} \quad (21)$$

dla

$$\int_0^\infty \exp \left( - \frac{3 \eta \lambda^2 h_t}{\rho h_o^3} \right) d \lambda = \frac{4}{h_o} \sqrt{\frac{3 \eta h_t}{h_o}} \int_0^\infty e^{-\varphi^2} d \varphi = \frac{2}{h_o} \sqrt{\frac{3 \pi \eta h_t}{\rho h_o}} \quad (21a)$$

otrzymano

$$v_\lambda / 0 = 0,5 (p_1 - p_0) / h_o \sqrt{\frac{\rho h_o}{3 \pi \eta h_t}} \quad (22)$$

czyli

$$p = p_0 + 2 (p_1 - p_0) / \pi^{-0,5} \int_0^{\frac{\lambda}{h_o} \sqrt{\frac{3 \eta h_t}{h_o}}} e^{-\varphi^2} d \varphi \quad (23)$$

## Obliczanie nośności gazostatycznych przewodnic...

Zastosowano dodatkowe oznaczenie granicy całkowania

$$\frac{\lambda}{h_0} \sqrt{\frac{3 \eta h_t}{h_0}} = \psi \quad (24)$$

wobec tego

$$p = p_0 + 2 / p_1 - p_0 / \pi^{-0,5} \int_0^{\psi} e^{-\psi^2} d\psi \quad (25)$$

Zastosowano podstawienie

$$\psi^2 = z \quad (26)$$

czyli

$$d\psi = \frac{1}{2} z^{-\frac{1}{2}} dz \quad (27)$$

i całka (25) została przekształcona do postaci

$$\frac{3 \lambda^2 \eta h_t}{\rho h_0^3} \int_0^{0,5} z^{-0,5} e^{-z} dz \quad (28)$$

Podczas dalszych obliczeń ciśnienia uwzględniono tylko wielkości [7, 8] znaczeniu liczbowym /błąd < 0,1%/ i na podstawie (25), (28) otrzymano

$$p = p_0 + / p_0 - p_1 / \pi^{-0,5} \left[ \left( \frac{3 \lambda^2 \eta h_t}{\rho h_0^3} \right)^{0,5} / + \right. \\ \left. + / - 0,33 / \frac{3 \lambda^2 \eta h_t}{h_0^3} / 1,5 \right] \quad (29)$$

Wzory (19), (29) określają jednoznacznie rozkład ciśnienia gazowego filmu smarującego.

## 3. SZCZEGÓŁOWE OBLICZENIA I WYNIKI

W analizowanej gazostatycznej przewodnicy /rys.1/ istnieje kilka charakterystycznych obszarów. Bezpośrednio nad zasilającymi otworami występuje lokalne ekstremum ciśnienia  $p'_h$ . W rowkach o szerokości  $c$  mamy

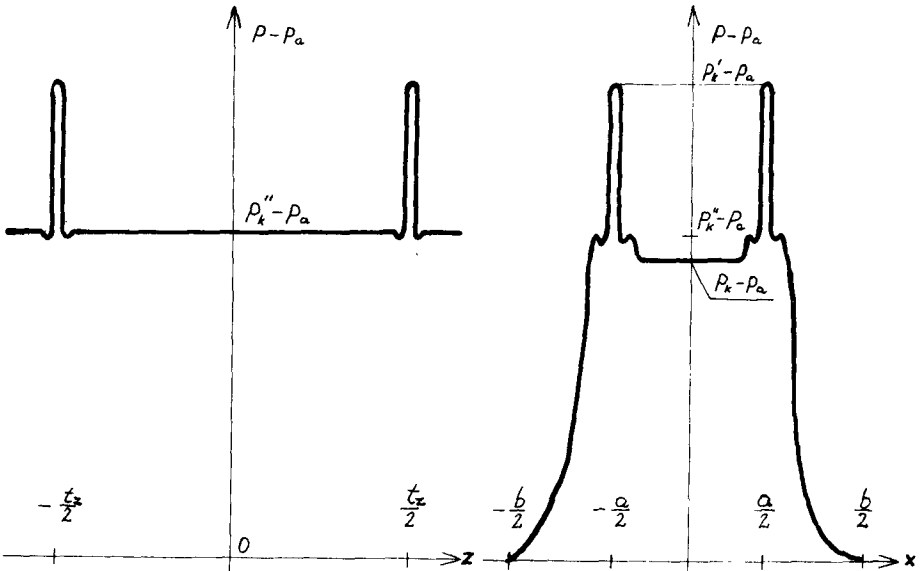


$$p_h'' \approx \text{const.} \quad (30)$$

Istotne znaczenie [5, 6] posiada ciśnienie w komorze wyrównawczej

$$p_k \approx \text{const.} \quad (31)$$

Wartości ciśnień są uzależnione od zmian (19), (29) w częściach brzegowych. Wyniki szczegółowych obliczeń pokazano na rysunku 2.



Rys. 2. Rozkład ciśnienia w gazostatycznej przewodnicy

Wymiary

$$d \ll a, \quad (32)$$

czyli wpływ lokalnego ciśnienia na całkowitą nośność jest bardzo mały i wielkość

$$\frac{\pi d^2}{4} p_k' \approx 0 \quad (33)$$

Nośność jest funkcją ciśnienia. Szczegółowe obliczenia zrealizowano dla jednej podziałki

$$W_t = t_z / a - c / p_k + 2c p_k'' + 2 \int_{\frac{a+c}{2}}^{\frac{b}{2}} p dx - b p_a \quad (34)$$

## Obliczanie nośności gazostatycznych prowadnic...

gdzie:

 $p_k, p$  - bezwzględne ciśnienia gazowego filmu smarującego.

Zrealizowano szczegółowe obliczenia dla

$$\begin{aligned}
 a &= 60 \text{ [mm]} \\
 b &= 100 \text{ [mm]} \\
 c &= 20 \text{ [mm]} \\
 t_z &= 150 \text{ [mm]} \\
 h_{\min} &= 20 \text{ [\mu m]} \\
 p_z &= 6 \cdot 10^5 \text{ [Pa]} \\
 t &= 3 \text{ [s]} \\
 \ell &= 4 \text{ [\mu m]} \\
 \omega &= 10 \text{ [rad/s]}
 \end{aligned}$$

i otrzymano

$$W_t = 5 \cdot 10^3 \text{ [N]}$$

Opracowana metodyka umożliwia otrzymanie stosunkowo dokładnego wyniku [4] bez dodatkowych tablic.

## LITERATURA

- [1] Fuller D.D.: Teoria i praktyka smarowania. PWT, 1960
- [2] Gross W.A.: Film Gas Lubrication. J. Wilney and Sons, 1962
- [3] Kazimierski Z., Krysiński J.: Łożyskowanie gazowe i napędy mikro-turbinowe. WNT, Warszawa 1981
- [4] Neale M.J.: Tribology Handbook, Butterworths. London 1973
- [5] Wernerowski K.: Łożyska powietrzne. Bydgoskie Towarzystwo Naukowe, Prace Wydziału Nauk Technicznych, Ser. Z, nr 1/1966
- [6] Wernerowski K.: Badania ruchu łożysk powietrznych, wzdłużnych. Poznańskie Towarzystwo Przyjaciół Nauk, Wydział Nauk Technicznych, Prace Komisji Nauk Podstawowych Stosowanych, tom III, nr 7/1970
- [7] Wernerowski K.: Optymalizacja nośności aerostatycznych łożysk wzdłużnych. Bydgoskie Towarzystwo Naukowe, Prace Wydziału Nauk Technicznych, seria B, nr XI, 1978
- [8] Wernerowski K.: Zasada obliczania płytowych, prostokątnych łożysk gazowych. Technika Smarownicza - Trybologia, Organ Polskiego Komitetu Techniki Smarowniczej, nr 3/1979
- [9] Ziemia S., Lenkiewicz W.: Tarcie - systematyka pojęć, aktualny stan rozwoju teorii. Księga Sympozjum nt.: "Problemy tarcia i zużycia", Zakopane 1967
- [10] Ziemia S., Romanowski E., Witczak Z., Pilecki S.: Fizyka uszkodzeń w procesach tarcia, zużycie i zmęczenie materiałów, IV Sympozjum Trybologiczne - mat., Złoty Potok 1974

Krzysztof Wernerowski

LOAD CAPACITY ANALYSIS OF STATIC GAS SHEARS BY MEANS OF  
INDEPENDENT PARAMETERS CHANGE

Summary

A dynamic gas film equation with independent parameters change was analysed to determine pressure. On this basis, the load capacity was computed. The method of independent parameters change is accurate. Load capacity computations of machine tool shears are important.

## ВЫЧИСЛЕНИЕ СИЛЫ ГАЗОСТАТИЧЕСКИХ НАПРАВЛЯЮЩИХ МЕТОДОМ ПРЕВРАЩЕНИЯ НЕЗАВИСИМЫХ ПЕРЕМЕННЫХ

Резюме

В работе рассматривается метод вычисления силы газостатических направляющих на основе динамического точного анализа дифференциального уравнения смазывающего фильма. превращение независимых переменных сделало возможным точный отсчет давления и силы. Из анализа давления вытекала сила газостатических направляющих. метод заменяющий несколько независимых направляющих одной равнодействующей обеспечил сравнительно большую точность подсчетов. правильное определение силы направляющих является существенным для станков.

Krzysztof Wernerowski

OBLICZANIE NOŚNOŚCI GAZOSTATYCZNYCH PROWADNIC METODĄ PRZEKSZTAŁCENIA  
ZMIENNYCH NIEZALEŻNYCH

W artykule przedstawiono metodę obliczania nośności gazostatycznych prowadnic na podstawie wnikliwej analizy dynamicznego równania różniczkowego filmu smarującego. Przekształcenie zmiennych niezależnych umożliwiło dokładne wyznaczenie rozkładu ciśnienia. Uzyskane wyniki były podstawą obliczeń nośności. Z analizy ciśnienia wynikała nośność gazostatycznych prowadnic. Metoda zastępująca kilka zmiennych niezależnych jedną wypadkową zapewniła stosunkowo dużą dokładność obliczeń. Właściwe określenie nośności prowadnic jest istotne dla obrabiarek.

1. WSTĘP

Zastosowanie sprężonego czynnika smarującego w budowie prowadnic zmniejsza tarcie [1] i eliminuje szkodliwy ruch cykliczny „stick-slip”. Ciągła praca [3] bez większych oporów jest szczególnie korzystna w budowie maszyn. Minimalne zużycie płaszczyzn lub powierzchni nośnych [9, 10] zapewnia stałą dokładność podczas długiego czasu eksploatacji. Oczywiście [4] prowadnice muszą posiadać właściwą stateczność w zakresie działania zmiennych obciążeń.

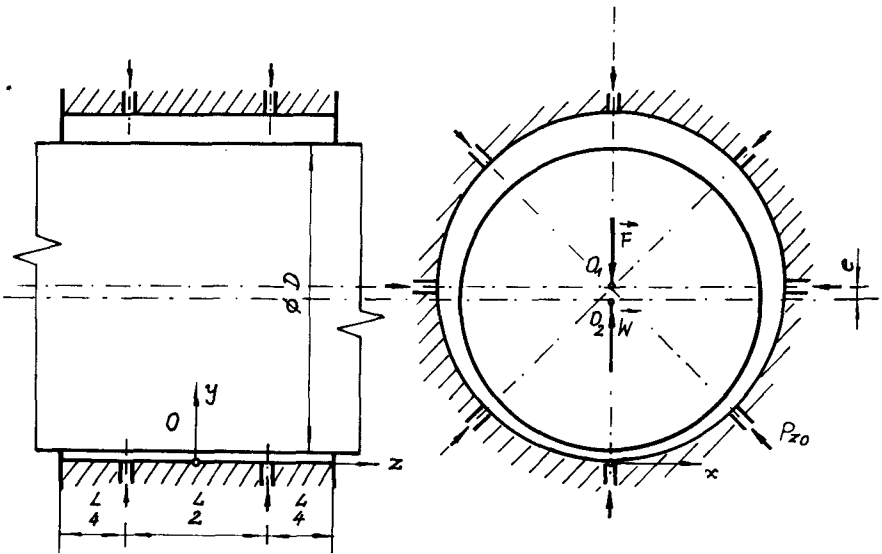
Istotnym zagadnieniem jest uzyskanie wymaganej nośności gazostatycznej prowadnicy.

Główną częścią obliczeń jest rozwiązanie dynamicznego równania ruchu warstwy nośnej. Zastosowanie metody przekształcenia zmiennych niezależnych umożliwiło dokładne obliczenie rozkładu ciśnienia [1, 2]. Wyniki były podstawą określenia nośności gazostatycznych prowadnic.

2. ANALIZA RÓWNAŃ

Ogólną podstawą obliczeń jest (2) równanie

$$\frac{1}{\eta} \left[ \frac{\partial}{\partial x} / \rho h^3 \frac{\partial p}{\partial x} / + \frac{\partial}{\partial z} / \rho h^3 \frac{\partial p}{\partial z} / \right] = 6 \left\{ v \frac{\partial / \rho h /}{\partial x} + 2 \left[ \rho v_0 + \eta \frac{\partial / \rho h /}{\partial t} \right] \right\} \quad (1)$$



Rys. 1. Poprzeczne łożysko gazostatyczne

Sztywność określona jest wzorem:

$$S = \frac{W_{rz}}{\delta_r} \quad (1)$$

gdzie:

$W_{rz}$  - rzeczywista nośność,

$\delta_r$  - promieniowy luz.

Podstawą obliczeń nośności [2] jest analiza nieliniowego równania różniczkowego filmu gazowego. Szczegółowa metodyka obliczeń polega na złożonych obliczeniach rozkładu ciśnienia wzorcowych nośności, ustalenia współczynników poprawkowych, dla geometrii rzeczywistych łożysk i opracowanie zwartej procedury na elektroniczną maszynę cyfrową.

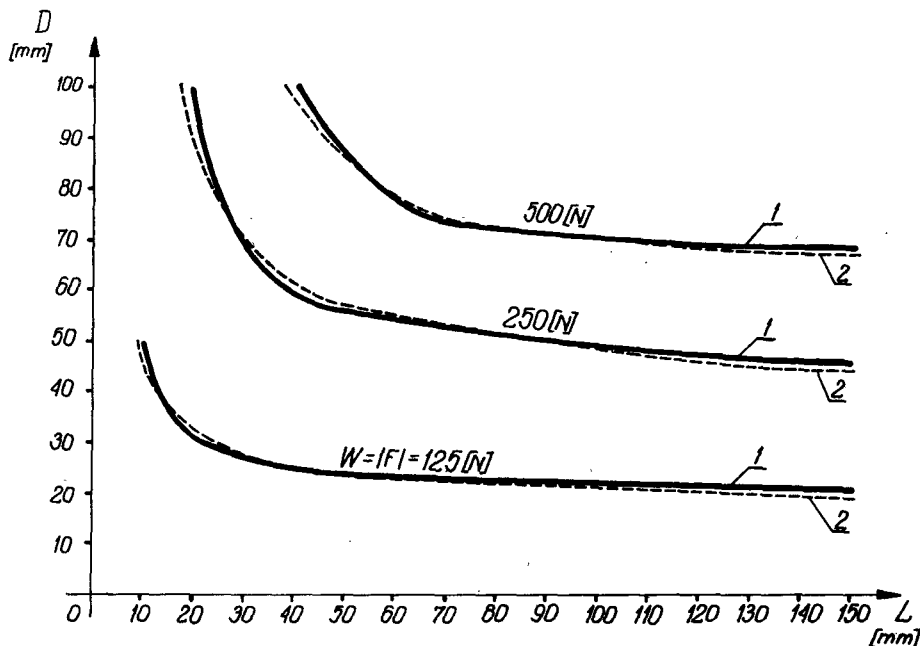
## 2. OBLICZENIA RÓWNANIA FILMU GAZOWEGO, SZTYWNOŚCI I USTALENIE WSPÓŁCZYNNIKÓW RZECZYWISTYCH ŁOŻYSK

Podstawą analizy rozkładu ciśnienia w gazowym filmie smarującym jest równanie różniczkowe o pochodnych cząstkowych:

$$h^3 \frac{\partial}{\partial z} / p \frac{\partial p}{\partial z} / + \frac{\partial}{\partial x} / ph^3 \frac{\partial p}{\partial x} / = 0 \quad (2)$$

## Komputerowe obliczenie sztywności poprzecznych łożysk...

Równocześnie uwzględniono warunki brzegowe i przemianę termodynamiczną.



Rys. 2. Wykresy nośności wzorcowych poprzecznych łożysk zasilanych ze-wnętrznie sprężonym gazem  
1 - procedura stiffness 2 - obliczenia numeryczne

Na podstawie teorii [1] wyznaczono /rys.2/ krzywe nośności dla wzorcowego poprzecznego łożyska gazostatycznego.

Rzeczywistą nośność oblicza się na podstawie wzorów

$$W_{rz} = 0,4 \cdot k_1 \cdot k_2 \cdot k_3 \cdot W \cdot 10^{-5} \quad (3)$$

$$z \text{ rysunku} \quad |\vec{W}| = |\vec{F}| \quad (4)$$

gdzie:

- $k_1$  - współczynnik zasilania, dla bezpośredniego -  $k_1 = 0,67$ ,  
przez komory wyrównawcze -  $k_1 = 1$ ,
- $k_3$  - współczynnik ilości dysz na obwodzie jednego zespołu /tabl.1/,  
dla  $\epsilon = 0,4$  -  $k_3 = 0,9$   
dla  $\epsilon = 0,7$  -  $k_3 = 1,14$   
dla  $\epsilon = 0,9$  -  $k_3 = 1,28$

Tabela 1

Liczba dysz	$k_3$
5	1,23
6	1,40
7	1,55
8	1,71
9	1,75
10	1,81
11	1,84
12	1,90
13	1,92
14	1,95
15	1,98

Wyniki obliczeń analitycznych i wartości współczynników działania rzeczywistych poprzecznych łożysk gazostatycznych umożliwiły opracowanie szczegółowej metodyki na elektroniczną maszynę cyfrową.

### 3. PROGRAM OBLICZEŃ SZTYWNOŚCI POPRZECZNYCH ŁOŻYSK ZASILANYCH ZEWNĘTRZNIE SPRĘŻONYM GAZEM NA EMC

Procedure stiffness 2

```

begin
integer n;
real p, eps, detr, D, L, k1, k2, W, S, f1, f2, f3;
real k3;
read (n, p, eps, detr, D, L, k1);
if n = 5 then k2 = 1.23;
if n = 6 then k2 = 1.40;
if n = 7 then k2 = 1.55;
if n = 8 then k2 = 1.71;
if n = 9 then k2 = 1.75;
if n = 10 then k2 = 1.81;
if n = 11 then k2 = 1.84;
if n = 12 then k2 = 1.90;
if n = 13 then k2 = 1.92;
if n = 14 then k2 = 1.95;
if n = 15 then k2 = 1.98;
E1 : if abs (eps - 0.4) < 0.01 then k3 = 0.9;
if abs (eps - 0.5) < 0.01 then k3 = 1.0;

```

## Komputerowe obliczenie sztywności poprzecznych łożysk...

```

if abs<(eps - 0.7) < 0.01 then k3 = 1.14;
if abs<(eps - 0.9) < 0.01 then k3 = 1.28;
if L < 40 then f1 = 400.0/L + 22
else f1 = 22;
if L < 50 then f2 = 5000/ (3.0xL) + 50.0/3.0
else f2 = 50;
if L < 60 then f3 = 3000.0/L + 25
else f3 = 75;
if D < f1 then W = 125;
if (D ≥ f1) ∧ (D < f2) then
W = 125 + 125 x (D - f1) / (f2 - f1);
if (D ≥ f2) ∧ (D < f3) then
W = 250 + (D - f2) x 250/ (f3 - f2);
print ('? Dane?');
format ('123'); print ('?n =', n);
format ('1.123410 + 12');

print ('? eps =', eps);
print ('? detr =', detr);
print ('? D =', D);
print ('? L =', L);
print ('? k1 =', k1);
print ('?? Wyniki?');
print ('? k2 a', k2);
print ('? k3 =', k3);
print ('? Nośność W =', W);
line (2);
if D > f3 then W = 500;
S = 0.4 x k1 x k2 x k3 x p x W x 1.010 - 5;
S = S/detr ;
print ('Szttywność poprzeczna łożyska');
print (' $\cup\cup$  zasilanego zewnątrznie gazem');
format ('12345.123');
print ('? S =', S)
end?

```

Przykład testowy

Dane

n = 10

eps = 9.0000<sub>10</sub> - 01detr = 3.0000<sub>10</sub> + 01D = 5.0000<sub>10</sub> + 01L = 1.0000<sub>10</sub> + 02K1 = 6.7000<sub>10</sub> -01



## Wyniki

$$k_2 = 1.8100_{10} + 00$$

$$k_3 = 1.2800_{10} + 00$$

$$\text{Nośność } W = 2.5000_{10} + 02 [N]$$

Sztywność poprzeczna łożyska zasilanego zewnątrz gazem  $S = 51.742 [N/\mu m]$

Uzyskano zgodność /rys.2/ obliczeń numerycznych i wywołanej procedury stiffness 2. Istnieją bardzo małe różnice między wykresami /rys.2, krzywe 1,2 /.

Opracowana metodyka eliminuje konieczność bardzo trudnych obliczeń nieliniowego równania o pochodnych cząstkowych.

Wywołując procedurę stiffness 2 dla różnych parametrów można również optymalizować poprzeczne łożyska zasilane zewnątrz gazem. Automatyczne obliczenia zmniejszają czasochłonność projektowania.

## LITERATURA

- [1] Gross W.A.: Gas Film Lubrication. New York, John Wiley and Sons, 1968  
 [2] Wernerowski K.: Sztywność poprzecznych łożysk gazowych. Technika Smarownicza - Trybologia, Organ Polskiego Komitetu Techniki Smarowniczej, nr 2/1979

COMPUTER-AIDED DESIGN OF EXTERNALLY PRESSURIZED JOURNAL  
 GAS BEARING STIFFNESS

## Summary

Stiffness is a very important index of bearings. Precision of gas bearings depends chiefly on stiffness. The elaborated procedure stiffness 2 removes the necessity of a detailed calculation of the lubricant film non-linear differential equation. Computer-aided acting of the procedure stiffness 2 reduces the time of the externally pressurized journal gas bearings design. A quick geometrical optimization is also possible.

КОМПЬЮТЕРНЫЕ РАСЧЕТЫ ЖЕСТКОСТИ ПОПЕРЕЧНЫХ ПОДШИПНИКОВ ПИТАЕМЫХ СНАРУЖИ  
 ГАЗОМ

## Резюме

Жесткость является очень важным показателем подшипников. Точность действия системы газовых подшипников в главной мере зависит от жесткости. Разработанная процедура stiffness 2 исключает необходимость всесторонних расчетов нелинейного и дифференциального вычисления смазочного слоя. Автоматическое действие процедуры stiffness 2 сокращает трудоёмкость проектирования подшипников питаемых снаружи газом. Существует также возможность быстрой геометрической оптимализации.

Biblioteka Główna ATR  
w Bydgoszczy

1006

Cz

26

1984