

AKADEMIA TECHNICZNO-ROLNICZA
im. JANA I JĘDRZEJA ŚNIADECKICH
w Bydgoszczy



ZESZYTY NAUKOWE

Nr 45

MECHANIKA

(15)

VIII SYMPOZJON PODSTAW KONSTRUKCJI MASZYN
Bydgoszcz — Golub-Dobrzyń 6—9.IX.1977 r.

Część I — referaty

BYDGOSZCZ 1977

AKADEMIA TECHNICZNO-ROLNICZA
im. JANA I JĘDRZEJA ŚNIADECKICH
w Bydgoszczy



ZESZYTY NAUKOWE

Nr 45

MECHANIKA

(15)

VIII SYMPOZJON PODSTAW KONSTRUKCJI MASZYN
Bydgoszcz — Golub-Dobrzyń 6—9.IX.1977 r.

Część I — referaty

BYDGOSZCZ 1977

REDAKTOR NACZELNY

Prof. dr. hab. inż. Zbigniew Kikiewicz

Materiały zebral i opracował Komitet Redakcyjny w składzie:

- doc. dr inż. Antoni F. Budzyński
- dr inż. Zenon Ćwik
- mgr inż. Michał Styp-Rekowski
- dr inż. Józef Szala
- mgr inż. Ryszard Wocianiec
- mgr inż. Kazimierz Zawisłak

Wydano za zgodą Rektora
Akademii Techniczno-Rolniczej
w Bydgoszczy

Dr. inż. P. Styp-Rekowski

WYDAWNICTWO UCZELNIANE AKADEMII TECHNICZNO-ROLNICZEJ
W BYDGOSZCZY

Skład fotograficzny „Monophoto 400/8”

WSiP Zakł. Graf. w Bydgoszczy — Zam. 759/77 — Nakł. 500 egz —

D. 20 07

Wydawnictwo zawiera wszystkie nadesłane materiały na VII Sympozjon Podstaw Konstrukcji Maszyn (PKM), organizowany przez Zakład PKM Akademii Techniczno-Rolniczej w Bydgoszczy.

Zamieszczone opracowania wydrukowano zgodnie z komunikatem nr 1 i 2 organizatorów — bez wprowadzania korekt redakcyjnych.

Część I zeszytu zawiera nadesłane referaty w kolejności alfabetycznej Autorów, część II — sprawozdania z prac naukowo-badawczych, dydaktycznych i wychowawczych prowadzonych przez Instytuty i Zakłady PKM — w kolejności alfabetycznej poszczególnych Uczelni.

Sztafeta Sympozjonów Podstaw Konstrukcji Maszyn dotarła wreszcie do Akademii Techniczno-Rolniczej w Bydgoszczy, przemierzając kolejno: Politechnikę Gdańską, Wrocławską, Wojskową Akademię Techniczną, Politechnikę Białostocką, Częstochowską, Warszawską, Łódzką — witamy ją z radością i osobistą satysfakcją — życząc jej jednocześnie spełnienia wszystkich pokładanych nadziei.

W imieniu Zakładu PKM
Akademii Techniczno-Rolniczej
w Bydgoszczy

doc. dr inż. A. F. Budzyński

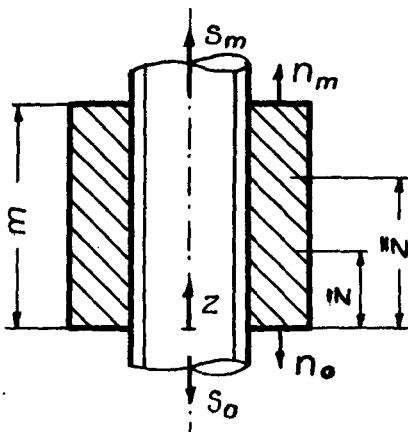
NUMERYCZNO-WYKREŚLNA METODA OKREŚLANIA STREFF PRACY I ROZKŁADU OBCIĄŻEŃ W POŁĄCZENIU GWINTOWYM Z UWZGLĘDNIENIEM BŁĘDÓW PODZIAŁKI

W pracy rozpatrzono przypadek błędów podziałki gwintu, podanych w postaci rozkładu dyskretnego. Stosując algorytm na całkowanie numeryczne, wprowadzono wzory na rozkład nacisków na zwoje gwintu i sformułowano równania, pozwalające na wyznaczenie granicy stref pracy. Efektywne rozwiązanie na granicy stref uzyskano stosując postępowanie wykresne.

WYKAZ SYMBOLI

- F_s, F_n – przekrój poprzeczny rdzenia śruby, korpusu nakrętki
- G_g – zastępczy moduł Kirchhoffa
- N_s, N_n – siła rozciągająca śrubę, nakrętką
- N – siła w rozpatrywanym przekroju połączenia gwintowego
- c_g – sztywność ścinania warstwy gwintowej
- c_s, c_n – sztywność rozciągania trzpienia śruby, korpusu nakrętki
- d_p – średnica podziałowa warstwy gwintowej
- h – nominalna podziałka gwintu
- m – ilość zwojów w nakrętce
- n_o, n_m – bezwymiarowe obciążenie brzegów nakrętki
- z – bezwymiarowa zmienna wzdłuż osi połączenia gwintowego
- λ – nieprzyleganie zwojów

W omawianym problemie korzystać się będzie z ogólnego rozwiązania [1], [2], (rys. 1), dotyczącego analizy rozkładu sił w złączu śrubowym z uwzględnieniem różnicy podziałki gwintu śruby i nakrętki, w którym bezwymiarowa siła rozciągająca korpus nakrętki, dla ogólnie sformułowanych warunków brzegowych wynosi



Rys. 1.

$$\begin{aligned}
n = & \frac{c_s h^2}{c_g k^2} + \frac{h^2}{c_g N k} \left(chkz \int_0^z \lambda' shkz dz - shkz \int_m^z \lambda' chkz dz - shkz cthkm \int_0^m \lambda' shkz dz \right) + \\
& + \left(n_o - \frac{c_s h^2}{c_g k^2} \right) chkz + \left[\frac{1}{shkm} \left(n_m - \frac{c_s h^2}{c_g k^2} \right) - \right. \\
& \left. - cthkm \left(n_o - \frac{c_s h^2}{c_g k^2} \right) \right] shkz,
\end{aligned} \tag{1}$$

gdzie,

$$\begin{aligned}
c_s &= \frac{1}{E_s F_s}, & c_n &= \frac{1}{E_n F_n}, & c_g &= \frac{t}{\pi d_p G_p}, & k^2 &= \frac{c_s + c_n}{c_g} h^2, \\
n &= \frac{N n_n}{N}, & z &= \frac{H}{n}, & m &= \frac{H}{h}, & \lambda(z) &= \frac{\lambda(x)}{h}.
\end{aligned}$$

Po scałkowaniu części drugiej, zależnej od funkcji λ , otrzymuje się:

$$N n_2 = N n_2 = \frac{h^2}{c_g} \left(- chkz \int_0^z \lambda chkz dz + shkz \int_m^z \lambda shkz dz + shkz cthkm \int_0^m \lambda chkz dz \right). \tag{2}$$

Obciążenie przypadające na jeden zwój wyraża się zależnością:

$$Q = \frac{dN n_n}{dz}, \tag{3}$$

a dla rozważanej części przyjmuje postać:

$$\begin{aligned}
Q_2 = \frac{dN n_2}{dz} = & \frac{h^2 k}{c_g} \left(- \frac{\lambda}{k} - shkz \int_0^z \lambda chkz dz + chkz \int_m^z \lambda shkz dz + \right. \\
& \left. + cthkm chkz \int_0^m \lambda chkz dz \right).
\end{aligned} \tag{4}$$

Dla funkcji λ określonej numerycznie ($\Delta x = \text{const}$) jest:

$$\int_{x_o}^{x_n} y dx \cong \left(\sum_{i=1}^{n-1} y_i + \frac{y_o + y_n}{2} \right) \Delta x. \tag{5}$$

Nacisk międzyzwojowy (4) przyjmuje postać

$$\begin{aligned}
 Q_2(z_j) = & \frac{h^2 k}{c_g} \left[-\frac{\lambda_j}{k} - shkz_j \left(\sum_{i=1}^{j-1} \lambda_i chkz_i + \frac{\lambda_o + \lambda_j chkz_j}{2} \right) \Delta z - \right. \\
 & - chkz_j \left(\sum_{i=j+1}^{n-1} \lambda_i shkz_i + \frac{\lambda_j shkz_j + \lambda_n shkm}{2} \right) \Delta z + \\
 & \left. + cthkmchz_j \left(\sum_{i=1}^{n-1} \lambda_i chkz_i + \frac{\lambda_o + \lambda_n chkm}{2} \right) \Delta z \right], \quad (6)
 \end{aligned}$$

gdzie, $\lambda_m = \lambda(z=m)$, $\lambda_o = \lambda(z=0)$.

W przypadku występowania luzu osiowego wchodzą w kontakt przeciwległe zarysy gwintu. Pojawia się większa ilość stref pracy rozdzielonych strefą niepracującą. W każdej ze stref dla obciążenia zwojów obowiązuje rozwiązanie (2), z uwzględnieniem warunków brzegowych na granicy stref oraz odpowiednia funkcja λ . Dla tych stref otrzymuje się odpowiednio:

$$n_j = \frac{1}{chkz_j} \left[n_o + \frac{c_s h^2}{c_g k^2} (chkz_j - 1) + \frac{h^2}{c_g Nk} \left(\tilde{\lambda}_j shkz_j - \frac{A_j}{k} \right) \right], \quad (7)$$

$$\begin{aligned}
 n_k = & \frac{1}{chk(m-z_k)} \left\{ n_m + \frac{c_s h^2}{c_g k^2} [chk(m-z_k) - 1] + \right. \\
 & \left. + \frac{h^2}{c_g Nk} \left[-\tilde{\lambda}_k shk(m-z_k) - \frac{shk(m-z_k)}{k} B_k + \frac{chk(m-z_k)}{k} C_k \right] \right\}, \quad (8)
 \end{aligned}$$

gdzie

$$A_j = \left(\sum_{i=1}^{j-1} \tilde{\lambda}_i shkz_i + \frac{\lambda_j shkz_j}{2} \right) \Delta z,$$

$$B_k = \left[\sum_{i=k+1}^{n-1} \tilde{\lambda}_i shk(z_i - z_k) + \frac{\tilde{\lambda}_n shk(m-z_k)}{2} \right] \Delta z,$$

$$C_k = \left[\sum_{i=k+1}^{n-1} \tilde{\lambda}_i chk(z_i - z_k) + \frac{\tilde{\lambda}_n + \tilde{\lambda}_n chk(m-z_k)}{2} \right] \Delta z.$$

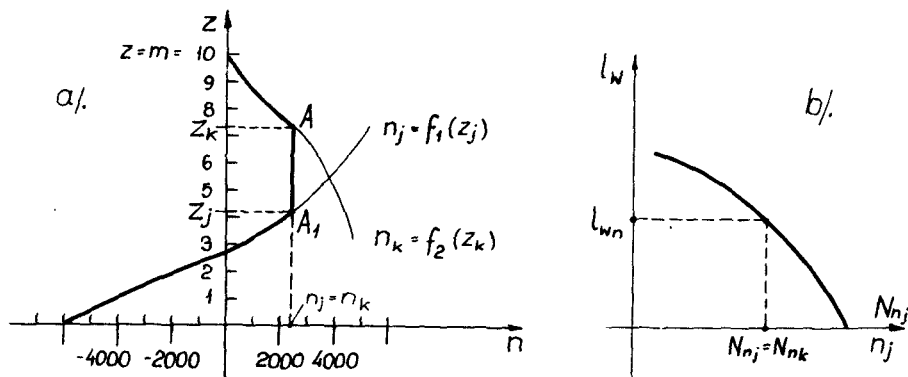
Na granicy stref $n_j = n_k$, stąd

$$\phi(z_k) = z_j = z_k - \frac{\tilde{\lambda}_j - \tilde{\lambda}_k}{N[(1-n_j)c_s - n_j c_n]} \quad (9)$$

oraz

$$n_j = f_1[\phi(z_k)] = f(z_k). \quad (10)$$

Przy wyznaczaniu punktów krzywej $f(z_k)$, mogą wystąpić trudności; wtedy efektywne rozwiązanie najprościej otrzymać na drodze wykresowej. W tym celu należy wykonać dodatkowo wykres $l_w = \psi(n_j)$, ($l_w = -(z_k - z_j)Nn_j + \tilde{\lambda}_1 - \tilde{\lambda}_1$). Tematem podany luz l_{wn} rys. 2b, ujawnia poszukiwaną wartość siły $n_j = n_k$. Jej wartość przeniesiona na wykres rys. 2a wyznacza punkt A, a tym samym z_k i z_j .



Rys. 2.

LITERATURA

- [1] Baczyńska M., Krzyś W.: *The Influence of Separation of Threads and Axial Play on the Distribution of Forces in a Screw Joint*, Bull. Pol. Sci. Vol XXI, No 6, 1973.
 [2] Baczyńska M.: *Praca doktorska*, Politechnika Krakowska, 1973

Summary

The screw joints with discrete distributions of pitch errors are considered. The formulae for screw-tread loading as well as the equations determining boundaries of working zones are derived. Effective solutions for boundaries of the working zones are obtained using graphical procedure.

Содержание

В работе рассматривается случай погрешности шкалы резьбы, данный в виде слабого распределения. Применяя алгоритмы численного интегрирования вводятся формулы распределения нажима на витки винта и определяются уравнения разрешающие установить пределы зоны работы. Эффективные решения на пределы зон были получены начертательным путем.

WSPÓŁPRACA PASKA NAPĘDOWEGO Z KOŁEM PASOWYM W PRZEKŁADNI PASOWEJ

Referat dotyczy wyznaczania niektórych parametrów przekładni pasowej na specjalnie skonstruowanym w tym celu stanowisku. Możliwe jest wyznaczenie sił działających w pasku, oraz kąta czynnego i zapasowego, przy zmiennych momentach obciążenia przekładni i różnych napięciach wstępnych paska. Metoda badania wyróżnia się dużą prostotą, oraz możliwością zastosowania do pasków o różnych wymiarach i kształtach przekrojów poprzecznych.

WYKAZ SYMBOLI

- M_s — moment obciążenia przekładni
 g — grubość paska
 g_1 — grubość paska na kole napędzającym
 g_2 — grubość paska na kole napędzanym
 — kat opasania

Zadaniem do rozwiązania było skonstruowanie stanowiska do analizy niektórych zjawisk zachodzących podczas współpracy paska z kołem pasowym w przekładni pasowej. W zaprojektowanym i wykonanym stanowisku wykorzystano zależność między naprężeniami w pasku, a jego grubością.

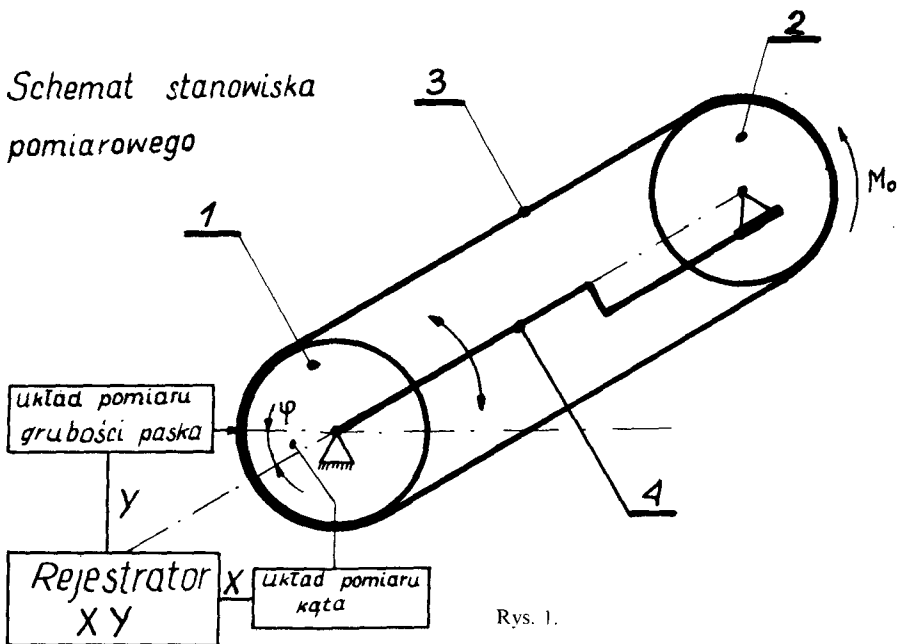
Przedstawiona metoda badania przekładni pasowych polega na statycznym pomiarze grubości paska współpracującego z kołem pasowym w całym zakresie kąta opasania. Pozwala ona graficznie wyznaczyć wartości kąta czynnego i zapasowego, oraz obliczyć wielkości naprężeń w cięgnię czynnym i biernym dla danych momentów obciążenia przekładni oraz wzdłużeń wstępnych paska.

Stanowisko (rys. 1.) składa się z nieruchomego koła pasowego 1, koła pasowego 2 obciążonego momentem i paska 3 rozpiętego między kołami. Koło pasowe 2 ułożyskowane jest obrotowo w łożysku, które można przesuwac na pręcie 4. Pręt 4 obraca się względem osi nieruchomego koła 1 w płaszczyźnie rysunku.

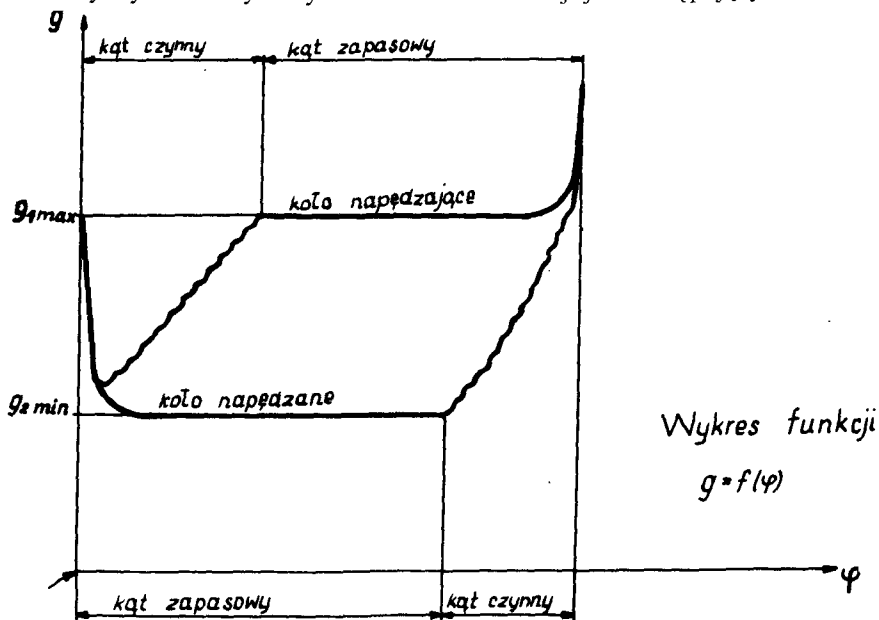
Obracając prętem 4, w kierunkach oznaczonych strzałkami, uzyskuje się normalną pracę przekładni przy nieruchomym kole 1. Gdy kierunek obrotu pręta 4 jest taki, że moment działa przeciwnie do jego ruchu, wtedy koło 1 symuluje pracę koła napędzającego, gdyż zaś pręt 4 obracany jest tak, że moment działa zgodnie z nim, wtedy koło 1 symuluje pracę koła napędzanego przekładni pasowej. Przez zmianę odległości ułożyskowania koła pasowego 2 względem koła pasowego 1, można ustalać wstępne wzdłużenie paska.

Układ pomiarowy wznacza zmienną grubość paska w funkcji kąta opasania. Wynik pomiaru otrzymywany jest w formie wykresu funkcji na rejestratorze XY. Analiza wykresu pozwala na wyznaczenie parametrów przekładni pasowej.

Schemat stanowiska pomiarowego



Przykładowy wykres otrzymany na stanowisku funkcji jest następujący:



Na wykresie (rys. 2.) pokazano sposób wyznaczania kątów, czynnego i zapasowego na obu kołach pasowych. Wyznaczone grubości paska w cięgnię czynnym i biernym, pozwalają metodą porównawczą określić naprężenia w obu cięgniach.

Analiza otrzymanych wielkości może służyć do weryfikacji obliczeń przekładni, oraz do ustalania optymalnych, wstępnych wydłużeń paska, w zależności od momentu obciążenia przekładni.

This paper deals with method of determination of belt transmission parameters.

The specially designed laboratory — stand was applied to meet the requirements. As a result was determined forces in belt as well as active or spare angles according to variable transmission load torque and various preliminary strains of belt.

The method described is extremely simple and can be applied to belts of all sizes and various cross — sections.

Содержание

В докладе представлен метод определения параметров ременных передач на лабораторной установке, конструкция которой разработана специально для этой цели. На этой установке возможно определение напряжения ремневых дуг-рабочей и пассивной при переменных нагрузочных моментах и различных начальных натяжениях ремня.

Метод отличается большой простотой и возможностью исследовать передачи с ремнями различных размеров и форм поперечного сечения.

METODA BADAŃ ZĘBNIKA GIETNO-SKRETNEGO W UKŁADZIE TRÓJDROŻNYM.

Znacznym osiągnięciem konstrukcji przekładni zębatych, potwierdzonym w praktyce jest korzystanie z układów wielodrożnych. W referacie przedstawiono stanowisko do badań przekładni zębatej z zastosowaniem „pływającego” zębniaka naciętego na wale sprężystym podatnym. Środkiem wywoływania obciążenia jest układ elektryczny. Opisano program badań i skutki jego realizacji na przyjęty sygnał diagnostyczny.

Badanie przydatności zębniaka sprężysto-podatnego w trójdrożnej przekładni zębatej prowadzone były w warunkach laboratoryjnych na stanowisku badawczym skonstruowanym i zmontowanym przez autora.

Stanowisko to składa się z:

- układu mecano — dynamicznego,
- układu elektrycznego wraz z wyposażeniem,
- elektronicznych układów pomiarowych wielkości fizycznych,
- hydraulicznego układu smarującego.

Przedmiotem badań były wymienne zespoły zębniane, zmontowane w korpusie przekładni, umożliwiające badanie różnych luzów obwodowych ząbienia.

Różna sztywność badanego zębniaka osiągnano przez zmianę długości wysięgowego wałka.

Badania prowadzono w zakresie prędkości obrotowych od $0 \div 1000 \text{ min}^{-1}$ oraz przy zmiennym w przestrzeni i czasie obciążeniu.

W badaniach rejestrowano przesunięcie środka czopa zębniaka i powierzchnię pola zakreślonego przez środek czopa zębniaka. Analiza wyników obserwacji wykazała wpływ badanych czynników na postać i wymiar sygnału diagnostycznego.

Osiągnięciem pracy jest uzyskanie informacji o zachowaniu się zębniaka w określonych warunkach i uzyskanie takiego wpływu na te warunki, by zębniak według określonej konstrukcji był w pełni przydatny dla poprawy działania przekładni wielodrożnej.

Zusammenfassung

Im folgenden Beitrag wurde das Prüfstand für das Zahnradgetrieben mit „schwimmenden” Ritzel beschrieben. Das Ritzel wird in einen Stück mit dreh — und biegeelastische welle ausgeführt. Drei Elektrische Widerstnde rufen Belastungen hervor. Schlüsslich wurde Versuchmethode beschrieben und einige Resultaten dargestellt.

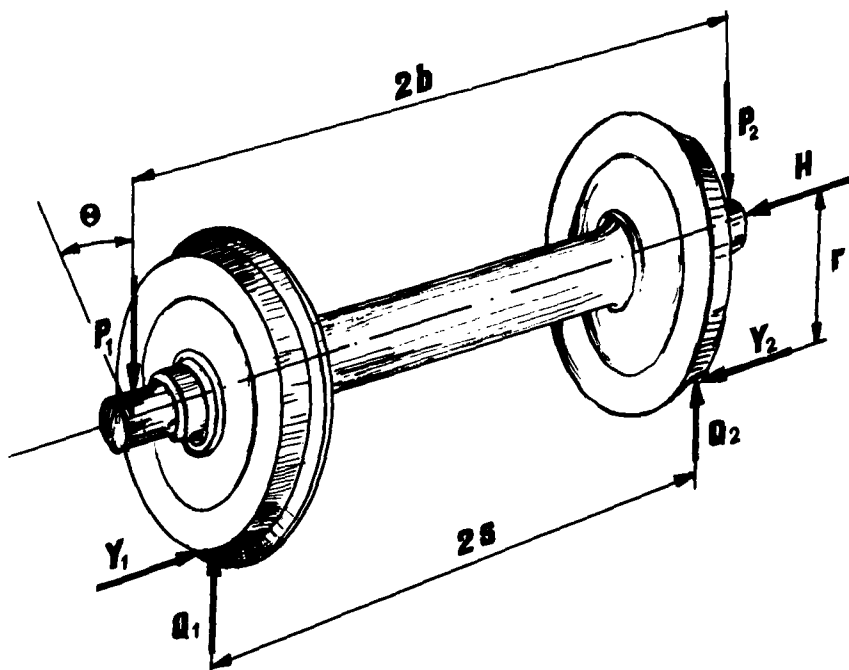
Содержание.

В реферате представлено стенд для исследовании зубчатых передач, в котором употреблено зубчатый, „плавающий” гибкий вал (шестерню) Средством возбуждения полезной нагрузки является электрическая система. Представлено программу исследований и их результаты для определённого, диагностическово сигнала.

ALGORYTM NUMERYCZNEJ ANALIZY KONSTRUKCYJNEJ KOLEJOWYCH ZESTAWÓW KOŁOWYCH

W pracy opisano algorytm pełnej analizy konstrukcyjnej kolejowego zestawu kołowego.

Algorytm opracowano w oparciu o metodę elementów skończonych, uzupełnioną procedurami uwzględnienia odkształceń plastycznych i historii obciążenia.



Rys. 1

W obliczeniach uwzględnia się pojedyncze, lub jednocześnie działanie trzech stanów obciążenia: montażowego określonego wciskami w złączach koła z osią i obręczą, eksploatacyjnego w formie sił powiększonych o nadwyżki dynamiczne wg zaleceń ORE, rys. 1[2] oraz termicznego spowodowanego hamowaniem.

Realizację obliczeń numerycznych umożliwia pakiet następujących programów NSYM, MOS 1, MON 2, ELPT, SUPERPOZYCJA, MKT 1.

Metoda pozwala na ocenę nośności globalnej i lokalnej połączeń wciskowych i skurczowych oraz wytrzymałości zmęczeniowej, czy nośności granicznej dowolnej liczby wariantów konstrukcyjnych zestawów różniących się cechami geometrycznymi, materiałowymi oraz dynamicznymi.

Algorytm wykorzystano do analizy konstrukcyjnej krajowych zestawów kołowych, a także prototypów Urzędu Prób i Badań Międzynarodowego Związku Kolejowego UIC—ORE.

Analiza numeryczna pozwoliła ustalić przyczyny pęknięcia monoblokowych zestawów kołowych i zaproponować proste zmiany konstrukcyjne, zwiększające ich wytrzymałość na zmęczenie.

Numerical constructional analysis algorithm of railway wheel sets.

Summary:

The paper contains full constructional analysis algorithm of railway wheel sets.

LITERATURA

- [1] Zienkiewicz O.C.: *Metoda elementów skończonych*. Arkady, Warszawa 1972.
- [2] Bericht Nr 3 ORE — *Methode zur Gestaltung von Radsatzwellen*.
- [3] Prace naukowo badawcze Instytutu Podstaw Konstrukcji Maszyn Politechniki Śląskiej: NB-494/350/RMK/14/73, NB—500/391/RMK/w/8/74, NB-272/RMK/76 oraz NB-481/RMK/76.

АЛГОРИТМ ЧИСЛОВОГО КОНСТРУКТОРСКОГО АНАЛИЗА ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНЫХ КОЛЁСНЫХ ПАР

Работа содержит алгоритм полного конструкторского анализа железнодорожных колёсных пар.

NIEKTÓRE KIERUNKI MODERNIZACYJNE ZŁOŻONEGO OBIEKTU MECHANICZNEGO W ŚWIETLE WSTĘPNYCH BADAŃ NIEZAWODNOŚCIOWYCH

Na podstawie wstępnych badań niezawodnościowych złożonego obiektu mechanicznego, jaki stanowi technologiczna linia walcowania wlewków walcowni wstępnej w jednej z hut, ustalono (aposteriori) kryteria wykrywania słabych ogniw obiektu. W oparciu o te kryteria wytypowano węzły i elementy obiektu, które należy objąć pracami rekonstrukcyjnymi i modernizacyjnymi.

Technologiczne linie walcowania są to obiekty hutnicze różnorodne i często wielce złożone, które występują przeważnie pojedynczo i prawie nie są powtarzalne. Okres ich użytkowania jest długi, sięgający czasem do kilkudziesięciu lat. W związku z tym i w wyniku potrzeby stałego dążenia do podnoszenia postępu technicznego w hutnictwie zachodzi konieczność ustawicznej modernizacji tych obiektów. Ma ona na celu m.in. wzrost wydajności poprzez wprowadzenie automatyzacji, poprawę jakości wytwarzanych wyrobów walcowniczych, polepszenie wskaźników eksploatacyjnych tj. obniżenie kosztów wytwarzania przez zwiększenie trwałości i niezawodności obiektu, a w szczególności ograniczenie postojów związanych z naprawą, poprawę bezpieczeństwa pracy itp.

Wstępne badania niezawodnościowe przeprowadzono w oparciu o informacje zawarte w dokumentach eksploatacyjnych, prowadzonych w latach 1960-1974 przez personel służb remontowych i utrzymania ruchu walcowni. Dane te pozwoliły na utworzenie zbioru zdarzeń, który zawiera następujące zmienne losowe:

- czasy pracy do uszkodzenia lub naprawy planowej poszczególnych obiektów oraz ich zespołów względnie elementów,
- czasy napraw planowych oraz awaryjnych ciągu walcowniczego,
- koszty wynikłe z postojów awaryjnych.

Linia walcownicza, jako złożony obiekt mechaniczny, została odwzorowana systemowo; celem końcowym tego odwzorowania m.in. było opracowanie struktury niezawodnościowej obiektu, w której wydzielono na podstawie analizy konstrukcyjnej elementy aktywne i pasywne oraz — w oparciu o kryteria sformułowane w wyniku badań statystycznych na poprzednio otrzymanym zbiorze danych — słabe ogniwa.

Do słabych ogniw zaliczono zespoły względnie elementy przyjmując następujące kryteria:

1. zespoły względnie elementy charakteryzujące się spośród innych największą częstością uszkodzeń.

2. zespoły względnie elementy, wyróżniające się niskimi średnimi wartościami czasu do uszkodzenia lub wartościami przeciętnymi spośród wszystkich innych ale przy znacznym współczynniku zmienności tej wielkości,
3. zespoły i elementy, które wskutek uszkodzenia powodują przerwy w prac i związane z nimi bardzo duże straty produkcyjne,
4. obiekty ciągu walcowniczego, charakteryzujące się najniższym, wyraźnie odbiegającym od innych obiektów, wartością współczynnika gotowości.

Aby utrzymać i zachować wysoką niezawodność ciągu walcowniczego, należy przeprowadzić w pierwszej kolejności modernizację węzłów ze słabymi ogniwami. Dane, niezbędne do opracowania kierunków prac modernizacyjnych, winny być wsparte wynikami z przeprowadzonych w dalszej kolejności badań w ujęciu fizycznym nad przyczynami uszkodzeń tych węzłów. Ze wstępnych badań niezawodnościowych wynika, że kierunki te m.in. powinny zmierzać do:

- rekonstrukcji niektórych węzłów o rozwiązaniach uwzględniających podstawowe zasady konstruowania,
- wprowadzenia rezerwacji,
- wprowadzenia zabezpieczników w celu ochrony przed zniszczeniem kosztownych elementów,
- wprowadzenia do konstrukcji elementów podatnych, tłumiących itp., łagodzących skutki obciążeń udarowych,
- wprowadzenia węzłów o konstrukcji panelowej.

Już sama realizacja niektórych prac modernizacyjnych jak np.: wprowadzenie do eksploatacji wózka wlewków nr 2 w ramach rezerwacji na wypadek awarii wózka nr 1, przeprowadzenie rekonstrukcji manipulatora oraz liniałów klatki walcowniczej stanowiących do tej pory słabe ogniwa ciągu walcowniczego, zastosowanie w napędach sprzęgieł podatnych oraz układów zabezpieczających np. wózka wlewków, manipulatora oraz niektórych rolek samotoków wprowadzających i wyprowadzających klatki roboczej, zastosowanie napawania powierzchni listew liniału klatki roboczej tworzywami odpornymi na ścieranie itp., spowodowała zwiększenie wydajności ciągu oraz współczynnika gotowości dla całej linii walcowniczej.

Nadmienić należy, że wstępnymi badaniami niezawodnościowymi objęto podstawowe urządzenia technologicznej linii walcowania kęsisk w ilości 22 sztuk, co stanowi około 80% wszystkich urządzeń tej linii.

Some modernization directions in the light of preliminary reliability test

The paper shows discover criterions a wealc points of mechanical object is composed of many elements. Criterions fised on the ground of preliminary reliability test of slab casting machine.

Besides, work postulated ways modernization of wealc points for improvement object's reliability.

**НЕКОТОРОЕ НАПРАВЛЕНИЯ МОДЕРНИЗАЦИИ
СЛОЖНОГО МЕХАНИЧЕСКОГО ОБЪЕКТА
В ВИДЕ ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ
ПО НАДЕЖНОСТИ**

В разработке рассмотрено критерии установливания слабых звенев сложного механического объекта в виде предварительных исследований прокатной линии слябов обжимного стана по надежности, а также другие вопросы сопряжённые с модернизацией узлов со слабыми звенами.

ANALIZA ODKSZTAŁCENÍ W STREFIE ELASTOHYDRODYNAMICZNEGO KONTAKTU DWÓCH WALCÓW

Kształt szczeliny smarnej ma nieodzowne znaczenie przy rozwiązaniu problemów elastohydrodynamicznego smarowania. Prezentowana metoda pozwala obliczać ugięcia smarowanych elementów w oparciu o teorię tarczy półnieskończonej, obciążonej na brzegu, a tym samym kształt szczeliny olejowej w strefie kontaktu.

WYKAZ SYMBOLI

- $A_n^{(j)}$ – n-ty współczynnik wielomianu aproksymacyjnego w j-tym przedziale
- E – moduł Younga
- $E_{1,2}$ – zredukowane moduły Younga
- P – siła skupiona
- R^1 – ekwiwalentny promień krzywizny $R^1 = R_1 R_2 / (R_1 + R_2)$
- c – połowa szerokości stempla pryzmatycznego
- d – odległość od brzegu na której $v = 0$
- h – wysokość szczeliny olejowej
- s – pomocnicza współrzędna
- v – ugięcie brzegu tarczy w kier. osi y

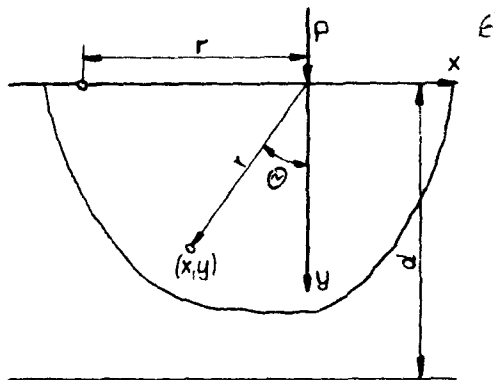
Modelowanie matematyczne zjawisk zachodzących w strefie elastohydrodynamicznego kontaktu wymaga znajomości rozkładu odkształceń brzegów współpracujących w kontakcie elementów, pod wpływem obciążenia. Przyjmując, że rozkład ciśnienia w szczelinie olejowej jest określony na drodze doświadczalnej [1,2,3], lub też założony w pierwszym przybliżeniu obliczeń, można stosując poniżej opisaną metodę określić ugięcie brzegów ciał stałych w strefie kontaktu, a tym samym kształt szczeliny olejowej; $h(x) = h_0 + (x - x_0)^2 / 2R^1 + v(x)$.

Metoda ta zastosowana będzie do opracowania wyników badań modelowych zjawisk elastohydrodynamicznego smarowania prowadzonych w naszym Instytucie. Przy zastosowaniu metody elastooptycznej można w trakcie tych badań określić rozkład ciśnienia w klinie smarnym wzdłuż jego długości [1].

Biorąc za podstawę do analizy rozwiązanie równania tarczy dla siły skupionej działającej na brzegu półpłaszczyzny (rys. 1) to dla płaskiego stanu naprężeń otrzymuje się [4,5], stosując współrzędne biegunowe:

$$v_{\theta = \pi/2} = \frac{P}{\pi E} \ln \left(\frac{r}{d} \right)^2 + \frac{(1 + \gamma) P}{\pi E} \quad (1)$$

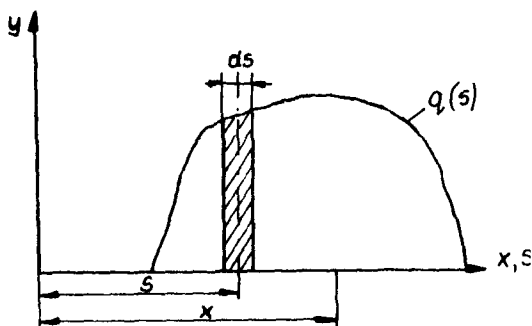
gdzie: $v_{\theta = \pi/2}$ – ugięcie powierzchni brzegu tarczy w kier. osi y



Rys. 1

W przypadku gdy na brzegu tarczy działa obciążenie ciągłe, (rys. 2) pionowe ugięcie powierzchni brzegu w punkcie x wyraża się we współrzędnych kartezjańskich następującą całką:

$$x_{(x)} = - \left[\frac{1}{\pi E} \int_{s_1}^{s_2} q(s) \ln \frac{(x-s)^2}{d^2} ds + \frac{1+r}{\pi E} \int_{s_1}^{s_2} q(s) ds \right] \quad (2)$$



Rys. 2

Przedstawione powyżej wyrażenie można całkować analitycznie pod warunkiem, że funkcja ciśnienia podana jest analitycznie w postaci wielomianu współrzędnej „s”.

W wyniku badań eksperymentalnych otrzymuje się rozkłady ciśnień w postaci dyskretnej, które można aproksymować wielomianami. W celu łatwiejszego dobrania wielomianów aproksymacyjnych, należy podzielić obszar kontaktu na podobszary i w każdym z nich aproksymować ciśnienie odmiennym wielomianem innego stopnia. Wartości ciśnień i ich pierwsze pochodne w kier. x powinny się zbiegać na granicach podziałów.

Jeśli rozkład ciśnienia aproksymowany będzie w j przedziałach wielomianami stopnia $N_{(j)}$ o współczynnikach $A_n^{(j)}$, to stosując podstawienie pod całkę; $x-s=z$ i przekształcając wyrażenia podcałkowe w oparciu o znane rozwinięcie potęgi sumy;

$$(a+x)^m = a^m + ma^{m-1}x + \frac{m(m-1)}{2!}a^{m-2}x^2 + \frac{m(m-1)(m-2)}{3!}a^{m-3}x^3 + \dots$$

$$\dots + \frac{m(m-1)\dots(m-n+1)}{n!}a^{m-n}x^n + \dots \quad (3)$$

a następnie całkując wszystkie czony otrzymuje się sumę szeregów określającą sumaryczne odkształcenie dwóch kontaktujących się powierzchni w funkcji „x”

$$v_{(x)} = - \left\{ \frac{d}{\pi E_1} \left[\sum_{n=0}^{N1} An^{(1)}fn^{(1)} + \sum_{n=0}^{N2} An^{(2)}fn^{(2)} + \dots + \sum_{n=0}^{N(j)} An^{(j)}fn^{(j)} \right] + \right.$$

$$\left. + \frac{d}{\pi E_2} \left[\sum_{n=0}^{N1} An^{(1)}kn^{(1)} + \sum_{n=0}^{N2} An^{(2)}kn^{(2)} + \dots + \sum_{n=0}^{N(j)} An^{(j)}kn^{(j)} \right] \right\} \quad (4)$$

gdzie:

$$fn^{(j)} \equiv \int_{s^{(j)}}^{\bar{s}^{(j+1)}} \ln(\bar{x} - \bar{s})^2 \bar{s}^n d\bar{s} = \frac{2}{n+1} [(\bar{s}_{(j+1)}^{n+1} - \bar{x}^{n+1}) \ln|\bar{x} - \bar{s}_{(j+1)}| - \bar{s}_{(j+1)}^{n+1} - \bar{x}^{n+1}] \ln|\bar{x} - \bar{s}_{(j+1)}| -$$

$$- (\bar{s}_j^{n+1} - \bar{x}) \ln|\bar{x} - \bar{s}_j| - \frac{1}{n+1} (\bar{s}_{j+1}^{n+1} - \bar{s}_j) - \frac{1}{n} \bar{x} (\bar{s}_{j+1}^n - \bar{s}_j^n) -$$

$$- \frac{1}{n-1} \bar{x}^2 (\bar{s}_{j+1}^{n-1} - \bar{s}_j^{n-1}) - \dots - \bar{x}^n (\bar{s}_{j+1} - \bar{s}_j).$$

Metoda zweryfikowana została na znanym w teorii sprężystości zjawisku wciskania sztywnego stempla przyrmatycznego w półprzestrzeń sprężystą, który wywołuje stałe ugięcie jej brzegu

$$v_{(y=0)} = - \frac{1}{\pi E_1} \int_{-c}^{+c} q_{(s)} \ln \frac{(x-s)^2}{d} ds = \text{const.} \quad (5)$$

W wyniku rozwiązania tego równania całkowego otrzymuje się rozkład ciśnienia na powierzchni półprzestrzeni; $q_{(x)} = 1/(\pi\sqrt{c^2-x^2}) \int_{-c}^{+c} q_{(s)} ds = P/(\pi\sqrt{c^2-x^2})$, który posłużył do weryfikacji metody.

Alogarytm powyższej metody zaprogramowany został w języku FORTRAN IV – CDC. Program oblicza rozkład ugięć powierzchni brzegu na podśawie żądanych

dyskretnych wartości ciśnień, które aprosymowane są metodą „najmniejszych kwadratów” lub metodą „mini-max”.

LITERATURA

- [1]. Stupnicki J., Kwaśniak E., Mirski W.: *Pressure Distribution in the Oil Film and Deformation of the Cooperating Surfaces under Conditions of Elastohydrodynamic Lubrication*. ABM z. 2, 1974 r.
- [2]. Bogdański S., Kwaśniak E., Mirski W., Stupnicki J.: *Analiza własności olejów w warunkach elastohydrodynamicznego smarowania*. VII Symposium PKM 1975 r.
- [3]. Dowson D., Whittaker A.V.: „*A Numerical Procedure for the Solution of the Elastohydrodynamic Problem...*”. Proc. Instn. Mech. Engrs. Vol. 180, Part 3B 1965–66 r.
- [4]. Timoshenko S., Goodier J.N.: *Teoria sprężystości*. Wyd. – Arkady 1962 r.
- [5]. Girkman K.: *Dźwigiary powierzchniowe*. Wyd. Arkady 1957 r.

The paper presents a procedure for the calculation of the surface displacements in the elasto-hydrodynamics cylindrical contactzone. The method is based on the Boussinesq solution for normal load applied to the boundary of a semi-infinite elastic solid. The presented method can be used for the calculation of the gap of the elastohydrodynamics contact.

Резюме

В работе представлено метод вычисления деформаций краев совместно работающих валков в области эластогидродинамического контакта.

BADANIE ROZDZIAŁU SIŁ MIĘDZYŻĘBNYCH W WYBRANYM WIEŃCU ŻĘBATYM

Praca podejmuje problem modyfikacji ewolwentowego zarysu zębów z punktu widzenia racjonalnego rozdziału sił międzyzębnych. Badania numeryczne przeprowadzono metodą elementów skończonych dla konkretnego przypadku wieńca zębatego.

WYKAZ SYMBOLI

- A, B – wielkości opisujące sztywność układu
 P – łączna siła międzyzębna
 ΔP – przyrost obciążenia międzyzębego
 a, b – stałe aproksymacji
 δ – różnica podziałek zasadniczych współpracujących zarysów
 ε – liczba przyporu
 ζ – współrzędne punktu przyporu na linii przyporu

1. Wprowadzenie

Ocena wielkości sił międzyzębnych i ich rozdziału na współpracujące pary zębów (przy $\varepsilon > 1$) jest jednym z podstawowych problemów w budowie przekładni zębatych. Zazwyczaj dokonuje się jej doświadczalnie w fazie weryfikacji założeń konstrukcyjnych. Celowym wydaje się podjęcie próby opracowania takich podstaw zagadnienia, które mogłyby być wykorzystywane w fazie projektowania przekładni. Jedną z takich prób przedstawiono w [1]. Autorzy niniejszej pracy podejmują tę koncepcję rozszerzając problem o zagadnienie modyfikacji zarysu.

2. Problem rozdziału sił międzyzębnych

Problem rozpatrzono dla przypadku ewolwentowych wieńców współpracujących w zakresie $1 < \varepsilon < 2$. Pominięto siły masowe. Oddziaływanie międzyzębne sprowadzono do skupionych sił statycznych. Na rys. 1 przedstawiono założenia kinematyczne, na których oparto wyprowadzenie związku między siłami oddziaływania międzyzębnego odpowiednich par zębów:

$$\delta(\zeta) = A(\zeta) \cdot P + B(\zeta) \cdot \Delta P(\zeta) \quad (1)$$

Wzór (1) może być wykorzystany do wyznaczenia zmian obciążeń poszczególnych par zębów (przy znanej geometrii i sztywności) lub do wyznaczania takich różnic podziałek, przy których otrzymamy określone zmiany sił międzyzębnych. W tym przypadku należy także znać charakterystykę sztywności wieńców tj. współczynniki A

i B. Do ich wyznaczenia autorzy użyli metody elementów skończonych [2]. Wykonane badania numeryczne pozwoliły m.in. stwierdzić istnienie związku:

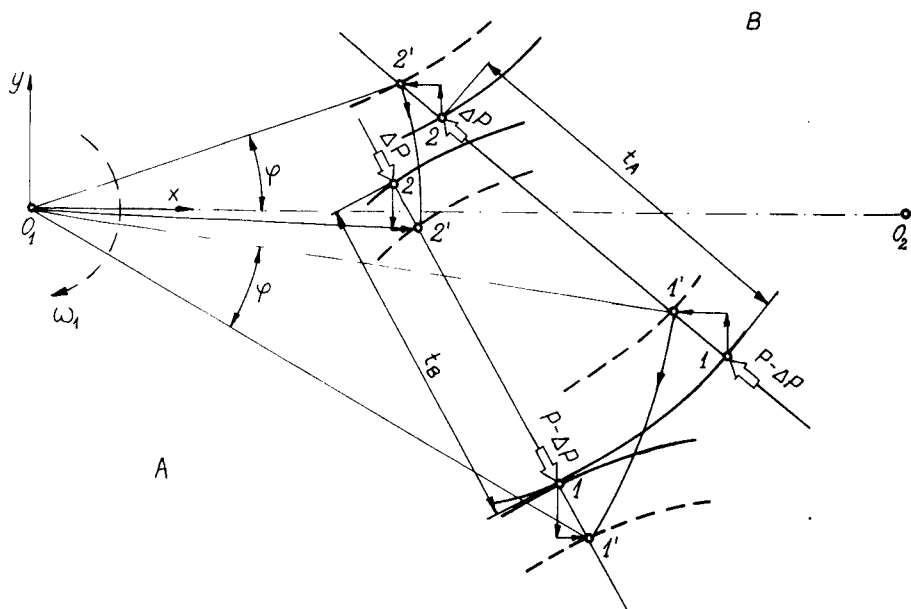
$$\frac{A(\xi)}{B(\xi)} \cong a\xi + b \quad (2)$$

co przedstawiono linią ciągłą na rys. 2. Iloraz ten określa zmiany sił międzyzębnych w idealnych wieńcach ($\delta = 0$) w zakresach ich dwuparowego zazębienia.

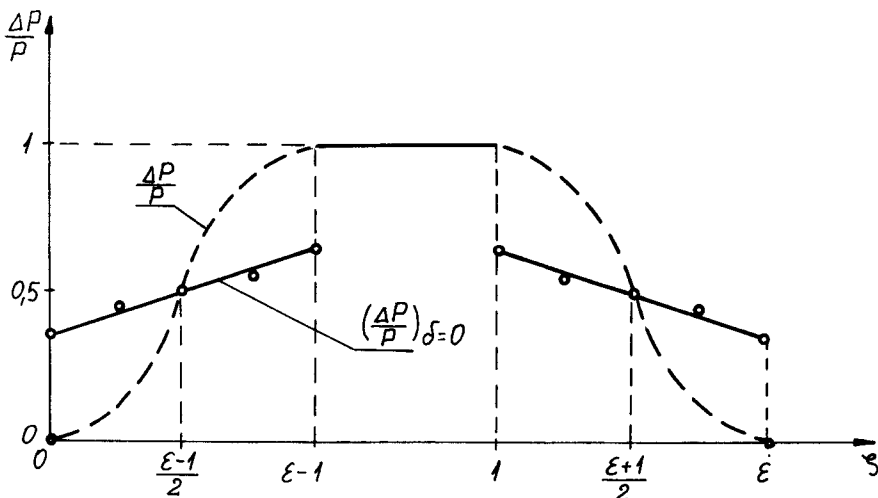
3. Modyfikacja zarysu

Niekorzystny przebieg (rys. 2) charakterystyki zmian obciążeń międzyzębnych uzasadnia potrzebę modyfikacji zarysów boków zębów. Wzór (1) zawiera wytyczne analityczne, które ujęte wskaźnikowo, gdyż na podstawie (1) i (2) można wyprowadzić miarę względną modyfikacji:

$$\bar{\delta} = \left(\frac{\Delta P}{P} \right)_{\delta=0} - \frac{\Delta P}{P} \quad (3)$$



Rys. 1



Rys. 2

Związek (3) pozwala obliczyć parametry modyfikacji zarysu zęba (rys. 2).

LITERATURA

- [1] Chabert G., Dang Tran T., Mathis R.: *An Evaluation of Stresses and Deflection of Spur Gear Teeth Under Strain*. Journal of Engineering for Industry, Transactions of the ASME, February 1974, p. 85–93.
 [2] Szmelter J. i inni: *Programy metody elementów skończonych*. Warszawa: Arkady 1974.

STUDY OF INTERTEETH POWERS DISTRIBUTION IN A SPECIFIC CASE OF TOOTHED RING

The work deals with the problem of modification involute teeth profil from the point of view of rotational division of interteeth powers. Numerical investigations were done by finite elements method for a specific case of toothed ring.

ИССЛЕДОВАНИЕ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ УСИЛИЙ В ИЗБРАННОМ ЗУБЧАТОМ ВЕНЦЕ

В статье поднимается проблему модификации эвольвентного профиля зубьев из точки зрения рационального разделения межзубьевых усилий. Численные исследования произведено методом конечных элементов для избранного случая венца зубчатого колеса.

WPŁYW ZMIAN WSPÓŁCZYNNIKA LEPKOŚCI DYNAMICZNEJ OLEJU NA POLE PRĘDKOŚCI W FILMIE OLEJOWYM ŁOŻYSKA ŚLIZGOWEGO

Na przykładzie łożyska poprzecznego podjęto próbę numerycznego zbadania wpływu zmian współczynnika lepkości dynamicznej oleju w zmiennym polu temperaturowym na pole prędkości w filmie olejowym.

WYKAZ SYMBOLI

- C_v – ciepło właściwe,
 D – średnica nominalna łożyska,
 L – długość łożyska,
 P – ciśnienie,
 T – temperatura filmu,
 V_o – prędkość obwodowa czopa,
 a – współczynnik wyrównywania temperatury,
 u_i – składowe pola prędkości,
 x_i – współrzędne,
 ε – luz promieniowy,
 η – lepkość dynamiczna,
 ρ – gęstość,
 ω – prędkość kątowna czopa,
 Pe – liczba Pecleta.

1. Sformułowanie zagadnienia

Wpływ zmian współczynnika lepkości dynamicznej oleju w zmiennym polu temperaturowym na obliczone pole prędkości w filmie olejowym łożyska badano porównując pole prędkości obliczone z układu równań [2]

$$\begin{aligned}\tilde{u}_1 &= \tilde{H}^2 P_{,1} \tilde{x}_2 (\tilde{x}_2 - 1) / 12 \tilde{\eta} + (1 - \tilde{x}_2), \\ \tilde{u}_3 &= (D/L) \tilde{H}^2 P_{,3} \tilde{x}_2 (\tilde{x}_2 - 1) / 12 \tilde{\eta},\end{aligned}\quad (1.1)$$

z polem prędkości podliczonym z układu równań [2]

$$\begin{aligned}\tilde{\eta} \tilde{u}_{1,22} + \tilde{\eta}_{12} \tilde{u}_{1,2} &= \tilde{H}^2 P_{,1} \\ \tilde{\eta} \tilde{u}_{3,22} + \tilde{\eta}_{12} \tilde{u}_{3,2} &= (D/L) \tilde{H}^2 \tilde{P}_{,3}, \\ Pe \tilde{H}^2 (\tilde{u}_1 \tilde{T}_{,1} + (D/L) \tilde{u}_3 \tilde{T}_{,3}) &= T_{,22} / \psi + Pe \tilde{\eta} ((\tilde{u}_{1,2})^2 + (\tilde{u}_{3,2})^2).\end{aligned}\quad (1.2)$$

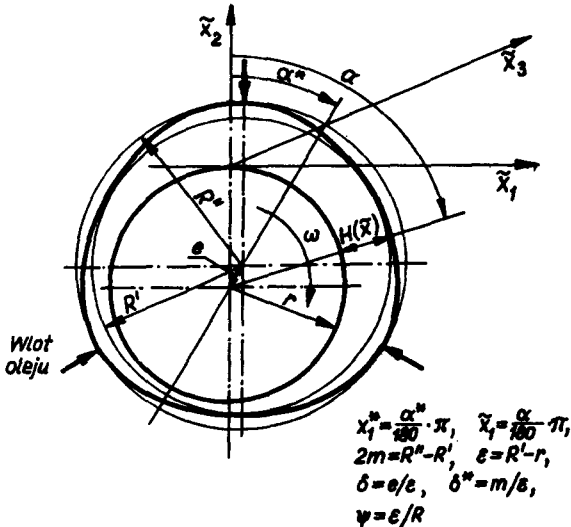
W równaniach (1.1) i (1.2) przyjęto następujące oznaczenia: $\tilde{x}_1 = x_1/\tau$, $\tilde{x}_2 = x_2/h$, $\tilde{x}_3 = 2x_3/L$, $\tilde{u}_1 = u_1/V_o$, $\tilde{u}_2 = u_2/V_o$, $\tilde{H} = h/\varepsilon$, $\tilde{\eta} = \eta/\eta_{(293)}$, $\tilde{P} = \psi^2 P/(\omega \eta_{(293)})$, $\tilde{T} = \rho C_v \psi^2 (T - 293)/(\omega \eta_{(293)})$,

293 – oznacza temperaturę odniesienia w °K.

Układy równań (1.1) i (1.2) zapisane są w układzie współrzędnych przedstawionych na rysunku 1. Grubość filmu olejowego w łożysku, jak to uczynili Autorzy pracy [1], opisano wzorem

$$h = \varepsilon(1 + \delta \cos(\tilde{x}_1 - x^*)) + \delta^*(1 + \cos 3\tilde{x}_1)), \quad (1.3)$$

gdzie eksperymentalnie wyznaczono: $x^* = 0,502$; $\delta = 0,588$.



Rys. 1.

Charakterystyczne wymiary łożyska modelowego były następujące: $D = 50 \cdot 10^{-3} m$, $L = 50 \cdot 10^{-3} m$, $\psi = 3,1 \cdot 10^{-3}$, $\delta^* = 1,019$, a badania przeprowadzono w warunkach: $Pe = 9170$, do smarowania używano oleju hipol 10. Poza x^* i δ eksperymentalnie wyznaczono temperaturę oleju w otworach wlotowych (rys. 1) oraz temperaturę powierzchni roboczej panewki [2].

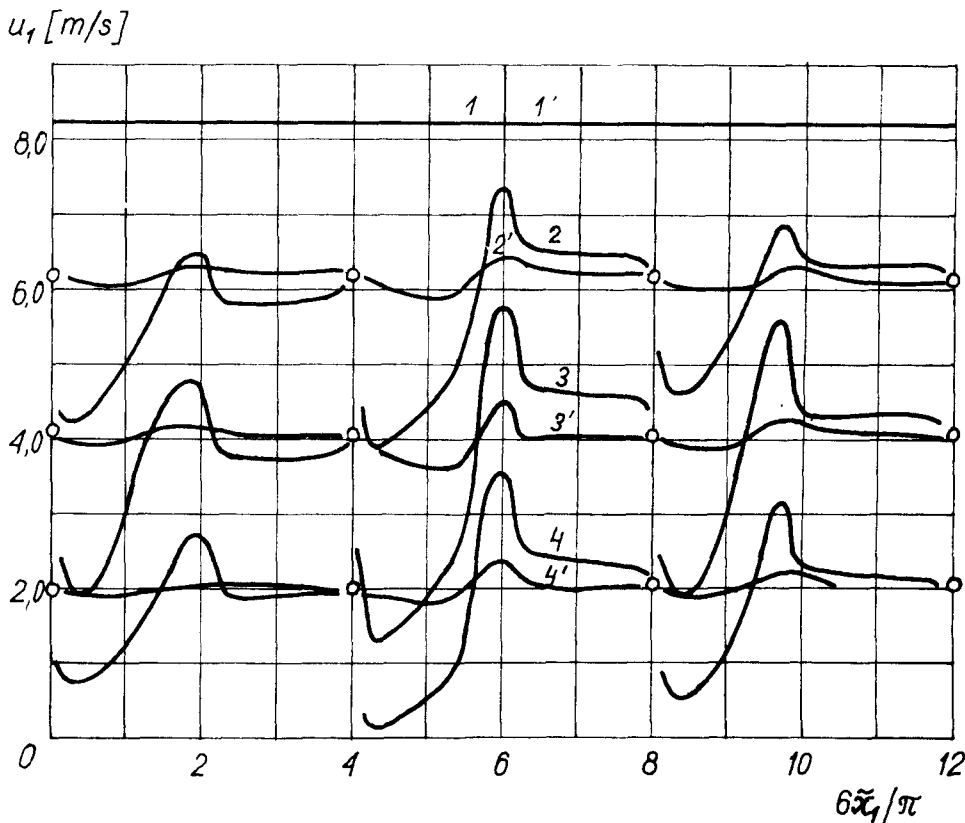
Równania (1.1) i (1.2) rozwiązano na maszynie cyfrowej korzystając ze znanego pola ciśnień. Przyjęcie znanego pola ciśnień obliczonego z przekształconego równania ciągłości (równania Reynoldsa) [2], pozwoliło nie uwzględniać równania ciągłości. Przy takim podejściu, warunki narzucone na pole prędkości przez równanie ciągłości były spełnione tylko w strefach ciśnieniowych łożyska. Przyjęcie zerowego pola ciśnień w strefach beciśnieniowych jest równoważne z dopuszczeniem rozciągłości filmu olejowego w tych strefach, co zostało zaobserwowane doświadczalnie przez licznych badaczy.

2. Wyniki rozwiązania

Ze względu na trzy doprowadzenia oleju oraz małą pojemność pamięci operacyjnej komputera Odra 1204, na którym przeprowadzono obliczenia, film olejowy podzielono na trzy podobszary:

$\tilde{x}_1 \in [0; 2\pi/3], [2\pi/3; 4\pi/3], [4\pi/3; 2\pi]$.

Wyniki rozwiązania układów równań (1.1) i (1.2) w tych obszarach przedstawiono na rysunku 2.



Rys. 2. Wartości składowej u_1 pola prędkości w płaszczyźnie środkowej łożyska ($\tilde{x}_3 = 0$) policzone z układu równań (1.2): 1 - $\tilde{x}_2 = 0$; 2 - $\tilde{x}_2 = 0,25$; 3 - $\tilde{x}_2 = 0,5$; 4 - $\tilde{x}_2 = 0,75$ oraz policzone z układu równań (1.1) dla $\tilde{\eta} = 0,204$: 1' - $\tilde{x}_2 = 0$; 2' - $\tilde{x}_2 = 0,25$; 3' - $\tilde{x}_2 = 0,5$; 4' - $\tilde{x}_2 = 0,75$

LITERATURA

- [1] W. Kaniewski, M. Stasiak: *Rozkład ciśnienia w łożysku z panewką perycykloidalną*, Zesz. Nauk. P. Ł., Mechanika, s. 7, 1973.
- [2] T. Brezczko: *W sprawie pewnego założenia o stałości temperatury w łożysku ślizgowym*, Rozpr. Inżyn. 24,3 1976.

The effect of changes in the coefficient of oil dynamic viscosity on the velocity field in a oil film of sliding bearing.

An attempt was made to investigate numerically the effect of changes in the coefficient of oil dynamic viscosity in a variable temperature field on the velocity field in a oil film taking as an example a radial bearing.

Содержание

Влияние изменений коэффициента вязкости в переменном температурном поле на поле скоростей в масляной плёнке подшипника скольжения.

На примере опорного подшипника рассмотрено влияние изменений коэффициента вязкости в переменном температурном поле на поле скоростей в масляной плёнке.

PLANOWANIE EKSPERYMENTU W BADANIACH KONSTRUKCYJNYCH

Podano przykład zastosowania współczesnej teorii eksperymentu w badaniach konstrukcyjnych.

WYKAZ SYMBOLI

L_w	– luz względny
R_a	– chropowatość powierzchni
V	– prędkość obwodowa
a_0, a_1, a_2, a_{12}	– współczynniki regresji
$S(a)$	– odchylenie standardowe
$S^2(z)$	– wariancja błędu pomiaru

Trudności, jakie napotyka teoria konstrukcji w znajdowaniu relacji między cechami (geometrycznymi, materiałowymi i dynamicznymi) wyznaczającymi konstrukcję, wskazują na konieczność przeprowadzania badań konstrukcyjnych. Oprócz trudności takich jak: brak dowodów potwierdzających słusność przyjętych założeń, nieznanie oddziaływania na otoczenie wywołane nowym wytworem, za celowością badań konstrukcyjnych przemawiają też inne okoliczności. Można do nich zaliczyć: większe prawdopodobieństwo prawidłowego doboru (doświadczalnego) cech konstrukcyjnych od doboru teoretycznego (opartego o teorię konstrukcji), możliwość otrzymania optymalnej konstrukcji ze względu na pewne cechy.

Badania konstrukcyjne to badania doświadczalne, których przedmiotem są szczególnie własności układów materialnych (środków technicznych) oraz związki między ich cechami konstrukcyjnymi i między cechami a wytworem. Badania konstrukcyjne mające na celu określenie relacji między cechami to np. badania łożysk ślizgowych w celu określenia zależności między chropowatością powierzchni panewki, twardością, prędkością wału i obciążeniem łożyska a luzem promieniowym, nośnością i trwałością łożyska.

Oprócz związków istniejących między cechami konstrukcyjnymi a wytworem, konstruktora interesują informacje o stanie optymalnym urządzenia oraz informacje o istotności wpływu określonych parametrów na badany proces.

Wszystkie badania doświadczalne (także konstrukcyjne) prowadzone są w oparciu o pewną metodykę badań. W zakres metodyki badań wchodzi planowanie badań doświadczalnych. Planowanie doświadczeń wg nowoczesnej teorii eksperymentu znajduje od dość dawna zastosowanie w rolnictwie (tam też pojawiły się pierwsze prace), chemii [1, 2, 3]. Wydaje się, że planowanie doświadczeń winno znaleźć zastosowanie także w eksploatacji maszyn, w badaniach tribologicznych, a także w badaniach konstrukcyjnych. Praca ta nie pretenduje do miana ujęcia kompleksowego,

sygnalizuje ona jedynie pewne aspekty praktycznego stosowania podstaw teorii eksperymentu.

Celem badań konstrukcyjnych jest określenie zależności między luzem względnym L_w w łożysku ślizgowym a prędkością obwodową V i chropowatością R_a powierzchni czopa metalowego

$$L_w = f(V, R_a)$$

przyjmując model w postaci:

$$L_w = a_0 + a_1 V + a_2 R_a + a_{12} VR_a$$

Przyjmujemy zakres badanych wartości parametrów

$$R_a - /0,16 \div 5); \quad V - (6 \div 8)$$

Wyznaczamy wartości centralne:

$$R_{a0} = \frac{R_{a\max} + R_{a\min}}{2} = \frac{0,16 + 5}{2} = 2,58$$

„0”

$$V_0 = \frac{V_{\max} + V_{\min}}{2} = \frac{6 + 8}{2} = 7$$

Wyznaczamy zakres zmienności:

$$R_a = \frac{R_{a\max} - R_{a\min}}{2} = \frac{5 - 0,16}{2} = 2,42$$

$$V = \frac{V_{\max} - V_{\min}}{2} = \frac{8 - 6}{2} = 1$$

Wyznaczamy wartości badanych czynników:

„+”

$$R_a = R_{a0} + R_a = 2,58 + 2,42 = 5$$

$$V = V_0 + V = 7 + 1 = 8$$

„-”

$$R_a = R_{a0} - R_a = 2,58 - 2,42 = 0,16$$

$$V = V_0 - V = 7 - 1 = 6$$

Plan ten wykazuje ortogonalność i symetryczność, umożliwia więc przeprowadzenie analizy regresji i wyznaczenie współczynników a_0, a_1, a_2, a_{12} . Dokonując oceny istotności powyższych współczynników można uzyskać konkretną zależność funkcyjną L_w dla wybranego łożyska. W naszym przykładzie będzie to przebiegać następująco:

Lp.	V	R _a	L _w × 10 ³					Z	S ² (z) wariancja wyników pomiarów
			1	2	3	4	5		
1	—	—	2,31	2,15	2,70	2,60	2,25	2,402	0,056
2	—	+	1,25	1,09	1,01	1,30	1,25	1,180	0,015
3	+	—	3,80	3,67	3,50	3,80	3,75	3,704	0,016
4	+	+	2,90	2,72	2,81	2,93	2,78	2,828	0,007
5	0	0	2,50	2,45	2,39	2,42	2,45	2,442	0,002

Wariancja błędu pomiaru wynosi: $S^2(z) = 0,0325$

Odchylenie standardowe wynosi: $S(a) = 0,077$

Współczynniki regresji mają wartość:

$$a_1 = 0,738$$

$$a_2 = -0,525$$

$$a_{12} = 0,0865$$

Powyższe współczynniki podlegają statystycznej ocenie istotności za pomocą testu t .

$$t_k = \frac{(a_k)}{S(a)}$$

$$t_1 = 9,58$$

$$t_2 = 6,82$$

$$t_{12} = 1,12$$

Natomiast wartość tabelaryczna dla poziomu istotności 0,1 wynosi $t = 2,353$.

Jeżeli $t_k > t$ to dany współczynnik regresji ma wpływ istotny.

Otrzymano wzór doświadczalnie – statystyczny w postaci:

$$L_w(V, R_a) = 2,53 + 0,74 V - 0,53 R_a$$

Dane do powyższego przykładu są fikcyjne, a wykonane obliczenia są oparte o wzory zaczerpnięte z literatury [2, 3].

Zastosowanie prawideł teorii planowania eksperymentu powoduje zmniejszenie liczby pomiarów przy zachowaniu określonej informacji związanej z badanym procesem.

Badania konstrukcyjne pozwalają na potwierdzenie słuszności przyjętych założeń, poprawności rozwiązania danego węzła jak i całego urządzenia. Pozwalają również na wprowadzenie zmian w zapisie konstrukcji na etapie koncepcji, projektu wstępnego i rozwiązania szczegółowego.

LITERATURA

- [1] Mańczak K.: *Technika planowania eksperymentu*. Warszawa 1976
- [2] Oktaba W.: *Metody statystyki matematycznej w doświadczalnictwie*. Warszawa 1971
- [3] Polański Z.: *Podstawy metodyki badań doświadczalnych*. Kraków 1974

PLANNING EXPERIMENT IN CONSTRUCTION RESEARCH

An example of using the modern theory of experiment in construction research is given.

ПЛАНИРОВАНИЕ ЭКСПЕРИМЕНТА В КОНСТРУКЦИОННЫХ ИССЛЕДОВАНИЯХ.

В разработке дано пример применения современной теории планирования эксперимента в конструкционных исследованиях.

CYFROWE METODY DOBIERANIA GEOMETRYCZNYCH CECH KONSTRUKCYJNYCH

Wyrażając kształt za pomocą szeregów liczbowych, można rozpatrywać rysunek jako zespół motywów geometrycznych. Jeden wyraz elementarny w dwuszerogu lub w trójszerogu liczbowym przedstawia motyw prosty. Motywom geometrycznym odpowiadają kroki działań konstrukcyjnych. Kształt uzyskujemy przez rozwinięcie (wprowadzenie nowych wyrazów do szeregu) lub złożenie (kolejne powtórzenie poprzednich wyrazów). Suma wykładników potęgowych w szeregu liczbowym wyraża złożoność konstrukcji.

W celu przystosowania maszyn cyfrowych do potrzeb konstruowania, postać geometryczną można wyrazić dwuszerogami liczbowymi (na płaszczyźnie) lub trójszerogami liczbowymi (w przestrzeni).

Szeregi liczbowe o wzorze ogólnym

$$A \begin{pmatrix} a_1 \Delta h_1 & a_2 \Delta h_2 & a_3 \Delta h_3 & \dots & a_{n-1} \Delta h_{n-1} & a_n \Delta h_n \\ \phi_1 & \phi_2 & \phi_3 & \dots & \phi_{n-1} & \phi_n \end{pmatrix}$$

w proponowanym ujęciu składają się z wyrazów elementarnych, przy czym każdy z nich zawiera trzy wielkości podstawowe: długość odcinka a_i , kąt dewiacji ϕ_i oraz przyrost wysokości h_i . W wyrazach elementarnych odzwierciedlają się etapy konstruowania. Każdy szereg przedstawia jedną linię ciągłą (obwód), dwa zaś kolejne wyrazy elementarne wyznaczają położenie płaszczyzny (ściany). W określonych układach odcinków prostych przewijają się motywy geometryczne, powielane przez obrót, przesunięcie lub kombinacje tych ruchów.

Udział elementów kształtu w rozwoju motywów konstrukcyjnych

Wyrazy elementarne szeregu liczbowego w etapowym zapisie konstrukcji [L. 1] przedstawiają proste motywy geometryczne. Zespół różnych wyrazów elementarnych, powtarzając się w ustalonym porządku, tworzy motyw tym bardziej rozwinięty im większą posiada rozpiętość. Koncepcja konstrukcyjna – ze względu na układy materialne, których dotyczy – rozwija się w postaci geometrycznej. Jeżeli motyw geometryczny na rysunku technicznym rozpatrujemy jako skutek działań konstrukcyjnych, to wydaje się słuszne, aby nazywać go motywem konstrukcyjnym. Działanie, którego zapis powiększa szereg liczbowy o jeden wyraz (motyw prosty), stanowi krok. Składając rysunek techniczny z motywów geometrycznych, działania konstrukcyjne mierzymy krokami, przy czym najmniejszy krok odpowiada motywowi prostemu. Podobnie do kroków w działaniach konstrukcyjnych można mówić o krokach w dzia-

laniach wytwórczych, do czego jesteśmy bardziej przyzwyczajeni. Droga od pomysłu do urzeczywistnienia określonych idei technicznych wypełniona jest działaniami (konstrukcyjnymi i wytwórczymi) o bardzo wielu krokach. W realizacji idei prostych potrzebna jest odpowiednio mniejsza ilość kroków działania aniżeli w realizacji idei złożonych. Ponieważ myśli i ich ujęcia w postaci idei technicznych nawarstwiają się z biegiem czasu, przeto ogólnie rzecz biorąc w warstwach tych ukrywają się elementy działania. Do najważniejszych działań konstrukcyjnych należy rozwinięcie i złożenie myśli, które rozpatrzemy nawiązując do analogii z motywami geometrycznymi.

Rozwinięcie działań konstrukcyjnych

Wprowadzenie do szeregu liczbowego nowych wyrazów elementarnych bez powtórzeń znamionuje rozwinięcie myśli na polu działań konstrukcyjnych. Krokiem w kierunku rozwinięcia czyli elementarnym jego działaniem jest wszystko, co towarzyszy dopisywaniu jednego wyrazu w szeregu liczbowym. W rozwinięciu szeregu

$$A (w_1 \ w_2 \ w_3 \ w_4 \ w_5 \ \dots \ w_{n-1} \ w_n)$$

rozdzielamy: 1) wyprzedzenie, 2) włączenie (wstawienie, wtrącenie), oraz 3) przedłużenie. Wyprzedzenie i przedłużenie odbywa się bez przerywania ciągłości rozpatrywanych działań. Dowolnie duża grupa wyrazów, np. $(b_1 \ b_2 \ b_3)$, w tych przypadkach dopisywana jest na początku lub na końcu podanego szeregu. Zapisujemy zatem wyprzedzenie

$$A (b_1 \ b_2 \ b_3 \ w_1 \ w_2 \ w_3 \ w_4 \ w_5 \ \dots \ w_{n-1} \ w_n)$$

oraz przedłużenie rozpatrywanych działań z zachowaniem ciągłości

$$A (w_1 \ w_2 \ w_3 \ w_4 \ w_5 \ \dots \ w_{n-1} \ w_n \ b_1 \ b_2 \ b_3)$$

W odróżnieniu od wyprzedzenia i przedłużenia — wstawienie nowych wyrazów wymaga przerwania ciągłości rozpatrywanych działań. Wstawiając grupę wyrazów nowych np. między w_3 i w_4 , mamy

$$A (w_1 \ w_2 \ w_3 \ b_1 \ b_2 \ b_3 \ w_4 \ w_5 \ \dots \ w_{n-1} \ w_n)$$

Złożenie działań konstrukcyjnych

Każdemu powtórzeniu określonych działań konstrukcyjnych po kolei w ujęciu liczbowym towarzyszy potęgowanie wyrazów elementarnych. Powtórzenie może dotyczyć jednego wyrazu (bez rozwinięcia): $(w)^n$ lub całej grupy wyrazów, np. $(w_1 \ w_2 \ w_3)^n$, gdzie działania najpierw są rozwinięte, potem zaś n-krotnie powtórzone. Powtórzenie działań konstrukcyjnych może być kolejne lub wrywkowe. Różnica między powtórzeniem kolejnym i wrywkowym polega na tym, że w przypadku drugim sąsiednie wyrazy powtarzanego motywu są różne, tzn. wyraz powtórzony znajduje się w innym układzie. W zmienionym otoczeniu panują odmienne warunki konstruowania. Powtórzenie wrywkowe zawiera myśl jak gdyby wyrwaną czyli

wyodrębnioną z całości w określonym celu. Z reguły myśl taka w porównaniu z zawierającym ją układem jest jak gdyby mniejszego formatu.

Podsumowanie

Wszystkie działania składają się z wprowadzania nowości i powtórzeń. Nowości w etapowym zapisie konstrukcji występują jako wyrazy elementarne w pierwszej potędze, podczas gdy powtórzenia opisane są wykładnikami potęgowymi większymi od jedności. Wobec tego ilość kroków działania (złożoność konstrukcji) równa się sumie wykładników potęgowych w szeregach liczbowych.

LITERATURA

[1] Brzuchowski E.: *Zapis konstrukcji do celów techniki cyfrowej*. Przegląd Mechaniczny nr 22/1976.

DIGITAL METHODS OF SELECTING GEOMETRICAL CONSTRUCTION FEATURES

Summary

When a shape is to be represented by means of digital series it is possible to consider a drawing as a set of geometrical patterns. One elementary term of a double or triple digital series represents a simple pattern. It is not possible to measure directly the individual steps involved in constructional activity but the number of these steps corresponds with geometrical patterns.

A shape is obtained by expansion of series (introduction of new terms) or by repetition of preceding terms. All technical operations are combinations of new steps (series expansion) or repetitions. The sum of exponents in digital series expresses the complexity of construction.

ЦИФРОВЫЕ МЕТОДЫ ПОДБОРА ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ КОНСТРУКЦИИ

Рассматривая геометрические формы материальных предметов с помощью числовых рядов, получаем возможность анализировать на чертеже совокупность мотивов конструкции. Простым мотивом условно будем считать элементарное (одно) выражение числового ряда. Каждый шаг конструирования связан с построением соответствующих мотивов.

Мотивы подлежат развитию или сложению, при чем в развитии существенно введение новых (не выступающих раньше) выражений, в сложении же характерно очередное повторение предыдущих действий.

WYTYCZNE DO KONSTRUOWANIA MECHANIZMÓW PISZĄCYCH Z GŁOWICĄ WIRUJĄCĄ

Mechanizmy piszące z głowicą wirującą należą do najnowocześniejszych mechanizmów piszących stosowanych w urządzeniach informatyki. Parametry techniczne i eksploatacyjne tych mechanizmów znacznie przewyższają cechy dotychczas stosowanych porównywalnych mechanizmów zapisu. W oparciu o analizę konstrukcji urządzeń istniejących oraz wyniki badań własnych w referacie podano zasady konstruowania omawianych mechanizmów i możliwości zastosowań głowicy wirującej.

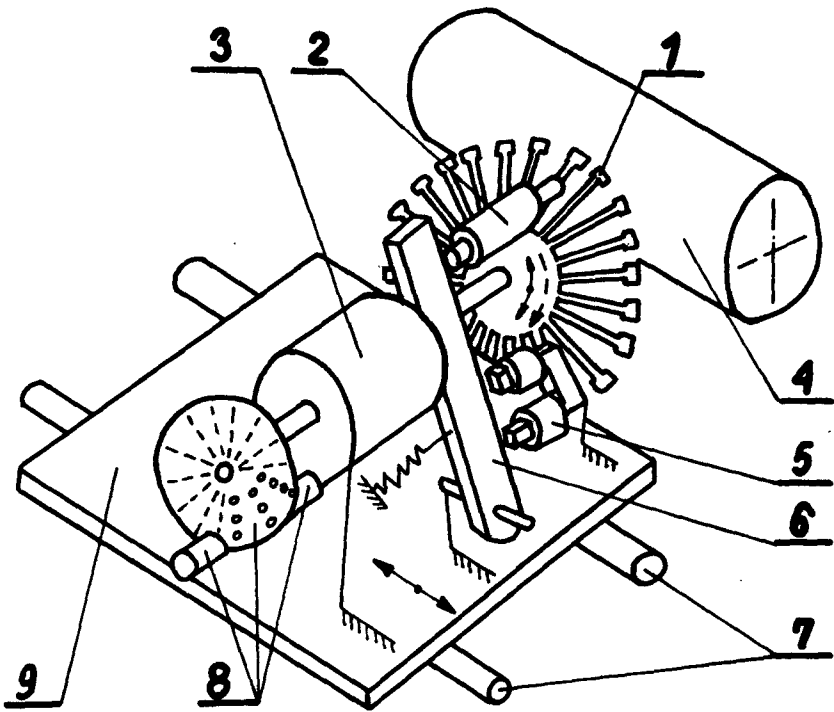
Mechanizmy piszące z głowicą wirującą stosowane są w automatach piszących, dalekopisach, drukarkach sprzężonych z kalkulatorami elektronicznymi, zestawach wstępnego przetwarzania danych, wszędzie tam, gdzie zapisuje się informacje z szybkością do 30—60 znaków/s. Zawierają one zespoły, które mogą być użyte w wielu innych urządzeniach mechaniki precyzyjnej: mechanizm napędowy głowicy piszącej, mechanizm prowadzenia i przesuwu głowicy wzdłuż wiersza. Zasada działania mechanizmu piszącego z głowicą wirującą — rys. 1 — polega na dociśnięciu przez młotek drukujący 2 ramienia głowicy 1 z czcionką wybranego znaku pisarskiego przez taśmę barwiącą do papieru opasującego wałek dociskowy 4. Głowica wirująca może obracać się start-stopowo (zatrzymuje się na czas drukowania), lub w sposób ciągły (druk w locie). Położenie poszczególnych czcionek względem miejsca drukowania sygnalizowane jest przez generator kodu 8.

Głowice drukujące są wykonywane wtryskowo z tworzyw sztucznych. Zaleca się metalizowanie ich czcionek.

Głowica wirująca może być napędzana przez silnik skokowy skokowo (bezpośrednio lub pośrednio przez np. łańcuch, w sprzężeniu z mechanizmem przesuwu). Ze względu na produkowane w kraju rodzaje silników, celowym wydaje się stosowanie rozwiązania napędu z ciągłym obrotem głowicy drukującej.

Młotek drukujący napędzany elektromagnesem klapkowym daje nieco większe czasy zadziałania (np. 3,2 ms) niż nurnikowym (np. 1,6 ms), ale ma znacznie więcej sprawdzonych w praktyce prostych rozwiązań konstrukcyjnych.

Napęd wózka z głowicą wirującą może być realizowany przez silnik skokowy lub serwomechanizm w połączeniu z układem ciągnowo-rolkowym, śrubą napędową, paskiem zębatym lub łańcuchem. W warunkach krajowych najbardziej optymalnym rozwiązaniem przesuwu wózka jest rozwiązanie z układem ciągnowo-rolkowym napędzanym silnikiem skokowym. Zaleca się także minimalizację ruchomych mas



Schemat działania mechanizmu poszycącego z głowicą wirującą

1 — głowica, 2 — młotek napędowy, 3 — silnik, 4 — wałek dociskowy, 5 — elektromagnes, 6 — zwora,
7 — prowadnice, 8 — generator kodu, 9 — wózek.

Rys. 1.

(masy wózka) i wzajemne dopasowanie układu przesuwu i silnika napędowego, realizowane dla konkretnych przypadków na drodze teoretyczno-doświadczalnej. Szczególną uwagę należy zwrócić na eliminację lub znaczne ograniczenie drgań wózka. Duży wpływ na szybkość wydruku ma elektroniczny układ sterujący, a w szczególności logiczny schemat działania mechanizmu. Należy dążyć do wzajemnego czasowego nakładania się czynności mechanizmu piszącego (np. wybieranie żądanego znaku do drukowania powinno być realizowane już podczas przesuwu wózka), co ma ścisły związek z pracą generatora kodu i elektronicznego układu sterującego. Należy też dążyć do eliminowania zbędnych czasów postojowych. Badania niektórych mechanizmów wykazały, że czasy te stanowią duży procent cyklu drukowania. Likwidacja ich lub znaczne zmniejszenie są jednak możliwe tylko w przypadku szczególnie starannego dopracowania konstrukcyjnego mechanizmu przesuwu wózka, szczególnie pod względem uniknięcia zbyt dużych drgań wózka podczas jego pozycjonowania. Wiąże się to z doбором mas ruchomych, oporów ruchu, wyborem metody napędu wózka i doбором materiałów na elementy napędu (np. dobór materiału na cięgna).

Mechanizm piszący z głowicą wirującą jest typowym przykładem nowoczesnych rozwiązań konstrukcyjnych urządzeń informatyki. Miniaturyzacja zespołów mechanizmu, daleko posunięta ich elektronizacja, stawiają przed konstruktorem nowe, inne niż w rozwiązaniach tradycyjnych zagadnienia. Jednocześnie umożliwiają znaczne polepszenie techniczno-eksploatacyjnych parametrów drukarek (przeszło trzykrotne zwiększenie szybkości zapisu, obniżenie poziomu hałasu do około 60 dB), znaczne uproszczenie konstrukcji, obniżenie ceny wyrobu, zwiększenie niezawodności działania mechanizmu przy jednoczesnym utrzymaniu dobrej jakości wydruku i dużej żywotności urządzenia. Z powyższych względów popularyzacja i rozpowszechnienie mechanizmów piszących z głowicą w kraju są bardzo celowe.

Instructions for designing recording mechanisms with daisy wheel

Recording mechanisms with daisy wheel belong to most modern recording mechanisms used in computer science equipment. Technical and operational specifications of the above mechanisms are considerably higher than those of comparable recording mechanisms applied up to now. On the basis of analysis of existing arrangements and also on the basis of our own research work there have been worked out principles of designing the above mentioned mechanisms and possibilities of application of the daisy wheel.

РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ПРОЕКТИРОВАНИЮ ПИШУЩИХ УСТРОЙСТВ С РОТОРНЫМ ПЕЧАТАЮЩИМ МЕХАНИЗМОМ

Пишущие устройства с роторным печатающим механизмом принадлежат к числу самых современных. Применяются в устройствах информатики. Технические и эксплуатационные параметры этих механизмов в значительной степени превышают характеристики применяемых до сих пор сравнительных приспособлений для производства записи. На основе анализа конструкции известных устройств и результатов проведенных нами исследований, в докладе представлены принципы проектирования ву. устройств, а также возможности применения роторного печатающего механизма.

O UNIWERSALNOŚCI POJĘĆ NAUKI KONSTRUKCJI

W artykule zwrócono uwagę na istniejącą aktualnie potrzebę szerszego stosowania w technikach wytwarzania pojęć: informacji, energii i masy. Omówiono również pojęcie pomieszczenia, wyznaczanego przez masę, energię lub przez ich połączenie.

WYKAZ SYMBOLI

E	– energia
I	– informacja
M	– masa
N	– wymiar normalny
W	– układ wymiarów
T	– tolerancja
π	– postać

1. Wstęp

Informacja, energia i masa mogą być wykorzystywane zarówno do zaspokojenia potrzeby jak i do wytwarzania nowych artefaktów, w tym także za pomocą artefaktów już istniejących. Stąd też naukę o wytwarzaniu należy opierać także na tych pojęciach, stwarzając tym samym łączność obu sfer technicznego działania. Jest to konieczne tym bardziej, że poszczególne techniki wytwarzania stanowią wyodrębnione, niekiedy zamknięte obszary działania. Przykładem mogą być tutaj takie techniki jak: odlewnictwo, obróbka skrawaniem, przetwórstwo tworzyw sztucznych, obróbka plastyczna, cieplna itd. Wszystkie one mają zagwarantować w procesie wytwarzania realizację cech konstrukcyjnych.

Informację, energię i masę można przedstawić w podobny sposób jak cechy konstrukcyjne w teorii konstrukcji [2].

Wówczas:

$$I = \pi \wedge W,$$

$$E = \pi \wedge W,$$

$$M = \pi \wedge W,$$

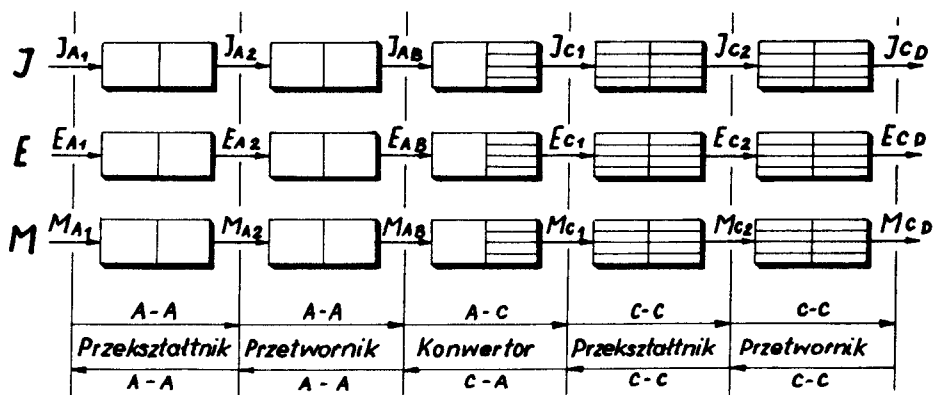
gdzie: π – postać, rozumiana jako własności i właściwości
 W – układ wymiarów, przy czym

$$W = N \wedge T$$

gdzie: N – wartość nominalna,
 T – tolerancja.

2. Informacja, energia, masa – istotne pojęcia także w technikach wytwarzania.

Informacja w technikach wytwarzania będzie się kojarzyła głównie z cechami geometrycznymi elementów (sterowanie dymensyjne) aczkolwiek będzie wykorzystywana także w celach organizacyjnych procesu wytwarzania (sterowanie sekwencyjne). Może ona występować w postaci analogowej (I_A) i cyfrowej (I_C). Do jej przesyłania niezbędna jest masa lub energia. Można ją przekształcać, przetwarzać i konwertować [1] – rys. 1.



Rys. 1. Obróbka informacji, energii i masy

Jeszcze do niedawna powszechnie uważano, że np. otwór można wykonać przez wiercenie lub wycięcie, używając wyłącznie energii w postaci mechanicznej. Obecnie, tenże sam otwór można wykonać używając energii w postaci: elektrycznej (elektroerozja), fotonowej, plazmowej, elektronowej, chemicznej, elektrochemicznej itd. Stąd też postać energii stosowana w poszczególnych technikach wytwarzania powinna być jednym z istotnych kryteriów ich podziału. Energię, podobnie jak informację, można przekształcać, przetwarzać i konwertować (rys. 1).

Wprawdzie masy, np. jednego kilograma stali i złota są sobie równe w sensie newtonowskim, to jednak różnice ich własności i właściwości są na tyle powszechnie znane, że nie podlegają dyskusji. Oddziaływać na masę można energią, masą lub obu łącznie. Działając na masę np. energią cieplną, magnetyczną, mechaniczną, radiacyjną itd. można zmieniać jej własności a przez to także jej właściwości. W przypadku metali takie działanie nosi nazwę "obróbki cieplnej". Procesy syntezy i rozkładu są typowe dla działania masy na masę. Natomiast tzw. "obróbki cieplno-chemiczne" (np. nawęglanie stali, azotowanie itd.) są typowym przykładem działania na masę energią i masą jednocześnie. Masę, podobnie jak informację i energię można przekształcać, przetwarzać i konwertować (rys. 1). Konwertowanie masy A-C można utożsamiać z cięciem lub ogólnie z rozdrabnianiem, natomiast konwertowanie C-A z łączeniem, np. spiekaniem proszków, syntezą elementów scalonych itp.

3. Informacja, energia, masa – elementy składowe pomieszczenia.

Zazwyczaj pod pojęciem pomieszczenia rozumiemy wytwór, ograniczający w pożądaney mierze swobodę ruchu zbiorom materialnym przez to, że stanowi obszar wyodrębniony z przestrzeni [2].

W technikach wytwarzania pojęcie pomieszczenia jest zwykle utożsamiane z formą do odlewania, spiekania, kucia matrycowego, obróbką plastyczną itd. Występuje tutaj ono w postaci wyraźnej i jest wyznaczane w zasadzie przez masę. Przykład odlewania metali w stanie nieważkości (o dużej kulistości) jest dowodem na wyznaczanie pomieszczenia wyłącznie przez energię, w tym przypadku mechaniczną. Natomiast odlewanie odśrodkowe metali jest przykładem wyznaczania pomieszczenia w sposób mieszany – masą i energią. Również obróbkę skrawaniem można potraktować jako przypadek, w którym pomieszczenie lub ogólniej cechy geometryczne elementu, odwzorowywane są za pomocą masy i energii mechanicznej. W tym przypadku można mówić o pomieszczeniu kinematycznym lub symulowanym.

4. Zakończenie.

Stosowane powszechnie w teorii projektowania i konstrukcji maszyn pojęcia: I , E , M – należy także rozpowszechnić w technikach wytwarzania – stwarzając tym samym koherencję obu sfer technicznego działania. Pojęcie masy i energii można także wykorzystać do zdefiniowania używanego w technikach wytwarzania pomieszczenia.

LITERATURA

- [1] Budzyński A.F.: *Cybernetyka a obrabiarki i narzędzia skrawające*. Mechanik, nr 12, NOT, Warszawa 1969.
- [2] Dietrych J.: *Projektowanie i konstruowanie*. WNT, Warszawa 1974.

Summary

In this article special attention has been paid to the presently existing need of more general usage of information, energy and mass concepts in production engineering. The question of use fulness of the forms of there concepts has also been touched upon. The role of place defined by mass, energy or by means of their fusion has also been discussed.

Содержание

В статье обращено внимание на существующую в настоящем потребность более широкого применения понятий: информации, энергии, массы в технике производства. Затронуто тоже вопросы особенной пригодности видов этих понятий. В статье говорится то же о роли помещеня определённого массой, энергией или их сочетанием.

RACJA MOŻLIWOŚCI WYTWÓRCZYCH MAŁYCH OTWORÓW

W artykule omówiono wybrane zagadnienia dotyczące działania docierarek do obróbki wykańczającej małych otworów ($d < 1$ mm).

WYKAZ SYMBOLI

- a – rozmiar ziarna proszku ściernego,
 d – średnica obrabianego otworu,
 d_n – średnica narzędzia docieraka (struny),
 h – przesunięcie poprzeczne obrabianego otworu,
 s – przesuw wzdłużny (skok) narzędzia (struny),
 T – naciąg narzędzia (struny),
 δ – luz promieniowy,
 ϕ – kąt ustawienia osi przedmiotu obrabianego względem napiętej struny-narzędzia.

1. Wprowadzenie

W wielu przypadkach zachodzi potrzeba stosowania elementów z otworami o średnicach mniejszych od 1 mm przy wysokich wymaganiach co do ich makro- i mikrogeometrii, np. ciągadła diamentowe i z węglików spiekanych, panewki mineralne stosowane w mechanizmach precyzyjnych itp. [3].

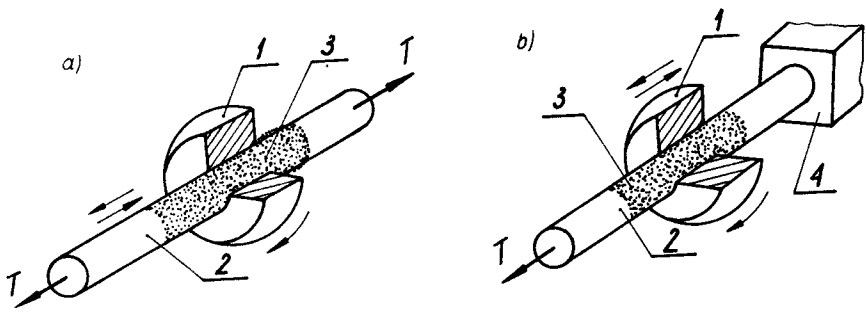
Założone cechy geometryczne uzyskuje się podczas obróbki wykańczającej wydrążonego uprzednio zgrubnie otworu. Obok różnych znanych sposobów obróbki wykańczającej małych otworów, docieranie na docierarkach strunowych (drutowych) znalazło w praktyce szerokie zastosowanie. Ma ono takie zalety jak: prostota budowy obrabiarek, łatwość przygotowania narzędzia, którym jest drut o różnych cechach materiałowych. Na docierarkach tych można obrabiać otwory o średnicy od kilku milimetrów do kilku setnych milimetra. Im otwór jest mniejszy tym docierarka strunowa jest przydatniejsza.

2. Zasada działania docierarek strunowych

Podczas docierania otworów, podobnie jak przy docieraniu innych powierzchni, musi występować [2]:

- ruch względny obrabianego przedmiotu i narzędzia,
- docisk docieraka (narzędzie-struna) do obrabianej powierzchni,
- obecność ścierniwa między obrabianą powierzchnią a docierakiem.

We wszystkich znanych docierarkach strunowych przedmiot obrabiany wykonuje na ogół ruch obrotowy, a docierak ruch posuwisto-zwrotny (rys. 1a). Na narzędzie (poz. 3 rys. 1) nanoszona jest mieszanina ścierna.



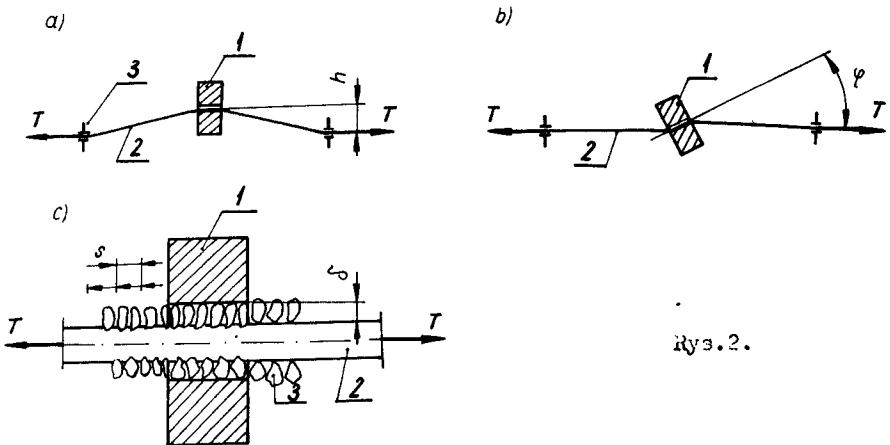
Rys. 1.

Możliwa jest również wersja, w której docierak jest nieruchomy (rys. 1b) natomiast przedmiot obrabiany wykonuje ruch obrotowy i posuwisto-zwrotny.

Docisk docieraka do obrabianej powierzchni realizowany jest przeważnie w następujący sposób:

- przez przesunięcie „*h*” obrabianego otworu w kierunku poprzecznym do osi napiętej struny (rys. 2a). Przesunięcie „*h*” zawiera się w granicach $0 < h \leq 3$ mm.
- przez obrót osi przedmiotu obrabianego o kąt ϕ względem osi napiętej struny (rys. 2b). Kąt obrotu ϕ wynosi zazwyczaj kilka stopni.
- przez wykorzystanie różnicy pomiędzy rozmiarem „*a*” ziarna proszku ściernego i luzem promieniowym δ między obrabianym otworem i docierakiem (rys. 2c). Konieczny jest w tym przypadku przesuw wzdłużny (*s*) narzędzia w celu wprowadzania do obszaru obróbki jego niestartych odcinków. Warunek docierania przy tym sposobie docisku można wyrazić wzorem

$$a > \delta = \frac{d - d_n}{2}$$



Rys. 2.

3. Zakończenie

W Akademii Techniczno-Rolniczej w Bydgoszczy autorzy wykonali obszerne prace badawcze nad parametrami procesu docierania małych otworów oraz zebrali doświadczenia w zakresie budowy i eksploatacji docierarek do otworów o $d < 1$ mm [1].

LITERATURA

- [1] Budzyński A.F., Orobiej J.: *Docieranie otworów w diamentcie*. Materiały II Konferencji Naukowo-Technicznej nt. "Obróbka materiałów niemetalowych.", Rzeszów, grudzień 1976, s. 157–164.
- [2] Kaczmarek J.: *Podstawy obróbki wiórowej, ściernej i erozyjnej*. WNT, Warszawa 1971.
- [3] *Ziehsteine und Ziehsteinbearbeitungsmaschinen*. III Internationale Drahtausstellung Basel 1972, Draht 1972/7, s. 416–424.

THE POSSIBILITY OF MAKING A SMALL HOLES

In this paper have been presented some problems built of the wire machine for polishing a small holes ($d < 1$ mm).

ПРОИЗВОДСТВЕННЫЕ ВОЗМОЖНОСТИ ВЫПОЛНЕНИЯ МАЛЫХ ОТВЕРСТИЙ

В статье рассмотрены избранные вопросы по конструкции притирочных станков для доводки малых отверстий ($d_1 < \text{мм}$).

O ZEWNĘTRZNYM WSPOMAGANIU SERCA

W artykule omówiono potrzebę zewnętrznego wspomagania serca w okresie zawału. Scharakteryzowano również istotę działania środka technicznego służącego do tego celu.

WYKAZ SYMBOLI

- E_i, E_o — energia na wejściu i wyjściu układu.
 J_i, J_o — informacja na wejściu i wyjściu układu.
 M_i, M_o — masa na wejściu i wyjściu układu.
 P, R, T — załamki elektrokardiogramu.

1. Wstęp

Co 30 sekund umiera człowiek w Europie na zawał serca (wynika to z badań statystycznych). Można zatem stwierdzić, że zawał serca w obecnej dobie stał się chorobą społeczną. Istnieje więc duża potrzeba środka technicznego jako narzędzia zwiększającego znacznie możliwości lekarza w ratowaniu ludzkiego życia.

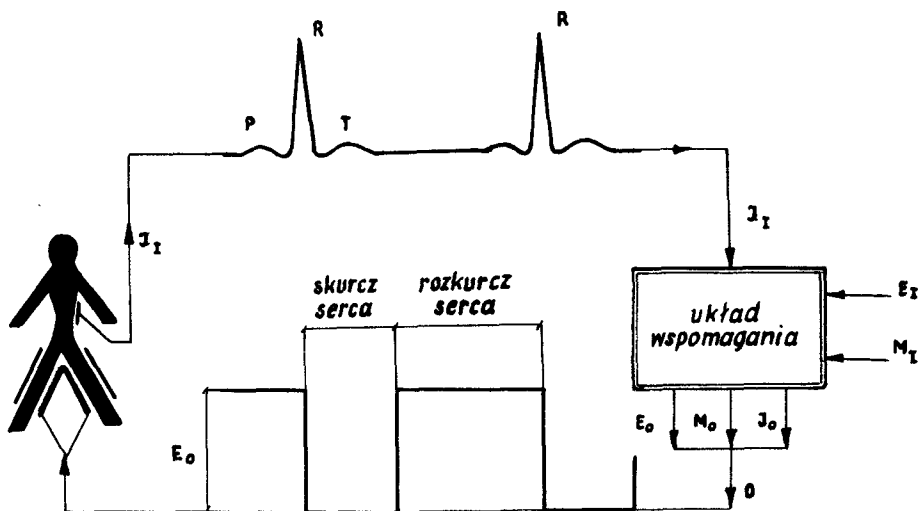
Środki techniczne służące do wspomagania serca w okresie zawału występują w dwóch wersjach: wewnętrznej i zewnętrznej.

Pierwsze pozytywne badania kliniczne wytworzonych już środków technicznych wspomagania dokonano w przodujących krajach takich jak: USA, ZSRR i RFN. [1, 6, 7, 10, 11, 14, 15]

Do prac w tej dziedzinie przystąpiono również w Polsce. Koordynatorem tych prac jest Instytut Biocybernetyki i Inżynierii Biomedycznej PAN (problem węzłowy 10.4.3). Zakład Podstaw Konstrukcji Maszyn AT-R w Bydgoszczy współpracując z wymienioną placówką bierze czynny udział w rozwiązywaniu tego problemu. Celem tego zadania jest środek techniczny do zewnętrznego wspomagania serca w okresie zawału.

2. Działania układu

Działanie układu zewnętrznego wspomagania, wymaga sprzężenia z układem naturalnym — człowiekiem. Toteż chcąc omówić podstawowe właściwości przedmiotowego sztucznego układu, należy układ ten rozpatrzeć w ujęciu systemowym antropotechnicznym (rys.1) z uwzględnieniem trzech współsystemów: energetycznego, informacyjnego i masowego. [2, 3, 5]



Rys. 1. Schemat układu zewnętrznego wspomagania serca w ujęciu systemowym antropotechnicznym.

Na wejściu układu występować będzie informacja J_1 , energia E_1 oraz jednorazowe wejście masy M_1 , będącej nośnikiem energii. Informacja J_1 na wejściu to bieżący rytm serca. Współcześnie jest rejestrowana tylko przez elektrokardiograf [8, 9, 13, 16]. Na wyjściu tego układu występuje energia E_0 , oddziałująca na człowieka (masa M_0 jest nośnikiem energii) i informacja J_0 o charakterystycznych stanach tej energii.

W wyniku działania układu zewnętrznego wspomagania otrzymuje się pożądane oddziaływanie tego układu na człowieka zgodnie z aktualną akcją serca. Układ działa więc mechanicznie na krwiobieg dużych naczyń człowieka od zewnątrz, poprzez ucisk i zwolnienie ucisku — najczęściej na kończyny dolne, w wyniku którego osiąga się częściową poprawę czynności serca w stanach zawałowych. [12]

3. Zakończenie

Postęp prac przy realizacji układu zewnętrznego wspomagania pozwala sądzić, że model funkcjonalny tego układu doczeka się w tym roku pierwszych prób klinicznych i stanie się dobrym początkiem w zaspokajaniu wciąż rosnących społecznych potrzeb.

Literatura

- [1] Bergman D.: *New Concept in Circulatory Assistance*, The Mount Sinai Journal, of Medicine, Vol. 39, No 2, USA, March-April, 1972.
- [2] Budzyński A. F.; Sajdak A.: *Sztuczne serce — system antropotechniczny czy pompa specjalnego przeznaczenia*, Zeszyt Naukowy nr 11, Politechnika Łódzka, 1975.
- [3] Dietrych J.: *Nauka konstrukcji — problemy i znaczenie*, Zeszyt 23/57, Politechnika Śląska, 1975.
- [4] Dietrych J.: *Projektowanie i konstruowanie*, wyd. 1, WNT, Warszawa 1974.
- [5] Dietrych J.: *Układ i system*, Zeszyt 16/57, Politechnika Śląska 1975.
- [6] Hershberg R. T.: *Results With External Counterpulsation*, The Journal of the American Medical Association — *Jama*, December 2, 1974.

- [7] Martin I.: *External Counterpulsation in Low Cardiac Output States* The Surgical Clinics of North America. Vol. 55, No. 3, June, 1975.
- [8] Mervin J.: *Podstawy elektrokardiografii klinicznej*, wyd. 1, PWN, Warszawa 1973.
- [9] Rozenblit J.: *Elektrokardiografia*, wyd. 2, PWN, Warszawa 1974.
- [10] Soroff S.: *External Counter — Pulsation in Power Failure*, *Advances Cardiology*, Vol. 15, London 1974.
- [11] Syrkin A. P.: *Naruzhnaja kontrpulsacija*, tom 13, Izdatielstwo Medicina, Moskwa 1973.
- [12] Szczeklik E.: *Zawal serca*, wyd. 1, PWN, Warszawa 1976.
- [13] Wasyluk J.: *Próby czynnościowe w elektrokardiograficznej diagnostyce choroby wieńcowej*, wyd. 1, Warszawa 1975.
- [14] William W.: *Hemodynamic Effects External Counterpulsation*, *The American Journal of Cardiology*, Vol. 33, No. 7, June 1974.
- [15] Vivie R.: (IABP) oder externer Gegenpulsation (ECP) — ein Vergleich, *Thoraxchirurgie* 23 (1975), 367—371.
- [16] Zimmermann R.: *Biomedyczne przyrządy pomiarowe*, wyd. 1, PWN, Warszawa 1971.

Summary

External heart's assist

The need of external heart's assist in the course of infarct has been discussed in this article. Afterwards the activity of technical means to serve that cause has been characterized.

О НАРУЖНОЙ ПОДДЕРЖКЕ РАБОТЫ СЕРДЦА

В статье рассмотрено необходимость наружной поддержки работы сердца в случае инфаркта и дана характеристика действия технического средства предназначенного для этой цели.

UNIWERSALNA OBRABIARKA DO OBRÓBKI WYKAŃCZAJĄCEJ CYLINDRÓW

Artykuł prezentuje projekt obrabiarki do obróbki wykańczającej cylindrów w ujęciu polskiej szkoły nauki konstrukcji.

WYKAZ SYMBOLI

D	— działanie
d	— średnica otworu
E	— energia
I	— informacja
i	— wejście
l	— długość otworu
M	— masa
N	— moc
o	— wyjście
π	— postać

1. Wstęp

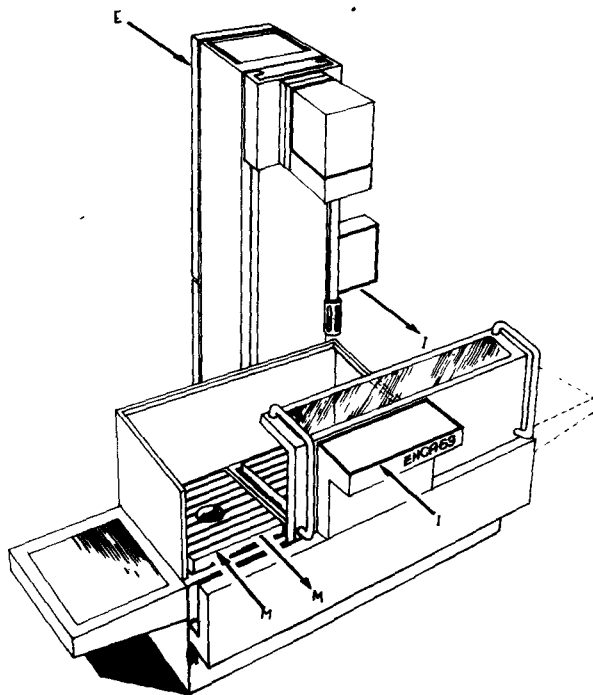
W ramach problemu węzłowego 05.1.6. zaprojektowano a także w większości wykonano w Zakładzie Podstaw Konstrukcji Maszyn Akademii Techniczno-Rolniczej w Bydgoszczy uniwersalną obrabiarkę do obróbki wykańczającej wszelkiego rodzaju cylindrów (hydrauliki, pneumatyki, silników spalinowych itp.). Artykuł omawia jej projekt w ujęciu [L 4].

2. Wejścia, wyjścia obrabiarki

Wejścia (i) obrabiarki stanowią:

— masa M , którą są przede wszystkim przedmioty przed obróbką o cechach geometrycznych, materiałowych i dynamicznych typowych dla wszelkiego rodzaju cylindrów.

Cechy geometryczne obrabianych przedmiotów mają decydujący wpływ na wymiary stołu obrabiarki, natomiast cechy geometryczne obrabianego otworu (l , d) wpływają na zakres ruchów kształtujących oraz parametry obróbki. Cechy materiałowe i dynamiczne obrabianych otworów wpływają głównie na wybór sposobu i parametrów obróbki. Natężenie przedmiotów obrabianych stanowi natomiast o ilościowym wejściu masy i wpływa na wybór stopnia automatyzacji tej obrabiarki. Ponadto wejście masy stanowią pilniki ściernie o właściwościach i ilościach uzależnionych od obrabianych przedmiotów, elektrolit lub płyn



Rys. 1. Postać obrabiarki

smarująco-chłodzący, woda myjąca i płyn konserwujący obrabiane przedmioty.

- informacja I, zawarta w cechach geometrycznych, materiałowych i dynamicznych przedmiotów przed ich obróbką oraz zgromadzona w akumulatorze informacji i dotycząca parametrów obróbki. Wejście operacyjne umożliwia ręczne sterowanie obrabiarką lub inicjowanie jej pracy w cyklu automatycznym.
- energia E. Obrabiarka zasilana jest w całości z sieci elektrycznej. Moc zainstalowana $N = 55$ kW.

Wyjścia (o) obrabiarki stanowią:

- masa M, będąca przedmiotami po zakończonej obróbce otworów, odwirowane za pomocą wirówki związki chemiczne, wydzielający się gaz w strefie obróbki, woda myjąca obrobione otwory, zużyte pilniki ściernie itp. oraz niekontrolowane jej ubytki.
- informacja I, którą jest: informacja zawarta w cechach geometrycznych, materiałowych i dynamicznych obrobionych przedmiotów, informacja otwartych obwodów sterowania niezbędna do poprawnej obsługi obrabiarki oraz inne wyjścia informacyjne.
- energia E, którą jest wykonana praca obrabiarki oraz wszelkie straty ciepłe układu.

3. Działanie i postać obrabiarki

W działaniu obrabiarki jako najważniejsze wymienić należy obwody sterowania zamkniętego: aktywnej kontroli średnicy obrabianego otworu oraz adaptacyjnego honowania otworu w funkcji jego wzdłużnej makrogeometrii. Postać obrabiarki przedstawia rys. 1.

LITERATURA

- [1] Budzyński A. F.: *Gładzenie elektrochemiczne — efektywna metoda obróbki wykańczającej otworów*. Przegląd mechaniczny. 1976, 17, 601—603.
- [2] Budzyński A. F., Szydłowski A., Wocianiec R.: *Honowanie elektrochemiczne — ocena istotności wybranych parametrów*. Materiały z Sympozjum naukowego z okazji XXV-lecia Instytutu Technologii i Eksploatacji Maszyn. Bydgoszcz, październik 1977.
- [3] Budzyński A. F., Szydłowski A., Wocianiec R.: *Wpływ ruchów kształtujących narzędzia na błędy makrogeometrii otworów honowanych elektrochemicznie*. Materiały z Sympozjum naukowego z okazji XXV-lecia Instytutu Technologii i Eksploatacji Maszyn. Bydgoszcz, październik 1977.
- [4] Dietrych J.: *Projektowanie i konstruowanie*. WNT, Warszawa, 1974.

Summary

This paper describes project of cylinder finishing machine on the bases of Polish designing school.

Содержание

Статья даёт проект станка для чистовой обработки цилиндрических отверстий по принципам польской школы науки конструкции.

MODERNIZACJA KONSTRUKCJI WIELKOPIECOWYCH ZASUW GORĄCEGO DMUCHU W OPARCIU O WYNIKI BADAŃ NIEZAWODNOŚCIOWYCH

Korzystając z informacji zawartych w dokumentach eksploatacyjnych prowadzonych w jednej z hut przeprowadzono szczegółową analizę niezawodnościową wielkopieczowych zasuw gorącego dmuchu. Opierając się na wynikach analizy dokonano całkowitej modernizacji zasuw, osiągając znaczny wzrost ich trwałości i niezawodności, przy równoczesnym obniżeniu ich masy oraz kosztów wykonawstwa o ok. 40%.

Zasawy gorącego dmuchu są to złożone obiekty techniczne stanowiące ważne ogniwo obiegów gazowych wielkich pieców. Praca ich jest cykliczna i polega na odcinaniu opalanej gazem nagrzewnicy od rurociągu gorącego dmuchu, którym podawany jest do wielkiego pieca dmuch z innej nagrzewnicy. Obciążenia przenieszone przez poszczególne elementy zasuw są związane z oddziaływaniem gorącego dmuchu — tzn. powietrza o temperaturze ok. 1350°C i ciśnieniu 350 kN/m² przepływają przez otwartą zasuwę z prędkością do 140 m/sek oraz wody chłodzącej o ciśnieniu ok. 500 kN/m² i temperaturze na wlocie 10—25°C, która przepływa wewnątrz pierścieni uszczelniających, płyty zamykającej i płaszcz wodnego korpusu.

Tak trudne warunki pracy, przy równoczesnym braku możliwości kontroli stanu zużycia podczas eksploatacji są przyczyną niezadowalającej trwałości i niezawodności zasuw. Ponieważ każda naprawa względnie wymiana zasuw powoduje konieczność zatrzymania procesu wielkopieczowego, straty ekonomiczne związane z zawodną ich pracą są poważne (ok. 2 mln. zł rocznie).

W związku z powyższym podjęto próbę modernizacji konstrukcji i technologii wytwarzania zasuw w celu podwyższenia ich trwałości i niezawodności. Ze względu na brak efektywnych metod obliczeniowych dla tego typu konstrukcji postanowiono modernizację oprzeć na wynikach eksploatacyjnych badań niezawodnościowych. W celu uzyskania możliwie licznego zbioru danych statystycznych zebrano i usystematyzowano wszystkie informacje dotyczące zasuw, a znajdujące się w dokumentach prowadzonych przez służby technologiczne, utrzymania ruchu, biura wydziałowe oraz magazyny w ciągu ostatnich ośmiu lat.

Tak zebrane informacje zestawiono tabelarycznie oraz w postaci zbiorczego wykresu pracy zasuw, przy czym ze względu na znaczną ilość elementów wchodzących w skład zasuw (611) podzielono ją na dziewięć następujących podzespołów: — korpus (I), — pierścienie chłodzone (II), — połączenie korpusu z pierścieniami (III), — płyta zamykająca (IV), — pokrywa korpusu (V), — płaszcz wodny



korpusu(VI), — połączenie korpusu z pokrywą (VII), — uszczelnienie dławikowe (VIII), — połączenie zasuw z rurociągiem (IX). Przyjęcie takiego podziału podyktowane zostało wynikami analizy struktur: funkcjonalnej i niezawodnościowej zasuw.

W badanym okresie stwierdzono 162 interwencje użytkownika, w tym 104 dotyczyły napraw lub wymian uszkodzonych zasuw, a pozostałe 58 — wymian zapobiegawczych sprawnych zasuw, przy czym liczne były przypadki łącznego występowania niektórych rodzajów uszkodzeń. Celem wyjaśnienia przebiegu zużycia zasuw oraz przyczyn powstawania uszkodzeń dokonano szczegółowych oględzin i badań metalograficznych uszkodzonych eksponatów [1].

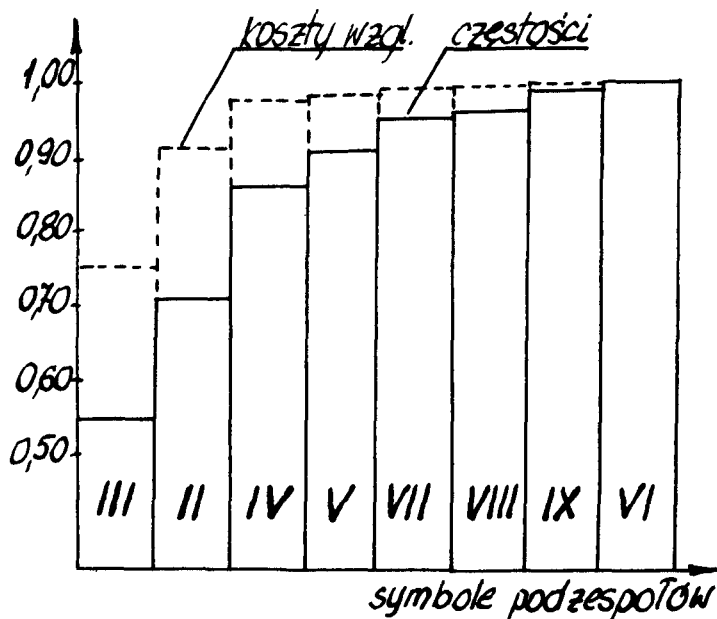
Dane te pozwoliły wyjaśnić mechanizm powstawania uszkodzeń zasuw i w nowy sposób zinterpretować wyniki badań statystycznych. Stwierdzono np., że w przypadku łącznego wystąpienia uszkodzeń: korpusu, pierścienia i uszczelnienia, jako pierwsze powstaje uszkodzenie uszczelnienia, a dopiero jako jego skutek — pozostałe.

W takim ujęciu przyczyną niezdatności zasuw były uszkodzenia:

- połączenia korpusu z pierścieniem 57 razy,
- pierścienia chłodzonego 17 razy,
- płyty zamykającej 16 razy.

Uszkodzenia pozostałych podzespołów wystąpiły łącznie 14 razy, co pozwala przyjąć, że były to uszkodzenia przypadkowe, nie mające decydującego wpływu na trwałość i niezawodność zasuw.

Ilościowo i wartościowo wyniki badań przedstawiono na rys. 1, z którego



Rys. 1

wynika, że najsłabszym ogniwem zasuwu jest połączenie korpusu z pierścieniami, którego uszkodzeniom odpowiada ok. 75% ogólnej ilości kosztów, a w dalszej kolejności pierścienie chłodzone (17% strat) oraz płyty zamykające (blisko 6%). Straty z pozostałych przyczyn nie przekroczyły 2%, zatem modernizacja zasuw powinna przede wszystkim objąć rekonstrukcję węzła połączenia pierścienia z korpusem oraz pierścieni i płyty zamykającej.

Przed przystąpieniem do modernizacji dokonano szczegółowej analizy rozwiązań konstrukcyjnych zasuw stosowanych w najnowocześniejszych hutach na świecie [2]. W rezultacie zaproponowano nowe, oryginalne rozwiązanie eliminujące wady poprzedniego poprzez:

- wstawanie pierścieni na stałe do korpusu,
- osłonięcie pierścieni ceramiczną wykładziną ogniotrwałą,
- zwiększenie intensywności chłodzenia powierzchni najbardziej obciążonych cieplnie,
- wydzielenie w korpusie i płycie zamykającej komór osadczycy, w których wytrącać się będą zanieczyszczenia zawarte w wodzie,
- napawanie powierzchni uszczelniających korpusu i płyty zamykającej twarde stopem o dużej odporności na ścieranie.

Na rozwiązanie korpusu i płyty zamykającej uzyskano dwa niezależne patenty, a dokumentację konstrukcyjną zasuw przekazano do wykonawstwa.

Na podstawie badań eksploatacyjnych próbnej serii zmodernizowanych zasuw można stwierdzić, że założony cel osiągnięto (zwiększenie trwałości i niezawodności ok. 50%), przy równoczesnym:

- obniżeniu masy zasuwu z 5800 kg do 3500 kg,
- skróceniu czasu wymiany zasuw z ok. 4 godz. do 1,5 godz.,
- zmniejszeniu strat cieplnych gorącego dmuchu o ok. 5%,
- wyeliminowaniu hałasu związanego z nieszczelnością dławików.

LITERATURA

- [1] Bukowski L., Nowak P.: *Przyczyny przedwczesnego zużycia zasuw gorącego dmuchu*. Problemy Remontowe Hutnictwa, nr 1, 1973 r.
- [2] Bukowski L.: *Rozwój konstrukcji zasuw gorącego dmuchu w miarę podwyższania parametrów dmuchu wielkopięcowego*. Biuletyn Informacyjny HiL, nr 7 (122), 1972 r.

Die Modernisierung der Heisswindschiebern auf Grund der Zuverlässigkeituntersuchung

Auf Grund der in der Betriebsdokumentation von Eisenhütten enthaltenen Informationen, wurde eine eindringliche Analyse der Zuverlässigkeit der Heisswindschiebern durchgeführt. Die Erfolge der Analyse führten zur vollkommenen Modernisation des Heisswindschiebers, wobei wurde eine bedeutende Erhöhung der Herabsetzung des Gewichtes und der Herstellungskosten um 40% erreicht.

МОДЕРНИЗАЦИЯ КОНСТРУКЦИИ КЛАПАНОВ ГОРЯЧЕГО ДУТЯ НА ОСНОВАНИИ РЕЗУЛЬТАТОВ ИССЛЕДОВАНИЙ НАДЁЖНОСТИ

Пользуясь информацией из эксплуатационных документов веденных в одной из гут проведено анализ надёжности клапанов горячего дутья.

На этом основании проведено модернизацию конструкции клапанов, достигая значительное увеличение их долговечности и надёжности, одновременно уменьшая массу а также стоимость о ок. 40%.

METODA OCENY WPŁYWU CECH KONSTRUKCYJNYCH TARCZY PIŁY TARCZOWEJ NA EFEKT AKUSTYCZNY CIĘCIA

W pracy zawarto opis metody, która umożliwia ocenę wpływu na efekt akustyczny cięcia cech konstrukcyjnych tarczy oraz parametrów cięcia. Jako narzędzie oceny wykorzystano cyfrowe metody analizy sygnałów losowych. Metoda może stanowić podstawę sformułowania kryteriów optymalizacji cech konstrukcyjnych tarczy.

Zespół badawczy kierowany przez doc. dr inż. Zdzisława Jaskółę prowadzi w ramach Instytutu Podstaw Konstrukcji Maszyn badania nad możliwościami optymalizacji konstrukcji pił tarczowych ze względu na kryterium minimum hałasu.

Zagadnienia przedstawione w referacie stanowią fragment omawianych prac.

Dotychczasowe badania wykazały, że podstawowym źródłem hałasu emitowanego podczas cięcia są drgania tarczy piły tarczowej. Ponieważ siła wymuszająca drgania ma charakter losowy, zostanie wzbudzona jednocześnie duża liczba postaci drgań, a widmo odpowiedzi układu będzie szerokim pasmem dla pił $50 \div 8000$ Hz.

Układ sił wymuszających drgania jest funkcją:

- geometrycznych cech konstrukcyjnych użębienia tarczy,
- prędkości cięcia i posuwu,
- geometrycznych i materiałowych cech konstrukcyjnych ciętego materiału.

Drgania tarczy tnącej są uwarunkowane:

- geometrycznymi i materiałowymi cechami konstrukcyjnymi tarczy,
- układem sił wymuszających drgania.

Ze względu na skomplikowany charakter powyższych zależności i równoczesne ich występowania, nie jest możliwe rozdzielenie wpływu powyższych czynników przez bezpośrednią analizę widma hałasu cięcia.

Zaproponowano metodę, która dzięki wykorzystaniu cyfrowych sposobów analizy sygnału umożliwia wyznaczenie wpływu poszczególnych czynników, w szczególności wpływu cech konstrukcyjnych tarcz, na efekt akustyczny cięcia. Metoda polega na równoczesnym pomiarze efektu akustycznego cięcia oraz sygnału czujnika przyspieszeń zamocowanego na ciętym elemencie (rys.1).

Oba wymienione sygnały nagrywane są równocześnie na magnetofon pomiarowy. Następnie sygnały są próbkowane przez przetwornik analogowo cyfrowy B i K 5205, a ich próbki perforowane na taśmie. Tak przygotowany sygnał stanowi dane do cyfrowych analiz według programu opracowanego przez mgr. Wojciecha Moczulskiego.

W wyniku cyfrowej analizy sygnałów otrzymuje się:

- widmo hałasu cięcia $G_y(f)$

- widmo przemieszczeń ciętego elementu $G_x(f)$
- wzajemną gęstość widmową hałasu przemieszczeń $G_{xy}(f)$

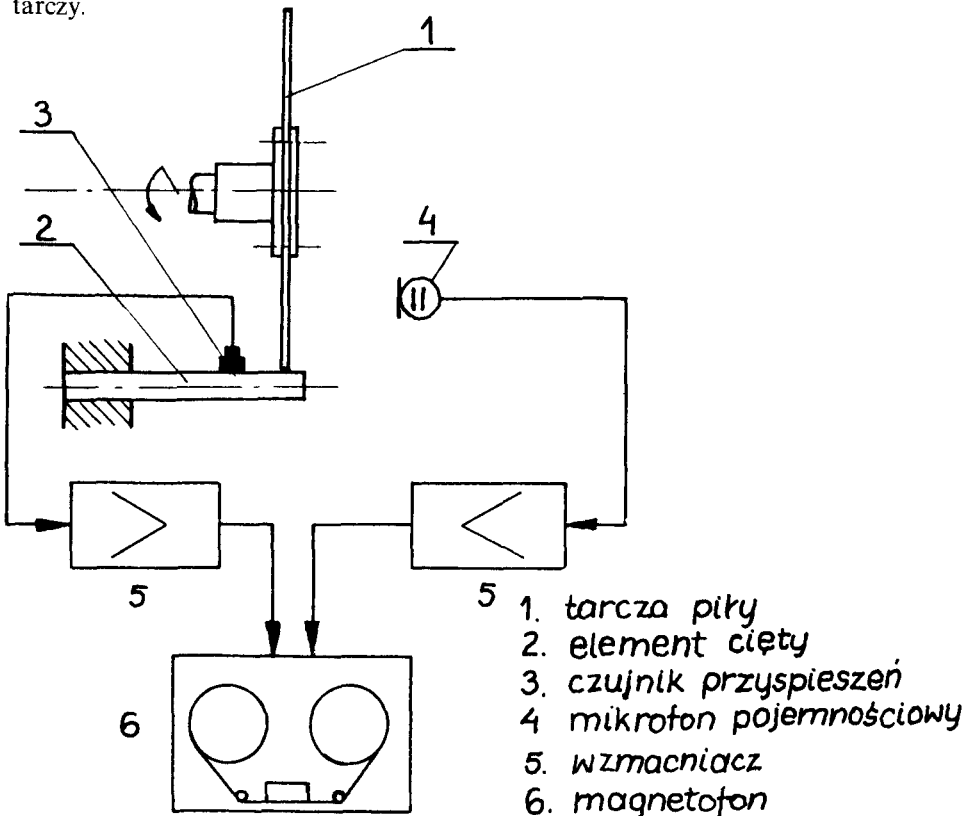
Następnie oblicza się wartość modułu transmitancji układu w funkcji częstotliwości

$$|H(f)| = \frac{|G_{xy}(f)|}{G_x(f)}$$

Przebieg $H(f)$ w funkcji częstotliwości stanowi miarę współczynnika wzmocnienia układu w danym paśmie częstotliwości i zawiera informacje o lokalizacji „intensywności” rezonansów układu. Transmitancja układu jest funkcją cech konstrukcyjnych tarczy i jej prędkości obrotowej i w bardzo niewielkim stopniu zależy ona od zmienności sił skrawania.

Ponieważ w zakresie małych przemieszczeń, przemieszczenie jest proporcjonalne do sił skrawania, widmo przemieszczeń odpowiada widmu sił cięcia. Zależy ono głównie od geometrycznych cech konstrukcyjnych uzębienia tarczy i rodzaju ciętego materiału.

Można zatem analizując zmienność widma przemieszczeń dla różnych uzębień tarczy określić wpływ geometrycznych cech konstrukcyjnych uzębienia na zmienność sił cięcia. Łączna analiza wymienionych widm dla tarcz o różnych konstrukcjach może stanowić podstawę sformułowania kryteriów optymalizacji cech konstrukcyjnych tarczy.



Rys. 1 Schemat układu pomiarowego

LITERATURA

- [1] Dietrych J.: *Projektowanie i konstruowanie WNT* Warszawa 1974 r.
- [2] Bendat J.S., Piersol A.G.: *Metody analizy i pomiaru sygnałów losowych* PWN Warszawa 1976 r.
- [3] Sobkowski S.: *Częstotliwościowa analiza sygnału MON* Warszawa 1975 r.
- [4] Hagel R.: *Miernictwo dynamiczne WNT* Warszawa 1975 r.
- [5] Cholewa W.: *Metody częstotliwościowej analizy efektu akustycznego i drgań dla oceny stanu maszyn.* Zeszyt 37 PTMTS Gliwice 1976 r.
- [6] Praca Instytutu Podstaw Konstrukcji Maszyn Politechniki Śląskiej: *Badania nad obniżeniem hałasu pił tarczowych na walcowni rur w hucie im. B. Bieruta.* Maszynopis Instytutu Podstaw Konstrukcji Maszyn Politechniki Śląskiej w Gliwicach.

Summary

In above proceeding there is shown a testing method of the influence of circular saw constructional features, cutting parameters and material features for an acoustic effect. Some digital methods were used as tool in random signals analysis. That method can be a basis for disc feature optimisation criterion formulation.

Содержание

В работе описано метод оценки влияния конструкционных черт диска пилы и параметров резки на акустический шум излучаемый во время резки металла. Метод может быть основой формулировки критерия оптимизации конструкционных черт диска пилы.

Использован цифровые способы анализа случайных сигналов.

SYSTEM WYWOŁUJĄCY ZAPOTRZEBOWANIE CZŁOWIEKA NA ŚRODKI TECHNICZNE

W gospodarce planowej zaspokojenie potrzeb społecznych realizowane jest poprzez naukowo-techniczne przygotowanie i uruchomienie produkcji wytworów rynkowych. Nowe wytwory w oparciu o najnowsze zdobycze nauki i techniki służą przede wszystkim do realizacji nowych funkcji użytkowych.

Zaspokojenie potrzeb człowieka jest przedsięwzięciem bardzo złożonym i posiada wiele różnych dróg jego realizacji. Określenie celów działania często jest nie mniej trudne jak określenie sposobów realizacji zadanych celów.

Właściwe sprecyzowanie (określenie) celów oraz sposobów działania i realizacji tych celów decyduje o sukcesie badań naukowych i jakości końcowego efektu. (jakości realizowanej funkcji)

W trakcie realizacji procesu celem uzyskania środków celu zasadniczego (głównego), jakim jest funkcja zaspakajająca potrzeby człowieka, powstają cele pośrednie. Celami pośrednimi są: cel poznawczy (CP), badania i rozwój (B+R), wdrożenie (W) oraz produkcja (P). Cele pośrednie mogą być celami głównymi w rozumieniu jednostek realizujących tylko pewne etapy całego przedsięwzięcia. Przykładowo dla badacza celem głównym może być cel poznawczy (CP) tzn. np. odkrycie pewnych zjawisk lub praw rządzących danymi zjawiskami, dla producenta celem głównym będzie produkcja itp.

Zapotrzebowanie człowieka na cele pośrednie powstaje po sprecyzowaniu i stwierdzeniu potrzeby istnienia celu głównego.

Cel główny jest zauważony i stwierdza się potrzebę jego istnienia w oparciu o jedno lub zespół niżej podanych przyczyn:

- stwierdzenie istnienia danego działania u innych,
- pojawienie się trudności w wykonywaniu dotychczasowych czynności,
- samorzutne uświadomienie potrzeby istnienia nowego działania.
- uświadomienie potrzeby istnienia nowego działania na skutek przeprowadzonych badań w przedmiocie poszukiwania celów działania

Proponuje się zastosowanie systemu do poszukiwania celów (działania) i środków do realizacji tych celów. System ten może być systemem otwartym i ciągłym i może obejmować zbieranie opinii i wypowiedzi szerokiego grona ekspertów. Ciekawsze lub kontrowersyjne wypowiedzi mogą być weryfikowane przez odpowiedni zespół. System proponowany będzie obejmował kilka faz. W systemie środek W_i wywołujący użyteczne działanie (realizujący zadaną funkcję) będzie określony poprzez:

- określenie użytecznego działania (funkcji użytkowej),
- określenie sposobu S_i wywołującego użyteczne działanie,
- określenie umiejscowienia M_i środka wywołującego użyteczne działanie

inaczej:

$$W_i = f(D_x, S_i, M_i).$$

W systemie proponowanym po określeniu środka W_i , mogącego wywołać działanie D_x , stwierdza się jego istnienie lub nieistnienie.

W przypadku istnienia danego środka W_i przeprowadza się jego weryfikację pod kątem pełności zaspokojenia potrzeby. W oparciu natomiast o stwierdzenie braku istnienia środka do wywołania określonego działania D_x lub jego niedoskonałość w przypadku istnienia go, sporządza się wykazy zapotrzebowania tych środków. Sporządza się dwa zestawy tych środków:

- zestaw maximum obejmujący wszystkie potrzeby,
- zestaw minimum obejmujący potrzeby możliwe do przyjęcia i realizacji w danym przedsięwzięciu.

System obejmuje następujące fazy:

- fazę określenia celów,
- fazę opracowania planu — harmonogramu łącznie z określeniem tematów badań, jednostek wykonujących badania oraz źródła i wielkości nakładów na realizację przedsięwzięcia,
- fazę zabezpieczenia sprawnej realizacji celów.

Zakłada się system otwarty, a więc system posiadający możliwość okresowej weryfikacji określonych i przyjętych celów w oparciu o rozwój społeczeństwa, jego nowe potrzeby oraz w oparciu o rozwój techniki w danym czasie. Szczególnie będą brane tu pod uwagę nowe wynalazki, odkrycia praw przyrody, nowe technologie oraz nowe zjawiska społeczne.

Weryfikacja celów z uwzględnieniem aktualnych kryteriów może doprowadzić do wyznaczenia nowych bardziej porządkanych (odpowiednich) celów.

Proponowany system jest to utwór wyznaczający kierunki lub drogę dojścia do pożądanego przez społeczeństwo celu (pożądaną funkcję) poprzez analizę funkcji realizowanych, sposoby realizacji funkcji, istniejące do tego celu wytwory, ich umiejscowienie, oraz poprzez kontrolę działania wytworów.

Wnioski

1. Ze względu na brak dotychczas jednoznacznych metod i systemu dochodzenia do nowych funkcji dotyczących dalszego zaspakajania potrzeb człowieka zachodzi potrzeba opracowania takiego systemu.

2. Proponowany referat jest dopiero próbą podjęcia tematu i opracowania systemu, który wskaże kierunki poszukiwań. Dlatego też zachodzi potrzeba kontynuowania tematu.

3. System winien obejmować sam cel (pożądaną funkcję), oraz środki dochodzenia i realizacji celu.

TEORETYCZNA OCENA WYTRZYMAŁOŚCI ZMĘCZENIOWEJ ZŁĄCZY Z POPRZECZNYMI SPOINAMI PACHWINOWYMI

Przedstawiono próbę oszacowania wytrzymałości zmęczeniowej złączy z poprzecznymi spoinami pachwinowymi w oparciu o teoretycznie określony stan naprężenia w tych połączeniach.

WYKAZ SYMBOLI

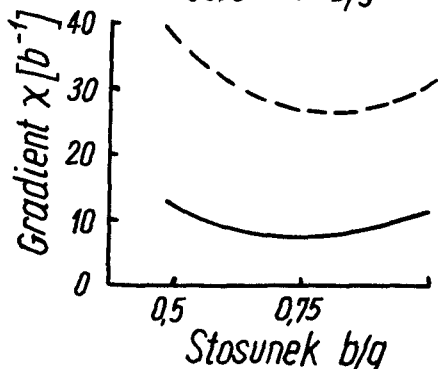
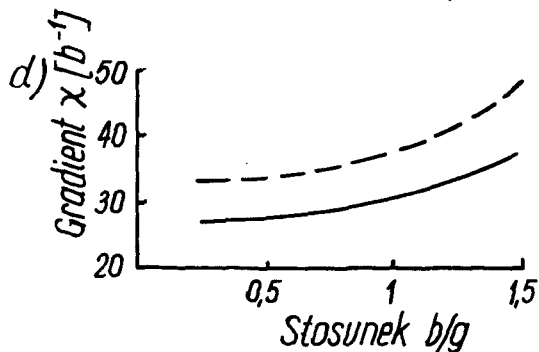
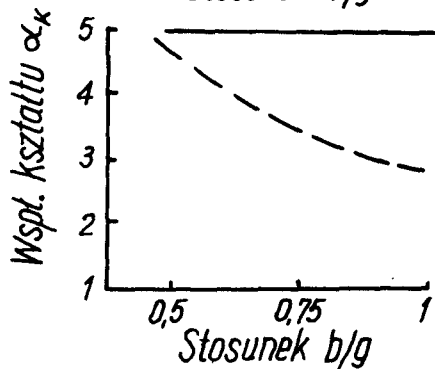
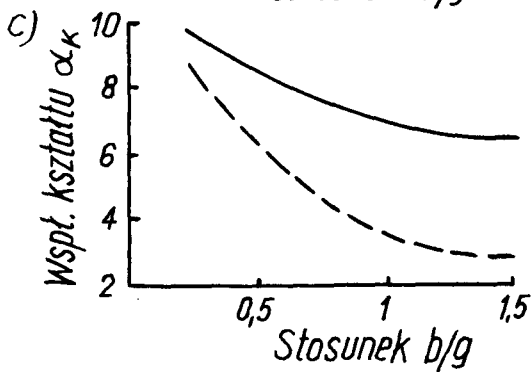
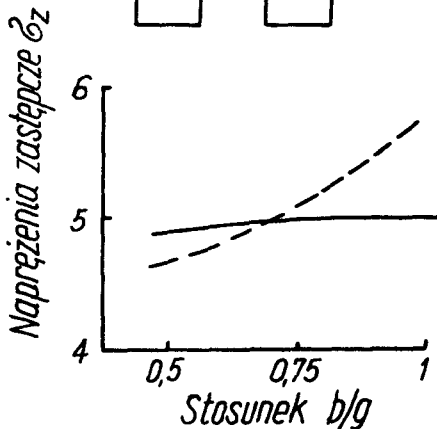
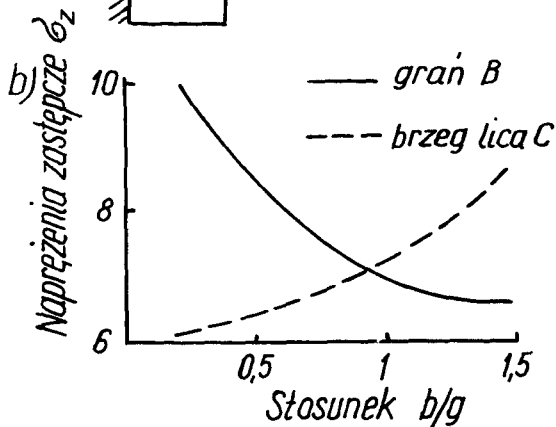
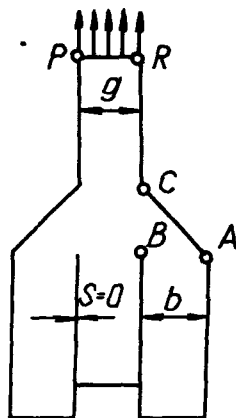
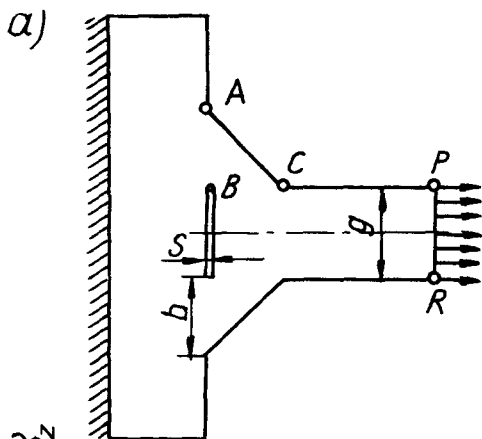
Z_o	– wytrzymałość zmęczeniowa próbki z materiału rodzimego
Z_k	– wytrzymałość zmęczeniowa złącza
b	– bok spoiny
g	– grubość środnika względnie pasa
α_k	– współczynnik kształtu
o^*	– stała materiałowa, zwana promieniem karbu zastępczego
ζ	– względny gradient naprężeń zastępczych.

Projektowanie na wytrzymałość zmęczeniową połączeń ze spoinami pachwinowymi wiąże się z określeniem najkorzystniejszych wymiarów złącza. Stwierdzono bowiem, że w zależności od stosunku boku spoin b do grubości środnika względnie pasa g , zmienia się miejsce pęknięcia połączenia i wartość jego wytrzymałości zmęczeniowej (rys. 1a). Przy tzw. krytycznej grubości spoin prawdopodobieństwo zniszczenia złącza tak w grani B jak i na brzegu lica C jest jednakowe [1].

W połączeniach z poprzecznymi spoinami pachwinowymi powstaje, w zależności od ich długości, płaski stan naprężenia lub odkształcenia. Stąd uzasadnione jest przyjęcie modelu obliczeniowego o kształcie odpowiadającym przekrojowi poprzecznemu złącza (rys. 1a). Konfiguracja geometryczna tego obszaru narzuca konieczność zastosowania metod numerycznych, z których wybrano metodę elementów skończonych. W oparciu o analizę wspomnianych wyników badań zmęczeniowych, rozważono trzy wartości stosunku b/g : dla złączy teowych i krzyżowych 0,5; 1; 1,5, zaś dla złączy nakładkowych 0,5; 0,75 i 1. Obliczenia wykonano na maszynie cyfrowej ZAM-41 posługując się programami opracowanymi w WAT. Wyniki rozwiązania pokazano na wykresach (rys. 1b,c,d).

Analizując rezultaty rozwiązania teoretycznego można stwierdzić, że pęknięcie zmęczeniowe w złączu zostaje zainicjowane w miejscu maksymalnego naprężenia zastępczego (rys. 1b). W połączeniach teowych $b/g \approx 1$ i nakładkowych $b/g \approx 0,75$ wartości naprężeń zastępczych w grani i na brzegu lica spoiny są niemal równe, co wyjaśnia brak uprzywilejowanej lokalizacji pęknięć, stwierdzony w badaniach zmęczeniowych opisanych w pracy [1].

Rys. 1



Znajomość współczynników kształtu i gradientów naprężeń (rys. 1 c,d) pozwala na ilościowe oszacowanie wytrzymałości zmęczeniowej rozważanych połączeń. Według Petersena, wytrzymałość zmęczeniowa elementu z karbem obciążonego osiowo wyraża się wzorem [2]:

$$Z_k = Z_o \cdot \frac{1 + \sqrt{\rho^*}}{\alpha_k} \quad (1)$$

Wyniki obliczeń według wzoru (1) porównano z rezultatami badań eksperymentalnych złączy teowych i krzyżowych wykonanych przez różnych autorów [3]. Ze względu na znacznie mniejszą, w porównaniu z połączeniami teowymi i krzyżowymi liczbę eksperymentów dotyczącą złączy z nakładkami, przeprowadzono własne badania tych złączy, jak również materiału rodzimego tj. stali St3S przy odzerowym rozciąganiu. Wyniki badań zestawione w tabeli 1 oraz w pracy [3] potwierdzają w pełni słuszność rozważań teoretycznych.

Tabela 1

Stosunek $\frac{h}{a}$	Bok spoiny h [mm]	Wytrzymałość z męczeniowa z badań			Wytrzymałość z męczeniowa Z_k [kG/mm ²] obliczona	
		Z_o [kG/mm ²]	Z_k [kG/mm ²]		grań	brzeg lica
			grań	brzeg lica		
0,5	10		9,8	-	7,8	-
0,75	15	26,1	6,7	10	7,1	10,8
1	10			14	-	15,5

Z przedstawionej pracy wynikają następujące wnioski:

Pełna analiza wytrzymałości zmęczeniowej rozważanych złączy wymaga znajomości stanu naprężenia, szczególnie w strefach spiętrzenia naprężeń, tj. w grani i na brzegu lica spoiny. Analiza taka przeprowadzona może być w oparciu o metodę elementów skończonych.

Proponowana metoda obliczeń umożliwiając oszacowanie wytrzymałości zmęczeniowej złączy z poprzecznymi spoinami pachwinowymi, pozwala na znaczne ograniczenie pracochłonnych i kosztownych badań zmęczeniowych.

LITERATURA

- [1] Gurney T. *Zmęczenie konstrukcji spawanych*. Warszawa 1973.
- [2] Petersen C. *Die Vorgange im zugig und wechselnd beanspruchtem Metallgefuge*. Zeitschrift für Metallkunde nr 6, 1951 i nr 10, 1952.
- [3] Skorupa M. *Teoretyczna i eksperymentalna analiza stanu naprężenia wywołanego obciążeniem eksploatacyjnym w wybranych typach spoin pachwinowych*. Praca doktorska. AGH, Kraków 1975.

Summary

In the presented paper assessing the fatigue strength of transverse fillet welded joints based on theoretical stress analysis is considered.

Содержание

В докладе предложено пробу определения усталостной прочности соединений с поперечными угловыми швами на основании знания напряженного состояния в этих соединениях.

PRZYKŁAD ALGORYTMU OBLICZEŃ POŁĄCZEŃ — PODSTAWĄ BUDOWY PROGRAMÓW NA EMC

Opracowanie ma na celu przedstawienie metodyki budowy algorytmów w aspekcie przydatności do tworzenia programów na maszynę cyfrową. Przedstawiony algorytm jest przykładem obliczania połączeń nierozłącznych.

Budowa algorytmu obliczeń

Rozwój informatyki wpłynął na rozpowszechnienie algorytmu w różnych dziedzinach nauki i praktyki technicznej. Jako graficzna forma zapisu działań dająca możliwość korygowania logicznego toku myślenia i dużą przejrzystość algorytm znajduje zastosowanie w projektowaniu i konstruowaniu niezależnie od dalszego oprogramowania na EMC. Nie mniej jednak znajomość różnych typów algorytmów i zasad ich formułowania pod kątem opracowania programów dla maszyny cyfrowej jest celowe z dwóch przyczyn — ułatwienia pracy projektanta oraz jako środek metodyczny w dydaktyce projektowej w uczelni.

Poniżej omówiono zasadę budowy takiego algorytmu. Przyjęto strukturę sekwencyjno-iteracyjną z podziałem umownym na 3 kolumny:

- system informacji nieskomputeryzowanej (rozumiany szeroko jako zbiór wszelkich norm, tabel i katalogów),
- system projektujący (rozwiązujący dany problem projektowy),
- system wspomagający (dokonujący obliczeń wg programów).

Założenia dodatkowe

Przyjęto, że projektant korzysta z informacji bezpośrednio, mając dostępne normy, katalogi itp. W przypadkach złożonych może korzystać z informacji, zakodowanych w systemie komputerowym.

Powyższy przykład dotyczy obliczeń połączenia nitowego 2 płaskowników podlegającego sile rozciągającej, dla danej grubości blach i danego materiału. Rozwiązywanie takich przykładów jak podany ma sens dla typoszeregu danych (np. różne wymiary złącz, różne materiały), co przyspiesza prace projektanta a w dydaktyce służy rozważaniom teoretycznym i budowie charakterystyk zależności.

Istnieje możliwość zmian i ulepszeń tej formy dla przypadków wymagających dodatkowych opisów, szkiców i danych. Dalsze prace idą w kierunku optymalizacji danych przypadków konstrukcyjnych. Układanie algorytmów wymaga wyobraźni i przewidywania sytuacji. Stąd nasuwa się konieczność starannego sprawdzania prawidłowości algorytmu w czasie jego budowy przez stosowanie konkretnych przykładów.

Program ułożono w jęz. FORTRAN. Z braku miejsca bloki w kolumnach nie mają charakteru sekwencyjnego, czego wymagałaby właściwa forma.

System informacji nieskomputeryzowanej

System projektujący

START

Identyfikacja zadania
Dane: P, g, StO
Wynik:
liczba nitów
wymiary złącza

Rodzaje operacji
Dobierz śr. otworu na nit / d_o /
Dobierz liczbę nitów /n/
Oblicz szerokość złącza /b/
Oblicz grubość nakładek / ϵ_n /
Oblicz podziałkę /t/
Oblicz odległość skrajnego rzędu nitów od krawędzi nakładki /e/

Tabela stali
PN-61/H-84020
Tabela nitów
PN-70/M-82952
Tab. płaskown.
PN-70/H-93202

Dokonaj przekształceń symboli na język zyk maszyny.
Przygotuj dane w postaci liczb.
Wydziurkuj tabele na taśmie

System wspomagający

Podaj oznaczenia zmiennych wg danego języka maszyny

śr. znorm. nitu d_{1-17} - D1-17
śr. obl. nitu d_n - X
śr. otworu na nit d_o - Z
wakaźnik i - I
dla StO R_e - RE1
szer. płaskow. b_{1-27} - B1-27
szer. obl. b_o - BOEL
 k_r - KR
 k_t - KT
 k_d - K3
g - G
 ϵ_n - G1
t - T
n - N
e - E
pow. rozc. F_r - F

Czytaj P, G, D 1-17, RE1

czy $G \geq 10$

TAK $X = G + 10$

NIE $X = 2G$

I = 1

DI > X NIE I = I + 1

TAK

DI = X

Drukuj X

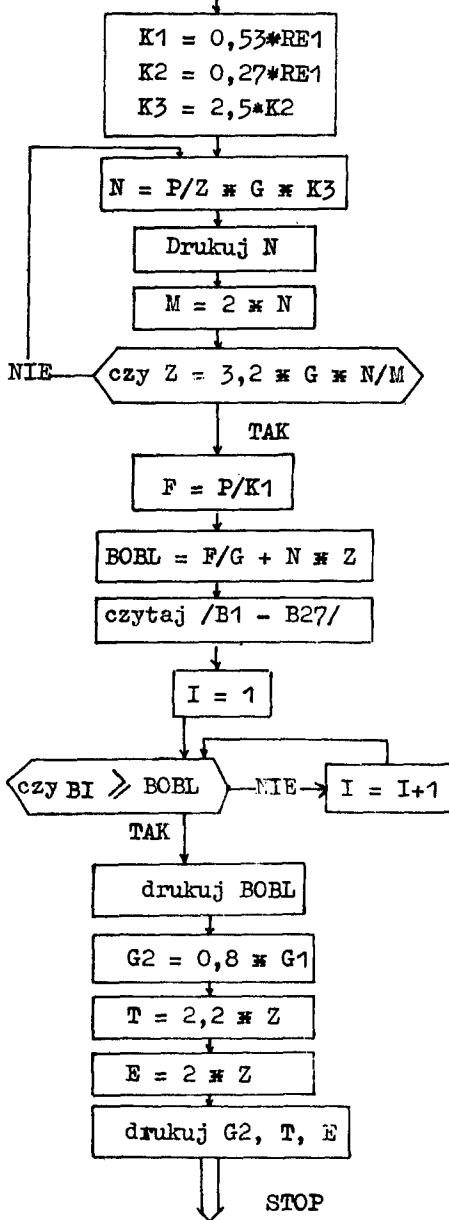
Z = X + 1

Drukuj Z

System informacji nieskomputeryzowanej

System projektujący

System wspomagający



Summary

The aim of this paper is to show the methods of algorithm structuring for using them in the computing process. The algorithm being shown is an example of the computing disjoint connections.

ПРИМЕР АЛГОРИТМА РАСЧЁТА СОЕДИНЕНИЙ КАК ОСНОВАНИЕ ПОСТРОЙКИ ПРОГРАММЫ ДЛЯ ЭВМ

Представлено методику постройки алгоритмов в аспекте пригодности к созданию программ вычислительных машин. Указан алгоритм расчёта неделимых соединений.

PROBLEMY NIEZAWODNOŚCI ELEMENTÓW Z TWORZYW SZTUCZNYCH

W referacie omówiono problemy niezawodności elementów z tworzyw sztucznych i wyodrębniając cztery strefy w procesie uszkodzeń takich elementów, zaproponowano dokonywanie obliczeń konstrukcyjnych w oparciu o górną krytyczną wielkość deformacji, przy której element może jeszcze w zadanych warunkach niezawodnie pracować.

WYKAZ SYMBOLI

- A — praca tracona na uszkodzenia
- E — moduł sprężystości wzdłużnej
- E_s — sieczny moduł sprężystości wzdłużnej
- P — obciążenie zewnętrzne
- U — wielkość uszkodzeń na danym poziomie deformacji
- U_c — wielkość uszkodzeń niszczących (przełom rozdzielczy)
- ϵ_A — wydłużenie względne krytyczne na podstawie pracy uszkodzeń
- ϵ_{E_s} — wydłużenie wzgl. kryt. na podstawie modułu sprężystości
- ϵ_k — wydłużenie wzgl. na podstawie granicy proporcjonalności
- ϵ_{kr1} — wydłużenie względne krytyczne (początek uszkodzeń)
- ϵ_{kr2} — wydłużenie względne (górną granicą, granicą niezawodności)
- σ — naprężenie

Wstęp

Problem niezawodności elementów i zespołów z tworzyw sztucznych w zakresie pierwotnym, tj. na etapie projektowo-konstrukcyjnym, może być prawidłowo rozwiązany, jeżeli dysponuje się odpowiednio opracowanym i sprawdzonym materiałem naukowym. Według aktualnego stanu wiedzy przeważa opinia, że obliczenia wytrzymałościowe tworzyw sztucznych przy obciążeniach statycznych winny być prowadzone w oparciu o wielkość krytycznej deformacji charakterystycznej dla każdego gatunku i rodzaju tworzyw [1;2] lub w oparciu o naprężenia dopuszczalne (krytyczne), wyznaczone na podstawie wielkości deformacji krytycznej.

Przekraczanie wielkości krytycznej deformacji wiąże się z intensyfikacją procesu uszkodzeń w obciążonym elemencie i może doprowadzić do zniszczenia elementu. Badaniom przebiegu procesu uszkodzeń oraz wyznaczaniu wielkości krytycznych deformacji (głównie wydłużenia krytycznego) poświęcone jest wiele badań i publikacji. Dotyczy to zwłaszcza duroplastów wzmocnionych włóknem szklanym, dzięki możliwości zastosowania do tych badań metody analizy dźwięków [3]. W odniesieniu do wzmocnionych i niewzmocnionych termoplastycznych tworzyw sztucznych ilość danych jest nadal niewystarczająca zaś w wielu wypadkach dyskusyjna.

Badania krytycznego wydłużenia poliamidu 6.

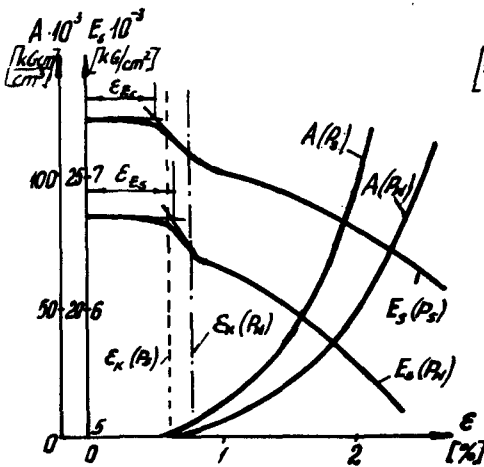
Mając na uwadze uściślenie wielkości wydłużenia krytycznego, poliamidu 6 — suchego i nawilgoconego oraz poliamidu 6 wzmocnionego krótkim włóknem szklanym (próbki wtryskiwane) przeprowadzono badania tego wydłużenia. Badania przeprowadzono stosując następujące metody wyznaczania wydłużenia krytycznego:

1. Wyznaczanie wielkości pracy uszkodzeń
2. Wyznaczanie zmian siecznego modułu sprężystości wzdłużnej
3. Wyznaczanie granicy proporcjonalności

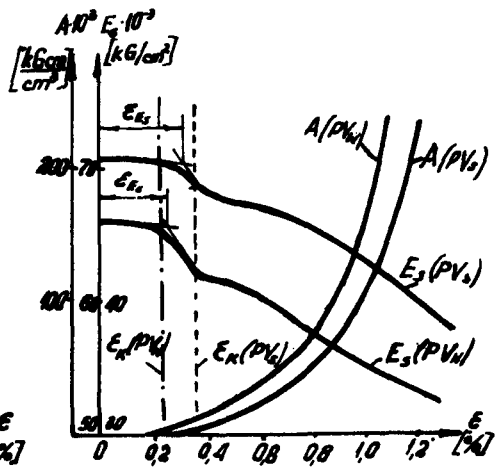
Wyniki badań przedstawiono na rys. 1 — dla poliamidu 6 (PA6), na rys. 2 — dla poliamidu 6 wzmocnionego (30%) krótkim włóknem szklanym (PA6V). Na podstawie znanych wielkości średnich ϵ_{kr} oraz wykresów σ — ϵ można wyznaczyć wielkości naprężeń krytycznych ϵ_{kr} (tabela 1).

Tabela 1.

Materiał Oznaczenie	PA 6 suchy	PA 6 wilgotny	PA 6V suchy	PA 6V wilgotny
ϵ_A [%]	0,55	0,65	0,30	0,20
ϵ_{E_s} [%]	0,55	0,62	0,32	0,25
ϵ_{K^n} [%]	0,60	0,67	0,35	0,22
$\Sigma \epsilon$ [%]	1,70	1,94	0,97	0,67
ϵ_{kr} [%]	$0,57 \pm 0,05$	$0,65 \pm 0,05$	$0,32 \pm 0,05$	$0,22 \pm 0,04$
δ_{kcl} [N/cm ²]	1520 ± 120	450 ± 30	2160 ± 300	930 ± 150



Rys. 1.



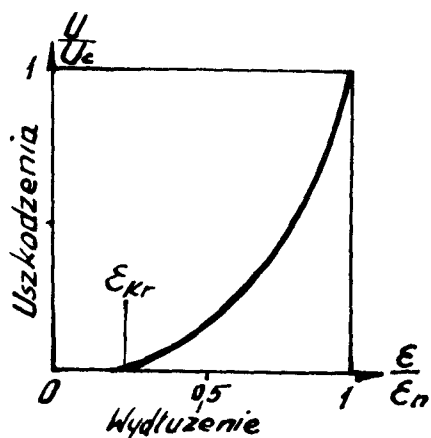
Rys. 2.

Dyskusja problemu

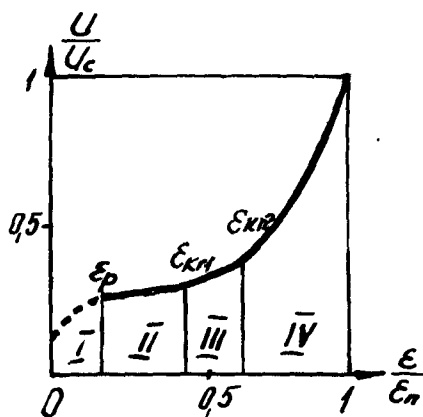
Wielkości naprężeń odpowiadające wydłużeniom krytycznym są stosunkowo niewielkie, na ogół znacznie niższe niż wytrzymałość doraźna dla badanego tworzywa (tab. 1). Posługując się tabelą współczynników bezpieczeństwa [4] można wyznaczyć wielkość naprężeń dopuszczalnych, nieprzekraczanie których gwarantuje odpowiedni stopień niezawodności elementu w określonych warunkach obciążeń. Wymiary tych elementów będą jednak w takim przypadku stosunkowo duże. Jednocześnie zaś niektórzy autorzy [5] stwierdzają, że elementy z tworzyw sztucznych mogą przez długi czas pracować nawet po powstaniu mikropęknięć.

Studia literaturowe w rozpatrywanym przedmiocie wykazują, że na ogół oznaczane wielkości naprężeń krytycznych są tym mniejsze, im dokładniejsza jest metoda badań.

W świetle powyższego powszechnie dotychczas przyjmowany model przebiegu uszkodzeń (rys. 3) jest zbyt uproszczony.



Rys. 3.



Rys. 4.

Proponowany model przebiegu procesu uszkodzania obciążonych elementów z tworzyw sztucznych zakłada podział tego procesu na 4 strefy (rys. 4):

- I — strefa uszkodzeń pierwotnych;
- II — strefa uszkodzeń wstępnych;
- III — strefa wydłużeń i naprężeń krytycznych;
- IV — strefa niszczenia lub strefa wydłużeń nadkrytycznych.

Powyższy podział przebiegu procesu uszkodzeń umożliwia lepszą ocenę zjawisk jakościowych i ilościowych.

Dla celów praktycznych istnieje potrzeba określenia — oprócz dotychczas wyznaczonej przez badaczy wielkości wydłużenia ϵ_{kr1} — tj. wydłużenia krytycznego, przy którym powstają pierwsze uszkodzenia — również takiej wielkości wydłużenia ϵ_{kr2} , przekroczenie którego będzie prowadziło do szybkiego wzrostu mikropęknięć w makropęknięcia i ostatecznego zniszczenia elementu. Wydłużenie ϵ_{kr2} stanowi więc swoistą granicę niezawodności i jest wielkością, do której element może zadowalająco pracować przy danym obciążeniu i warunkach zewnętrznych.

LITERATURA

- [1] Menges G.: *Das Verhalten von Kunststoffen unter Dehnung. Phänomenologie der Rißerscheinungen.* Kunststoffe. Bd. 63. H2. 1973.
- [2] Gaube E., Kausch H.: *Bruchtheorien bei der industriellen Anwendung von Thermoplasten und glasfaserverstärkten Kunststoffen.* Kunststoffe. Bd. 63. H6. 1973.
- [3] Buuhman K. P.: *Beitrag zur zerstörungsfreien Prüfung erster irreversibler Vorgänge in verstärkten Kunststoffen.* Hannover 1975.
- [4] Knauer B.: *Plastwerkstoffe als Konstruktionsmaterial.* Die Technik. 28 Jg. H 7. 1973.
- [5] Gostach H. W. u.a.: *Langzeitverhalten GFK (GFUP) bei zyklischer Beanspruchung.* Kunststoffberater. 20 Jg. H 6. 1976.

PROBLEME DER ZUVERLASSIGKEIT VON BAUTEILEN AUS KUNSTSTOFFEN

Der Verfasser gibt ein Vorschlag die Konstruktionsberechnungen auf Grund der oberen kritischen Dehnungswerten durchführen, bei dieser Dehnung in geübten Verhältnissen die Bauteilen aus der Kunststoffen sollen zuverlässig arbeiten.

ПРОБЛЕМЫ НАДЁЖНОСТИ ДЕТАЛЕЙ ИЗ ПЛАСТМАСС

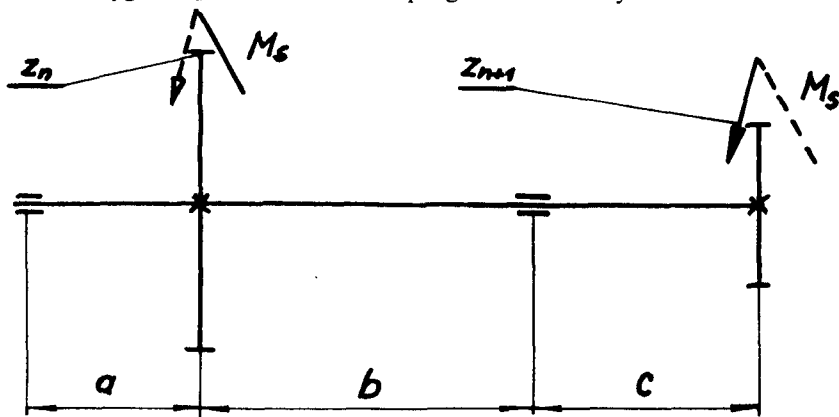
Автор рассматривает вопросы расчёта деталей из пластмасс и предлагает вести его на основании величины верхней критической деформации.

PROGRAM OBLICZEŃ NA EMC DLA DOBORU CECH KONSTRUKCYJNYCH WAŁU OBCIĄŻONEGO ZMIENNIE

W referacie przedstawiono schematycznie budowę programu obliczeń na EMC dla wału obciążonego zmiennym momentem gnącym i stałym momentem skręcającym. Dobór cech konstrukcyjnych wg przedstawionego programu odbywa się samoczynnie z wyjątkiem dwu punktów obliczeń, w których potrzebna jest ingerencja studenta.

Wały są elementami najczęściej występującymi w zespołach napędów mechanicznych. Sposoby obliczeń wytrzymałościowych wałów w zdecydowanej większości pozycji literatury są podobne. Fakt ten, a także dosyć często powtarzające się obliczenia wałów przyczyniły się do opracowania autowatycznego programu obliczeń na EMC. Program automatycznego doboru cech konstrukcyjnych stwarza możliwość wydatnego skrócenia czasu powtarzających się obliczeń oraz zmniejszenia pomyłek. Wymieniony program został zmodyfikowany dla celów dydaktycznych tak, że dobór cech konstrukcyjnych wymaga ingerencji prowadzącego obliczenia studenta. Z tego względu prowadzący obliczenia musi znać tok obliczeń i na żądanie podać maszynie odpowiednie dane. Konwersacja pomiędzy prowadzącym obliczenia, a EMC odbywa się za pośrednictwem monitora. Ze względu na ograniczenie tekstu program obliczeń został w referacie przedstawiony w skrócie. Autorzy zamierzają przedstawić program ze szczegółami w najbliższym czasie w formie drukowanej.

Program doboru cech konstrukcyjnych wału (rys. 1) obciążonego zmiennym momentem zginającym i stałym momentem skręcającym został przedstawiony segmentowo na rys. 2. Został on napisany w języku FORTRAN, gdyż język ten pozwala na wygodniejsze dostosowanie programu do różnych wariantów wału.



Rys. 1

Linie sterujące

Subroutine Master

Call Subroutine "Reakcje"

Return

Call Subroutine "Dobór łożysk tocznych"

Return

Call Subroutine "Momenty gnące"

Return

Wyznaczenie zarysu idealnego wału z hipotezy Hubera / wały wykonane ze stali/
Kryterium wytrzymałościowe: graniczne naprężenia Z
współczynnik bezpieczeństwa

- Początek pętli

Call Monitor "Korekta wymiarów wałka"

Return

Call Subroutine "Obliczenia połączenia wpustowego"

Return

Call Monitor "Współczynnik Karbu"

Return

Call Subroutine "Momenty gnące"

Return

Wyznaczenie naprężeń gnących w miejscach występowania karbu
Wyznaczenie naprężeń zastępczych
Obliczenie współczynnika przejścia od naprężeń rzeczywistych do granicznych
Wyznaczenie naprężeń granicznych
Obliczenie wyjątkowania materiału
Porównanie wyjątkowania materiału z naprężeniem granicznym

- Koniec pętli

Call Subroutine "Drukuj"

Return

Finish

Subroutine "Reakcje"

Subroutine "Dobór łożysk tocznych"

Subroutine "Momenty gnące"

Subroutine "Obliczenia połączenia wpustowego"

Subroutine "Drukuj"

Po wprowadzeniu danych obliczenia wału prowadzone są samoczynnie, aż do wyznaczenia idealnego zarysu wału. Cykl automatycznego liczenia zostaje przerwany i operator wezwany jest do skorygowania średnic wałka. Następnie specjalny podprogram dokonuje obliczeń połączeń wpustowych. Potem EMC ponownie żąda od operatora informacji dotyczących wartości współczynników korbów. Pozostałe czynności obliczeniowe, aż do końca pętli wykonywane są automatycznie. Przed końcem pętli obliczane jest wyężenie materiału. Stanowi ono wskaźnik wytrzymałościowy, który w porównaniu do naprężeń granicznych mówi o bezpieczeństwie wału. Stopień wyężenia materiału ze względu na komunikatywność w procesie kształcenia został zastosowany w miejsce rzeczywistego współczynnika bezpieczeństwa. Jeżeli porównanie stopnia wyężenia materiału z wymaganym wypadnie negatywnie, maszyna wykona skok do początku pętli i obliczenia powtarzane są aż do ich zakończenia. Wynikiem obliczeń są: wydrukowane wymiary wału, wpustów, łożysk tocznych, a także stopnia wyężenia materiału.

Każdy z zamieszczonych na schemacie (rys. 2) podprogramów stanowi wyodrębnioną strukturalnie całość. Np. podprogram dotyczący doboru łożysk tocznych oprócz sieci działań wymaga wczytania niektórych danych związanych z warunkami pracy oraz informacji z katalogu łożysk tocznych.

Przecstawiona w skrócie praca pozwoliła stwierdzić, że istnieje możliwość zautomatyzowania obliczeń konstrukcyjnych wałów, jak również, że można zastosować EMC do obliczeń konstrukcyjnych w procesie dydaktycznym bez zmniejszenia wartości poznawczych z zakresu konstruowania.

COMPUTER PROGRAM FOR SELECTING MARK OF DESIGN SHAFT VARIABLE LOADED

The report presents program calculations of the shaft loaded by variable bend moment and constant torsional moment. The dimension of shaft are computing automatically. Student must give at two points of calculation.

ПРОГРАММА ВЫЧИСЛЕНИЙ НА ЭВМ ПОДБОРА КОНСТРУКЦИОННЫХ ЧЕРТ ВАЛА С ПЕРЕМЕННОЙ НАГРУЗКОЙ

В докладе представляют схематически программу расчета на ЭВМ вала нагруженного переменным изгибающим моментом и постоянным крутящим моментом. Расчет идет автоматически, кроме двух мест вычислений, в которых студент должен ввести данные.

SPRZĘGŁO PODATNE JAKO ELIMINATOR REZONANSÓW NIELINIOWYCH

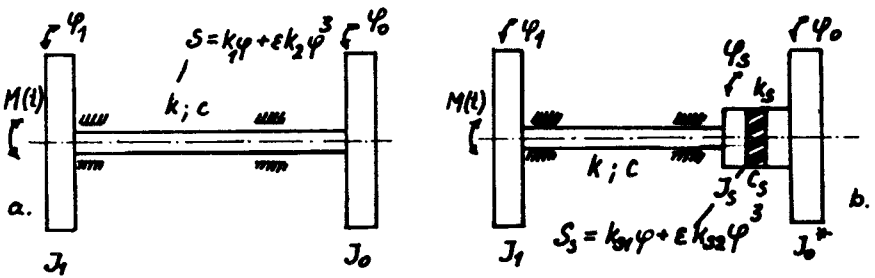
Referat zawiera propozycję algorytmu doboru sprzęgła podatnego celem wyeliminowania rezonansów nieharmonicznych. Algorytm opracowano w oparciu o ogólne rozważania teoretyczne autora nad zagadnieniem rezonansów nieliniowych przeprowadzone przy wykorzystaniu metod asymptotycznych.

WYKAZ SYMBOLI

H	– amplituda uogólnionej siły
J_0	– zredukowany moment bezwładności układu napędowego
J_1	– zredukowany moment bezwładności części roboczych
J_s	– moment bezwładności tarczy sprzęgła
M	– amplituda momentu wymuszającego
λ	– współczynnik transformacyjny
Ω	– częstość wymuszenia
b_1	– względna amplituda wymuszenia
c_i	– współczynniki tłumienia
k_i	– współczynniki sprężystości
m_i	– uogólnione masy
x_i	– współrzędne względne
ϕ_i	– uogólnione współrzędne kątowe
ξ_i	– współrzędne normalne
ω_{oi}	– częstości drgań własnych

W niektórych układach mechanicznych, gdzie wirujące części mogą podczas pracy odkształcać się poza zakresem stosowalności prawa Hooke'a, istnieje możliwość wejścia w szereg rezonansów nieliniowych podharmonicznych lub kombinowanych w zależności od liczby stopni swobody. Zjawisko to dla długich, cienkich wałów zostało stwierdzone empirycznie między innymi w pracy [3]. W przypadku, gdy częstość wymuszenia nie jest stała lecz zmienia się w czasie pracy maszyny układ może wchodzić w jeden lub kilka rezonansów nieliniowych. Nie wystarczy tutaj wobec tego normalny dynamiczny eliminator drgań, lecz należy tak przekonstruować układ by wykluczyć w ogóle możliwość wejścia w groźący rezonans (a nie tylko „oddalić” go lub „przybliżyć” na krzywej rezonansowej). Właśnie w takim przypadku proponuje się wykorzystać sprzęgło podatne o odpowiednio dobranej charakterystyce włączone pomiędzy elementy wirujące. Jest to tym samym propozycja jeszcze jednego kryterium doboru sprzęgła.

Rozpatrzmy model takiego układu przedstawiony na rysunku 1.



Rys. 1.

ZałóŜmy, że sztywność wału określa zależność:

$$s = k_1\phi + \epsilon k_{01}\phi^3 \quad (1)$$

że moment wymuszający jest okresowy i o okresie 2π . (Moment ten może pochodzić na przykład od niewyważenia, nierównomierności biegu zespołu napędowego itp.) oraz, że układ z rys. 1a wchodzi w pewien rezonans nieliniowy.

W oparciu o ogólne opracowanie teoretyczne [1], [2] można teraz włączając w układ sprzęgło podatne zbudować warunek na jego parametry tak, by w dopuszczalnym zakresie zmian częstości rezonans nieliniowy w ogóle nie mógł wystąpić. Sprowadza się to do wyzerowania pewnych wyrazów w rozwiązaniu równań ruchu z dostatecznie wysokim przybliżeniem, Sama procedura rozwiązywania wygląda następująco:

Za punkt wyjścia przyjmujemy układ równań różniczkowych opisujący model z rys. 1b

$$m_1 \ddot{x}_1 + 2k_1 x_1 - k_1 x_2 = \epsilon(-x_1^3 k_2 - x_2^3 k_{2s} + c\dot{x}_2) = \epsilon F_1(\dots)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 + k_1 x_1 + 2k_1 x_2 = \epsilon 2(x_1^3 k_2 + x_2^3 k_{2s} + c\dot{x}_2) = M \cos \Omega t = \epsilon F_2(\dots) + M(t)$$

$$m_1 = \frac{J_s - J_1}{2}$$

$$x_1 = \phi_3 - \phi_0 \quad (2)$$

$$m_2 = \frac{J_s - J_0^*}{2}$$

$$x_2 = \phi_s - \phi_1$$

$$J_0^* = J_0 + J_s$$

Obliczamy częstości drgań własnych ω_{01} i ω_{02} i wykonujemy dalsze obliczenia według schematu

$$\mu_k = \frac{m_1 \omega_{0k}^2 - k_1}{k_{1s}} \quad (3)$$

$$\lambda_k = \frac{1}{m_1 + m_2 \mu_k^2} \quad (4)$$

$$H_k = \lambda_k M(t) \quad (5)$$

$$\left. \begin{aligned} x_1 &= \lambda_1 \xi_1 + \lambda_2 \xi_2 \\ x_2 &= \lambda_1 \mu_1 \xi_1 + \lambda_2 \mu_2 \xi_2 \end{aligned} \right\} \Rightarrow \xi_1, \xi_2 \quad (6)$$

$$\Phi_k(\dots) = \lambda_k [F_1(\xi_1; \xi_2; \xi_1; \xi_2) + \mu_k F_2(\xi_1; \xi_2; \xi_1; \xi_2)] \quad (7)$$

$$f_k(\dots) = \Phi_k(\cos \psi_1 - b_1 \cos \Omega t; \cos \psi_2 - b_2 \cos \Omega t; \omega_{01} \sin \psi_1 - b_1 \Omega \sin \Omega t; \omega_{02} \sin \psi_2 - b_2 \Omega \sin \Omega t) \quad (8)$$

$$b_k = H_k: (\omega_{0k}^2 - \Omega^2) \quad (9)$$

Warunki eliminacji rezonansu nieliniowego otrzymamy w postaci:

$$\int_0^{2\pi} \int_0^{2\pi} \int_0^{2\pi} f_k(\dots) \exp(-i)(n\Omega t + m\psi_1 + l\psi_2) d\psi_1 d\psi_2 d\Omega t = 0 \wedge \{n, m, l \rightarrow \omega_{\alpha k}^2 - (n\Omega + m\omega_{01} + l\omega_{02})^2 = 0\} \quad (10)$$

gdzie liczby l, m, n dobieramy w zależności od rodzaju grożącego rezonansu. Rozwiązanie powyższego warunku jest proste gdyż są to całki z wielomianów trygonometrycznych w przedziale $\langle 0; 2\pi \rangle$ i prowadzi zawsze dla równań typu (2) do układu liniowych równań algebraicznych w postaci pozwalającego szybko dobrać interesujące nas parametry sprzęgła.

$$\frac{k_2}{k_{s2}} = f(m_1; m_2; k_1; k_2) \\ \frac{c}{c_s} = f(m_1; m_2; k_1; k_2) \quad (11)$$

LITERATURA

- [1] Z. Dąbrowski — *Analiza rezonansowa układu o dwóch stopniach swobody...* Dys. P.W. 1976
 [2] Z. Dąbrowski — *Elimination of nonlinear resonance...* Konf. Dynamiki Maszyn W-wa 1976
 [3] T. Yamamoto — *On oscillations of rotating shaft.* Bull. of ISME vol. 4 1961

Zusammenfassung

Im Referat wird einen Vorschlag des Algorithmus einer Auslese von Nachgiebige Kupplungen im Ziel des Ausscheiden der nichtharmonischen Resonanz vorgelegt. Der Algorithmus wird an Rückhalt allgemeinen theoretischen Erwägungen des Autors über einen Problem der nichtlinearen Resonanzen, die bei Anwendung der asymptotischen Verfahren durchgeführt werden, bearbeitet.

Резюме

В работе представлено метод конструкции упругой муфты, целью которого является элиминация нехармонических резонансов. Метод решено используя общую теоретическую разработку автора посвящённую проблеме нелинейных резонансов.

KOMPLEKSOWY ALGORYTM DOBORU SPRZĘGIEŁ PODATNYCH W OPARCIU O TECHNIKĘ GRAFÓW WIĘZÓW

W referacie przedstawiono propozycję algorytmu obliczania sprzęgieł podatnych pozwalającego na jednoczesne spełnienie kilku kryteriów. Zadanie rozwiązano metodą grafów więzów.

OZNACZENIA

D_k	– wyznacznik części grafu
J_1	– zredukowany moment bezwładności przed sprzęgłem
J_2	– zredukowany moment bezwładności za sprzęgłem
J_{s1}, J_{s2}	– momenty bezwładności tarcz sprzęgła
M	– moment na wyjściu
M_o	– moment na wejściu
R	– odbiornik energii
T_k	– funkcja przejścia ścieżki otwartej
T_{mn}	– iloczyn funkcji przejścia w m -tej kombinacji n petli niestykających się
Z_m	– wymuszenie
k_1, k_2	– podatność wałów
k_c	– podatność sprzęgła
s	– operator transformacji Laplace'a
0	– węzeł przepływowy
1	– węzeł wyłazeniowy

Współczesna konstrukcja stawia przed zagadnieniem doboru sprzęgła wielorakie zadania. Z najpowszechniej stosowanych kryteriów doboru można wymienić:

1. Dobór sprzęgła celem zmniejszenia maksymalnego momentu orozruchowego
2. Dobór sprzęgła celem skompromisowania niewspółosiowości łączonych wałów
3. Dobór sprzęgła jako dynamicznego eliminatora drgań

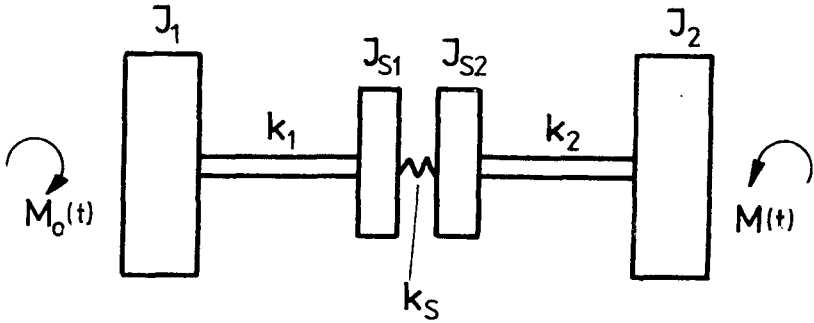
W każdym z powyższych warunków stosowane algorytmy obliczeniowe i przyjęte receptury doboru do warunków sprzecznych z pozostałymi kryteriami, czyniąc tym samym zagadnienie doboru sprzęgła mającego spełnić więcej niż jedną rolę trudnym i pracochłonnym, gdyż na ogół stosuje się metodę kolejnego dopasowywania różnych typów sprzęgieł. Trudność tę mógłby rozwiązać jedynie pełny opis dynamiki układu, ale ten z kolei przy użyciu metod klasycznych odznacza się zbyt dużą pracochłonnością aby wjść do normalnej praktyki inżynierskiej.

Dlatego też niniejsze opracowanie zawiera propozycję wykorzystania do opisu układów ze sprzęgłem podatnym techniki grafów więzów, która jak to pokazano na przykładzie umożliwi szybkie znalezienie prostych matematycznie warunków na parametry sprzęgła tak, by spełniało ono jednocześnie kilka wymienionych na wstępie kryteriów. Sposób ten wydaje się szczególnie godny polecenia gdyż nie wymaga

rozwiązania układu równań ruchu całej maszyny, a tym samym szybko i skutecznie prowadzi do celu. Ponieważ celem tej pracy nie jest zaznajomienie z samą aksjomatyką teorii grafów, osoby zainteresowane odsyłamy do odpowiedniej literatury [2].

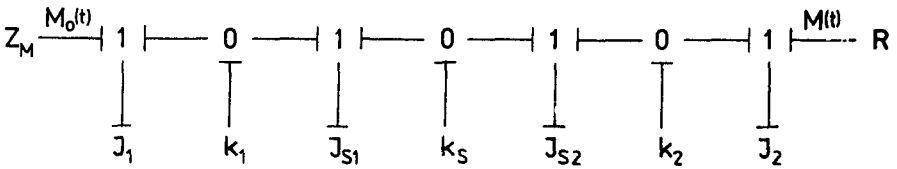
Podany przykład ma za zadanie wykazać, że omawiana metoda doskonale zdaje egzamin w jednym z podstawowych problemów P.K.M. Jedynym istotnym ograniczeniem jej stosowania jest, by elementy konstrukcji z dobrym przybliżeniem modelowały się jako liniowe.

Problem sformułujemy następująco: rozpatrzmy model przedstawiony na rys. 1;



Kys. 1

którego graf wygląda następująco



Kys. 2

Zgodnie z teorią grafów więzów funkcja pomiędzy M_o i M wygląda następująco

$$\frac{M(s)}{M_o(s)} = \frac{\sum_k T_k D_k}{D}$$

co w naszym przypadku sprowadzi się do

$$T_k = \frac{R}{J_1 J_2 J_{s1} J_{s2} k_1 k_2 k_s s^2}$$

$$D_k = 1$$

$$D = 1 - \sum_m T_{m1} + \sum_m T_{m2} - \sum_m T_{m3} + \dots$$

$$\sum_m T_{m1} = - \left(\frac{1}{J_1 k_1 s^2} + \frac{1}{J_{s1} k_1 s^2} + \frac{1}{J_{s1} k_s s^2} + \frac{1}{J_{s2} k_s s^2} + \right. \\ \left. + \frac{1}{J_{s2} k_2 s^2} + \frac{1}{J_2 k_2 s^2} + \frac{R}{J_2 s} \right)$$

$$\sum_m T_{m2} = \frac{1}{J_1 k_1 s^2} \left(\frac{1}{J_{s1} k_s s^2} + \frac{1}{J_{s2} k_s s^2} + \frac{1}{J_{s2} k_2 s^2} + \dots \right)$$

Otrzymane równania pozwalają ogólnie znanymi i stosowanymi w automatyce metodami ocenić jakość układu, a w szczególności mając tę jakość zadaną (patrz kryteria doboru), obrócić niewiadome parametry (J_{s1} , J_{s2} , k). W liniowych układach zachowawczych sprowadza się do rozwiązania równania algebraicznego typu

$$f(J_{s1}, J_{s2}, k) = 0$$

Warto zaznaczyć, że powyższa metoda znacznie szybciej pozwala znaleźć interesującą nas funkcję przejścia niż klasyczne metody używane w mechanice teoretycznej i automatyce.

LITERATURA

- [1] Henke J.: *The Modell of Jaw Crusher Dynamics as an Example of Application of the Bona Graph Technique*. X Koni. Dynamiki Maszyn W-wa 1976
- [2] Robichaud L.: *Grafy przepływu sygnałów* W-wa 1972

Zusammenfassung

Im Referat wird einen Vorschlag des Algorithmus einer Auslese von nachgiebige Kupplungen erlaubender auf gleichzeitige Erfüllung einigen Kriterium vorgelegt. Die Aufgabe wird mit Bindungsdiagramm-methode gelöst.

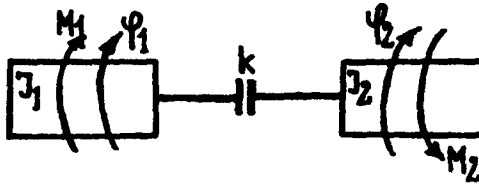
Содержание

В работе предложено алгоритм расчёта упругих муфт разрешающий одновременно исполнить несколько критерий. Задачу решено методом графов связи.

PEWIEN PRZYPADEK DYNAMICZNEGO OBCIĄŻENIA SPRZĘGŁA

W wielu maszynach trzeba liczyć się z możliwością nagłej zmiany obciążenia wywołanej zmianą procesu eksploatacji lub awarią układu. Traktując czas wystąpienia takiej zmiany jako zmienną losową, można wyznaczyć ruch układu jako proces stochastyczny. Na podstawie analizy tego procesu można wyznaczyć rozkłady prawdopodobieństwa obciążenia sprzęgła. Dla prostych przypadków rozkłady te wyznacza się analitycznie.

Rozpatrzmy maszynę wirnikową, której najprostszy model dynamiczny pokazany jest na rys. 1, gdzie I_i ($i = 1, 2$) oznaczają zredukowane momenty bezwładności, M_i

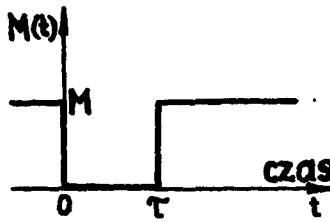


Rys. 1.

zredukowane momenty sił czynnych i biernych, ϕ_i kąty obrotu, a k zredukowaną sztywność członu łączącego zawierającego sprzęgło. Indeks $i = 1$ odpowiada członowi napędzającemu, a $i = 2$ członowi napędzanemu. W wielu takich maszynach trzeba liczyć się z możliwością nagłej zmiany obciążenia (momenty M_i) wywołanego aktualnie realizowanym procesem technologicznym, wpływem otoczenia lub awarią układu. W tej pracy zajmiemy się nagłym odciążeniem układu, a następnie nagłym ponownym jego obciążeniem. Taki proces obciążenia można najprościej modelować dynamicznie kombinacją funkcji skokowych pokazaną na rysunku 2. Ruch układu jest wtedy opisany równaniem

$$I\ddot{\phi} + k\phi = M, \quad (1)$$

gdzie $\phi = \phi_1 - \phi_2$, a I i M zależą od konkretnego przypadku podanego niżej:



Rys. 2.

1. Ruch ustalony, a następnie nagle chwilowe wyłączenie źródła i odbiornika mocy –

$$M = M_1 = M_2, \quad I = \frac{I_1 I_2}{I_1 + I_2}.$$

2. Ruch ustalony, następnie wyłączenie odbiornika mocy, przy czym prędkość $\phi_1 \cong \text{const}$ ze względu na $I_1 \gg I_2$ lub charakter napędu (np. silnik synchronizacyjny)

$$M = M_2, \quad I = I_2.$$

3. Ruch ustalony a następnie nagle chwilowe odłączenie źródła mocy przy czym prędkość $\phi_2 = \text{const}$ ze względu np. na $I_2 \gg I_1$ –

$$M = M_1, \quad I = I_1.$$

Zbadajmy rozkład prawdopodobieństwa maksymalnego momentu obciążającego sprzęgło M_{smax} , przy założeniu, że chwila ponownego obciążenia układu τ jest zmienną losową o znanym rozkładzie. Rozwiązując równanie (1) przy warunkach początkowych $\phi_0 = M/k$, $\phi_0 = 0$, a następnie wyznaczając moment obciążający sprzęgła otrzymujemy

$$\tilde{M}_{smax} = \sup_t \tilde{M}_s = M[1 + \sqrt{2(1 - \cos \omega \tilde{\tau})}],$$

lub wprowadzając pojęcie współczynnika przeciążenia $\tilde{v} = \frac{\tilde{M}_{smax}}{M}$

$$\tilde{v} = 1 + \sqrt{2(1 - \cos \omega \tilde{\tau})}. \quad (2)$$

Dla danego rozkładu $\tilde{\tau}$ dystrybucję \tilde{v} wyznacza się z zależności

$$\begin{aligned} F_v(v) &= P\{\tilde{v} \leq v\} = \sum_{s=0}^{\infty} P\left\{\frac{2\pi s}{\omega} - \tau(v) \leq \tilde{\tau} \leq \frac{2\pi s}{\omega} + \tau(v)\right\} = \\ &= \sum_{s=0}^{\infty} \int_{\frac{2\pi s}{\omega} - \tau(v)}^{\frac{2\pi s}{\omega} + \tau(v)} f_{\tilde{\tau}}[\tau(v)] d\tau = \\ &= \sum_{s=0}^{\infty} \int_1^v \left\{ f_{\tilde{\tau}} \left[\frac{1}{\omega} \left(2\pi s + \arccos \left(1 - \frac{(v-1)^2}{2} \right) \right) \right] + f_{\tilde{\tau}} \left[\frac{1}{\omega} [2\pi(s+1) - \right. \right. \\ &\quad \left. \left. - \arccos \left(1 - \frac{(v-1)^2}{2} \right) \right] \right\} \frac{dv}{\omega \sqrt{1 - (v-1)^2/4}}, \end{aligned} \quad (3)$$

gdzie $f_{\tau}(\tau)$ oznacza gęstość prawdopodobieństwa $\tilde{\tau}$ ($f_{\tau}(\tau) \equiv 0$ dla $\tau < 0$)
 Gęstość prawdopodobieństwa \tilde{v} wyznacza się z zależności

$$f_v(v) = \frac{dF_v(v)}{dv} = \sum_{s=0}^{\infty} \left\{ f_{\tau} \left[\frac{1}{\omega} \left(2\pi s + \arccos \left(1 - \frac{(v-1)^2}{2} \right) \right) \right] + f_{\tau} \left[\frac{1}{\omega} [2\pi(s+1) - \arccos \left(1 - \frac{(v-1)^2}{2} \right)] \right] \right\} \frac{1}{\omega \sqrt{1 - \frac{(v-1)^2}{4}}} \quad (4)$$

Założmy dalej, że $\tilde{\tau}$ ma rozkład równomierny o gęstości różnej od zera w przedziale n pełnych okresów $v(\tau)$, czyli

$$f_{\tau}(\tau) = \begin{cases} 0 & \text{dla } \tau < 0, \tau \geq 2\pi n/\omega, \\ \frac{\omega}{2\pi n} & \text{dla } 0 \leq \tau \leq \frac{2\pi n}{\omega}. \end{cases} \quad (5)$$

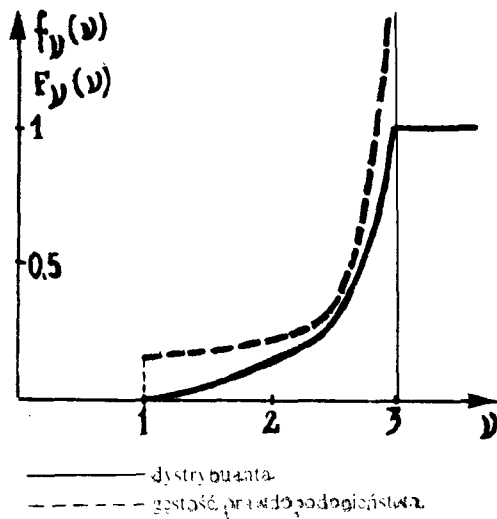
Podstawiając związek (5) do (3) i (4), otrzymuje się

$$F_v(v) = \begin{cases} 0 & \text{dla } v < 1, \\ \frac{1}{\pi} \arccos \left[1 - \frac{(v-1)^2}{2} \right] & \text{dla } 1 \leq v \leq 3, \\ 1 & \text{dla } v > 3, \end{cases} \quad (6)$$

$$f_v(v) = \begin{cases} 0 & \text{dla } v < 1, v > 3, \\ \frac{1}{\pi \sqrt{1 - \frac{(v-1)^2}{4}}} & \text{dla } 1 \leq v \leq 3. \end{cases} \quad (7)$$

Wykresy $F_v(v)$ i $f_v(v)$ pokazano na rysunku 3.

Można wykazać, że uzyskane wyniki (6) i (7) odpowiadają nie tylko rozkładowi $\tilde{\tau}$ o gęstości (5), a pewnej klasie rozkładów $\tilde{\tau}$. Jeżeli bowiem liczba n okresów jest duża, to nie trzeba zakładać, że równomierny rozkład $\tilde{\tau}$ ma gęstość różną od zera tylko na pełnej liczbie okresów n , a w granicy przy $n \rightarrow \infty$, wyznaczone związki (6) i (7) odpowiadają dowolnemu rozkładowi równomiernemu. Ponadto, ze względu na okresowość funkcji (2) i symetrię jej przebiegu w każdym okresie względem środka okresu, czyli względem $\tau_s = \frac{(2S+1)\pi}{\omega}$, wyznaczony rozkład \tilde{v} i związki (6) i (7) odpowiadają również wszelkim rozkładowi $\tilde{\tau}$ o liniowych gęstościach prawdopodobieństwa.



Rys. 3

Można jeszcze stwierdzić, że dla rozkładów τ o gęstościach opisanych funkcjami wypukłymi, rozkład \tilde{v} będzie miał dystrybuantę $F_{\tilde{v}}^*(v)$ o własności $F_{\tilde{v}}^*(v) \leq F_v(v)$, a dla rozkładów $\tilde{\tau}$ o gęstościach opisanych funkcjami wklęsłymi $F_{\tilde{v}}^*(v) \geq F_v(v)$, gdzie $F_v(v)$ oznacza dystrybuantę (6). Przedstawione rozważania dotyczące dynamiki sprzęgła po jednokrotnym spadku obciążenia można uogólnić zakładając wielokrotny spadek obciążenia. Wtedy jednak będzie większy wpływ zaniedbanego w tej pracy tłumienia.

Summary

In many machines rapid change of loading occur, due to process of exploitation, environment or average. Treating the time of such a change as random variable one can describe movement of the system as random function and basing on this find the probability distribution of clutch loading. In simple cases such a distribution is to be find analytically.

Содержание

Во многих машинах выступают мгновенные изменения нагрузки вызванные процессом эксплуатации, внешними условиями или аварией.

Считая время такой смены как случайную переменную можно определить движение системы как случайный процесс. Анализируя этот процесс легко найти распределение вероятности нагрузки муфты. В простых случаях это распределение удастся найти аналитически.

NAUKA KONSTRUKCJI W UJĘCIU SYSTEMOWYM

W referacie przedstawiono zarys systemu informacyjnego jako podstawę rozwijania nauki konstrukcji. Systemem jest układ relacji przekształceń i relacji sprzężeń. W systemie informacyjnym nauki konstrukcji relacje sprzężeń są podstawowymi pojęciami stosowanymi w tej nauce. Relacje przekształceń stanowią przejście między pojęciami.

Nauka konstrukcji ujmowana jako proces obejmuje następujące dziedziny:

- ogólną teorię systemów technicznych,
- teorię konstrukcji,
- metodologię procesu projektowo-konstrukcyjnego,
- metodologię badań konstrukcyjnych,
- monografie konstrukcyjne.

Zakres NAUKI KONSTRUKCJI obejmuje twórcze działania techniczne. Przedmiotem twórczych działań technicznych są WŁAŚCIWOŚCI i WŁASNOŚCI środków technicznych stosowanych w PROCESIE ZASPOKAJANIA POTRZEB.

W procesie tym występują przekształcenia materii, którą możemy rozpatrywać pod względem masowym, energetycznym i informacyjnym.

Biorąc to pod uwagę możemy wyróżnić szczególne własności działających układów materialnych. Tymi własnościami są systemy. Zgodnie z wyżej podanym spostrzeżeniem wyróżniamy:

- + systemy masowe,
- + systemy energetyczne,
- + systemy informacyjne.

Zwracając uwagę na naukę konstrukcji i chcąc ukazać układ podstawowych pojęć, które stosowane są w nauce konstrukcji, należy zwrócić uwagę na system informacyjny.

Badając rzeczywistość, badamy różnego rodzaju UKŁADY. Układem jest zbiór elementów zidentyfikowanych pod względem własności i właściwości na tyle, że możliwe jest wyodrębnienie tego układu spośród układów innych.

Opierając się na regule przechodzenia od ogółu do szczegółu zwracamy uwagę na TECHNOSFERĘ to jest układ wszelkich środków technicznych, tworzących wspólnie z biosferą i socjosferą ekosferę warunkującą życie i rozwój człowieka.

Analiza technosfery umożliwia wyróżnienie MEGAUKŁADÓW TECHNICZNYCH — zespołów środków technicznych dobranych ze względu na celowe działanie układu tych środków jako całości.

W megaukładach występują NARZĘDZIA I POMIESZCZENIA. Stanowią one klasę sztucznych układów materialnych rozpatrywanych jako elementarne ŚRODKI TECHNICZNE.

Właściwością środków technicznych jest **DZIAŁANIE** polegające na przekształceniu **WEJŚĆ W WYJŚCIA** — to jest przekształcenia materii pod względem masowym, energetycznym i informacyjnym. Środek techniczny i jego działanie nazywamy **ARTEFAKTEM**. Wymienione wyżej pojęcia są pojęciami **KONKRETÓW**. Pojęciami — to jest tym, co powstało w sferze **ABSTRAKCJI**, którą jest w istocie sfera informacyjna.

Konkretom przeciwstawiamy **ABSTRAKCJĘ** — pojęcie utworzone dzięki poznaniu **KONKRETÓW**. Jest to wynik myślowych zabiegów — umysłowego wysiłku.

Analiza współzależności między wejściem i wyjściem w wyniku następstwa, którym jest synteza, umożliwia ujawnienie i zidentyfikowanie **RELACJI** między wejściem i wyjściem oraz wyjściem i wejściem. Są to **RELACJE PRZEKSZTAŁCENI** i **RELACJE SPRZĘŻEŃ**. Są to pojęcia abstrakcji — informacji operacyjnej będącej podstawą działania środków technicznych.

Tak więc rozpatrujemy szczególne twory abstrakcyjne, którym są **UTWORY**. W działalności technicznej takim znaczącym utworem jest **SYSTEM** — układ relacji przekształceń i relacji sprzężeń.

Utwór powstaje dzięki operacjom na **CECHACH** — na elementach zbioru będącego tym, co orzekamy o przedmiocie poznania lub o przedmiocie tworzenia, a co istnieje w oderwaniu od konkretności.

Szczególną cechą jest **WŁAŚCIWOŚĆ**. Jest to cecha identyfikująca możliwość przedmiotu ze względu na relację do innego przedmiotu, jest to możliwość stania się czymś innym pod wpływem działania innych przedmiotów, lub możliwość działania ze względu na inny przedmiot. W takim ujęciu działanie środka technicznego jest właściwością tego przedmiotu.

Wyróżniamy również **WŁASNOŚĆ** — jest to cecha, którą można orzec o przedmiocie wyłącznie w relacji do tego samego przedmiotu — cecha umożliwiająca uszczegółowienie identyfikacji przedmiotu w pożądanym stopniu. W tym ujęciu system jest własnością środków technicznych, a więc i technosfery oraz ekosfery.

Realizacja działania na podstawie systemu jest uwarunkowana istnieniem sztucznego konkretności, który ma stać się środkiem technicznym. Koniecznością jest identyfikacja odpowiednich **STRUKTUR** i **STANÓW** sztucznego układu materialnego. Struktury i stany są własnościami uzyskiwanymi w procesie przekształcania materii. Układ struktur i stanów sztucznego układu materialnego jest **KONSTRUKCJĄ** — szczególną własnością klasy **KONKRETÓW**.

Konstruowanie polega na dobieraniu cech konstrukcyjnych, które identyfikowane są **POSTACIĄ** i **WYMIARAMI**. Na podstawie tych cech przeprowadzany jest proces wytwórczy wymagający **TWORZYWA** pod postacią różnych **MATERIAŁÓW**. Są to pojęcia konkretności — różnica między tymi pojęciami polega na tym, że tworzywo jest pojęciem konkretności zidentyfikowanego jedynie pod względem struktury wewnętrznej, zaś materiał również pod względem struktury zewnętrznej. Przekształcenie materiałów na podstawie systemu masowo — energetycznego oraz zgodnie z konstrukcją, jako czynnikiem systemu informacyjnego, umożliwia uzyskiwanie **WYTWORÓW**.

Korzystając z wymienionych pojęć można zidentyfikować zakres projektowania i konstruowania, który jest zdeterminowanym przede wszystkim przedmiotem działania.

Przedmiotem PROJEKTOWANIA są wejścia i wyjścia oraz działanie, zaś w UJĘCIU SYSTEMOWYM system. W jednym i drugim przypadku powstaje jednocześnie zarys postaci konstrukcyjnej, który uszczegółowienie następuje w procesie konstruowania.

Przedmiotem KONSTRUOWANIA jest KONSTRUKCJA wyznaczana cechami konstrukcyjnymi, na które składają się postać i układ struktur i stanów wytworu.

Omawiana dziedzina składa się na TECHNIKĘ jako wiedzę o sposobach operowania materią. Technika opierana na podstawach naukowych stanowi TECHNOLOGIĘ jako dziedzinę nauk praktycznych.

W ten sposób ujmując zbiór podstawowych pojęć nauki konstrukcji jednocześnie wskazujemy na:

- + ISTOTĘ przedmiotu twórczej i odtwórczej działalności inżyniera;
- + PODSTAWĘ METODOLOGII NAUKI KONSTRUKCJI — podstawę, na której rozwijana jest ta nauka;
- + METODĘ CAŁOŚCIOWEGO UJĘCIA procesu projektowo-konstrukcyjnego;
- + UJĘCIE SYSTEMOWE będące podstawą PROJEKTOWANIA INTEGRALNEGO, polegającego na rozwiązywaniu problemu części ze względu na całość, do której część aktualnie lub potencjalnie należy.

Summary

The information system of design science is presented in this paper. System is a complex of the relations of transformations and the relations of couplings.

Such a way of the interpretation enables the presentation of the general concepts of design science.

Краткое сообщение.

В реферате представлено схему информационной системы представляющую основание познания науки конструкции. Системой является комплекс соотношений превращений и соотношений свшзи. Соотношения связи являются фундаментальными понятиями этой науки — соотношения превращений соединением между нами.

OKREŚLENIE NIEKTORYCH PARAMETRÓW GEOMETRYCZNYCH ORAZ SPRAWNOŚCI WALCOWEJ PRZEKŁADNI ZĘBATEJ O JEDNOS- TRONNYM ZAZĘBIENIU CYKLOIDALNYM

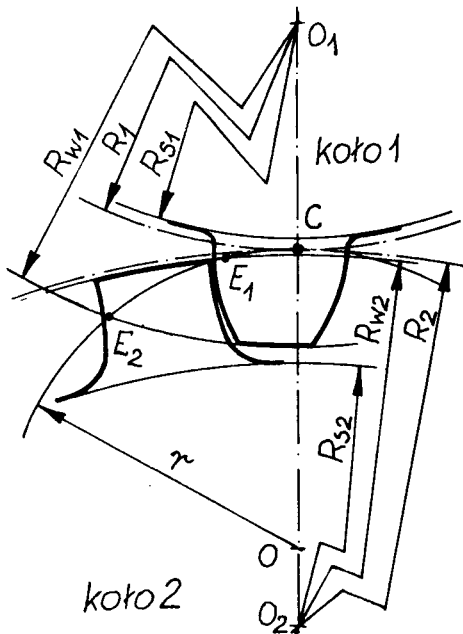
W pracy zajęto się pewną odmianą jednostronnego zazębienia cykloidalnego o zębach niskich. O mówiono podstawowe parametry konstrukcyjne, zagadnienie poślizgów oraz określono sprawność walcowej przekładni o cykloidalnych (wkłęsło-wypukłych) zarysach zębów. Porównano sprawności rozważanej przekładni i przekładni o ewolwentowych zarysach zębów, przy założeniu w obu przekładniach zębów prostych.

WYKAZ SYMBOLI

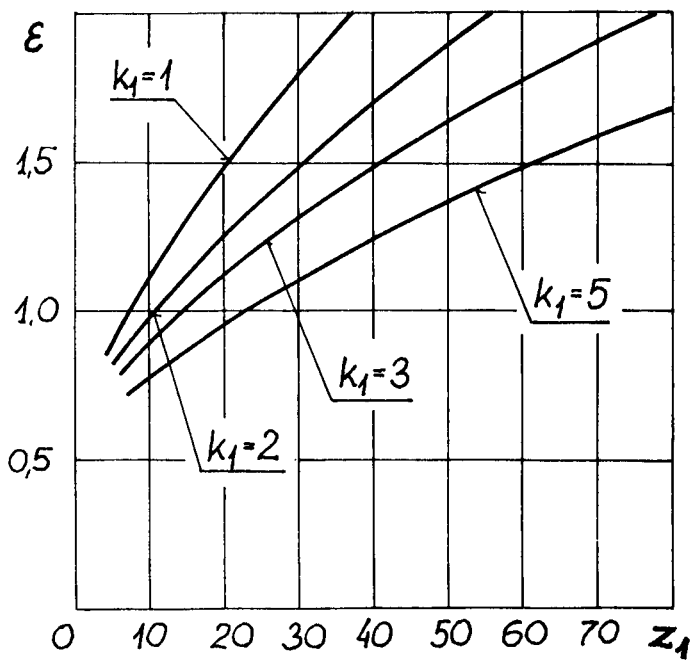
R	– promień koła tocznego (zasadniczego)
R_s	– promień koła dna wrębów (stóp)
R_w	– promień koła wierzchołkowego
i	– przełożenie ($i = z_1/z_2$)
k_1	– parametr ($k_1 = R_1/r$)
r	– promień koła odtaczającego
y	– współczynnik wysokości zęba
z_1	– ilość zębów koła 1
z_2	– ilość zębów koła 2
ε	– stopień pokrycia
η	– sprawność
μ	– współczynnik tarcia

Przekładnia o jednostronnym zazębieniu zewnętrznym, w którym występuje współpraca wypukłych zarysów zębów jednego koła z wkłęsłymi zarysami zębów koła drugiego posiada w stosunku do przekładni o zazębieniu ewolwentowym szereg zalet typu eksploatacyjnego, z których głównie określa się następujące: duża sprawność, korzystny rozkład nacisków powierzchniowych korzystne promienie krzywizny, jednokierunkowy poślizg poprzeczny do zębów i towarzysząca mu siła tarcia, dodatnio wpływający na ich trwałość. Na rys. 1 przedstawiono analizowaną przekładnię, w której wykorzystuje się linię przyporu z jednej strony punktu biegunowego C. Zarysem zęba koła 1 jest epicykloida, zarysem zęba koła 2 – hypocykloida. Jest to więc odpowiednio skorygowana klasyczna przekładnia cykloidalna.

W niniejszej pracy zajęto się określeniem optymalnych wymiarów zębów współpracujących kół, stopnia pokrycia oraz sprawności takiej przekładni.



Rys. 1



Rys. 2.

W rozważanej przekładni wymagany stopień pokrycia większy od jedności uzyskać można stosując zęby proste, co w porównaniu do ząbienia Wildhabera-Nowikowa pozwala na ograniczenie szerokości wieńca. Analizowana przekładnia charakteryzuje się dużą sprawnością i korzystnym przebiegiem wartości sprawności w funkcji ilości zębów, zdecydowanie osiągając wysokie wartości już przy małej liczbie zębów. Pozwala to przyjmować małe ilości zębów ograniczone jedynie spełnieniem warunku ciągłości ząbienia – umożliwiła to zmniejszenie wymiarów całej przekładni.

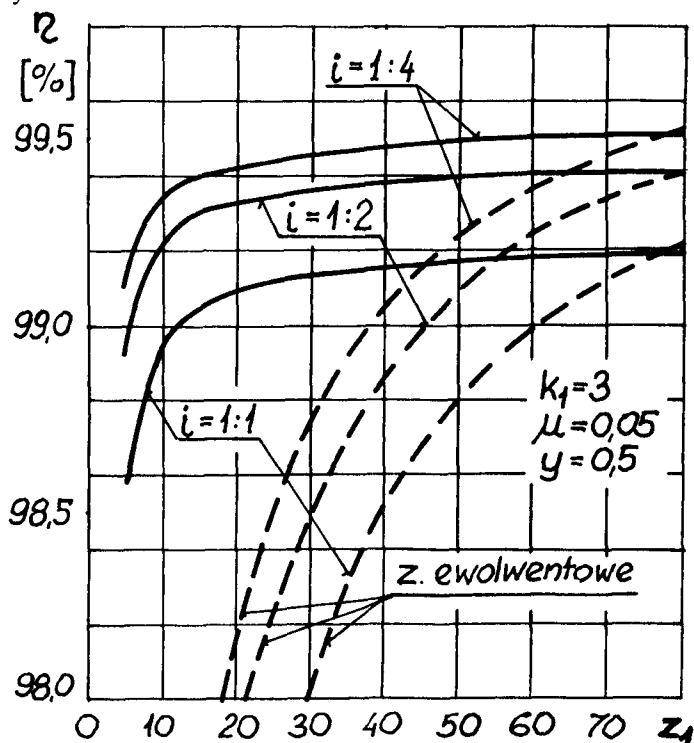
Na rys. 2 pokazano zależność $\varepsilon = F(z_1)$ dla wybranych wartości parametru k_1 , dla przypadku gdy $R_{w2} = R_2$. Odpowiedni wzór przedstawia się następująco

$$\varepsilon = \frac{z_1}{2\pi k_1} \arccos \left(1 - 4 \frac{y}{z_1} k_1^2 \frac{z_1}{1+k_1} \right) \quad (1)$$

Natomiast sprawność rozważanej przekładni (dla przypadku $R_{w2} = R_2$) wyraża się wzorem:

$$\eta = 1 - \frac{\mu z_1}{\pi k_1^2} \left(1 + \frac{z_1}{z_2} \right) \ln \left(\frac{1}{1 - 2 \frac{y}{z_1} \cdot k_1^2 \frac{z_1}{1+k_1}} \right) \quad (2)$$

Przebieg sprawności η w funkcji ilości zębów z_1 dla wybranych wartości k_1 , μ , i – ilustruje rys. 3.



Rys. 3.

Оптимальный добór параметру k_1 ограниченный jest również warunkami wytrzymałościowymi (wplyw na promienie krzywizny i na kształty współpracujących zębów) oraz dynamicznymi (wplyw na składowe siły międzyzębnej). Parametr k_1 ma także wplyw na warunki tworzenia się klina smarnego (warunki smarowania).

LITERATURA

- [1] Demeter T., Dziama A.: *Zazębienia ewolwentowe jednostronne*. Przegląd Mechaniczny 1963. s. 4–7.
- [2] Kornberger Zb.: *O wyborze zarysu uzębienia*. *Technologia uzębien*. Referaty na Konferencję Naukowo-Techniczną. Poznań 1972.
- [3] Litwin F.L.: *Teorija zubchatych zaceplenij*. Izdatelstwo „Nauka”. Moskwa 1968.
- [4] Ochęduszek K.: *Kola zębate*. T. 1 Konstrukcja. Warszawa: WNT 1971.
- [5] Schiebel A.: *Zahnräder*. Springer Verlag. Berlin 1922.

GEOMETRISCHE VERHÄLTNISSE UND WIRKUNGSGRAD EINER ZYKLOIDENGETRIEBE MIT EINSEITIG AUSGENUTZTER EINGRIFFSLINIE

Zusammenfassung

In dem Aufsatz wurden die gründlichen Konstruktions – und Eingriffsverhältnisse, Gleiten und Wirkungsgrad einer Stirnradgetriebe mit niedriger Zykloidenverzahnung bestimmt.

Für einen der beiden zusammenwirkenden Zahnräder wurde nur Epizykloide, für den zweiten nur Hypozykloide als entsprechende Zahnprofile vorgeschlagen. Die Eingriffslinie wurde einseitig ausgenutzt.

Der Wirkungsgrad der betrachteter Getriebe und der Wirkungsgrad der Stirnradgetriebe mit Evolwentenverzahnung (in beiden Getrieben die Räder) mit geraden Zähnen wurden gerechnet und miteinander vergleicht.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ А ТАКЖЕ КОЭФФИЦИЕНТА ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВА ЦИКЛОИДАЛЬНОЙ ПЕРЕДАЧИ ОДНОСТРОННЕГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ

В работе рассмотрены некоторые варианты одностороннего циклоидального зацепления с профилированным зацеплением. Рассмотрены основные конструкционные параметры, проблема скольжения, определен коэффициент полезного действия цилиндрической зубчатой передачи с циклоидальными (вогнуто-выпуклыми) профилями зубьев, в которой используется односторонно линия зацепления.

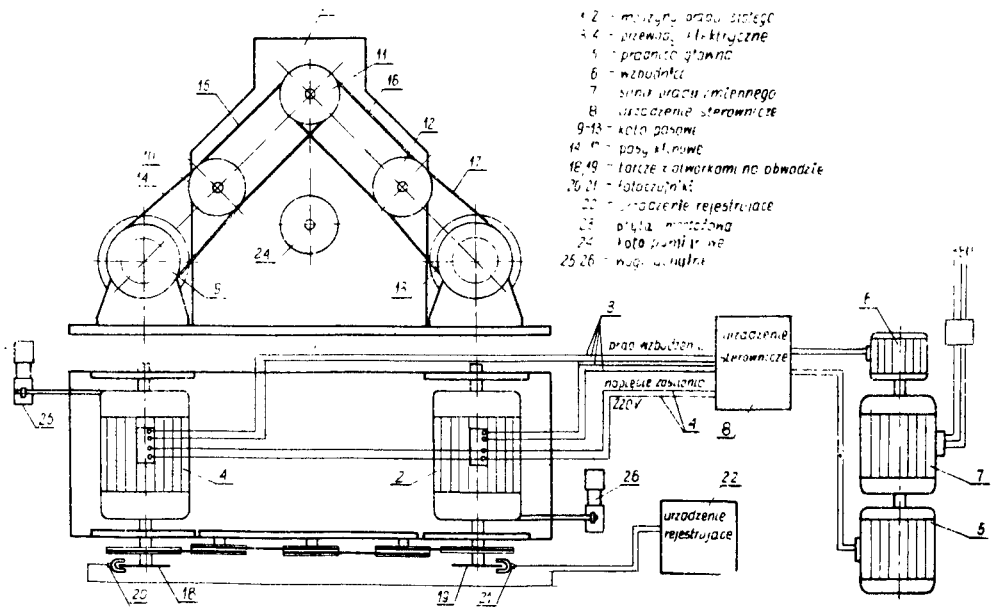
Сравнены коэффициент полезного действия рассматриваемой передачи и передачи с эвольвентными профилями зубьев, предполагая в обеих передачах прямые зубья.

BADANIA PORÓWNAWCZE PASÓW KLINOWYCH

Opisano stanowisko do badania pasów klinowych w układzie mocy zamkniętej, przy wykorzystaniu do napędu i hamowania maszyn prądu stałego. Określono charakterystykę poślizgu wąskich pasów klinowych krajowych i francuskich. Opisano uszkodzenia pasów determinujące ich trwałość.

Ocenę jakości i trwałości pasów przeprowadzić można stosunkowo szybko przez badania porównawcze w czasie których określa się ich właściwości eksploatacyjne.

W celu przeprowadzenia takich badań wykonano stanowisko umożliwiające badania pasów w układzie mocy zamkniętej (rys. 1) w którym do napędu i hamowania wykorzystano maszyny prądu stałego sprzężone ze sobą elektrycznie i mechanicznie. Sprzężenie mechaniczne realizowane jest przez czterostopniową przekładnię pasową. Stanowisko to umożliwia płynną regulację obciążenia i prędkości obrotowej przez zmianę prądu w obwodach wzbudzenia maszyn 2, 4, 5. Moment obrotowy mierzy się za pomocą węg uchylnych a prędkość obrotową za pomocą przeliczników elektronicznych. Koła pasowe mogą być przemieszczane na płycie montażowej, co umożliwia okresową regulację napięcia pasów. Koła pasowe 11 i 24 służą do okresowych



Rys. 1. Schemat ogólny stanowiska badawczego

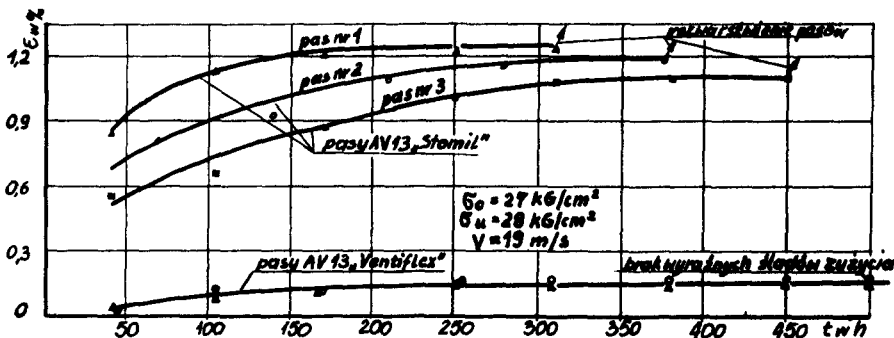
pomiarów wydłużenia i zużycia ściernego pasów. Sposób pomiarów opisano w [1]. Przedmiotem badań były wąskie pasy klinowe AV 13× 1260 „Ventiflex” produkcji francuskiej oraz takie same pasy wykonane przez „Stomil” w Poznaniu. Głównym celem badań było określenie trwałości i charakterystyk poślizgu tych pasów.

W przekładniach pasowych stosuje się coraz częściej wąskie pasy klinowe których trwałości i obciążalność jest większa niż pasów normalnych [2]. Obciążalność przekładni uwarunkowana sprzężeniem ciernym pasa z kołem, charakteryzowana jest przez graniczny współczynnik napędu ϕ_0 lub dopuszczalne naprężenie użyteczne $k(\phi_0 = k/2\sigma_0)$, po przekroczeniu którego nie istnieje zależność proporcjonalności poślizgu od naprężenia użytecznego σ_u . W literaturze [2, 3] podaje się wiele informacji dotyczących badań obciążalności oraz wpływu wstępnego quasi statycznego wyciągania i „dopracowania” na pracę przekładni z pasem płaskim. Brak jest natomiast szerszych badań przekładni z pasami klinowymi, dotyczących zwłaszcza ich trwałości.

Badania wykazały, że „dopracowanie” pasa (wstępny okres pracy przy dużym σ_0 i σ_u) wpływa istotnie na zmniejszenie się wydłużenia pasów klinowych podczas dalszej eksploatacji. Zależność wydłużenia względnego w funkcji czasu pracy podczas badań trwałościowych, w przekładni z okresową regulacją napięcia podano na rys. 2 (pasy krajowe nie były „dopracowane”). Charakterystykę poślizgu – zależność poślizgu α od naprężenia σ_0 i σ_u – badanych pasów przedstawiono na rys. 3. Poślizg pasa α określono zależnością:

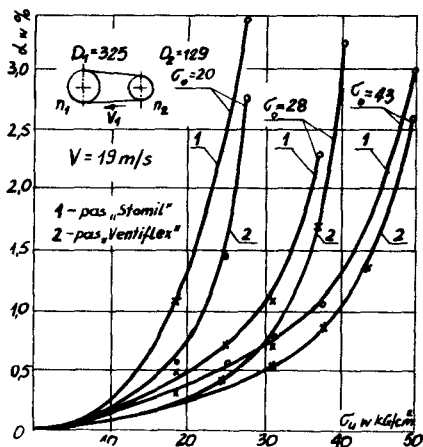
$$\alpha_i = \frac{a_1 - a_i}{a_1}, \text{ gdzie: } a_1 = \left(\frac{C_n}{C_v}\right)_{\sigma_u=0}, a_i = \left(\frac{C_n}{C_v}\right)_{\sigma_u=\sigma_{ui}}$$

C_n i C_v są odpowiednio, liczbami impulsów z fotoczuJNIKÓW proporcjonalnymi do prędkości obrotowej koła biernego i prędkości pasa V_1

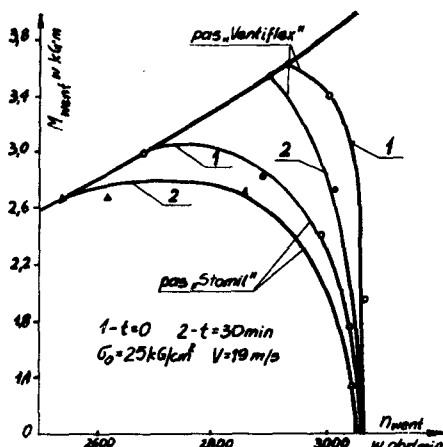


Rys. 2.

Badania trwałościowe wykazały, że trwałość pasów krajowych jest zdeterminowana ich dużą wrażliwością na rozwarstwianie, wynikającą z małej odporności powierzchni bocznej na zużycie ściernie. W wyniku zużycia powierzchni bocznej odsłonięta zostaje kordowa warstwa nośna a przy istnieniu różnych naprężeń w dolnej i górnej zginanej części pasa oraz przeciwnie skierowanych poślizgów geometrycznych.



Rys. 3.



Rys. 4.

występuje oddzielenie tworzywa gumowego od warstwy kordowej, mające przypuszczalnie charakter zmęczeniowy.

W wyniku zużycia warstwy wierzchniej pogarszają się własności cierne pasa i obciążalność przekładni. Zużywanie się pasa, podobnie jak i jego wydłużenie się, wywołuje wzrost poślizgu.

Wartość poślizgu oraz jego zmiana w funkcji czasu pracy decydują o przydatności eksploatacyjnej napędu wówczas gdy poślizg pasa istotnie wpływa na pracę urządzenia napędzanego np. wentylatora w układzie chłodzenia silnika autobusu. Charakterystykę przekładni pasowej w napędzie wentylatora (w chwili początkowej i po 30 min. pracy) przedstawiono na rys. 4.

Pas klinowy przeznaczony do pracy w przekładni z okresową regulacją napięcia powinien być wstępnie „dopracowany”. Trwałość badanych pasów krajowych zdeterminowana jest małą odpornością na zużycie ścierne warstwy wierzchniej i rozwarstwianie. Ścieranie się pasa powoduje pogorszenie obciążalności przekładni.

LITERATURA

- [1] Koziański Cz., Kaźmierczak J., Zajączkowski J.: *Ocena możliwości zastosowania w autobusie PR-110 pasów klinowych produkcji krajowej*. Raport Inst. Konstr. i Eksp. Maszyn Pol. Wrocław 1977.
- [2] Mazanek E., Goss E.: *Nowoczesne przekładnie pasowe*. Przegląd Mechaniczny 1969, nr 7.
- [3] Popko H.: *Badanie pasów produkcji krajowej*. Przegląd Mechaniczny 1967, nr 24.

COMPARATIVE TESTING OF V-BELTS

Summary

The power circulating method and the stand for V-belts testing is presented. The slip characteristics are determined for Polish and French narrow V-belts. Some types of failure limiting belts life are discussed.

СРАВНИТЕЛЬНЫЕ ИСПЫТАНИЯ КЛИНОВЫХ РЕМНЕЙ

Описано стенд для испытания клиновых ремней в системе замкнутой мощности при использовании в приводе электрических машин постоянного тока. Определено характеристику скольжения в передаче с узкими ремнями производства польской и французской фирм. Описано повреждения ремней, определяющие их долговечность.

STAN OBCIĄŻENIA PRZEKŁADNI ZĘBATEJ ODWADNIARKI DO MIAŁU Nael 3

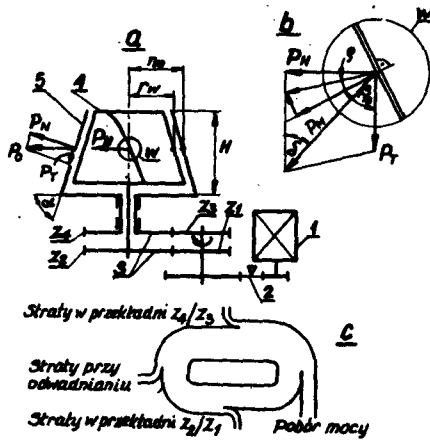
W referacie przedstawiono zależności do ustalenia mocy pozornej, obciążającej przekładnię zębatą do napędu odwadniarki do mialu Nael 3. Podano wzory, różne od dotychczas stosowanych, na moc niezbędną do przesunięcia mialu od wlotu do wylotu oraz na całkowitą moc napędu odwadniarki.

WYKAZ SYMBOLI

G	– ciężar mialu znajdującego się w odwadniarce, kN
N_1	– moc niezbędna do wprowadzenia mialu w ruch wirowy, kW/kN
N_2	– moc niezbędna do przesunięcia mialu po sicie, kW/kN
N_3	– moc całkowita do napędu odwadniarki, kW/kN
N_p	– moc pozorna, kW/kN
P_{H1}	– siła oddziaływania poziomego mialu na sito, kN/kN
P_{M1}	– siła oddziaływania mialu na sito, kN/kN
Q	– wydajność odwadniarki, kN/s
f	– współczynnik tarcia mialu o sito
g	– przyspieszenie ziemskie, m/s^2
ω_1 (2)	– prędkość obrotowa wirnika sitowego (zgnarniającego), s^{-1}
η_f	– sprawność zgnarniania,
η_m	– sprawność mechaniczna jednej pary kół zębatych,
γ_n	– ciężar właściwy nadawy, kN/m^3
$\xi_{n(k)}$	– rozcińczenie nadawy początkowe (końcowe).

Inne używane oznaczenia objaśniono w tekście oraz na rys. 1.

Stan obciążenia przekładni zębatej, stosowanej w układzie napędowym odwadniarki do mialu Nael 3, determinowany jest głównie wzajemnym oddziaływaniem w sprzężeniu ciernym między wirnikiem zgnarniającym, miałem i wirnikiem sitowym. Zasada pracy i konstrukcja maszyny opisane są szerzej w [1]. Silnik 1, przez przekładnię pasową 2 oraz równoległy układ dwu par kół zębatych 3, napędza dwa współosiowe wirniki: zgnarniający 4 i sitowy 5, obracające się z nieznacznie zróżnicowanymi prędkościami obrotowymi. Jest to układ typowy, stosowany w wielu maszynach o tego typu przeznaczeniu (odwadniarki, mieszalniki). Ze względu na trudne warunki pracy oraz brak danych o rzeczywistym obciążeniu, przekładnie te są najczęściej przewymiarowane. W dostępnej literaturze [1], [2] rozważane zagadnienie nie jest analizowane, zastrzeżenia nasuwają również niektóre zależności, służące do ustalenia poboru mocy przez odwadniarkę.



Rys. 1.

$$P_M = \frac{\omega_1^2}{g} r_m^2 \cdot f \cdot \sin \alpha \quad [kN/kN] \quad (1)$$

$$\delta = \beta_m + \rho - \arcsin \frac{\sin(\beta_m + \rho)}{f \cdot \operatorname{tg} \alpha} \quad (2)$$

$$P_H = \frac{\omega_1^2}{g} r_m^2 \cdot f \cdot \sin \alpha \cdot \sin \delta \quad [kN/kN] \quad (3)$$

$$N_p = \frac{\omega_1^3}{g} r_m^2 \cdot f \cdot \sin \alpha \cdot \sin \delta \quad [kW/kN] \quad (4)$$

$$N_2 = \frac{\omega_1^2}{g} (\omega_1 - \omega_2) r_m^2 \cdot f \cdot \sin \alpha \cdot \sin \delta \quad [kW/kN] \quad (5)$$

$$G = \pi (r_m^2 - r_w^2) H \cdot \gamma_n \left(1 - \frac{\zeta_n - \zeta_k}{2} \right) \quad [kN] \quad (6)$$

$$N_2' = \frac{\omega_1^2}{g \eta_f} \cdot Q \cdot H (f \sin \alpha - \cos \alpha) \cdot r_m \quad [kW] \quad (7)$$

Na rys. 1 przedstawiono rozkład sił, działających na średnim promieniu wornika sitowego. Podane zależności odniesiono do 1 kN odwodnionego miału. Wartość siły niezbędnej do przesunięcia miału po sicie dana jest wzorem (1) (P_M). Kierunek działania tej siły ustalono opierając się o znane dodatkowo wielkości: kierunek i wartość siły stycznej, z którą siła odśrodkowa oddziałuje na miało (P_p) oraz kierunek oddziaływania żeber zgarniających na miało ($\beta_m + \rho$). Szukany kąt δ dany jest wzorem (2), siła pozioma (P_H) – wzorem (3) a moc pozorną (N_p), obciążająca przekładnię zębatą – wzorem (4). Dla danej siły obwodowej oraz względnej prędkości obrotowej

obu wirników, moc niezbędną do przesunięcia mialu określa wzór (5). Aby uzyskać bezwzględne wartości sił i mocy (przykładowe ozn. ΣN_p), należy uwzględnić ilość jednorazowo odwadnianego mialu. Przy maksymalnym wypełnieniu kosza sitowego, wielkość tę określa wzór (6).

Wzór (5) różni się znacznie od dotychczas stosowanego. Podawany w literaturze wzór (7), ustalający tę samą wielkość, wyprowadzono przy założeniu, że mial przemieszcza się wzdłuż tworzącej sita, po drodze o długości H i pod wpływem siły będącej różnicą $P_N \cdot f - P_T$. Dla $f = 0.8 - 0.9$ [1], wartość mocy obliczona z (6) stanowi główny składnik mocy całkowitej. Sumując wszystkie opory: wprowadzenie mialu w ruch wirowy, zgarnianie, opory łożyskowania oraz uwzględniając sprawność przekładni otrzymuje się, w najniekorzystniejszych warunkach, wartość mocy znacznie niższą od jej rzeczywistego zapotrzebowania. Dyskusyjne jest zarazem przyjmowanie tak wysokiej wartości współczynnika tarcia mialu o sito. Zalecenia konstrukcyjne przy doborze kąta α mówią by przyjąć taką wartość, przy której iloczyn $P_N \cdot f$ jest nieznacznie wyższy od P_T . Dla $\alpha = 74^\circ$ warunek ten jest spełniony już dla $f > 0,28$, dla wartości granicznej moc liczona z (6) jest wówczas równa zero. Zmierzona przez autorów wartość współczynnika tarcia leżała w zakresie $0.45 - 0.55$, przy czym pomiary wykonano przesuwając mokry mial po sicie, pod kątem δ (wartość z wzoru (1) pokrywa się z wartością rzeczywistą, odczytaną ze śladów zużycia). Wobec pomijania zjawiska mocy pozornej nie uwzględnia się również znacznych strat, jakie występują w układzie napędowym, nawet przy bardzo starannym wykonaniu przekładni. Aby ustalić całkowity pobór mocy przez odwadniarkę oparto się o rys. 1c, na którym schematycznie przedstawiono moc obciążającą oraz straty w układzie napędowym (wykres Sankeya). Całkowita moc dana jest wzorem (8). Z zależności podanych w [1] obliczono: $\Sigma N_1 = 6.6 \text{ kW}$. Dla danych: $\omega_1 = 58.3 \text{ s}^{-1}$, $\omega_2 = 57.5 \text{ s}^{-1}$, $\alpha = 74^\circ$, $\beta_m = 52^\circ$, $r_m = 0.38 \text{ m}$, $r_w = 0.33 \text{ m}$ oraz przyjmując: $\rho = 19^\circ 20'$, $f = 0,5$, $\zeta_n = 0,3$, $\zeta_k = 0,08$, $\gamma_n = 12,5 \text{ kN/m}^3$, $\eta_m = 0,98$ otrzymuje się (pominięto straty związane z kruszeniem mialu): $\Sigma N_2 = 7.1 \text{ kW}$, $\Sigma N_p = 514 \text{ kW}$, $\Sigma N_c = 35 \text{ kW}$. Podane zależności mogą być podstawą do kształtowania cech konstrukcyjnych przekładni oraz do doboru silnika napędowego przy czym należy podkreślić dominujący udział strat związanych ze zjawiskiem mocy pozornej.

$$\Sigma N_c = G \frac{N_p(1 - \eta_m^2) + (N_1 + N_2)\eta_m}{\eta_m^2} \quad [\text{kW}] \quad (8)$$

LITERATURA

- [1] Nawrocki J.: *Budowa i eksploatacja maszyn do odwadniania produktów wzbogacenia*. Gliwice. 1975
 [2] Battaglia A.: *Owadnianie produktów wzbogacenia i obiegi wodne płuczek*. Katowice. 1963

GEAR LOAD IN THE FINE COAL DEWATERING MACHINE Nael 3

Summary

In the paper the equations for the determination of the circulating power in the drive unit of the dewatering machine Nael 3 has been presented. The equations, different than hitherto in use, for power needed to remove fine coal from inlet to outlet and for the total power applied to the machine has been given.

СОСТОЯНИЕ НАГРУЗКИ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ ОБЕЗВОЖИВАЮЩЕЙ МАШИНЫ ДЛЯ УГОЛЬНОЙ МЕЛОЧИ НАЭЛЬ 3

В докладе изложены зависимости определения паразитной мощности нагрузки зубчатой передачи привода обезвоживающей машины Наэль 3. Приведены уравнения, иные от применяемых до сих пор, на мощность необходимую для передвижения угольной мелочи от впуска до вылета, а также на полную мощность привода.

KONSTRUKCYJNA METODA WNIOSKOWANIA O WYTYŻENIU W NIEJEDNORODNYM I ZMIENNYM POLU NAPRĘŻEŃ, NA PRZYKŁADZIE ANALIZY KONSTRUKCJI KOŁOWEGO ZESTAWU KOŁOWEGO.

W referacie przedstawiono metodę oceny konstrukcji koła zestawu kołowego, opartą na analizie wytyżenia wywołanego wciskiem montażowym siłą promieniową i siłą osiową. Metoda ujawnia dominanty wśród przyczyn wywołujących pole naprężeń, wyjaśnia pojawienie się przelomu zmęczeniowego na zewnętrznej krawędzi koła zestawu, daje obraz linii hipotetycznego pęknięcia zgodny z postacią pęknięcia rzeczywistego i pozwala ocenić konstrukcję zestawu kołowego w oparciu o kryterium stateczności.

Ocenę konstrukcji zestawu kołowego wykonano w oparciu o wyniki numerycznego określenia składowych stanu naprężenia dla trzech przyczyn: wcisku montażowego, siły promieniowej i siły osiowej wyznaczonych metodą elementów skończonych. W pracy [1] przedstawiono algorytm obliczeń, z którego w tym zakresie korzystał autor. Do obliczeń przyjęto maksymalny wcisk montażowy pomiędzy kołem i osią, oraz obciążenia: promieniowe R i osiowe Z według zaleceń ORE z 1976 r. (międzynarodowa organizacja do spraw transportu szynowego). W przekroju koła zawierającym oś zestawu, aproksymowano koło za pomocą 103 elementów trójkątnych uwidoczniionych na załączonym rysunku. W zestawie traktowanym jako bryła przestrzenna, elementy tworzą zespół pierścieni o przekroju trójkątnym.

Wybrano siedem płaszczyzn (dla połówki koła) określających przekroje, w których wyznaczano naprężenia. W ten sposób zostały wyznaczone składowe przestrzennego stanu naprężenia w 721 środkach ciężkości elementów trójkątnych, oddzielnie dla każdej z przyczyn wywołujących stan naprężenia. Postępując się hipotezą Hubera wyznaczono kolejno naprężenia redukowane w każdym punkcie dla każdej przyczyny, a także wykonano superpozycję składowych stanu naprężenia od wszystkich przyczyn w każdym z punktów i obliczono naprężenia redukowane po superpozycji.

Tak wyznaczone naprężenia redukowane przed i po superpozycji stały się podstawą wnioskowania o konstrukcji zestawu.

Wprowadzając pojęcie udziału przyczyn wywołujących naprężenia, które określono jako procentowy stosunek naprężenia redukowanego od każdej z przyczyn do naprężenia redukowanego po superpozycji, ujawniono, że niemal w całym obszarze przekroju poprzecznego koła dominuje udział wcisku montażowego, za wyjątkiem niewielkiej strefy pierścienia tocznego koła po stronie zewnętrznej zestawu, gdzie

dominuje udział siły osiowej na poziomie dominancji 50%. Nie stwierdzono nigdzie dominancji siły promieniowej, pomimo że stosunek siły promieniowej i osiowej wynosił 2,7. Załączony rysunek pokazuje szczegóły wyników tej analizy. Nasuwa się zatem przypuszczenie, że w zestawie zastosowano nadmierny wcisk wstępny, oraz że o pękaniu koła decyduje siła osiowa, która występuje na skutek jazdy po łuku, na skutek drgań poprzecznych wagonu a szczególnie w czasie przejazdu przez rozjazdy kolejowe przy dużej prędkości pociągu.

Ponieważ każdy punkt koła przechodzi kolejno przez wszystkie płaszczyzny w których określono naprężenia redukowane, wprowadzono pojęcie zmienności naprężenia redukowanego. Zmienność tę określono tradycyjną liczbą zmienności. Na rysunku pokazano dla każdego elementu tę zmienność (po superpozycji przyczyn). Okazało się, że największa zmienność występuje na pierścieniu tocznym koła i to na zewnętrznej krawędzi zestawu. Należy nadmienić, że zaobserwowane przypadki pęknięć zestawów wykazywały w tej strefie wyraźny przełom zmęczenia. Ujawniono więc, że przyczyną inicjującą pęknięcie zestawu jest siła osiowa, co dodatkowo uwypukla fakt, że wszystkie pęknięcia wystąpiły w pociągach pospiesznych. Mając wyznaczoną liczbę zmienności naprężenia redukowanego po superpozycji, wyznaczono w oparciu o dwa przyjęcia: SODERBERGA i GOODMANa naprężenia krytyczne dla tworzywa koła (St 7P) w każdym ze 103 środków ciężkości elementów, oraz w oparciu o propozycję zawartą w książce [2] wymaganą liczbę bezpieczeństwa. Porównując liczbę bezpieczeństwa wynikającą ze stosunku naprężeń krytycznych i naprężeń redukowanych po superpozycji ujawniono strefy (uwidocznione na rysunku) gdzie liczba bezpieczeństwa jest mniejsza od wymaganej w oparciu o każde przyjęcie obrazu naprężeń krytycznych. Strefa ta obejmuje niemal całą piastę, w której dominuje udział wcisku na poziomie dominancji większym niż 90%. Fakt ten świadczy o nadmiernym wcisku, tym bardziej że dodatkowa analiza wykazała, że liczba bezpieczeństwa dla złącza wciskowego ze względu na niebezpieczeństwo zsunięcia się koła z osi, wynosi 9 do 28 w zależności od wcisku rzeczywistego i zmierzonej liczby tarcia. Wprowadzając pojęcie linii hipotetycznego pęknięcia koła, które otrzymuje się łącząc punkty największego wytężenia dla każdego wybranego promienia w płaszczyźnie największego naprężenia redukowanego po superpozycji otrzymano pokazany na rysunku obraz hipotetycznego pęknięcia, który jest zadziwiająco zbliżony do pęknięcia rzeczywistego (autor zademonstruje przeżrocza), co świadczy o poprawności oceny stateczności zestawu.

Przedstawiona powyżej metoda wnioskowania może być stosowana do dowolnego zestawu i zostanie włączona do systemu programów umożliwiających ocenę niezawodności zestawu.

LITERATURA

- [1] Bąk R., Grajek K., Zacharski M. *Algorytm numerycznej analizy konstrukcji kolejowych zestawów kołowych.* (artykuł opublikowany w niniejszych materiałach).
- [2] Niezgodziński M., Niezgodziński T. *Obliczenia zmęczeniowe elementów maszyn.* Wyd. PWN Warszawa 1973.

Summary

A new method of constructional evaluating railway wheel set has been presented in the article.

Содержание

В статье предствлен новый метод оценки конструкции железнодорожной колёсной пары.

ANALIZA ZMIAN CECH GEOMETRYCZNYCH ISTNIEJĄCYCH SUWNIC TYPOPOCHODNYCH ZE WZGLĘDU NA WSPOMAGANIE KOMPUTEROWE W PROCESIE PROJEKTOWO-KONSTRUKCYJNYM.

Opracowanie obejmuje metodę grupowania konstrukcji suwnic typopochodnych ze względu na przyczyny wywołujące nietypowość. Odpowiedni sposób interpretowania przyczyn nietypowości pozwala przypisać im określony zbiór dokumentacji. Na tak określonych zbiorach dokonywane są operacje, które czynią je podatne na wspomaganie komputerowe przy sporządzaniu dokumentacji.

Automatyzacja prac projektowo-konstrukcyjnych możliwa jest w pracach rutynizowanych dotyczących konstruowania typowych środków technicznych. Za takie można uznać suwnice typopochodne, ze względu na powtarzalność zespołów, podzespołów i elementów.

Analizowano dokumentację typopochodnych suwnic pomostowych dwudźwigarowych o przekroju skrzynkowym, konstruowanych w jednym ze śląskich biur projektowych. Ze zbioru obejmującego dokumentację z ostatnich kilku lat wybrano losowo 30 suwnic typopochodnych. Zbiór ten uporządkowano ze względu na rodzaj suwnicy, udźwig i rozpiętość. Jednocześnie wyodrębniono z konstrukcji ustroju nośnego, mechanizmów i oprzyrządowania elektrycznego podzespoły i elementy. Podział ten pozwolił z rozpatrywanych konstrukcji suwnic wydzielić konstrukcje zespołów, podzespołów i elementów charakteryzujące się taką samą postacią, lecz różnymi wymiarami. W pierwszym etapie zajęto się podzespołem ustroju nośnego, a mianowicie dźwigarem.

Konstrukcję elementów dźwigara porównano pod względem wymiarów. Okazało się, że istnieje zależność między nimi, co umożliwiło wyodrębnienie tych wymiarów, które miały istotny wpływ na zapis konstrukcji dźwigara. Z kolei porównanie układu wymiarów, określającego postać elementów dźwigara suwnicy typopochodnej i typowej wykazało rozbieżności między nimi.

Podobny sposób postępowania odnosi się do pozostałych zespołów suwnicy.

Przeprowadzono również analizę przyczyn powodujących rozbieżność wymiarów. Mając z jednej strony przyczyny nietypowości, z drugiej zaś skutki w postaci konstrukcji elementów o różnych wymiarach, możliwe jest określenie zależności między nimi. Pomocą okazuje się tutaj metoda wariantowa. W metodzie tej określonym przyczynom można jednoznacznie przyporządkować układ wymiarów elementów.

Wyżej przedstawiony sposób analizy dokumentacji technicznej stanowi podstawę do rozszerzania zakresu automatyzacji prac projektowo-konstrukcyjnych również na suwnice typopochodne.

**EINE ANALYSE VON KONSTRUKTIONSMERKMALEN
DER UNTYPISIERTEN
KRÄNEN VOR DEM RECHNEREINSATZ.**

Die Bearbeitung umfasst die Methode von Gruppierung der Kränenkonstruktion typisch abgeleiteten, mit Berücksichtigung von Ursachen, welche die Untypisierung verursachen. Entsprechende Interpretation dieser Ursachen erlaubt bestimmte Sammlung von Konstruktionsunterlagen jedem untypischen Kran zuordnen. Auf Grund so bestimmter Ursachen kann man die Operationen des Konstruktionsprozessen solcher Kränen machinell durchzuführen.

**АНАЛИЗ ИЗМЕНЕНИЙ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ЧЕРТ КРАНОВ
ПРИНИМАЯ ВО ВНИМАНИЕ УПОТРЕБЛЕНИЕ КОМПЬЮТЕРА
В ПРОЦЕССЕ ПРОЕКТИРОВАНИЯ.**

Реферат представляет метод группировки конструкции типопроизводных кранов учитывая причины вызывающие нетипичность. Подходящий способ интерпретирования причин нетипичности позволяет приписать им определенное множества документации. На так определённом множестве документации совершаются специальные операции. Благодаря им множества становятся способными к компьютеризации специально в стадии подготовки конструкционной документации.

STRUKTURA ZEWNĘTRZNA UZĘBIENIA A EFEKT AKUSTYCZNY W DZIAŁANIU ZAZĘBIENIA

W referacie przedstawiono stanowisko do badań przekładni zębatach w układzie mocy zamkniętej z momentogeneratorem jako środkiem wywołania obciążenia użytecznego. Omówiono również warunki w jakich przeprowadzono badania zazębienia różnej konstrukcji, oraz przedstawiono spostrzeżenia w badaniach różnice w działaniu i skutkach działania w zależności od struktury zewnętrznej uzębienia.

Badania konstrukcyjne w zakresie związków ujętych w tytule referatu prowadzone były w warunkach laboratoryjnych na stanowisku badawczym do badań przekładni zębatach w układzie mocy zamkniętej. Stanowisko to składa się z:

- układu mocy zamkniętej z momentogeneratorem jako środkiem wywołania obciążenia użytecznego w tym układzie,
- zespołu napędowego złożonego z silnika prądu stałego i tyrystorowego układu napędowego TUN-22-GN3/281, zapewniającego bezstopniową regulację prędkości obrotowej,
- komory akustycznej, w której umieszczona była przekładnia zębata badana,
- układu pomiarowego do pomiaru momentu obrotowego,
- układu pomiarowego do pomiaru efektu akustycznego, w skład którego wchodzi: mikrofon pojemnościowy, wtórnik katodowy, analizator tercjowo-oktawowy, analizator wąskopasmowy stałoprocentowy, rejestrator piszący z taśmą.

Obiektem badań były zespoły wirujące zamontowane w przekładni 1R—125. Elementami badanych zespołów wirujących były koła zębata z zębami prostymi, prostymi o zróżnicowanej wysokości zęba oraz śrubowymi. Badania prowadzono w zakresie prędkości obrotowych od 0 do 1000 min⁻¹. Wartości liczbowe prędkości obrotowych dobrano w ten sposób, by częstość zazębienia odpowiadała częstości środkowej filtru. Rejestrowano poziom ciśnienia akustycznego w zakresie pasm tercjowych i poziom liniowy oraz realizację zmiany poziomu ciśnienia akustycznego w czasie przy częstości zazębienia f , i jej drugiej harmonicznej $2f$. Badania wskazały na różnicę w działaniu i w skutkach tego działania w zależności od rodzaju uzębienia:

- pod względem oceny w świetle łącznego efektu akustycznego począwszy od najwyższego: zęby proste, zęby proste o zróżnicowanej wysokości zęba, zęby śrubowe;
- pod względem zniszczeń gradacja począwszy od najgorszego przypadku przedstawia się następująco: zęby śrubowe, zęby proste o zróżnicowanej wysokości zęba, zęby proste.

Zusammenfassung

Im Beitrag werden die Zahnraduntersuchungen im Verspannprüfständen behandelt. Zur Herstellung der Drehmoment wurde ein Momentogenerator angewendet. Das Verfahren zur Zahnraduntersuchungen sowie einige Resultaten werden erläutert.

Содержание

В работе представлен исследовательский стенд зубчатых передач замкнутой силы с моментогенератором, как средства возбуждения полезной нагрузки.

Обсуждены тоже условия, в каких были проведены исследования зубчатых зацеплений разной конструкции, а также представлены обнаруженные во время исследования разницы в работе и результаты работы в зависимости от внешней структуры зубчатого венца.

BECZKOWANIE ZĘBÓW W METODZIE KLINGELNBERG 'A ZYKLO – PALLOID

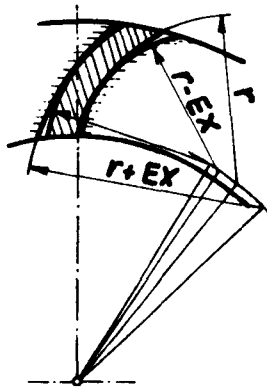
Referat zawiera analizę wzdłużnego beczkowania zyklo – palloidalnych uzębień stosowanych przez firmę Klingelberg. Analiza dotyczy doboru wielkości mimośrodowości dwuczęściowej głowicy nożowej.

WYKAZ SYMBOLI

Wprowadzane oznaczenia są oznaczeniami f-my Klingelberg i zostały przyjęte w celu łatwiejszego śledzenia literatury tej firmy.

- E – moduł Younga
- EX – wielkość mimośrodowości dwuczęściowej głowicy narzędziowej
- M_{dc} – odległości osi części głowicy nożowej do nacinania wklęsłej strony zęba i kołyski obrabiarki
- M_{di} – odległość osi części głowicy nożowej do nacinania wypukłej strony zęba i kołyski obrabiarki
- P – punkt obliczeniowy leżący w środku wieńca zębatego
- R_e – zewnętrzny promień zębátky pierścieniowej
- R_i – wewnętrzny promień zębátky pierścieniowej
- R_m – średni promień zębátky pierścieniowej
- b – szerokość wieńca zębatego
- b' – długość osi elipsy śladu współpracy zębów
- b'' – długość linii wzdłużnej zęba
- f – współczynnik określający pokrycie śladem dolegania całej długości zęba
- P_e – promień koła tocznego epicykloidy kształtowanej częścią głowicy do obróbki strony wklęsłej zęba
- P_i – promień koła tocznego epicykloidy kształtowanej częścią głowicy do obróbki strony wypukłej zęba
- r_e – promień części głowicy nożowej do nacinania wklęsłej strony zęba
- r_i – promień części głowicy nożowej do nacinania wypukłej strony zęba
- r_{be} – promień krzywizny wklęsłej strony zęba w punkcie obliczeniowym
- r_{bi} – promień krzywizny wypukłej strony zęba w punkcie obliczeniowym
- β_m – średni kąt pochylenia linii zębów; kąt pochylenia linii zębów w punkcie obliczeniowym
- ρ_e – promień koła zasadniczego epicykloidy kształtowanej częścią głowicy do obróbki strony wklęsłej zęba
- ρ_i – promień koła zasadniczego epicykloidy kształtowanej częścią głowicy do obróbki strony wypukłej zęba

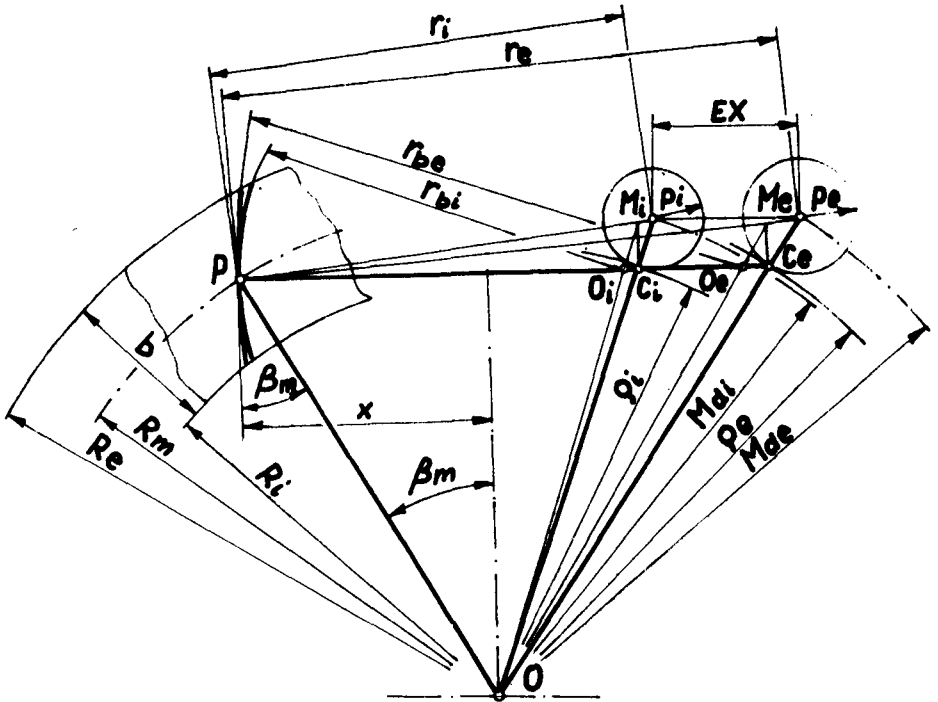
Konieczność uzyskania prawidłowego śladu współpracy zębów wymaga wzdłużnego beczkowania uzębienia. Firma Klingelberg w metodzie zyklo – palloid, w celu uzyskania beczkowatości zębów stosuje do wykańczającej obróbki uzębienia kół specjalną dwuczęściową głowicę nożową. Głowica ta posiada określonej wielkości mimośrodowość między częścią zawierającą noże do nacinania wklęsłej strony zęba i częścią zawierającą noże do nacinania wypukłej strony zęba. W wyniku pracy głowicy obrobione koło zębate charakteryzuje się większym promieniem krzywizny po stronie wklęsłej i mniejszym po stronie wypukłej (Rys. 1).



Rys. 1

Przy obliczaniu mimośrodowości głowicy nożowej EX (Rys. 2), można wykorzystać wzory określające promień krzywizny wzdłużnej zęba stosowane przez f-mę Oerlikon dla przekładni typu „G”. Wzory te w uproszczonej formie mają postać:

$$r_{bi} = \frac{r_i + 2\frac{p_i}{\rho_i}x}{1 + 2\frac{p_i}{\rho_i}} \quad (1)$$



Rys. 2

$$r_{be} = \frac{r_e + 2\frac{P_e}{\rho_e}x}{1 + 2\frac{P_e}{\rho_e}} \quad (2)$$

gdzie $x = R_m \sin \beta_m$, różnica promieni krzywizny wzdłużnej zębów wyniesie zatem:

$$r_{be} - r_{bi} = \frac{r_e + 2\frac{P_e}{\rho_e}x}{1 + 2\frac{P_e}{\rho_e}} - \frac{r_i + 2\frac{P_i}{\rho_i}x}{1 + 2\frac{P_i}{\rho_i}} \quad (3)$$

Ażeby było możliwe kształtowanie epicykloid musi być spełniony warunek

$$\frac{P_i}{\rho_i} = \frac{P_e}{\rho_e} = \frac{z_w}{z_p} \quad (4)$$

gdzie z_w – ilość grup nożowych głowicy, z_p – ilość zębów zębatki pierścieniowej. Po wstawieniu zależności (4) do wzoru (3) uzyskuje się:

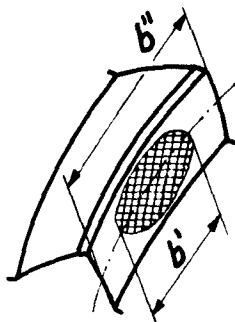
$$r_{be} - r_{bi} = \frac{r_e - r_i}{1 + 2\frac{z_w}{z_p}} \quad (5)$$

oznaczając $r_{be} - r_{bi} = \Delta r$ oraz przyjmując $r_e - r_i = EX$ (dopuszczając błąd wyższego rzędu) uzyskuje się:

$$\Delta r = \frac{EX}{1 + 2\frac{z_w}{z_p}}$$

i stąd

$$EX = \Delta r \left(1 + 2\frac{z_w}{z_p}\right) \quad (6)$$



Rys. 3

Różnica promieni krzywizn może być określana w oparciu o teorię Hertz'a. Długość półośi elipsy śladu współpracy zębów (Rys. 3). może być określona ze wzoru:

$$\frac{b'}{2} = 1,52 \sqrt{\frac{P}{E \left(\frac{1}{r_{bi}} - \frac{1}{r_{be}} \right)}} \quad \text{lub} \quad b'' = 3,04 \sqrt{\frac{P r_{bi} r_{be}}{E (r_{be} - r_{bi})}}$$

gdzie: E [kG/mm²]- moduł Young'a, p [kG/mm]- obciążenie ciągłe, współczynnik 1,52 uzyskuje się z liczby Poisson'a i ostatecznie przyjmując:

$$r_{be} \cdot r_{bi} = r_b^2, \quad \Delta r = r_{be} - r_{bi}$$

uzyska się

$$b' = 3,04 \sqrt{\frac{p}{E} \frac{r_b^2}{\Delta r}} \quad (7)$$

Przekształcając wzór (7) i przyjmując $b' = f b''$, wielkość różnicy promieni krzywizn może być określana z zależności:

$$\Delta r = \frac{3,04^2 p}{E} \frac{r_b^2}{f^2 b''^2}$$

oraz po podstawieniu

$$b'' = \frac{b}{\cos \beta_m}$$

ostatecznie wzór przybierze postać:

$$\Delta r = \frac{3,04^2 p}{E} \frac{r_b^2 \cos^2 \beta_2}{f^2 b^2} \quad \text{lub} \quad \Delta r = K \cdot \frac{r_b \cos^2 \beta_2}{f^2 b^2} \quad (8)$$

Firma Gleason przyjmuje $K = 0,064$ i $f = 0,5$. Porównując zależności uzyska się:

$$0,064 = \frac{3,04^2 p}{E}$$

Przy przyjęciu dla stali $E = 2,1 \cdot 10^4$ [kG/mm²] można określić wielkość p [kG/mm²]

$$p = \frac{0,064 \cdot 2,1 \cdot 10^4}{(3,04)^2} = 145 \text{ [kG/mm]}$$

Przyjmując zatem obciążenie średnie liniowe zęba wzdłuż jego długości $p \cong 150$ [kG/mm²] uzyskana zależność określająca wielkość różnicy krzywizn wzdłużnych zębów może być określana ze wzoru

$$\Delta r = 0,064 \left[\frac{r_b \cos \beta_m}{f b} \right]^2 \quad (9)$$

Mimośrodowość głowicy w celu uzyskania żądanej beczkowatości może być zatem określana ze wzoru

$$EX = 0,064 \left(\frac{r_b \cos \beta_m}{fb} \right)^2 \left(1 + 2 \frac{z_w}{z_p} \right) \quad (10)$$

LITERATURA

- [1] *Messerabmessung und Radien für G Getriebe*. Wydawnictwo f-my Oerlikon 1966.
- [2] Bosch M., Wiegand R.: *Das Zylo- Palloid und das Zylomet- Verfahren*. Kleipzig Fachberichte. Heft 12. 1969.
- [3] Wiegand R.: *Die Werkzeuge für das Zylo- Palloid- Verfahren in Abhängigkeit vom Anwendungsbe- reich*. Wydawnictwo f-my Klingenberg. Heft 7. 1973.
- [4] Wiegand R.: *Zylo- Palloid- Verzahnung*. Wydawnictwo f-my Klingenberg. Heft 2/1967.

DIE ZAHNLANGSBALLIGKEIT BEI DEM ZYKLO- PALLOID- VERFAH- REN IN DER FIRMA KLINGELNBERG

Zusammenfassung

Der Artikel enthält die Analyse der zahnlangsbälligkeit des Zylo- Palloid- Verfahrens. Die Analyse betrifft des Auswahl's der Gro e der Exzentritat für den zweiteiligen Messerkopf.

БОЧКОВАНИЕ ЗУБЦОВ ПО МЕТОДУ КЛИНТЕЛЬНБЕРТА ЦИКЛО-ПАЛЛОИД

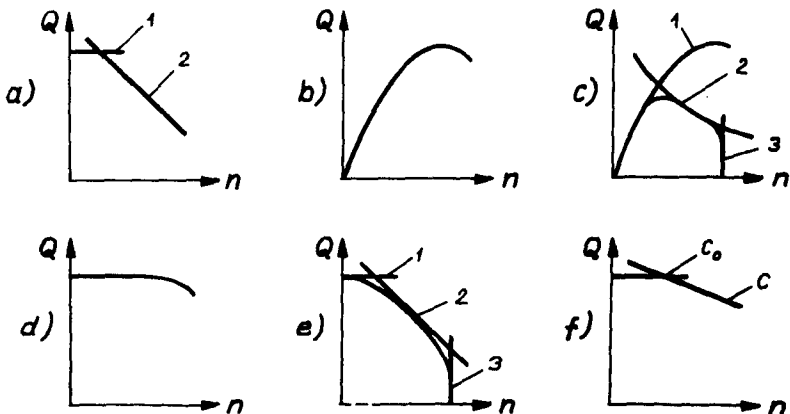
Доклад указывает метод бочкования длины зубцов для циклоидального зацепления клингельберга. Анализ относится к выбору эксцентрика резцовой головки.

KRYTERIA DOBORU ŁOŻYSK OSI I WAŁÓW

W opracowaniu podjęto próbę usystematyzowania wytycznych wstępnego doboru łożysk (tocznych i ślizgowych) przy projektowaniu różnego typu maszyn, wychodząc z podstawowych parametrów ich pracy, tj. nośności i prędkości obrotowej czopa. Zagadnienie prawidłowego doboru typu łożysk ma duże znaczenie przy konstrukcji maszyn.

Na dobór najbardziej odpowiedniego z podstawowych typów łożysk tj. tocznych, ślizgowych o tarcii suchym i mieszanym oraz płynnym (hydrodynamicznym i hydrostatycznym) ma w każdym konkretnym przypadku wpływ szereg czynników, z których najważniejszymi są parametry ich pracy: nośność i prędkość obrotowa czopa wału lub osi.

W łożyskach o tarcii suchym lub mieszanym wartość granicznej prędkości obwodowej czopa i jego obciążenie uwarunkowane są niebezpieczeństwem przegrzania lub zniszczenia łożyska, a także nadmiernym jego zużyciem. Wytwarzanie się ciepła na powierzchniach roboczych łożyska przy danej prędkości obwodowej czopa v i jego obciążeniu Q jest proporcjonalne do iloczynu μpv . Zużycie w łożyskach o tarcii suchym lub mieszanym jest proporcjonalne do iloczynu pv . Dlatego też w tym przypadku dopuszczalne obciążenie Q na łożysko maleje wraz ze wzrostem prędkości obrotowej n , jak przedstawiono to poglądowo na rys. (1-a), gdzie oznaczono: 1 — granicę dopuszczalnego obciążenia wynikającą z warunku zniszczenia łożysk, 2 — granicę iloczynu pv .



Rys. 1

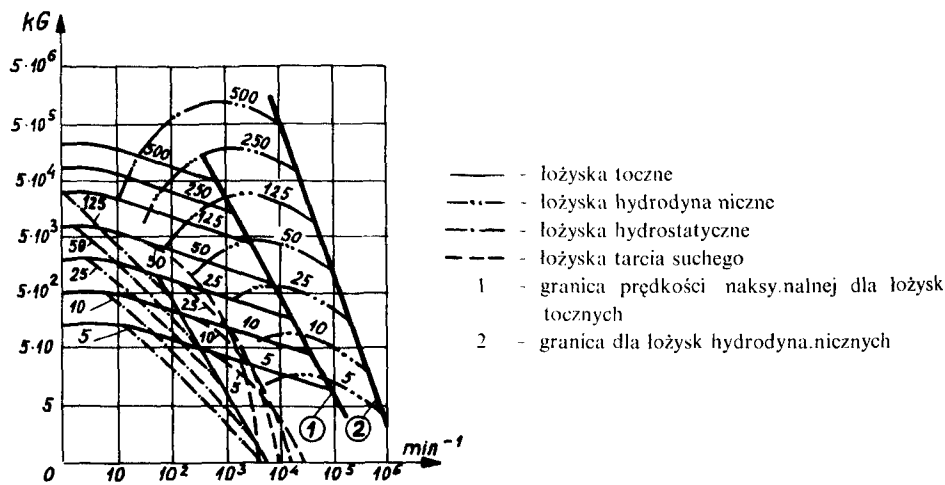
W łożyskach o tarczu płynnym hydrodynamicznym (rys. 1-b) nośność rośnie wraz ze wzrostem prędkości obwodowej czopa przy dostatecznej ilości doprowadzanego oleju. Jednakże przy dużych prędkościach silnie maleje lepkość oleju i w związku z tym również i nośność łożyska. Nośność w tych łożyskach jest ograniczona wartością dopuszczalnej minimalnej grubości filmu olejowego. W przypadku ograniczonego dopływu oleju (rys. 1-c) nośność jest tylko przy małych prędkościach uwarunkowana minimalną grubością luzu (szczeliny łożyskowej), jak wynika to z przebiegu krzywej 1. Przy większych prędkościach czynnikami ograniczającymi nośność są: ilość oleju dopływającego do szczeliny łożyskowej (krzywa 2) i warunki odprowadzania ciepła (krzywa 3).

W łożyskach hydrostatycznych nośność wyznaczana jest wartością ciśnienia doprowadzanego z pompy oleju. Prędkość obrotowa ma w tym przypadku niewielki wpływ, który wyraża się zmniejszeniem lepkości oleju przy dużych prędkościach. Powoduje to pewne zmniejszenie nośności łożyska, co charakteryzuje się nachyleniem krzywej (rys. 1-d).

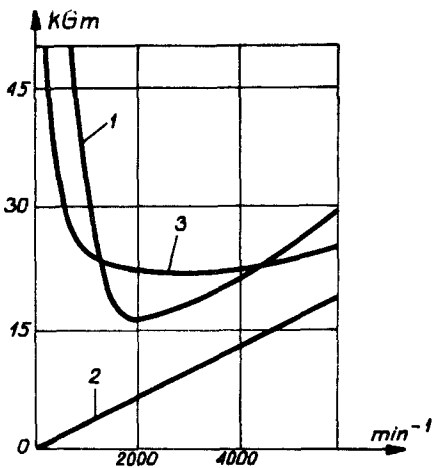
W łożyskach samosmarujących (panewki porowate) nośność maleje wraz ze wzrostem prędkości (rys. 1-e). Krzywą maksymalnej nośności można podzielić tu na trzy strefy: 1 — granica nacisków powierzchniowych; 2 — granica iloczynu pv ; 3 — granica odprowadzania ciepła.

Podstawowymi czynnikami powodującymi zmniejszenie nośności łożysk tocznych (rys. 1-f) są trwałe odkształcenia elementów tocznych i bieżni pierścieni przy małych prędkościach obrotowych (nośność spoczynkowa — C_0) i wytrzymałość zmęczeniowa na naprężenia stykowe przy większych prędkościach (nośność ruchowa — C).

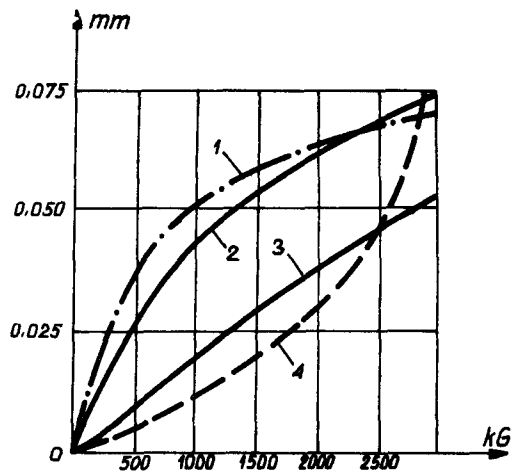
Wykresy przy pomocy których można dokonywać wstępnego doboru łożyska promieniowego dla określonych warunków pracy, przedstawione są na rys. 2, gdzie krzywe przedstawiają wartości średnic czopów.



Rys. 2.



Rys. 3.



Rys. 4.

Ważnym czynnikiem, który należy uwzględnić przy doborze łożysk, są także straty tarcia. Przykładową zależność momentu tarcia od prędkości podano na rys. 3, gdzie oznaczono: 1 — łożyska hydrodynamiczne; 2 — łożyska hydrostatyczne; 3 — łożyska toczne.

Często istotnym czynnikiem wpływającym na dobór łożyska są jego wymiary i sztywność całego układu napędowego, gdzie łożyska te są zabudowane.

Na rys. 4 przedstawiono zależność przemieszczenia osi czopa względem osi panewki od obciążenia czopa, przy czym oznaczono: 1 — łożyska hydrodynamiczne; 2 — łożyska toczne bez napięcia wstępnego; 3 — łożyska toczne z napięciem wstępnym; 4 — łożyska hydrostatyczne.

Podane na powyższych wykresach charakterystyki są wartościami przybliżonymi, jednakże umożliwiają one wyciągnięcie wniosków, z których najważniejszymi są:

- przy dużych n i przy średnicy czopa powyżej 100 mm najodpowiedniejsze są łożyska hydrodynamiczne,
- łożyska ślizgowych o tarcii mieszanym nie zaleca się stosować przy prędkościach obrotowych większych niż 100 — 200 min^{-1} ,
- łożyska hydrostatyczne można stosować w całym zakresie warunków podanych na rys. 2; graniczna prędkość dla nich (a także dla łożysk hydrodynamicznych) wynika z warunków uszkodzenia łożysk,
- najmniejsze momenty tarcia przy rozruchu występują w łożyskach hydrostatycznych (bez strat mocy na wytworzenie ciśnienia oleju),
- w wielu przypadkach łożyska toczne posiadają wyższy współczynnik tarcia niż łożyska ślizgowe o tarcii płynnym,
- napięcie wstępne łożysk tocznych podwyższa dokładność osiowania czopów, lecz zmniejsza trwałość łożysk.

LITERATURA

- [1] Bilik Sz.M.: *Makrogeometrija dietalej maszyn*. Moskwa: Maszynostrojenije 1973.
[2] O'Donoghue J.P., Rowe W.B., Neale M.J.: *Bearings*. Part I. The selection of bearings. Eng. Dig., London 1970.

KRITERIEN DER AUSWAHL VON WELLEN—und ACHSENLAGER

Zusammenfassung

In dieser Arbeit ist ein Versuch unternommen eine Systematisierung der Richtlinien für die einleitende Auswahl der Lager (Wälz- und Gleitlager) bei Projektierung der verschiedenen Typen von Maschinen einzuführen. Als Grundlagen dafür sind die Hauptparameter der Arbeit, wie die Tragbarkeit und Umlaufgeschwindigkeit der Zapfen. Dieses Problem ist von grosser Bedeutung für Konstrukteure der Maschinen.

КРИТЕРИЙ ВЫБОРА ПОДШИПНИКОВ ОСЕЙ И ВАЛОВ

В работе сделана попытка систематизации основных рекомендаций предварительного подбора подшипников качения и скольжения при проектировании разных типов машин, исходя из основных параметров их работы, т.е. нагрузки и скорости вращения шипа. Эта проблема имеет большое значение при конструировании машин.

KONSTRUKCJA SYSTEMU ZMECHANIZOWANEGO STEROWANIA PRASĄ WĘGIERSKĄ DO MATERIAŁÓW OGNIOTRWAŁYCH

Opracowanie stanowi fragment projektu koncepcyjnego modernizacji węgierskich pras hydraulicznych do produkcji magnezytowo-chromitowych kształtek w stalowych otulinach w HiL

Niniejsze opracowanie stanowi fragment projektu koncepcyjnego modernizacji węgierskich pras hydraulicznych typu MMP-1000, służących do produkcji kształtek magnezytowo-chromitowych w stalowych otulinach w Zakładzie Materiałów Ogniotrwałych HiL. Celem modernizacji w/w pras było:

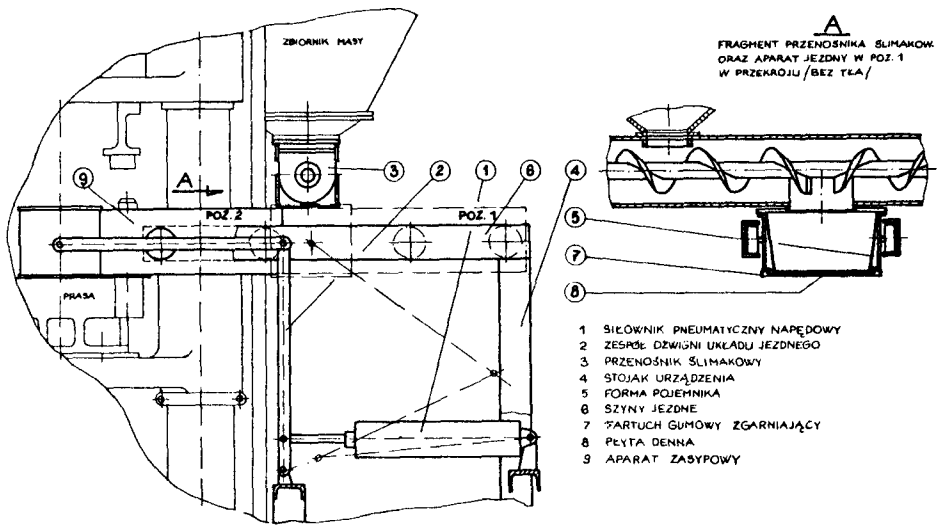
- wyeliminowanie uciążliwych czynności wykonywanych ręcznie przez operatorów pras,
- zredukowanie załogi pras z dwóch do jednego operatora,
- zmniejszenie, względnie co najmniej zachowanie, dotychczasowego czasu wytwarzania poszczególnych rodzajów kształtek.

1. Krótki opis zasady działania urządzenia zasypowego (rys. 1)

Po uruchomieniu urządzenia zasypowego przez operatora prasy, następuje przesunięcie uprzednio samoczynnie załadowanej formy pojemnika aparatu zasypowego w kierunku stołu prasy. W momencie, gdy aparat znajduje się nad stołem prasy (poz. 2 na rys. 1) następuje samoczynnie odsunięcie płyty dennej i masa dostaje się do formy prasy. Po całkowitym zasypaniu formy operator uruchamia układ w kierunku powrotu. Odjeżdżając aparat zagarnia ze stołu prasy przy pomocy fartucha gumowego resztki masy. Gdy aparat znajdzie się w położeniu krańcowym (poz. 1 rys. 1) tzn. pod króćcem wylotowym przenośnika ślimakowego, następuje samoczynne uruchomienie zespołu ładowania.

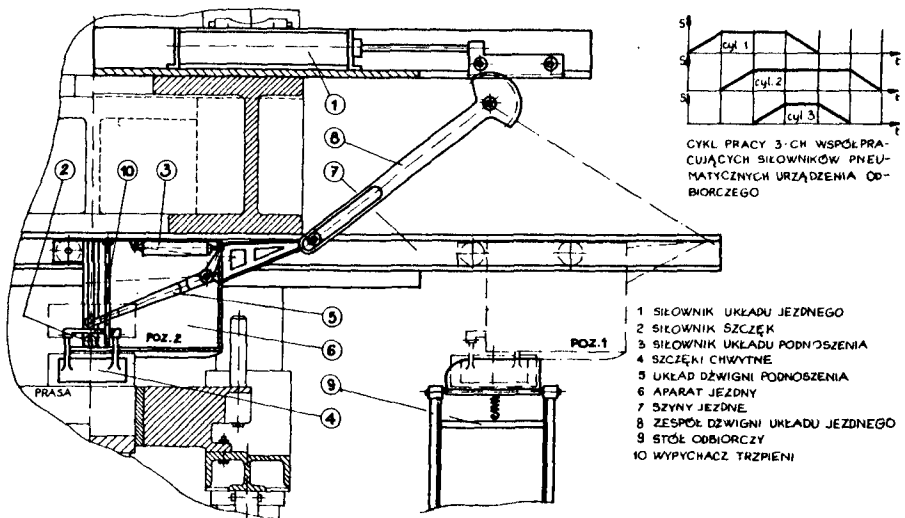
2. Krótki opis zasady działania urządzenia odbiorczego (rys. 2)

Po uruchomieniu prasy urządzenia odbiorczego aparat odbiorczy najeżdża nad kształtkę, zatrzymując się w położeniu centralnym w stosunku do prasy (poz. 2 na rys. 2). Po zaciśnięciu szczęk kształtka zostaje uniesiona, co powoduje wypychanie trzpienia otworowego z kształtki przy pomocy odpowiedniego wypychacza. Następnie aparat powraca w poł. 1 nad stół odbiorczy. Zwolniona kształtka opada na powierzchnię stołu, skąd, po obrocie stołu o odpowiedni kąt, stacza się po gumowych rolkach na blat załadowczy urządzenia załadunkowego. Usunięcie



URZĄDZENIE ZAŁADUNKOWE Z FRAGMENTEM PRASY MMP 1000

rys. 1



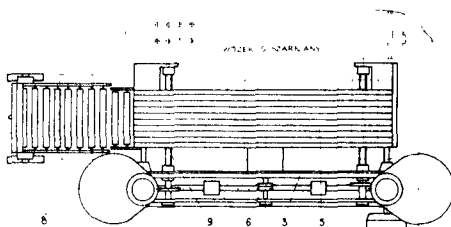
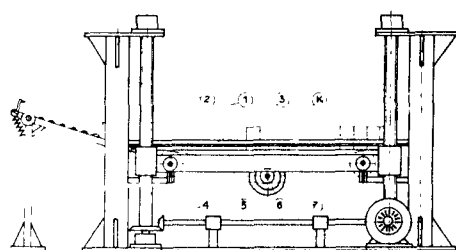
URZĄDZENIE ODBIORCZE Z FRAGMENTEM PRASY MMP 1000

rys. 2

kształtki ze stołu odbiorczego następuje samoczynnie w momencie gdy aparat odbiorczy odjeżdża po kolejny wytwór.

3. Krótki opis zasady działania urządzenia załadunkowego (rys. 3)

Po zapełnieniu kształtkami stołu załadunkowego na całej długości, operator uruchamia odpowiednie urządzenie załadunkowe, powodując przesuw stołu w górę lub w dół. Uzależnione to jest od położenia na wózku suszarnianym półki, którą należy w danym momencie załadować. Po ustaleniu żądanego położenia stołu operator uruchamia zespół spychający, który pozwala na przesunięcie kształtek ze stołu na półkę wózka suszarnianego. Po załadowaniu żądanej półki operator doprowadza stół załadunkowy do położenia wyjściowego, tzn. odpowiedniego do poziomu stołu.



URZĄDZENIE ZAŁADUNKOWE

1. ŚRUBA
2. ŚRUBA
3. ŚRUBA
4. ŚRUBA
5. ŚRUBA
6. ŚRUBA
7. ŚRUBA
8. ŚRUBA
9. ŚRUBA

Rys. 3

4. Podsumowanie

Opisany tu projekt koncepcyjny modernizacji pras MMP—1000 w ZMO wydaje się być w istniejących warunkach optymalnym rozwiązaniem postawionego problemu. Projekt ten, oczywiście po uwzględnieniu pominiętego, z uwagi na brak miejsca, całkowicie zautomatyzowanego etapu sterowania prasowaniem, spełnia wszystkie założenia i potrzeby Zakładu.

Construction of a mechanized system in steering the
Hungarian press for fire — proof materials

This elaboration is a fragment of a conceptional design of modernization of Hungarian hydraulic presses for magnesite — chromite moulds in steel envelopes in operation in the Fire Resistant Material Works in HiL.

**КОНСТРУКЦИЯ СИСТЕМЫ МЕХАНИЗИРОВАННОГО УПРАВЛЕНИЯ
ВЕНГЕРСКИМ ПРЕССОМ ДЛЯ ОГНЕУПОРНЫХ МАТЕРИАЛОВ.**

Разработка составляет фрагмент концепционного проекта модернизации венгерских гидравлических прессов, предназначенных для производства магнезито-хронитных фасонных деталей в стальных покрытиях, работающих в предприятии огнеупорных материалов металлургического комбината им. Ленина.

WERYFIKACJA DOŚWIADCZALNA WPŁYWU BŁĘDU KOŁOWOŚCI CZOPA NA DOKŁADNOŚĆ PRACY HYDROSTATYCZNEGO ŁOŻYSKA POPRZECZNEGO.

W referacie przedstawiono niektóre problemy związane z analizą porównawczą teoretycznej i doświadczalnej trajektorii ruchu środka czopa ustalonego w czterekomorowym hydrostatycznym łożysku poprzecznym.

WYKAZ SYMBOLI

G	— ciężar własny czopa
P	— obciążenie zewnętrzne łożyska
T	— siła tarcia
W	— siła wyporu hydrostatycznego łożyska
d	— średnica nominalna czopa
e	— mimośrodowość czopa, współrzędna promieniowa położenia środka czopa
h	— wysokość szczeliny
i	— numer kolejny komory
m	— masa czopa
n	— prędkość obrotowa
p_i	— ciśnienie w komorze
p_z	— ciśnienie zasilania
s	— luz promieniowy, szczelina początkowa
t	— czas
ϕ	— współrzędna kątowa położenia środka czopa.

Jedną z zalet łożysk hydrostatycznych jest duża dokładność prowadzenia czopa w panewce. Z teoretycznego punktu widzenia istotny wpływ na drogę środka czopa ma błąd kołowości czopa, zwłaszcza błąd owalności. Wpływ błędu owalności czopa przy założonym $P = \text{const}$ można wytłumaczyć następująco: obracający się czop wykonany z błędem kołowości powoduje powstanie w obszarze progów komory zmiennych w czasie szczelin, co wywołuje pulsację ciśnienia w komorze i powstanie zmiennej co do wartości i kierunku siły nośnej łożyska W przekazywanej na wał. Efektem działania sił W , P , T , G jest ruch środka czopa po pewnej trajektorii. Za punkt wyjścia określenia teoretycznych zależności opisujących ruch środka czopa przyjęto newtonowskie równania ruchu oraz prawo zachowania masy i ciągłości strugi. Chwilowe położenie czopa opisano równaniami:

Czopy z błędami owalności

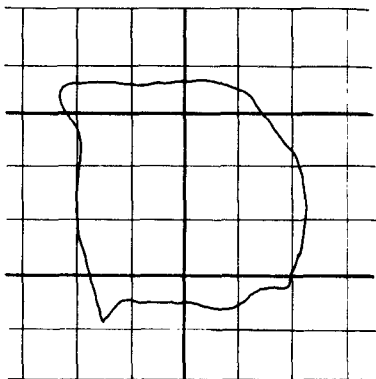
Parametry
pracy
 $e_0/P_2/n$

○ 0,019

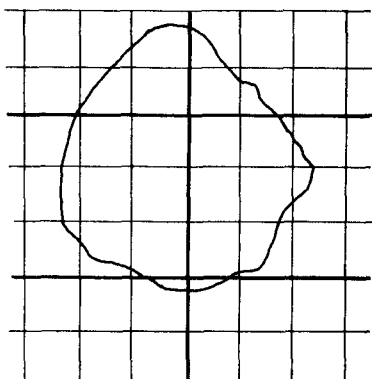
○ 0,036

10/25/300

a.

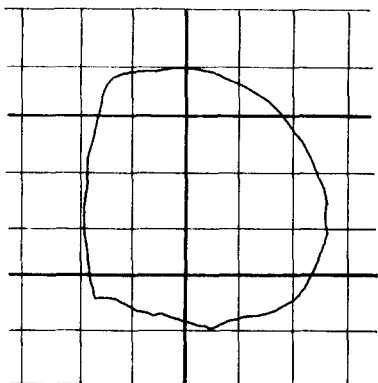


b.

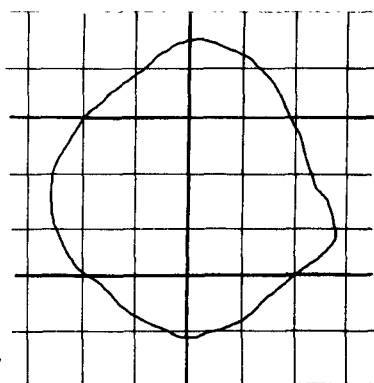


10/25/1000

c.

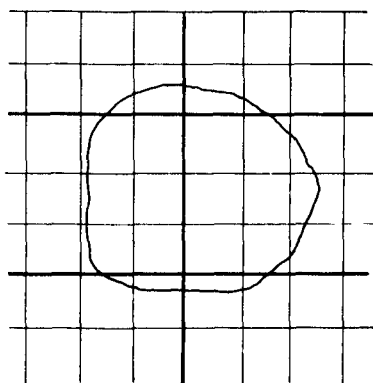


d.

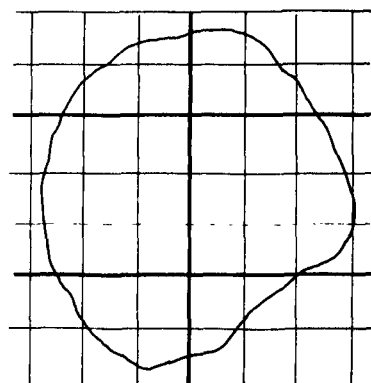


10/25/3000

f.



g.



Rys. 1. Trajektorie ruchu środka czopa

$$\frac{d^2 e}{dt^2} = \frac{(P_x + W_x + T_x) \cos \phi}{m} + \frac{(P_y + W_y + T_y + G) \sin \phi}{m} + e \left(\frac{d\phi}{dt} \right)^2 \quad (1)$$

$$\frac{d^2 \phi}{dt^2} = - \frac{(P_x + W_x + T_x) \sin \phi}{m \cdot e} + \frac{(P_y + W_y + T_y + G) \cos \phi}{m \cdot e} - \frac{2}{e} \frac{de}{dt} \frac{d\phi}{dt} \quad (2)$$

gdzie: $W = F_1(P_i, h_i)$
 $T = F_2(P_i, h_i)$
 $P_i = F_3(e, \dot{e}, \phi, \dot{\phi}, P_z)$

Rozwiązanie równań (1), (2) różniczkowych, 2-go rzędu, silnie nieliniowych możliwe było jedynie metodą numeryczną (Runge-Kutty). Otrzymano zgodnie z programem obliczeń na Odrę 1204 AD 76/76—26 wartości drogi, prędkości i przyspieszeń środka czopa. Celem badań doświadczalnych była identyfikacja przyjętego teoretycznego opisu rozważanego obiektu. Obiektem badań było łożysko hydrostatyczne poprzeczne 4-ro komorowe, z wpływem wielokierunkowym, czopem owalnym, zasilane poprzez dławiki stałe. Charakterystyka obiektu: $d = 49,89$ mm, $s = 0,044$ mm, $P = 143,18$ daN.

Przebiegi drogi środka czopa rejestrowane na oscyloskopie katodowym, dwustrumieniowym OKD 505 A—III pokazano na Rys. 1. Przeanalizowano wielkość przesunięcia „e” czopa w kierunku działania obciążenia dla 6-ciu przypadków pracy.

W oparciu o metody statyczne — test T, dla ośmiu stopni swobody uzyskano następujące wyniki: dla przypadków a, c (Rys. 1) wynik obliczeń teoretycznych (wartość oczekiwania) leży w przedziale ufności określonym dla prawdopodobieństwa $\alpha = 0,05$, dla pozostałych przypadków stosunek średniej z pomiarów do wartości teoretycznej wynosi dla przypadku b—15,52%, d—15,8%, f—6,43%, g—10,045%. Na podstawie uzyskanych wyników można przyjąć założenie, że równania (1), (2) wystarczająco dokładnie opisują obiekt.

LITERATURA

- [1] R. Kolman — *Dokładność kształtu i położenia w procesach technologicznych*. WNT W-wa 1960.
- [2] K. Moszyński — *Rozwiązywanie równań różniczkowych na maszynach cyfrowych*. WNT W-wa 1971.
- [3] W. Volk — *Statystyka stosowana dla inżynierów*. WNT W-wa 1973.

Experimentelle Verifikation des Einflusses des Kreisförmigkeitsfehlers eines Zapfen auf die Arbeitsgenauigkeit eines hydrostatischen Querlagers.

In dieser Bearbeitung wurden einige Probleme die mit der experimentellen Analyse der theoretischen und empirischen Trajektorie der Bewegung des Zapfenaxen vorgestellt.

**ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ ОПРЕДЕЛЕНИЯ
ВЛИЯНИЯ НЕКРУГЛОСТИ ШПИНДЕЛЯ
НА ОБЕСПЕЧЕНИЕ СТАБИЛЬНОСТИ ПОЛОЖЕНИЯ ОСИ
ГИДРОСТАТИЧЕСКОГО РАДИАЛЬНОГО ПОДШИПНИКА.**

В данной статье приводятся некоторые результаты опытных и теоретических исследований влияния некруглости шпинделя на траекторию движения оси шпинделя.

METODYKA BADAŃ EKSPERYMENTALNYCH ŚLIZGOWYCH ŁOŻYSK WZDŁUŻNYCH

W referacie przedstawiono metodykę modelowych badań eksperymentalnych ślizgowych łożysk wzdlużnych. Podano opis metod pomiarowych oraz budowę stanowiska do badań modelowych ślizgowych łożysk wzdlużnych.

Pełne badania łożysk ślizgowych obejmują badania teoretyczne i eksperymentalne. Badania teoretyczne z powodu złożoności zjawisk występujących w filmie olejowym dotyczą modeli o różnych stopniach uproszczenia w stosunku do obiektu rzeczywistego. Otrzymane na drodze teoretycznej wyniki dla modeli uproszczonych mogą mieć tylko charakter jakościowy. Słuszność przyjętego modelu może być udowodniona jedynie poprzez eksperyment.

Badania eksperymentalne przeprowadza się: dla łożysk rzeczywistych — pracujących w danej konstrukcji, dla łożysk modelowych — na urządzeniach badawczych. Stosując w badaniach modelowych podstawowe twierdzenia teorii podobieństwa można uniknąć trudności i usunąć ograniczenia występujące w badaniach łożysk rzeczywistych. Zjawiska występujące w rzeczywistych łożyskach są w badaniach modelowych zastąpione zjawiskami fizycznie podobnymi, które można wygodniej i taniej zrealizować oraz pomierzyć.

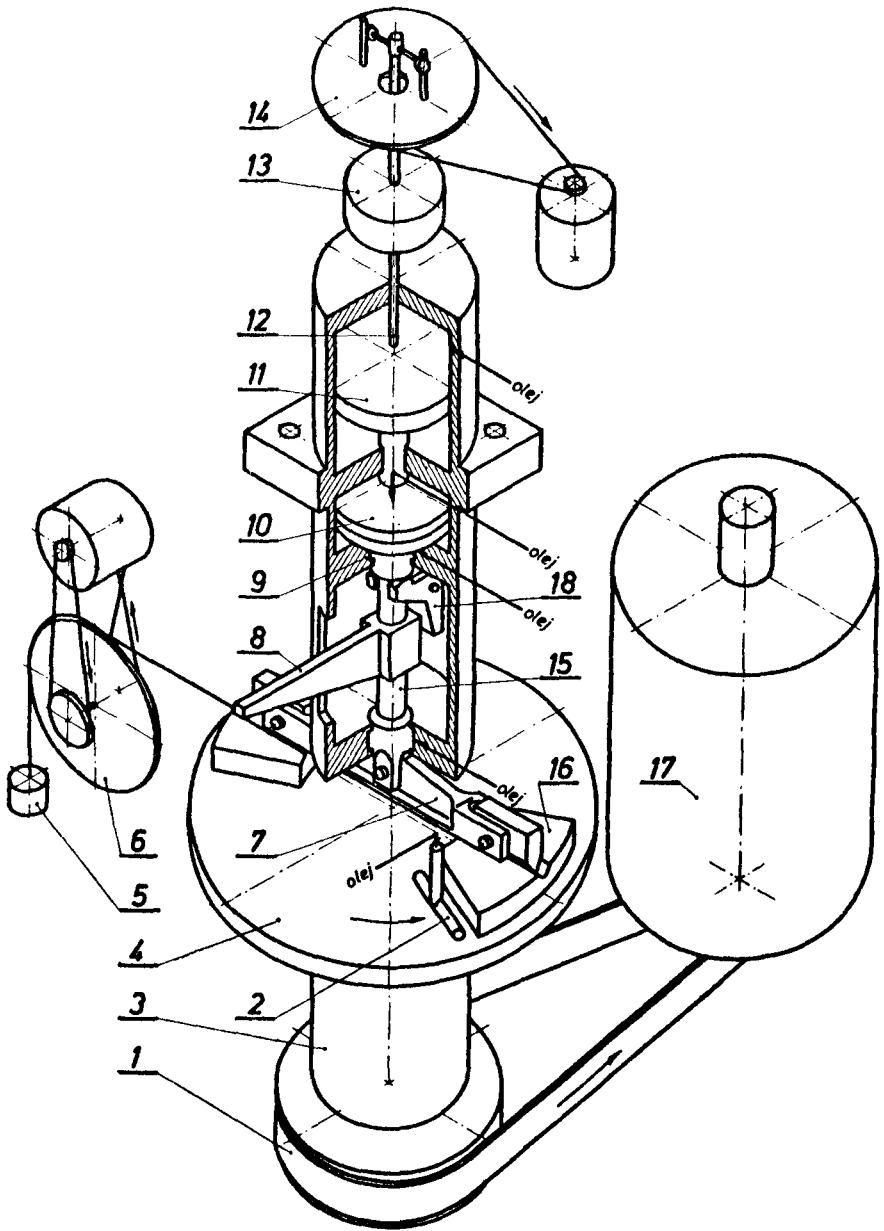
Zjawiska występujące w rzeczywistym łożysku zostaną odtworzone w łożysku modelowym, jeżeli zachowane będzie podobieństwo obiektu badanego i modelu: geometryczne, dynamiczne, cieplne, materiałowe. Skale podobieństwa ustala się bezpośrednio z zależności wynikających z rozwiązania podstawowych równań hydrodynamicznej teorii smarowania.

W trakcie prowadzenia eksperymentu wszystkie wielkości określające stan badanego obiektu można podzielić na dwie grupy. Jedną z nich stanowią wielkości zadane z góry przez eksperymentatora, drugą natomiast stanowią wielkości będące odpowiedzią badanego obiektu na wielkości z grupy pierwszej.

W przypadku omawianych dalej łożysk wzdlużnych wielkościami ustalonymi z góry dla badanego modelu są:

wymiary badanego modelu, proporcje płytek łożyskowych i tarczy oporowej (przewodzenie ciepła i odkształcenia). Sposób podparcia płytek łożyskowych. Materiał elementów roboczych łożyska oraz stan powierzchni ślizgowych łożyska (obróbka cieplnochemiczna oraz błędy kształtu i mikrogeometria powierzchni), sposób zasilania, łożyska olejem oraz ilość doprowadzanego oleju, własności stosowanego oleju i ich zmiany wraz z temperaturą i ciśnieniem.

Wymienione do tej pory wielkości związane są z budową stanowiska badawczego i zazwyczaj są niezmiennie w czasie trwania eksperymentu. Wielkościami



Rys. 1 Schemat stanowiska badawczego

1 - przekładnia pasowa, 2 - natrysk oleju, 3 - wrzeciennik, 4 - tarcza oporowa, 5 - obciążnik, 6 - rolka, 7 - belka, 8 - ramię momentomierza, 9 - łożysko hydrostatyczne poprzeczne, 10 - łożysko hydrostatyczne wzdłużne, 11 - siłownik hydrauliczny, 12 - nurnik, 13 - obciążnik nurnika, 14 - sprzęgło nurnika, 15 - popychacz, 16 - płytkę łożyskowa, 17 - silnik, 18 - układ unoszący płytki.

zadawanymi zmiennymi w szerokich granicach są: obciążenie (nośność) oraz prędkość kąтова.

Wielkościami należącymi do grupy drugiej będą:

rodzaj przepływu w filmie olejowym, kształt filmu olejowego (wraz z odkształceniami), rozkłady ciśnienia oraz temperatury, opory tarcia i rodzaj tarcia.

W Instytucie Konstrukcji Maszyn P.Ł. prowadzone są badania modelowe łożysk wzdłużnych na stanowisku, którego schemat podano na rys. 1. Zasadniczą częścią stanowiska jest model wzdłużnego łożyska ślizgowego z płytkami wahliwymi. Model ten składa się z wirującej tarczy (o pionowej osi obrotu), do której w obecności oleju dociskane są dwie płytki łożyskowe symetrycznie rozmieszczone względem osi obrotu tarczy.

Ze względu na ograniczone rozmiary publikacji nie podane zostaną metody pomiarowe oraz szczegóły konstrukcji stanowiska związane z pomiarem parametrów pracy łożyska modelowego.

LITERATURA

- [1] Idzikowski M.: *Wpływ mikrogeometrii powierzchni na pracę ślizgowego łożyska wzdłużnego*. Praca doktorska w P.Ł. 1976.
- [2] Kaniewski W.: *Eksperymentalne badania modelowe łożysk ślizgowych*. Zeszyty Naukowe P.Ł. — Mechanika nr 43 1975.
- [3] Wójcicki S.: *Zasady eksperymentu*. Warszawa MON 1965.

AXIAL SLIDING BEARINGS METODICS OF EXPERIMENTAL INVESTIGATIONS

Summary

In this paper axial sliding bearings methodics of experiments is presented. Description of measurment methods and stand for model experiments of axial sliding bearings are shown.

МЕТОДИКА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИСПЫТАНИЙ УПОРНЫХ ПОДПЯТНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ

В статье представлено методикку экспериментальных испытаний упорных подпятников скольжения. Представлено соответственные методы измерений на основании схемы испытательной установки.

BADANIE PROTOTYPU PNEUMATYCZNEGO URZĄDZENIA „DZIĘCIOŁ” DO ZAGŁĘBIANIA I WYRYWANIA GRODZIC STOSOWANYCH PRZY ROBOTACH ZIEMNYCH

W artykule przedstawiono zasadę działania urządzenia oraz metodę pomiaru energii uderzenia. Przedstawiono konstrukcję czujników ciśnienia oraz przetwornika oporowego do pomiaru przemieszczeń tłoka.

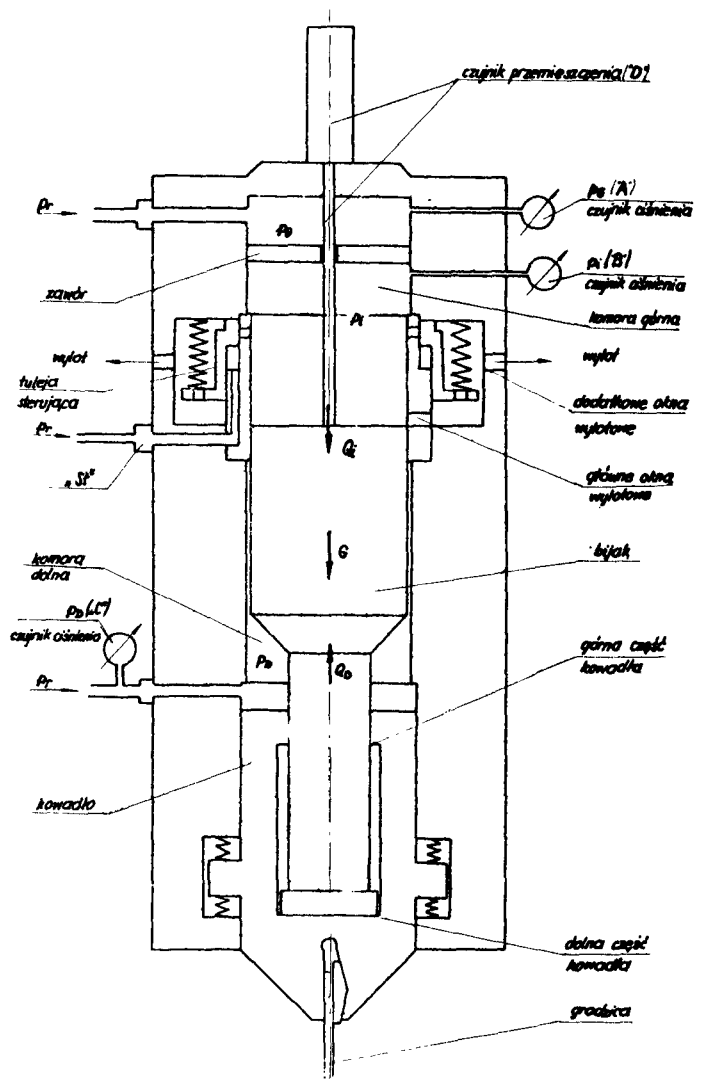
Pneumatyczne urządzenie „Dzięcioł” zostało skonstruowane, wykonane i przebadane w Zakładzie Podstaw Konstrukcji Maszyn Politechniki Gdańskiej. Nowoczesna technologia prac ziemnych wymaga szerokiego stosowania tego rodzaju urządzeń dotąd importowanych z krajów zachodnich.

„Dzięcioł” chroniony jest patentami, których autorem jest prof. Tadeusz Gerlach. W opracowaniu konstrukcji opierano się na doświadczeniach wyniesionych z konstrukcji i badań przebijaków gruntu „Kret”, zwłaszcza przy opracowaniu układu rozrządu.

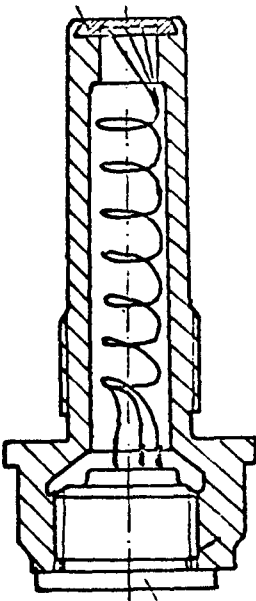
Opis działania

W cylindrycznym otworze korpusu jest umieszczony bijak spełniający rolę młota. W górnej części urządzenia ponad bijakiem osadzony jest zawór płytkowy sterujący samoczynnie dopływ sprężonego powietrza. W dolnej części korpusu osadzona jest podatnie tuleja dwudzielna, spełniająca rolę kowadła i uchwytu mocującego, za pomocą samohamownego klina „Dzięcioł” z grodzicą. Urządzenie służy zarówno do zagłębiania jak i wyrywania grodzic. W przypadku pracy w dół (przy zagłębianiu grodzicy) dodatkowe okna wylotowe są zamknięte (jak na rys. 1.).

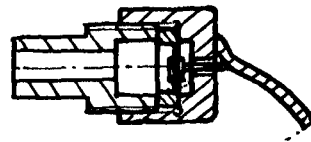
Sprężone powietrze, podane przewodem zasilającym dopływa przez otwarty zawór płytkowy do górnej komory roboczej „Dzięcioła”. Komora ta ma większą powierzchnię niż pierścieniowa komora dolna połączona z ciśnieniem dolotowym. Pod działaniem wypadkowej ciśnienia powietrza w obu komorach oraz pod działaniem ciężaru własnego bijak przemieszcza się w dół aż do uderzenia w dolne kowadło. Bezpośrednio przed uderzeniem bijak odsłania główne otwory wylotowe w tulei. Wywołuje to gwałtowny spadek ciśnienia w górnej komorze i w efekcie zamknięcie zaworu płytkowego. Po odbiciu się od dolnego kowadła na bijak działa siła skierowana ku górze. Bijak przemieszcza się do góry przesłaniając główne otwory wylotowe i sprężając powietrze w górnej komorze aż do ciśnienia otwarcia zaworu, co wywołuje gwałtowne hamowanie ruchu bijaka. Po spadku prędkości ruchu bijaka ku górze do zera rozpoczyna się następny cykl roboczy.



Rys. 1.



Rys. 4.



Rys. 3.

Dla wrywania grodzicy odslania się dodatkowe otwory wylotowe w tulei. Wywołuje to wcześniejsze wyhamowanie ruchu bijaka do dołu, wskutek czego nie uderza on w dolne kowadło. Przy ruchu bijaka do góry przesłonięcie otworów wylotowych następuje później niż w przypadku pierwszym wskutek czego bijak uderza w górne kowadło. Przy prawidłowo działającym rozrządzie otrzymujemy w obu przypadkach oscylacyjny ruch bijaka, w pierwszym przypadku z uderzeniem w dolne, a w drugim w górne kowadło.

Przesterowanie tulei na ruch do przodu (jak na rys. 1) następuje przez podanie sprężonego powietrza do króćca sterującego. W położeniu odpowiadającym biegowi wstecz tuleja jest przesuwana przez sprężyny odciskowe, a króciec sterujący połączony jest z atmosferą.

Cel i metoda badań

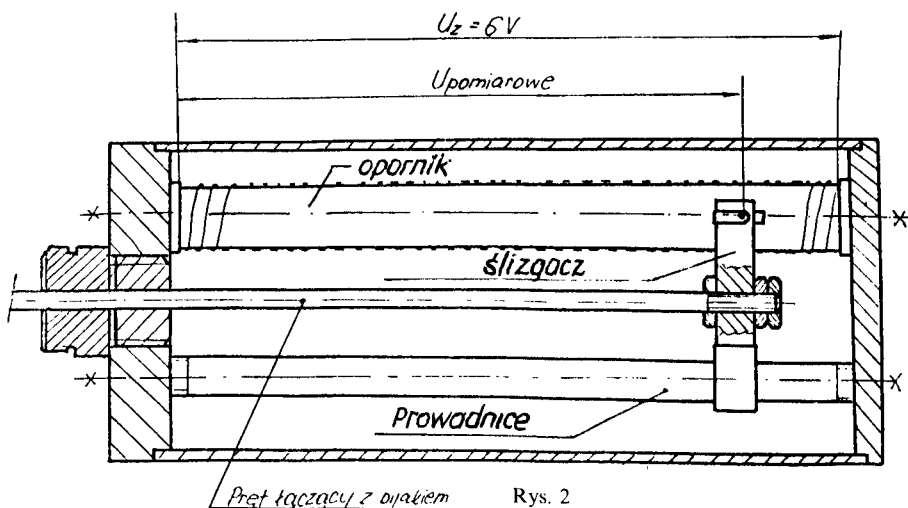
Celem badań był pomiar energii uderzenia. Energię uderzenia można określić dwoma metodami:

I metoda polega na określeniu energii kinetycznej bijaka o masie m na podstawie pomiaru jego prędkości w momencie uderzenia w kowadło: $E = \frac{mV^2}{2}$.

II metoda polega na określeniu energii kinetycznej na podstawie wykresu indykowanego pracy bijaka: $E = Q_u \cdot S$ gdzie Q_u – siła wywierana na bijak, S – skok bijaka.

Dla realizacji obydwu metod niezbędnym jest pomiar przemieszczeń bijaka w funkcji czasu, co wymaga zastosowania czujnika przemieszczeń.

Przeprowadzona analiza możliwości rozwiązania tego problemu przy użyciu przetworników magnetycznych lub oporowych wykazała, że w warunkach przeprowadzonych badań, przy dużym obciążeniu dynamicznym na elementy pomiarowe, najbardziej odpowiednie jest użycie przetwornika oporowego. Wykorzystując zasadę dzielnika napięcia skonstruowano przyrząd podobny do opornika suwakowego, którego ślizgacz związany jest sztywno z bijakiem, a korpus zamocowany jest na górnej pokrywie „Dzięcioła” (Rysunki 1 i 2).



Dla określenia siły działającej na bijak niezbędny jest pomiar ciśnienia nad bijakiem — w punkcie pomiarowym B umieszczonym pod zaworem w górnej części komory oraz pod bijakiem — w punkcie pomiarowym C w dolnej komorze (Rys. 1).

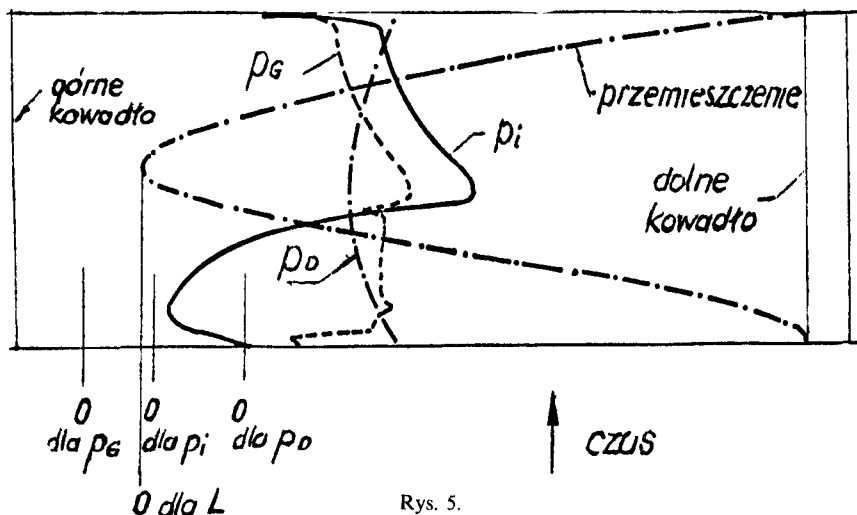
Pomiary obydwu ciśnień oraz przemieszczeń muszą być wykonane jednocześnie, aby umożliwić uzyskanie wykresu zmiany siły w funkcji drogi przebijaka. Dla określenia spadku ciśnienia wskutek dławienia przez zawór mierzono dodatkowo ciśnienie w punkcie pomiarowym A zlokalizowanym przed zaworem.

Rozpatrując problem pomiaru ciśnień wzięto pod uwagę możliwość zastosowania czujników piezoelektrycznych i oporowych oraz układ z wykorzystaniem czujników indukcyjnych i przetworników oporowych (tensometrów oporowych). W wyniku przeprowadzonej analizy stwierdzono małą przydatność czujników piezoelektrycznych i oporowych przy wartościach ciśnienia występujących w „Dzięciole” oraz stwierdzono duże trudności technologiczne w przypadku zastosowania czujników indukcyjnych. Ostatecznie przyjęto do realizacji, oparte na bazie przetworników oporowych, czujniki membranowe. Konstrukcja czujnika zastosowanego w punktach A i C pokazana jest na rys. 3, a czujnika zastosowanego w punkcie B na rys. 4.

Dla jednoczesnego pomiaru ciśnienia w punktach pomiarowych A, B, C oraz dla pomiaru drogi bijaka przy określonej podstawie czasu zastosowano zestaw aparatury składającej się z: mostków tensometrycznych KWS6A—5 (Hottinger), przystawki MW 103—114 (RFT), oscylografu pętlicowego 8LS1 (RFT), zasilacza stabilizowanego 204 (Kasprzak) oraz woltomierza cyfrowego V534 (Meratronik) służącego do kontroli wskazań mostków.

Wyniki badań i wnioski

Badania przeprowadzono podczas zagłębiania i wrywania grodzicy. Dla przykładu na rys. 5. przedstawiono wyniki pomiarów zapisane na taśmie oscylografu podczas zagłębiania grodzicy.



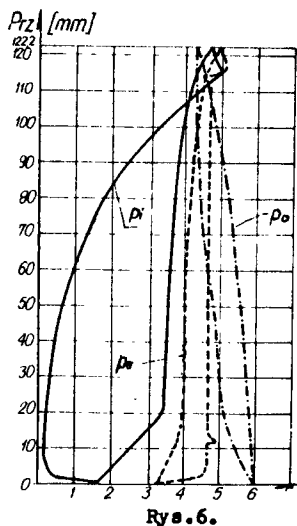
Rys. 5.

Na podstawie dykresu z Rys. 5. sporządzono kolejny wykres (Rys. 6.), na którym przedstawiono przebieg ciśnień w funkcji przemieszczenia bijaka (P_{rz}). Dla określenia energii uderzenia metodą II sporządzono wykres (Rys. 7) przedstawiający zmianę wypadkowej siły działającej na bijak w funkcji skoku.

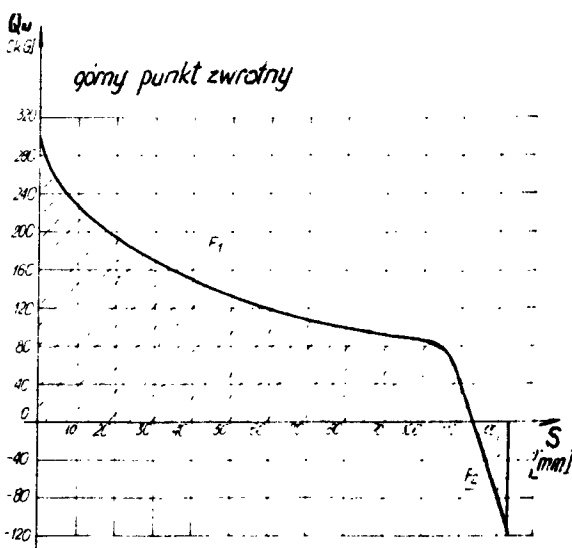
Planimetrując wykres na rys. 7. określono energię uderzenia $E_{II} = 147 J \cong 15 \text{ kGm}$.

Dla określenia energii I metodą posłużono się wykresem na rys. 5. i obliczono prędkość bijaka tuż przed uderzeniem $V = 3,15 \frac{m}{s}$ Uzyskano $E_I = 170 J \approx 17,5 \text{ kGm}$.

Różnica określonej dwoma metodami energii wynika z dokładności aparatury i odczytu wartości poszczególnych parametrów.



Rys. 6.



Rys. 7.

Q_u - siła wypadkowa działająca na bijak przy ruchu w dół

Analiza wykresów wykazała, że przyczyną zbyt małej wartości energii uderzenia było silne dławienie w przewodach zasilania. Zastosowano zmiany konstrukcyjne dla usunięcia tej wady.

Summary

In this article, principle of operation of the device „Dzięcioł” and the measurement method of its striking energy are presented. Moreover, the design of pressure gauge and resistance transducer for measurement of the piston displacements is also discussed.

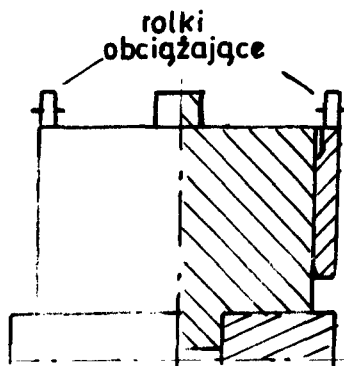
ИСПЫТАНИЯ ПРОТОТИПНОГО УСТРОЙСТВА „ДЖЕНЦИОЛ” ДЛЯ ЗАБИВАНИЯ И ВЫДЕРГИВАНИЯ ШПУНТИНА

В статье описаны принцип действия устройства, метод измерения энергии удара, конструкция датчиков давления и реостатного преобразователя для измерения перемещений поршня.

ANALIZA ROZKŁADU NAPRĘŻEŃ W POŁĄCZENIACH WTLACZANYCH PRZY NIEKTÓRYCH PRZYPADKACH OBCIĄŻENIA OSIOWEGO

W artykule zastosowano metodę elementów skończonych do obliczania składowych naprężeń i odkształcenia w szczególnym przypadku osiowego obciążenia połączenia wciskowego. Rozważania zweryfikowano pomiarem rzeczywistych naprężeń i odkształceń w próbce.

W pracy rozważony został szczególny przypadek obciążenia połączenia wtlacza-nego przedstawionego na rys. 1 siłami skupionymi działającymi osiowo i rozłożonymi na obwodzie tulei w sposób symetryczny. Do obliczeń przyjęto model płaski tarczy sprężystej obciążonej siłami działającymi w jej płaszczyźnie (rys. 3). Przy analitycznym rozwiązaniu postawionego zagadnienia posłużono się metodą elementów skończonych, którą cechuje duża uniwersalność umożliwiająca opracowanie wielu algorytmów znajdujących zastosowanie w rozwiązywaniu szeregu zbliżonych zagadnień.



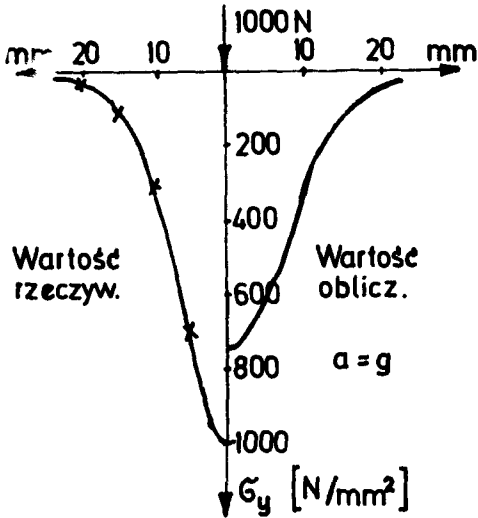
Rys. 1. Schemat obciążenia próbki

Obliczenia wykonano przy użyciu maszyny cyfrowej ZAM-41 znajdującej się w Ośrodku Elektronicznej Techniki Obliczeniowej Politechniki Częstochowskiej. Wykorzystano program [L 1] umożliwiający obliczenie wartości składowych stanu przemieszczenia i naprężenia w węzłach siatki tarczy w płaskim stanie naprężenia. Schemat podziału tarczy na elementy oraz sposobu jej obciążenia przedstawiono na rys. 3. Zastosowany program jest uniwersalny i pozwala obliczać tarczę o różnych kształtach i warunkach brzegowych.

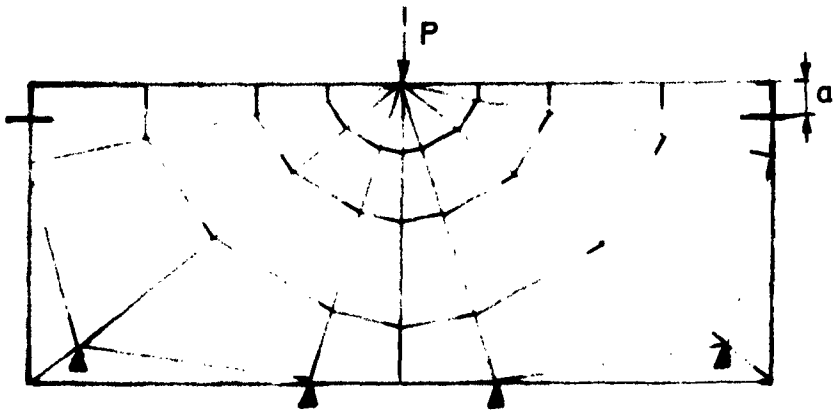
Po wykonaniu obliczeń przykładowe rezultaty zostały przedstawione na rys. 2 i rys. 4.

W celu lepszego zobrazowania oraz weryfikacji wyników na rysunkach tych przedstawiono również wartości naprężeń uzyskanych przy pomocy pomiarów tensometrycznych.

Pomiarami tensometrycznymi objęto obszary znajdujące się w odległości $a = g$ oraz $a = 2g$ od brzegu tarczy.



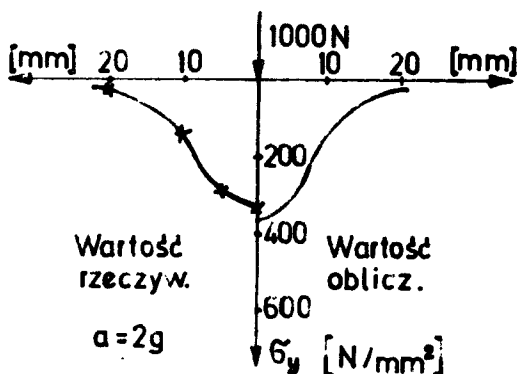
Rys. 2. Rozkład naprężeń składowych σ_y w połączeniu przy $a = g$.



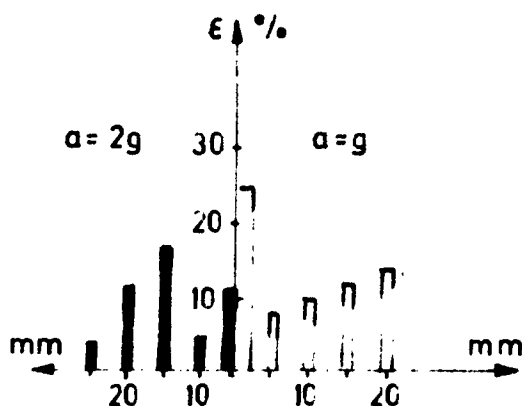
Rys. 3. Schemat obciążenia i podziału tarczy na elementy.

Na rys. 5 przedstawiono procentową różnicę między wynikami uzyskanymi z obliczeń a wartościami naprężeń zmierzonymi przy użyciu tensometrów oporowych.

Generalnym wnioskiem, jaki wysnuć można analizując otrzymane rezultaty, jest bardzo dobre jakościowe odwzorowanie przebiegu zmian naprężeń w tarczy obciążonej siłami skupionymi.



Rys. 4. Rozkład naprężeń składowych w połączeniu przy $a = 2g$.



Rys. 5. Charakter zmian błędu względnego obliczeń analitycznych i pomiarów teosometrycznych.

Dokładność w sensie ilościowym w dużej mierze zależy od przyjętego schematu podziału tarczy na elementy, sposobu podparcia tarczy, przyjętych warunków brzegowych. Przy założonym schemacie rozkładu elementów tarczy największe różnice między naprężeniami rzeczywistymi a obliczeniowymi występują w przekrojach bliskich brzegowi tarczy. Przy zwiększeniu odległości rozpatrywanego przekroju do $a = g$, maksymalny błąd wynosił już poniżej 25% i to tylko w osi działania siły, natomiast w odległości $a = 2g$ błąd przy określaniu naprężeń maksymalnych zawarty był w granicach 10%. Przeprowadzone rozważania w pełni potwierdziły przydatność obranej metody do określania rozkładu naprężeń w połączeniu przy tego typu obciążeniach i stwarzają możliwości znacznego zwiększenia dokładności obliczeń analitycznych.

LITERATURA

- [1] Szmelter J., Dacko M., Dobrociński S., Wieczorek M.: *Programy metody elementów skończonych*. Warszawa Arkady 1973.
- [2] Łapiński M.: *Pomiary elektryczne i elektroniczne wielkości nie-elektrycznych*. Warszawa: WNT 1974.

Summary

The method of the finite elements has been used to calculate the stress and strain components in the particular case of axial load of press-in joint. The analytical consideration has been verified on the basis of the results of the programmed experimental studies.

Содержание

В работе использовано метод конечных элементов для расчетов составляющих напряжений и деформаций с особым учетом осевой нагрузки соединения с натягом. Теоретическое рассуждение проверено с помощью измерений

NIEKTÓRE RELACJE W SYSTEMIE ZASPOKAJANIA POTRZEB: PROJEKTOWANIE — EKSPLOATACJA

Referat jest próbą przedstawienia relacji pomiędzy projektowaniem a eksploatacją urządzeń technicznych na bazie wybranej metody projektowania.

Wykorzystanie relacji pomiędzy projektowaniem i eksploatacją umożliwia znalezienie i wybór optymalnej koncepcji pod względem eksploatacyjnym, a zarazem daje możliwość opracowania właściwych ustaleń eksploatacyjnych.

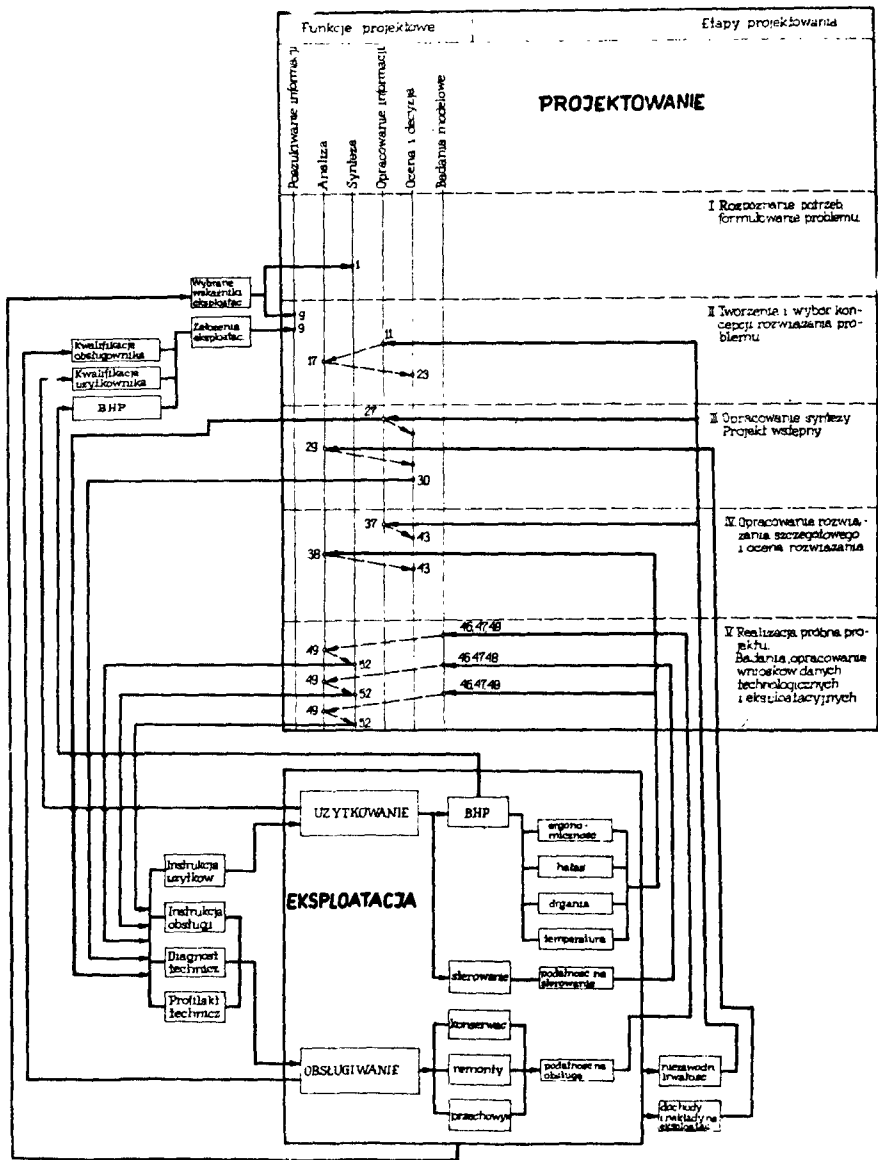
Na rys. 1 przedstawiono sieć powiązań: projektowanie — eksploatacja. Jako bazę do rozważań wybrano metodę projektowania Lemach 2, ze względu na dużą jej ogólność. Przytoczona metoda jest sekwencyjno-interacyjnym układem czynności projektowo-konstrukcyjnych. Wyróżnia ona 5 etapów zawierających 27 działań oraz 55 kroków roboczych. Etapy projektowania oznaczono cyframi rzymskimi, zaś spośród kroków roboczych wyodrębniono na schemacie te, które stanowią ogniwa sprzężeń pomiędzy projektowaniem i eksploatacją urządzenia. Kroki robocze przedstawione są na schemacie jako punkty w „układzie współrzędnych”: etap projektowania — funkcja projektowa.

Linie łamane ciągle ze strzałkami obrazują kierunek i zwrot sprzężeń zewnętrznych pomiędzy blokami projektowania i eksploatacji. Linie przerywane przedstawiają sprzężenia „wewnątrzprojektowe”, implikowane przez sprzężenia zewnętrzne.

Zaproponowany zapis graficzny sprzężeń daje informację, na jakim etapie projektu i w jakim celu (funkcja projektowa) wykorzystywane są informacje eksploatacyjne (sprzężenie: eksploatacja — projektowanie) a także w których etapach projektowania powstają ustalenia odnośnie eksploatacji urządzenia (sprzężenie: projektowanie — eksploatacja).

Należy zwrócić uwagę na fakt, że informacje eksploatacyjne tej samej grupy (np. wskaźniki niezawodności, trwałości) mogą być wykorzystywane kilkakrotnie w celu korygowania projektu na poszczególnych jego etapach. Zmniejsza to ryzyko zaprojektowania urządzenia o niewystarczającej jakości z punktu widzenia eksploatacji.

Doświadczenia eksploatacyjne z zakresu użytkowania i obsługi urządzeń technicznych w formie wstępnych założeń eksploatacyjnych powinny być uwzględniane przez konstruktorów już w początkowej fazie projektowania, tj. na etapie tworzenia i wyboru koncepcji rozwiązania problemu. Daje to możliwość wyboru wariantu dostosowanego do istniejących warunków eksploatacyjnych (np. do kwalifikacji obsługownika czy użytkownika).



Rys. 1. Schemat sprzężeń pomiędzy projektowaniem i eksploatacją urządzeń technicznych

Równie ważnym zagadnieniem jest ścisłe sprzężenie: projektowanie — eksploatacja. Wchodzi tu np. problem konstituowania trwałości przez konstruktora. Trwałość urządzenia zależy bowiem w dużym stopniu od prawidłowości eksploatacji. Projekt urządzenia technicznego powinien więc zawierać szczegółowe ustalenia warunków eksploatacji maszyny (np. instr. użytkownika, diagnostyki techn., profilaktyki techn. itp.) 2.

Również tzw. technologiczność obsługi należy do ważnych zagadnień eksploatacyjnych, których założenia powinny być ustalone przez konstruktora w toku projektowania urządzenia.

Wnioski

1. Konstruktorzy powinni w szerokim zakresie wykorzystywać doświadczenia eksploatacyjne uzyskane podczas pracy już wykonywanych maszyn oraz doświadczenia zbliżonych, a w razie potrzeby i odległych gałęzi budowy maszyn.

2. Studiowanie wyników uzyskanych w czasie eksploatacji jest najlepszym środkiem do udoskonalenia i dopracowywania maszyn oraz skutecznym sposobem podwyższania kwalifikacji konstruktora.

3. Wykorzystanie podanej sieci sprzężeń między projektowaniem a eksploatacją uchronić może projektanta od pominięcia istotnych aspektów eksploatacyjnych.

LITERATURA

[1] Lenkiewicz W., Machowski B.: *Metoda projektowania Lemach 2*. AGH IPBM, Kraków 1975

[2] Orłow P. I.: *Zasady konstruowania w budowie maszyn*. WNT, Warszawa 1971

Technische Verhältnisse in System der Befriedigung von Bedürfnissen Projektierung - Exploitation

Das Referat bildet eine Probe der Darstellung der Verhältnisse zwischen Projektierung und Exploitation von technischen Anlagen auf Grund der gewählten Projektierungsmethode.

НЕКОТОРЫЕ СООТНОШЕНИЯ СИСТЕМЫ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ПОТРЕБНОСТЕЙ: ПРОЕКТИРОВАНИЕ — ЭКСПЛУАТАЦИЯ

В статье представлено соотношения между проектированием и эксплуатацией технических устройств на основании одного из методов проектирования.

BADANIA DOŚWIADCZALNE PRZEKŁADNI ZĘBATYCH W ŚWIETLE ZALECENIA RWPG

W pracy podano założenia metody badań wytrzymałości uzębień kół polegającej na doświadczalnych badaniach porównawczych. Wskazano na cechy charakterystyczne metody zezwalającej na osiągnięcie efektów zgodnych z racją ekonomiczną przy zadanej trwałości uzębienia. Metoda badań oparta jest na zaleceniach RWPG.

W Instytucie Podstaw Konstrukcji Maszyn Politechniki Śląskiej prowadzone są od kilkunastu lat pod kierunkiem prof. dr inż. Janusza Dietrycha prace badawcze nad metodologicznymi podstawami doboru cech konstrukcyjnych przekładni zębatych. Wielokierunkowy rozwój tych badań doprowadził do nowych oryginalnych rozwiązań konstrukcyjnych oraz nowych koncepcji doświadczalnych badań konstrukcyjnych przekładni zębatych. Niezależnie od tego, rozwinęły się także badania wytrzymałości uzębień i nośności przekładni zębatych ogólnego przeznaczenia, które prowadzone są na podstawie zaleceń RWPG RS-4489-74 oraz RS-2204-69.

W ten sposób, rozwijając badania konstrukcyjne przekładni zębatych opieramy je dzisiaj na oryginalnych własnych osiągnięciach metodologicznych oraz wymienionych zaleceniach. Stanowią one dla tych badań, zresztą zgodnie z intencją Komisji Standaryzacji, formalne ujednoczenie sposobu wyznaczania wytrzymałości i nośności uzębień.

Podczas postępowania badawczego następuje przede wszystkim wzajemne przyporządkowanie empirycznej metody weryfikacji wytrzymałości zmęczeniowej tworzywa i oceny nośności uzębienia w taki sposób, aby zachowane były „reguły porównywalności”. To wzajemne przyporządkowanie oparte jest na rozgraniczeniu dwóch pojęć, a mianowicie wytrzymałości oraz nośności. Pojęcia te definiuje się w sposób następujący.

Nośnością stopy zęba lub boku zęba nazywa się maksymalne międzyzębne obciążenie obwodowe wyznaczone ze względu na dopuszczalne naprężenie w stopie zęba lub ze względu na dopuszczalne naprężenie stykowe występujące na boku zęba.

Przy założeniu, że σ_{st} jest największe naprężenie występujące w stopie zęba lub na boku zęba, przy którym uzębienie nie ulega zniszczeniu do chwili osiągnięcia umownej, granicznej liczby cykli $N^G = N^{Lim}$.

Problem nośności granicznej uzębienia wyznaczonej wytrzymałością tworzywa jest na tyle złożony, że od doboru metody badań będzie zależeć czy sprostamy obecnym tendencjom do minimalizacji przekrojów z jednoczesnym zachowaniem

założonych miar pewności działania układu materialnego. Jest przecież faktem, że konstruktor coraz częściej staje przed dylematem jak zminimalizować zużycie tworzywa, by nie naruszyć wymaganej od obiektu pewności jego działania.

Większość metod, które prowadzą do w miarę dokładnego określenia wytrzymałości zmęczeniowej dla założonej podstawy próby N_c wymaga dość licznego zbioru próbek. Taki proces obserwacji statystycznej jest bardzo kosztowny i należy wątpić czy stosowanie go w przypadku przekładni zębatych ogólnego przeznaczenia jest czymkolwiek uzasadnione. Należy wątpić, czy nieco dokładniejsze wyniki usprawiedliwiają prowadzenie drogich badań zwłaszcza tam, gdzie w grę wchodzi tylko kryteria wynikające z konwencjonalnego stosowania przekładni zębatych.

Metoda badania wytrzymałości uzębień oparta na zaleceniach zezwala na wyznaczenie granicy wytrzymałości $\sigma_{0,1}$ i $\sigma_{0,5}$ na podstawie badania kół próbek w liczbie nie przekraczającej sześć do ośmiu par. Charakteryzuje się więc postępowaniem badawczym czyniącym zadość racji ekonomicznej.

Badania nośności granicznej uzębień, oparta na ograniczonej do minimum liczbie kół — próbek, są wiarygodne, jeśli spełnione zostają pewne warunki, zaś wynik badań zweryfikowany w sposób określony przez zalecenie.

Badania wytrzymałości stopy zęba oraz boku zęba oparte są na wskaźnikowym sposobie oceny wyężenia powstającego w miejscu krytycznym. Wpływ konstrukcyjnych cech geometrycznych na wytrzymałość tworzywa uwzględnia się w sposób odpowiadający warunkom badań porównawczych. Do badań przyjmuje się parę kół zębatych o konstrukcji, pozwalającej traktować je jako przypadek graniczny dla oceny własności i właściwości różnych kół zębatych.

Ażeby zachowane zostały warunki porównywalności wytrzymałości kół zębatych z kołem-próbką, muszą być spełnione wymagania dotyczące przede wszystkim minimalizacji wpływu karbu geometrycznego „makro” i „mikro” oraz wpływu wielkości uzębienia. Jednocześnie cechy geometryczne uzębienia dobiera się w taki sposób, aby zagrożenie utraty spójności występowało bądź w stopie zęba bądź na boku zęba. Chodzi o to, aby zdominować jeden ze stanów krytycznych, a także, by wywołać zniszczenie, które pod względem prawidłowości odpowiadałoby określeniu definicyjnemu.

Wytrzymałość tworzywa wyznaczona metodą przy ograniczonej liczbie próbek możemy ostatecznie uogólnić na populację i przyjąć jako podstawę oceny wytrzymałości uzębień, jeśli wynik badań czynić będzie zadość pewnym warunkom. Na przykład przy wyznaczaniu wytrzymałości stopy zęba σ_{rim} musi być spełniona nierówność:

Wytrzymałość tworzywa wyznaczona metodą przy ograniczonej liczbie próbek możemy ostatecznie uogólnić na populację i przyjąć jako podstawę oceny wytrzymałości uzębień, jeśli wynik badań czynić będzie zadość pewnym warunkom. Na przykład przy wyznaczaniu wytrzymałości stopy zęba σ_{rim} musi być spełniona nierówność:

$$0,9\sigma_t^! \leq \sigma_{rim} \leq \sigma_t^!$$

gdzie: $\sigma_t^!$ — naprężenie przewyższające nieznacznie naprężenie σ_{rim} przy którym dochodzi do złamania zęba.

Odpowiadająca mu liczba cykli powinna spełniać nierówność:

$$3N^1 \leq N_{\text{lim}}$$

W przypadku badań wytrzymałości σ_{Flim} stopy zęba przyjmujemy, że dla uzębień nawęglanych, cyjanowanych, azotowanych, hartowanych płomieniowo lub indukcyjnie oraz hartowanych na wskroś kół zębatych żaden z zębów koła nie powinien się zламać do chwili osiągnięcia N_{lim} spełniającej nierówność

$$V_{\text{lim}} \geq 10 \cdot 10^6 \text{ cykli}$$

Dla uzębień ulepszonych cieplnie, normalizowanych oraz odlewanych

$$N_{\text{lim}} \geq 5 \cdot 10^6 \text{ cykli}$$

W przypadku badań wytrzymałości σ_{Hlim} boku zęba przyjmujemy liczbę

$$N_{\text{lim}} \geq 50 \cdot 10^6 \text{ cykli}$$

Jako kryterium wytrzymałości przyjmuje się powstanie pittingu na bokach zębów w stopniu nie przekraczającym wartości $A' = 2\%$ całkowitej powierzchni boku zębów. Wytrzymałość uzyskaną w wyniku badań kół-próbek transformuje się następnie na uzębienie kół w sposób następujący.

W przypadku wytrzymałości stopy zęba mamy:

$$\sigma_{\text{eFlim}} = \sigma_{\text{Flim}} \cdot Y_{\text{R}} \cdot Y_{\text{S}} \cdot K_{\text{XF}}$$

gdzie:

Y_{R} – liczba wpływu chropowatości powierzchni przejściowej stopy zęba,

Y_{S} – liczba działania karbu makrogeometrycznego,

K_{XF} – liczba wpływu modułu.

W przypadku wytrzymałości flanki zęba mamy:

$$\sigma_{\text{eHlim}} = \sigma_{\text{Hlim}} \cdot Z_{\text{R}} \cdot Z_{\text{v}} \cdot Z_{\text{L}} \cdot K_{\text{xH}}$$

gdzie:

Z_{R} – liczba wpływu chropowatości, Z_{v} – liczba wpływu prędkości obwodowej, Z_{L} –

liczba wpływu oleju, K_{xH} – liczba wpływu wymiarów uzębienia.

W Instytucie przeprowadzone zostały badania wytrzymałości stali 18HGT, która stosowana jest na koła zębate przez wytwórnię przekładni w Bielsku Białej. Zweryfikowano także nośność przekładni zębatych o wytypowanej konstrukcji. Wykazały one pełną przydatność metody opartej na zaleceniu RWPG. Jednocześnie ujawniły znaczne rezerwy w nośności badanych przekładni zębatych.

Zusammenfassung

Im vorliegenden Beitrag werden die Voraussetzungen sowie die Ergebnisse der Verfahren zur vergleichenden Untersuchung von Zahnradgetrieben. Es werden auf

die charakteristische Merkmalen des Verfahrens gezeigt. Das Verfahren wurde nach RGW Richtlinien bearbeitet.

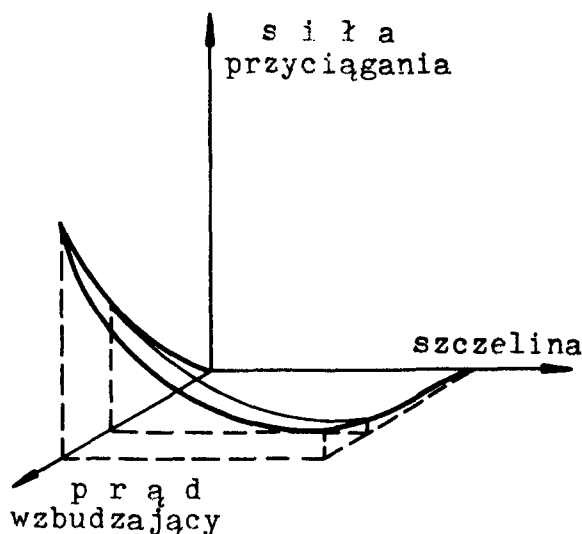
Резюме

В реферате представлено исходные данные метода испытания на сопротивление зубчатых венцов. Метод использует опытные, сравнительные исследования. Доказано характерные черты метода благодаря, которым можно получить результаты, согласно с экономическим основанием, принимая во внимание определённую прочность зубчатых венцов. Метод полагается на поручения СЭВ.

PRZYRZĄD DO WYZNACZANIA CHARAKTERYSTYK MECHANICZNYCH ELEKTROMAGNESÓW

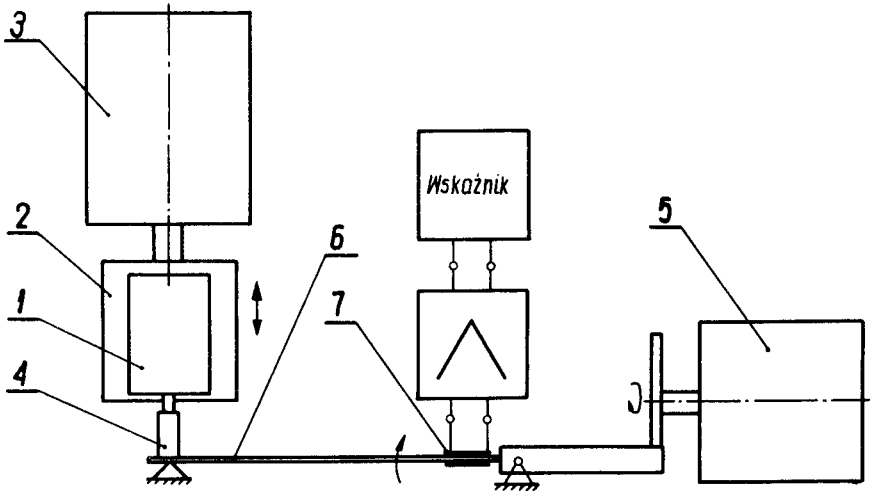
Podstawowym parametrem opisującym własności elektromagnesów jest rodzina charakterystyk mechanicznych tj. zbiór wartości sił przyciągania przy różnych położeniach zwory (nurnika) dla określonych wartości prądu wzbudzającego. W oparciu o algorytm czynności wykonywanych podczas pomiarów opracowano przyrząd do automatycznego wyznaczenia charakterystyk mechanicznych. Badania elektromagnesów są szybkie, proste i dokładne.

Rodzina charakterystyk mechanicznych elektromagnesu jest to uporządkowany zbiór wielkości współzależnych. Wielkościami wpływającymi jest wartość prądu wzbudzającego i wartość szczeliny między rdzeniem i zworą (nurnikiem) elektromagnesu, a wielkością wynikową — wartość siły przyciągania tej zwory przez rdzeń elektromagnesu. Opis graficzny tego związku w układzie współrzędnych prostokątnych stanowi powierzchnia krzywoliniowa — rys. 1. Kształt jej w praktyce uzyskuje się najczęściej metodą punktową. Siła przyciągania zwory przez rdzeń elektromagnesu dla ustalonych szczelin i ustalonych prądów wzbudzających określana jest kilka razy. W sumie następuje kilkudziesięciokrotne powtórzenie tego samego cyklu pomiarowego. W oparciu o algorytm czynności wykonywanych podczas pomiarów opracowano przyrząd do automatycznego wyznaczenia charakterystyk mechanicznych elektromagnesów.



Rys. 1.

Elektromagnes 1 — rys. 2 — mocowany jest do stolika przesuwnego 2. Do napędu stolika wykorzystano silnik skokowy 3. Ruch obrotowy silnika skokowego 3 przekształcony przez przekładnię redukcyjną i głowicę napędową powoduje ruch postępowy stolika 2 wraz z rdzeniem elektromagnesu 1 względem zwory 4, czyli powoduje zmianę wartości szczeliny. Cykl pracy silnika skokowego można tak dobrać, aby uzyskać skokową zmianę szczeliny o 0,25 lub 0,5 mm. Po zmianie



Rys. 2.

szczeliny dla ustalonego prądu wzbudzającego następuje pomiar siły przyciągania zwory przez rdzeń elektromagnesu. Do wytworzenia siły wykorzystano silnik prądu stałego 5, który przez mechanizm krzywkowo-dźwigniowy powoduje ruch wahliwy płaskiej sprężyny pomiarowej 6. Swobodny jej koniec wywiera wzrastający nacisk, w miarę trwania cyklu, na popychacz zwory elektromagnesu 4. Zwora 4 pozostaje w spoczynku aż do momentu, gdy wzrastająca siła od sprężyny pomiarowej 6 nie zrównoważy siły przyciągania zwory przez rdzeń elektromagnesu. Na sprężynie pomiarowej 6 naklezione są czujniki tensometryczne 7, których sygnał przetwarzany przez mostek tensometryczny wzrasta w miarę odkształcania sprężyny i osiąga wartość maksymalną w chwili równowagi sił. Maksymalna wartość sygnału pomiarowego jest miarą siły przyciągania zwory dla danej wartości szczeliny.

Pomiary dla całego analizowanego zbioru szczelin przy określonym prądzie wzbudzającym odbywają się automatycznie. Do tego celu służy elektroniczne urządzenie sterujące, które wykonane jest z wykorzystaniem układów scalonych TTL. Urządzenie sterujące umożliwia zaprogramowanie cyklu pomiarowego. Istnieje możliwość wyboru:

- skokowej zmiany wartości szczeliny co 0,25 lub 0,5 mm,
- szybkości zmiany szczeliny: zmiana szczeliny szybka, średnia i wolna,
- krotności pomiaru siły przy tej samej wartości szczeliny w zakresie od 1 do 10 pomiarów.

Istnieje możliwość zmiany wykonywanego programu badań w czasie jego realizacji. Ponadto urządzenie sterujące umożliwia ustawienie zerowej szczeliny, ma wskaźniki aktualnego stanu pracy, cyfrowy wskaźnik wartości szczeliny i elektroniczną blokadę niewłaściwej obsługi.

Opracowany przyrząd przeznaczony jest do szybkiej kontroli parametrów produkowanych elektromagnesów. W wyniku zautomatyzowania pomiarów czas przeprowadzenia badań ulega około 20-krotnemu skróceniu. Przykładowo wyznaczenie jednej charakterystyki dla 10 różnych wartości szczelin i przy 3-krotnym powtórzeniu pomiaru dla każdej szczeliny trwa około 45 sekund. Praktycznie przy wykorzystaniu wskaźnika wielkości mierzonej w postaci oscyloskopu z pamięcią częstotliwość pomiaru uwarunkowana jest tylko możliwością notowania wartości mierzonej.

Instrument for determining mechanical characteristics of electromagnets

Mechanical characteristics of electromagnets is usually determined by application of the point measurement method which is based on repeating the same operations a number of times. On the basis of the measurement process flowsheet there has been worked out design of an instrument for determining mechanical characteristics of plunger electromagnets.

The instrument enables to carry out measurement of force for programmed values of air-gap.

The process of checking the quality of electromagnets with the use of the above instrument is simple, quick and accurate.

ПРИБОР ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ МЕХАНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЭЛЕКТРОМАГНИТОВ

Для определения механической характеристики электромагнита чаще всего применяется метод точечного измерения, принцип которого заключается в многократном повторении тех же самых операций.

На основе принципиальной схемы процесса измерений разработано конструкцию прибора для определения механических характеристик плунжерных электромагнитов.

При помощи этого прибора имеется возможность автоматического измерения силы.

Таким образом, метод оценки качества электромагнитов становится простым, быстрым и точным.

ELASTOHYDRODYNAMICZNY FILM SMARU PLASTYCZNEGO

W artykule przedstawiono rozwiązanie problemu smarowania modelu łożyska toczzonego smarem plastycznym pracującego w warunkach elastohydrodynamicznych. Pokazano rozkłady ciśnienia i kształt filmu smarnego otrzymane dla smaru i oleju. Ich przebieg wykazuje podobny charakter. Otrzymane wyniki potwierdzają tezę, że dobrym przybliżeniem grubości filmu smaru plastycznego są wartości obliczane wg wzorów teorii EHD dla oleju bazowego smaru.

WYKAZ SYMBOLI

- E' – zastępczy moduł Younga
 H – bezwymiarowy parametr grubości filmu smarnego
 R – zastępczy promień krzywizny
 U – bezwymiarowy parametr prędkości
 a – połowa długości statycznego styku
 h – grubość filmu smarnego
 m – wskaźnik punktu środka styku statycznego
 n – wykładnik potęgi we wz. (1)
 p – ciśnienie
 η – lepkość
 ρ – gęstość
 τ – naprężenie ścinające
 τ_p – granica plastyczności
 ϕ – bezwymiarowa współrzędna w kierunku osi x

Wstęp

W praktyce technicznej łożyska toczne są w większości smarowane smarem plastycznym. Mimo tego, istniejące rozwiązanie elastohydrodynamicznej teorii smarowania, opisujące przebiegające w nich zjawiska dotyczą oleju o cechach niutonowskich.

W pracy rozwiązano to zagadnienie dla smaru, którego równanie reologiczne ma postać:

$$\tau = \tau_p + \eta \left(\frac{du}{dy} \right)^n \quad (1)$$

W oparciu o ten model, wykorzystując założenie zwykle stosowane w elastohydrodynamicznej teorii smarowania [1] wyprowadzono równanie gradientu ciśnienia w filmie smarnym [2] w postaci:

$$\frac{dp}{dx} = \eta \left[U \left(2 + \frac{1}{n} \right) \right]^n \frac{(\rho h - \rho_o h_o)^n}{\rho^n h^{2n+1}} \times \frac{1}{\left(1 - \frac{y_p}{h} \right) \left[1 - \frac{1}{n+1} \frac{y_p}{h} - \frac{n}{n+1} \left(\frac{y_p}{h} \right)^2 \right]^n} \quad (2)$$

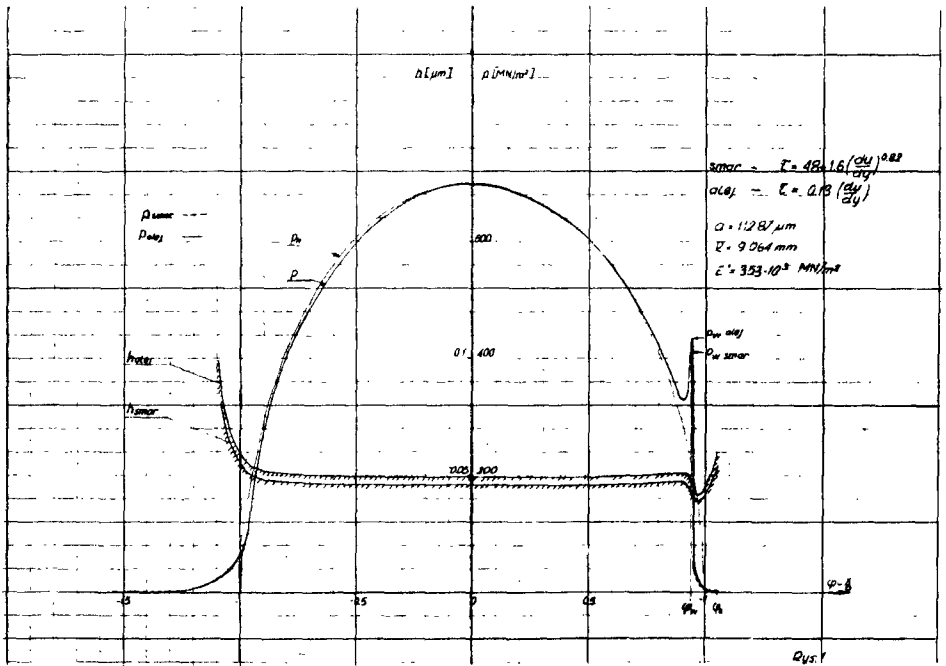
Zależność ta pozwoliła znaleźć na drodze numerycznej rozkład ciśnienia w filmie smaru plastycznego oraz kształt tego filmu tak, aby równocześnie spełnione było równanie teorii sprężystości

$$h = h_m + \frac{x^2 - x_m^2}{2R} + \frac{2}{E'} \int_{s^1}^{s^2} p(s) \ln \frac{x-s}{x_m-s} ds \quad (3)$$

Wyniki obliczeń

Do obliczeń przyjęto parametry konstrukcyjne, na podstawie ich zmienności w łożyskach tocznych tak, aby uzyskać zależność grubości filmu smarnego dla warunków w nich występujących.

Uzyskane rozkłady ciśnienia i odpowiadający im kształt filmu dla smaru i oleju przedstawiono na rys. 1.



Rys. 1.

Wnioski

Z otrzymanych wyników wyciągnięto następujące wnioski:

1) Zależność grubości filmu smaru plastycznego od parametru prędkości opisuje funkcja

$$H_{min} = 325U^{0.65} \quad (4)$$

2) Rozkład ciśnienia ma podobny charakter, jak dla oleju, ale położenie pików ciśnienia w tym samym punkcie występuje dla różnych grubości filmu smaru i oleju. Innymi słowy przy tej samej grubości filmu smaru i oleju położenie spiętrzenia ciśnienia znajduje się bliżej środka strefy styku dla smaru (rys. 1.). Położenie spiętrzenia określa zależność:

$$1 - \phi_w = c \cdot U^{0,354} \quad (5)$$

3) Dobrym przybliżeniem grubości filmu smaru plastycznego jest obliczenie jej wartości na podstawie wzorów elastohydrodynamicznej teorii smarowania [1] dla jego oleju bazowego.

LITERATURA

- [1] Krzemiński – Freda H.: *Rozkład ciśnienia i kształt elastohydrodynamicznego filmu olejowego*. Zagadnienia tarcia, zużycia i smarowania 9, 1971.
- [2] Jonkisz Wł., Krzemiński – Freda H.: *Grubość elastohydrodynamicznego filmu smaru plastycznego*. Zeszyty Naukowe PŁ 10, 1975.

Summary

In this paper the problem of elastohydrodynamic lubrication of the rolling bearing lubricated by greases is derived. The pressure distribution and the shape of the film are shown. The conclusion is that the EHD formulas for the oil give good approximation for the grease film thickness.

Содержание

В этой статье показано решение проблемы смазки подшипника качения пластичной смазкой. Показано кривые давления и форму пленки для пластичной и масляной смазки. Из результатов численных решений следует вывод, что законы эластогидродинамической теории смазки для определения толщины масляной плёнки могут быть применимы и для пластичной смазки.

DOBÓR ELEMENTÓW UKŁADU TREŚCI KSZTAŁCENIA W PRZEDMIOCIE RYSUNEK TECHNICZNY

Jedną z metod określania celów kształcenia w przedmiocie Rysunek Techniczny może być badanie częstotliwości występowania różnych form zapisu cech geometrycznych w dokumentacji technicznej biur konstrukcyjnych i projektowych. Wyniki tych badań mogą posłużyć do opracowania wykazu umiejętności i wiadomości oraz pomogą wyodrębnić treści węzłowe.

WYKAZ SYMBOLI

- W — zbiór wiadomości, którego elementami są pojęcia, zasady, reguły, normy,
 U — zbiór umiejętności, którego elementami są umiejętności złożone stanowiące podzbiory, elementami których z kolei są umiejętności podstawowe,
 N — zbiór nawyków,
 R — zbiór relacji istniejących wewnątrz zbiorów wiadomości i zbioru umiejętności.

Układ treści kształcenia przedmiotu zawodowego jest to zbiór, którego elementami są zbiory:

$$T = \{W, U, N, R\}$$

Przez właściwy układ treści kształcenia rozumie się układ posiadający optymalną strukturę, tzn. który obok treści o charakterze informacyjnym obejmuje treści o charakterze funkcjonalnym, ponadto w którym wyodrębnione są treści węzłowe oraz ustalona jest kolejność wykonywania operacji.

Właściwy układ treści kształcenia można zapewnić przez badanie sieci relacji między elementami układu, którymi są wiadomości i umiejętności.

Dla badania układu treści kształcenia w przedmiocie Rysunek techniczny opracowano procedurę badawczą, której pierwszym punktem jest dobór elementów układu polegający na sporządzeniu wykazu umiejętności i nawyków na podstawie analizy celów kształcenia.

Effektem badań wstępnych, w których narzędziem badawczym była analiza logiczna, jest schemat umiejętności złożonych, rozłożenie ich umiejętności proste oraz wykaz wiadomości im przyporządkowanych.

Badania zasadnicze, przeprowadzane obecnie, polegają na badaniu częstotliwości występowania różnych form zapisu postaci geometrycznej w dokumentacji technicznej biur konstrukcyjnych i projektowych. Wytypowano do badań około 25 biur o różnych profilach, gdzie będzie przebadanych około 15000 arkuszy formatu A4 zestawień i rysunków wykonawczych.

Ponadto opracowano ankietę — sondaż, której celem jest określenie wagi poszczególnych umiejętności w pracy konstruktora. Do chwili obecnej badania przeprowadzono w 4 biurach projektowych obejmując dokumentacją techniczną 9 urzędów, co daje 2572 A4 zestawień i rysunków wykonawczych.

Wyniki badań przedstawiono poniżej.

1. Widoki (U_A)	1522	(100%)
2. Uproszczenia rysunkowe spoin (U_H)	1299	(85,3%)
3. Uproszczenia rysunkowe gwintów (U_G)	881	(58%)
4. Przekroje proste (U_B)	539	(35%)
5. Przekroje cząstkowe przesunięte (U_P)	335	(22%)
6. Szczegóły (U_R)	216	(14,2%)
7. Przekroje cząstkowe miejscowe — wyrwania (U_o)	212	(14%)
8. Przenikania (U_k)	87	(5,7%)
9. Półwidoki — półprzekroje (U_n)	76	(5%)
10. Widoki cząstkowe (U_L)	72	(4,7%)
11. Uproszczenia zębów (U_M)	70	(4,6%)
12. Przekroje łamane (U_C)	68	(4,4%)
13. Rozwinięcia (U_N)	40	(2,6%)
14. Przekroje ukośne (U_D)	24	(1,5%)
15. Kłady widoków (U_J)	16	(1,0%)
16. Kłady przekrojów (U_I)	15	(1,0%)
17. Przekroje częściowe obrócone (U_S)	6	(0,3%)
18. Widoki ukośne (U_H)	2	(0,1%)

	U_A	U_H	U_G	U_E	U_B	U_P	U_C	U_D	U_G	U_J	U_K	U_N	U_L	U_C	U_M
U_A	X	N	N	N	N	N	N	N	N	N	N	N	N	N	N
U_H		X						N							
U_G			X	N					N						
U_E				X											
U_B					X	N	N	N	N	N	N	N	N	N	N
U_P						X									
U_C							X								
U_D								X							
U_G									X						
U_J										X					
U_K											X				
U_N												X			
U_L													X		
U_C														X	
U_M															X

Formy zapisu postaci geometrycznej są umiejętnościami składowymi umiejętności narysowania w rzutach. Relacje zachodzące między umiejętnościami składowymi przedstawić można za pomocą tabelki.

Wynika z niej, że umiejętność rysowania widoków U_A jest umiejętnością węzłową (iloczynem zbiorów) 15 umiejętności składowych a umiejętność rysowania przekrojów prostych U_B jest węzłowa dla 11 umiejętności składowych.

Badania dokumentacji potwierdzają wyniki badań wstępnych odnośnie węzłowego charakteru pewnych umiejętności oraz dostarczają wskazówek, na które umiejętności należy zwrócić szczególną uwagę w procesie kształcenia.

Selection of aim education methods in the subject of engineering drawing

One of the methods to quality the aim of education in the subject of engineering drawing could be studying the frequency of occurrence the various notation sorts of geometrical features in the technical dokumentation at the design offices. The results of such studies would be helped to describe the list of skill and knowledge as well as to seperate the nodal contents.

ПОДБОР СОСТАВНЫХ ЧАСТЕЙ СИСТЕМЫ ОБРАЗОВАНИЯ ПО ТЕХНИЧЕСКОМУ ЧЕРЧЕНИЮ.

Один из методов определения цели обучения по техническому черчению является исследование частоты выступления разных видов записи геометрических черт в технической документации конструкционных вюре. Результаты этих исследований могут быть использованы для оздания переченей умелостей и сведений, дают возможность выделить узловые проблемы.

ANALITYCZNE ORAZ DOSWIADCZALNE METODY DOBORU CECH KONSTRUKCYJNYCH USZCZELNIENIA SPECJALNEGO

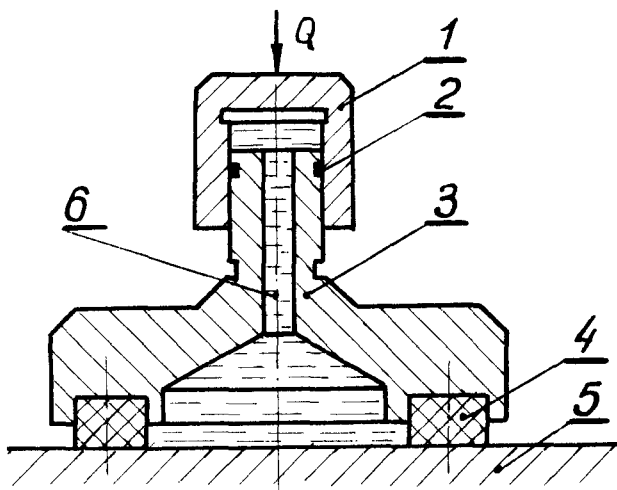
W pracy omówiono metody analitycznego doboru, oraz weryfikacji doświadczalnej cech konstrukcyjnych uszczelniania, stanowiącego jeden z głównych elementów, decydujących o pracy tzw. podpory hydrostatycznej płaskiej. Podpora przeznaczona jest do przemieszczania ciężkich ładunków w płaszczyźnie poziomej.

WYKAZ SYMBOLI

$A \left[\frac{um}{h} \right]$	– zużycie uszczelnienia	$P_1 \left[\frac{N}{m^2} \right]$	– ciśnienie czynnika uszczeln.
$E_1 \left[\frac{N}{m^2} \right]$	– moduł sprężystości uszczelnienia	$P_2 \left[\frac{N}{m^2} \right]$	– ciśnienie zewnętrzne
$E_2 \left[\frac{N}{m^2} \right]$	– moduł sprężystości podłoża	$P_{sr} \left[\frac{N}{m^2} \right]$	– średni nacisk na pow. ślizgową
$R [N]$	– siła tarcia uszczelnienia	$V \left[\frac{m}{s} \right]$	– prędkość ruchu poziomego
$R_{z_1} [um]$	– wysokość chropowatości uszczelnienia	$t [K]$	– temp. na pow. ślizgowej
$R_{z_2} [um]$	– wysokość chropowatości podłoża	$t_n [K]$	– temp. otoczenia
$W \left[\frac{m^3}{s} \right]$	– wyciek czynnika	μ	– współcz. tarcia
$d_{sr} [m]$	– średnia średnica	$\eta \left[\frac{Ns}{m^2} \right]$	– lepkość dynam. czynnika

1. Wstęp.

Jednym z głównych elementów decydujących o pracy tzw. podpory hydrostatycznej płaskiej (Rys. 1) jest uszczelnienie — 4. W literaturze brak jest danych odnośnie tego typu uszczelnień, wobec czego przy wyborze koncepcji, oraz ustalaniu cech konstrukcyjnych uszczelnienia skorzystano z reguł konstruowania uszczelnień podobnych (czołowych o ruchu obrotowym), traktując je jako hipotezy wymagające sprawdzenia w trakcie badań laboratoryjnych, oraz weryfikacji doświadczalnej prototypów.



Rys. 1. Podpora hydrostatyczna płaska.

2. Założenia konstrukcyjne.

Szczegółowa analiza warunków pracy podpory doprowadziła do przyjęcia następujących założeń konstrukcyjnych uszczelnienia: uszczelnienie przeznaczone jest do współpracy z powierzchnią płaską np. powierzchnią blachy lub szyny stalowej, płyty z tworzywa sztucznego itp. Czynnikiem uszczelnianym — cieczą o właściwościach zbliżonych do wody. Pozostałe założone parametry zebrano w tabeli 1.

Tabela 1

P_1 [N/m ²]	V [m/s]	W [m ³ /s]	μ	Trwałość [h]	t_o [°K]
10 ⁵ –10 ⁷	0,3	0	< 0,03	> 10	253–313

3. Kryteria optymalizacji konstrukcji.

Główne wymagania odnośnie właściwości uszczelnienia wynikające z założeń konstrukcyjnych dotyczą minimalizacji wycieku oraz oporów tarcia. Te dwa kryteria wzięto pod uwagę przy poszukiwaniu optymalnej konstrukcji uszczelnienia. Jako kryterium dodatkowe przyjęto zużycie.

4. Wybór koncepcji oraz cech konstrukcyjnych uszczelnienia.

4.1. Metoda analityczna.

W oparciu o wyniki badań uszczelnień czolowych o ruchu obrotowym można przewidzieć główne parametry, które wpłyną na wielkość wycieku — W , oporów tarcia — R oraz zużycia — A uszczelnienia konstruowanego. Będą to: geometria uszczelnienia oraz F_1 ; F_2 ; F_3 ; d_1 ; R_1z ; R_2z ; E_1 ; E_2 ; t ; v .

Dokładna analiza wpływu poszczególnych parametrów na wartość W , R oraz A pozwala ustalić następujące najważniejsze reguły konstruowania:

1. Wielkość W , R oraz A są ze sobą ściśle powiązane i nie mogą być rozpatrywane niezależnie.

2. Zasadniczy wpływ na wartości W , R i A wywiera rodzaj tarcia, jaki wytworzy się na powierzchni ślizgowej, przy czym tarcie to wykazuje małą stabilność w czasie.

3. Dla uniknięcia tarcia technicznego suchego, oraz obniżenia oporów tarcia spoczynkowego, należy zrezygnować z postulatu $W = 0$. Niewielki wyciek gwarantujący tarcie mieszane (lub graniczne) należy uzyskać przez zastosowanie uszczelnienia porowatego.

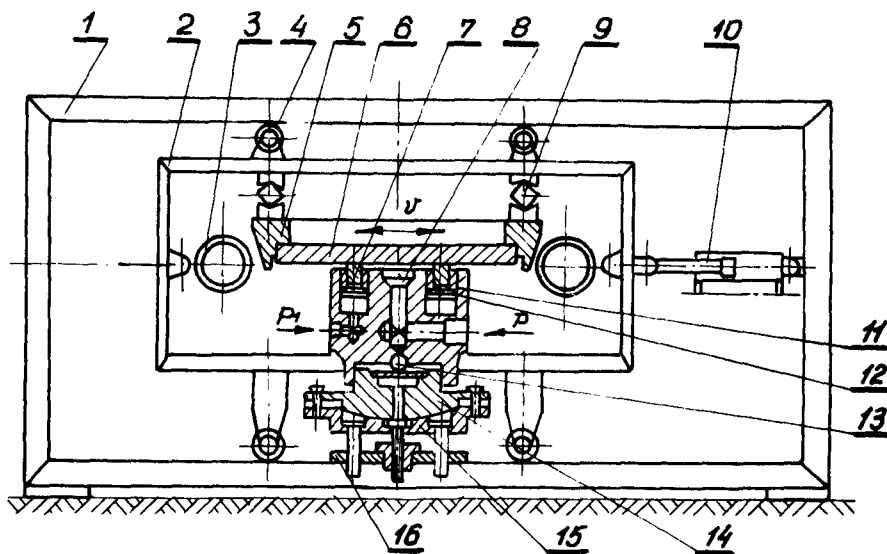
4. Minimalizacja wycieku możliwa jest jedynie poprzez zastosowanie uszczelnienia obciążonego hydraulicznie (np. uszczelnienie wargowe), przy czym wartość p_{sr}/p_1 wymaga ustalenia doświadczalnego.

5. Maksymalna wysokość chropowatości gwarantująca domknięcie uszczelnienia nie może przekroczyć $R_{z_1} = R_{z_2} = 80[\mu m]$.

6. Ze względu na pracę przy tarcii mieszanym, materiały podłoża i uszczelnienia muszą stanowić wypróbowane pary cierne.

7. Wzrost wartości p_1 wpłynie na wzrost wycieku W , ale jednocześnie obniżenie oporów — R i zużycia A .

4.2. Weryfikacja doświadczalna.



1. Podstawa. 2. Rama napędowa. 3. Dynamometr. 4. Koło jezdne. 5. Oprawka płyty. 6. Płyta współpracująca z uszczelnieniem 7. Uszczelnienie badane 8. Kanał doprowadzający 9. Podpora beztarciowa 10. Siłownik hydrauliczny 11. Korpus 12. Oprawka uszczelnienia 13. Dynamometr 14. Przegub 15. Podstawa regulacyjna 16. Płyta wsporcza.

Rys. 2. Stanowisko badawcze.

W oparciu o powyższe reguły skonstruowano szereg wersji uszczelniania, które poddano badaniom laboratoryjnym na stanowisku badawczym (Rys. 2). Badania nie zostały całkowicie zakończone. Uzyskane dotychczas wyniki pozwalają na sformułowanie następujących wniosków:

Przyjęte założenia konstrukcyjne są realne za wyjątkiem postulatu $W=0$. Wyciek $W>0$ zabezpiecza uszczelnienie przed tarciami technicznie suchym.

2. Uszczelnienie pracujące w warunkach tarcia nieszanego wykazuje współczynnik tarcia w zależności od materiałów pary cieplej, czynnika uszczelnianego i warunków pracy: $\mu = [0,015 \div 0,030]$ dla $W < 3^{-8} \left[\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right]$.

LITERATURA:

- [1] Gosztoft L. — *Uszczelnienia i materiały uszczelniające*. PWN W-wa 1959.
- [2] Mayer E. — *Uszczelnienia czołowe*. WNT W-wa 1970.

Forschung und analytische Feststellungsmethoden des konstruktiven Eigenschaften von speziellen Dichtungen.

Kurzfassung

Im Réferat sind angegeben analytische und Forschungsmethoden zum Auswerten konstruktiven Eigenschaften von Dichtungen, welche als Hauptelemente der hydrostatische Flachstutze arbeiten.

АНАЛИТИЧЕСКИЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ МЕТОДЫ ОПРЕДЕЛЕНИЯ КОНСТРУКЦИОННЫХ ЧЕРТ СПЕЦИАЛЬНОГО УПЛОТНЕНИЯ

В реферате представлены методы аналитического и экспериментального определения конструктивных черт уплотнения, которое является самым главным элементом гидравлической плоской опоры.

PROMIENIOWE PRZEMIESZCZENIA I NAPRĘŻENIA W CIENKOSIENNEJ TULEI OBCIĄŻONEJ NA BRZEGU SIŁAMI SKUPIONYMI

Wyprowadzono wzory dla kilku przypadków obciążenia brzegu walcowej tulei cienkościennej siłami skupionymi. Określono promieniowe przemieszczenia ścianki oraz występujące w niej naprężenia. Wyniki obliczeń sprawdzono doświadczalnie.

WYKAZ SYMBOLI

E	– współczynnik sprężystości podłużnej
P	– siła skupiona
R	– promień powierzchni środkowej tulei
a, b, c, d	– pierwiastki równania charakterystycznego
h	– grubość ścianki tulei
m	– liczba sił
w	– promieniowe przemieszczenia powierzchni środkowej ścianki tulei
x	– odległość badanego punktu od brzegu powłoki obciążonego siłami skupionymi
$\delta_{\phi\phi}, \delta_{xx}$	– naprężenia obwodowe, naprężenia wzdłużne
Φ	– funkcja naprężeń
ϕ	– kąt pomiędzy badanym punktem i płaszczyzną odniesienia
ν	– współczynnik Poissona

Przeanalizowano zachowanie się cienkościennej tulei walcowej w kilku przypadkach obciążenia siłami skupionymi wprowadzonymi w jej brzeg. Dla przykładu zostanie omówione, oprócz kilku innych, rozwiązanie zagadnienia tulei obciążonej jednakowymi siłami skupionymi normalnymi do jej swobodnego brzegu i stycznymi do powierzchni środkowej.

Dla tak sformułowanego zadania, najłatwiej jest uzyskać wzory, przez rozwiązanie następujących dwóch równań różniczkowych cząstkowych czwartego rzędu.

$$\begin{aligned}
 D\Delta\Delta_w - \Delta_k\Phi &= 0 \\
 \frac{1}{Eh}\Delta\Delta\Phi + \Delta_{kw} &= 0
 \end{aligned}
 \tag{1}$$

gdzie:

$$D = \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)}, \quad \Delta = \frac{\delta^2}{\delta x^2} + \frac{1}{R^2} \frac{\delta^2}{\delta \phi^2}, \quad \Delta_k = \frac{1}{R} \frac{\delta^2}{\delta x^2}$$

Promieniowe przemieszczenia ścianki tulei w i funkcję naprężeń ϕ przedstawiono w postaci szeregów Fouriera. Po przeprowadzeniu operacji różniczkowania oraz po przekształceniach otrzymuje się wzory:

$$w = \frac{1}{2} \left[\bar{e}^{b_0 \frac{x}{R}} \left(C_{1_0} \cos a_0 \frac{x}{R} + C_{2_0} \sin a_0 \frac{x}{R} \right) + \bar{e}^{d_0 \frac{x}{R}} \left(C_{3_0} \cos c_0 \frac{x}{R} + C_{4_0} \sin c_0 \frac{x}{R} \right) \right] + \sum_{n=1}^{\infty} \left[\bar{e}^{b_n \frac{x}{R}} \left(C_{1_n} \cos a_n \frac{x}{R} + C_{2_n} \sin a_n \frac{x}{R} \right) + \bar{e}^{d_n \frac{x}{R}} \left(C_{3_n} \cos c_n \frac{x}{R} + C_{4_n} \sin c_n \frac{x}{R} \right) \right] \cos mn\phi,$$

2

$$\phi = 2\kappa^2 \frac{D}{R} \left\{ \frac{1}{2} \left[-\bar{e}^{b_0 \frac{x}{R}} \left(C_{1_0} \sin a_0 \frac{x}{R} - C_{2_0} \cos a_0 \frac{x}{R} \right) + \bar{e}^{d_0 \frac{x}{R}} \left(C_{3_0} \sin c_0 \frac{x}{R} - C_{4_0} \cos c_0 \frac{x}{R} \right) \right] + \sum_{n=1}^{\infty} \left[-\bar{e}^{b_n \frac{x}{R}} \left(C_{1_n} \sin a_n \frac{x}{R} - C_{2_n} \cos a_n \frac{x}{R} \right) + \bar{e}^{d_n \frac{x}{R}} \left(C_{3_n} \sin c_n \frac{x}{R} - C_{4_n} \cos c_n \frac{x}{R} \right) \right] \right\} \cos mn\phi,$$

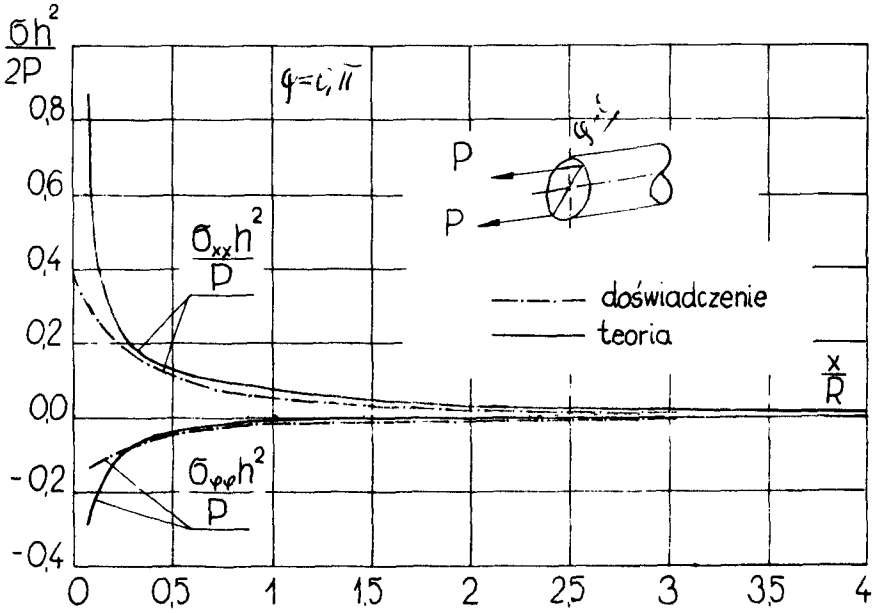
gdzie $\kappa = \sqrt[4]{3(1-\nu^2)} \sqrt{\frac{R}{h}}$

Stałe C_i wyznacza się z warunków brzegowych. Siły wewnętrzne w rozważanej tulei wyrażają się przez ugięcia w i funkcję naprężeń ϕ . Znajomość ugięcia pozwala na określenie momentów zginających i sił tnących. Natomiast siły błonowe uzyskuje się na podstawie funkcji naprężeń. Po wyznaczeniu momentów i sił przekrojowych można określić naprężenia w dowolnym punkcie tulei.

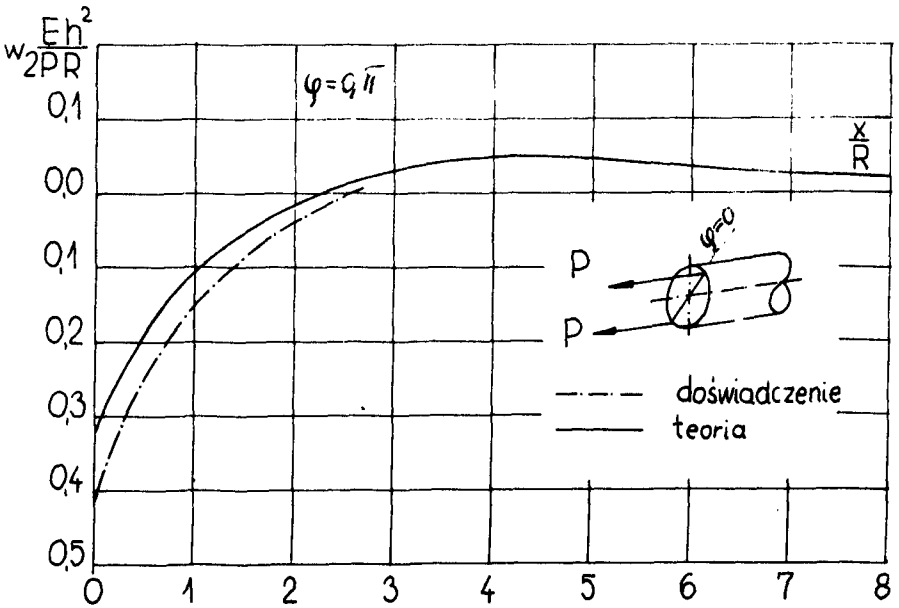
Wykonano obliczenia dla tulei stalowej o wymiarach $R = 77$ mm, $R/h = 20$, obciążonej w dwu naprzemian leżących punktach obwodu siłami rozciągającymi P

$= 5 \cdot 10^3 \text{ N}$. Przeprowadzono pomiary naprężeń oraz promieniowych przemieszczeń. Uzyskane wyniki przedstawiają rys. 1 i 2. Wyniki te odnoszą się do kątów $\phi = 0, \pi$.

W punktach przyłożenia sił zmierzone ugięcie brzegu wynosiło około $-100 \mu\text{m}$, natomiast teoretyczne $-79 \mu\text{m}$.



Rys. 1



Rys. 2

Wnioski

Siły skupione działające wzdłuż tworzącej powierzchni środkowej tulei, wywołują znaczne ugięcia promieniowe w porównaniu z wykonawczymi odchyłkami wymiarowymi. Przemieszczenia te sięgają daleko wzdłuż tworzącej. Ze wzrostem x/R zmieniają swoją wartość w sposób łagodniejszy niż naprężenia, które zmniejszają się bardzo szybko w miarę zwiększania odległości od miejsca obciążonego siłą skupioną.

LITERATURA

- [1] L. H. Donnell — *Stability of thin walled tubes under torsion*, NACA Report Nr 479 (1933)
- [2] T. Kacperski — *Powłoka walcowa zamknięta obciążona siłami skupionymi normalnymi do brzegu i stycznymi do powierzchni środkowej*. Rozprawy Inżynierskie nr 2/1977
- [3] St. Łukasiewicz — *Obciążenia skupione w płytach, tarczach i powłokach*. PWN 1976.

Zusammenfassung

Es wurden die Formeln für einige Fälle der Belastung des dünnwandigen Rohres hergeleitet, das mit Punktlasten am Rande belastet wurde. Es wurden die radialen Formänderungen der Rohrwand sowie die Beanspruchungen bezeichnet.

Die Rechnungsergebnisse wurden experimental nachgeprüft.

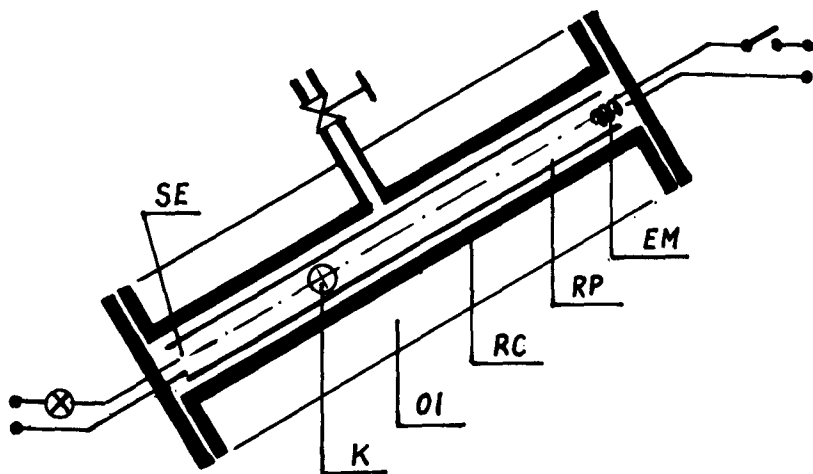
Содержание

Выведены формулы для нескольких случаев цилиндрических тонких обло-чек, нагруженных по краям сосредоточенными силами. Определено радиальное перемещение стенок цилиндрической оболочки, а тоже выступающие в ней напряжения. Результаты расчётов проверены опытным путём.

LEPKOŚCIOMIERZ DO POMIARÓW PRZY WYSOKICH CIŚNIENIACH

W Instytucie Konstrukcji Maszyn Politechniki Łódzkiej został zaprojektowany i wykonany lepkościomierz do pomiaru lepkości oleju pod wysokim ciśnieniem.

Zakres ciśnień: do $160 \frac{\text{MN}}{\text{m}^2}$, zakres temperatur: do 100°C ; zakres lepkości możliwych do pomiaru wystarcza praktycznie dla wszystkich olejów spotykanych w technice smarowniczej i hydraulice siłowej.



Rys. 1

Działanie lepkościomierza (rys.1) opiera się na pomiarze czasu opadania kulki K o promieniu r i masie m w nachylonej rurce pomiarowej RP napelnionej badaną cieczą, podobnie jak w „klasycznym” lepkościomierzu Höpplera. Rurka pomiarowa znajduje się w grubościennej rurce ciśnieniowej RC , nachylonej do poziomu pod kątem β , całość zaś umieszczona w osłonie izotermicznej OI podłączonej do termostatu obiegowego. Mierzony jest czas T opadania kulki na długości L od chwili puszczenia kulki przez elektromagnes EM na górnym końcu do chwili zwarcia styków elektrycznych SE na dolnym końcu rurki. Rysunek nie podaje szczegółów konstrukcji oraz szeregu układów pomocniczych.

Opracowana konstrukcja wykazuje istotne różnice w stosunku do lepkościomierza Höpplera:

1. objęcie pomiarem całego czasu opadania kulki, łącznie z początkowym okresem ruchu nieustalonego,
2. duże prędkości opadania kulki, wymagające uwzględnienia ich wpływu na hydrauliczny opór kulki.

Różnice te wymagały opracowania obszerniejszej teorii pracy lepkościomierza.

Dla uwzględnienia wpływu niejednostajności ruchu rozpatrzono siły działające na kulkę. Siły te — to: siła ciężkości Q i siła wyporu W , działające pionowo, siła nośna N prostopadła do osi rury oraz siła oporu hydraulicznego H działająca wzdłuż osi rury

$$H = \xi \eta u r$$

gdzie: ξ — współczynnik oporu hydraulicznego, η — lepkość cieczy,
 u — prędkość ruchu kulki.

Równanie ruchu nieustalonego ma postać:

$$m \frac{d^2 s}{dt^2} = (Q - W) \sin \beta - H$$

Po podstawieniu odpowiednich wielkości i przekształceniach otrzymuje się równanie różniczkowe

$$(1) \quad \frac{d^2 s}{dt^2} + c \frac{ds}{dt} = a_0$$

gdzie a_0 — przyspieszenie początkowe

$$a_0 = g \left(1 - \frac{\rho}{\rho_k} \right) \sin \beta$$

oraz c — współczynnik tłumienia

$$c = \frac{\xi \eta r}{m}$$

g — przyspieszenie grawitacyjne, ρ , ρ_k — gęstość cieczy i materiału kulki.

Rozwiązanie równania (1) dla warunków początkowych $s = 0, \frac{ds}{dt} = 0$ przy $t = 0$ oraz końcowego $s = L$ przy $t = T$ ma postać :

$$L = \frac{a_0}{c^2} (cT + e^{-cT} - 1)$$

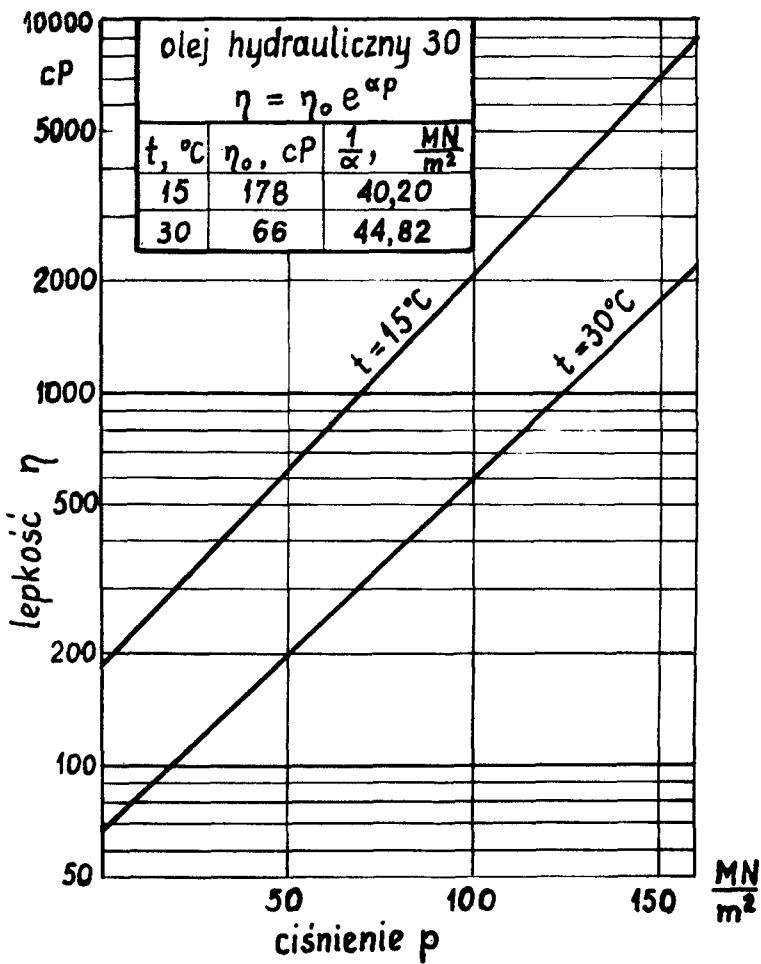
Otrzymany wzór stanowi zależność między czasem T oraz lepkością η zawartą we współczynniku c . Względem szukanej wielkości c jest to równanie przestępne, nie posiadające rozwiązań w zamkniętej postaci. Po wprowadzeniu wielkości bezwymiarowych równanie to ma postać:

$$(2) \quad z^2 = q^2 (z + e^{-z} - 1)$$

gdzie $z = cT$

jest szukaną niewiadomą, zaś $q = T \sqrt{\frac{\kappa g}{L} \left(1 - \frac{\rho}{\rho_k} \right) \sin \beta}$.

Współczynnik κ uwzględnia wpływ ruchu obrotowego kulki. Jego wartość wyznaczona została w wyniku szczegółowej analizy opadania kulki z uwzględnieniem obrotu i siły nośnej N .



Rys. 2

Szczegółowe badania wykazały, że w spotykanym zakresie parametrów współczynnik oporu ξ nie jest stały lecz jest liniową funkcją liczby Reynoldsa

$$\xi = \xi_0 + \xi_1 Re$$

Powyższe wzory pozwalają obliczyć lepkość w następujący sposób: należy obliczyć q , z równania (2) wyznaczyć z , i wreszcie obliczyć lepkość ze wzoru

$$\eta = \frac{1}{T\xi_0} \left(\frac{mz}{r} - 2rL\sigma\xi_1 \right)$$

Obecnie prowadzone są pomiary lepkości olejów przy pomocy omawianego lepkościomierza. Pomiary te pozwalają wyznaczyć zależność lepkości od ciśnienia, a więc zweryfikować stosowaną powszechnie zależność wykładniczą postaci

$$\eta = \eta_0 e^{\alpha p}$$

oraz wyznaczyć wartość piezowspółczynnika α dla krajowych olejów.

Na rys. 2 podany jest przykład zależności lepkości od ciśnienia dla oleju hydraulicznego 30 w temperaturze 15°C oraz 30°C.

VISKOSIMETER ZUR MESSUNG DER ZÄHIGKEIT UNTER HOHEM DRUCK

Zusammenfassung

Der Vortrag enthält die Beschreibung eines Viskosimeters zum Druck bis $160 \frac{\text{MN}}{\text{m}^2}$.

Die Arbeit des Geräts mit Berücksichtigung des Einflusses seiner Sondereigenschaften auf die Bestimmungsmethode der Zähigkeit wurde betrachtet. Einige Ergebnisse der Zähigkeitsmessungen sind beigebracht.

ВИСКОЗИМЕТР ДЛЯ ИЗМЕРЕНИЯ ВЯЗКОСТИ ПРИ ВЫСОКИХ ДАВЛЕНИЯХ

Описан вискозиметр для измерения вязкости масел при давлениях до 160 ат. Рассмотрена работа прибора с учётом конструкционных особенностей влияющих на метод определения вязкости. Приведен пример зависимости вязкости масла от давления определенного на этом вискозиметре.

NIEIZOTERMICZNY SEMIELASTOHYDRODYNAMICZNY FILM OLEJOWY

W pracy przedstawiono rezultaty badań semielastohydrodynamicznego filmu olejowego z uwzględnieniem wpływu temperatury na jego własności. Określono wpływ prędkości i poślizgu na rozkład ciśnienia, kształt filmu olejowego oraz rozkład temperatury w obszarze kontaktu.

Coraz szersze stosowanie w budowie maszyn tworzyw sztucznych, przede wszystkim w napędach: przekładnie zębate, napędy krzywkowe; stwarza konieczność bliższego poznania zjawisk zachodzących przy współpracy tych materiałów szczególnie w obecności oleju jako środka smarnego.

Istotnym czynnikiem ograniczającym możliwość stosowania tworzyw sztucznych w budowie maszyn jest temperatura, której nadmierny wzrost w czasie pracy powoduje utratę przez tworzywo własności mechanicznych.

Koniecznym staje się więc zbadanie zjawisk cieplnych występujących przy współpracy elementów z tworzyw sztucznych w obecności oleju. Zbadanie wpływu poślizgu na ilość wydzielanego ciepła, rozkład temperatury, ciśnienia oraz kształt filmu olejowego. W przypadku współpracy elementów o dużej różnicy krzywizn współpracujących powierzchni powstaje spiętrzenie ciśnienia, które ze względu na mały moduł sprężystości tworzyw powoduje znaczne odkształcenia współpracujących elementów przy czym nie wpływa w zasadniczy sposób na zmianę własności fizycznych oleju tzn. lepkość i gęstość.

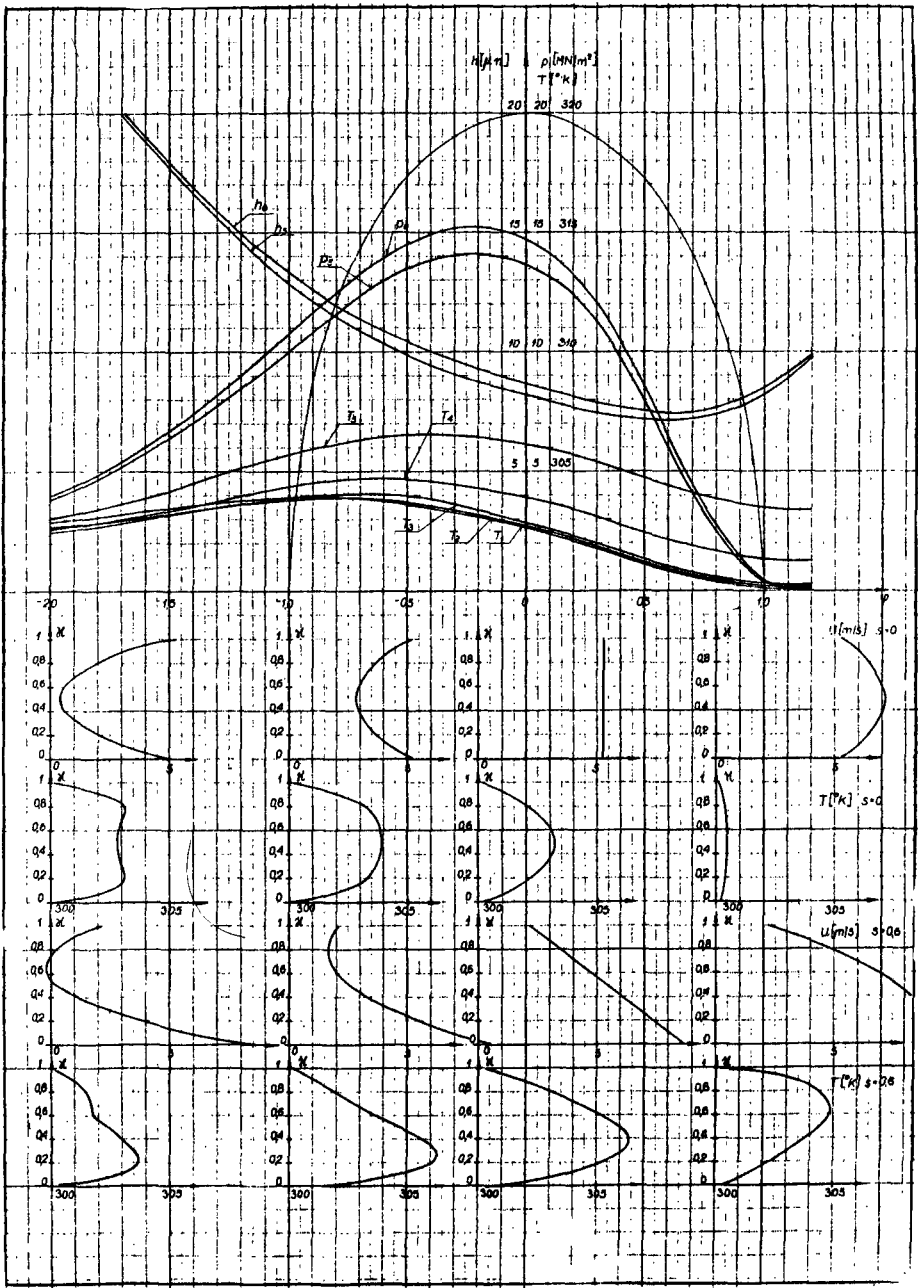
Rodzaj filmu olejowego jaki powstaje między współpracującymi elementami w tych warunkach nosi nazwę semielastohydrodynamicznego filmu olejowego.

Przyjęty do rozważań model stanowią dwa toczone się po sobie z poślizgiem walce przedzielone filmem olejowym.

Rozwiązanie rozpatrywanego zagadnienia uzyskano na drodze jednoczesnego rozwiązania równań: hydromechaniki, teorii sprężystości oraz równania bilansu energii dla różnych wartości poślizgów oraz różnych skojarzeń par toczych: metal — tworzywo, tworzywo — metal, tworzywo — tworzywo.

W rozwiązaniu uwzględniono następujące założenia:

- stałe ciśnienie na grubości filmu olejowego,
- stały współczynnik przewodzenia ciepła w danych warunkach dla oleju i dla materiałów walców,
- stałe w danych warunkach ciepło właściwe dla oleju i dla materiałów walców,
- uwzględniono odprowadzenie ciepła tylko na drodze konwekcji i przewodzenia,
- warunki w czasie są ustalone,
- przepływ jest płaski.



Po uwzględnieniu tych założeń w wyniku numerycznego rozwiązania układu równań otrzymano:

— rozkłady ciśnienia, temperatury oraz kształt filmu olejowego dla różnych wartości poślizgu.

Przykładowe wyniki uzyskanych rozwiązań przedstawiono na rysunku.

Summary

In this paper, are presented rezultats to the thermal — semielastohydrodynamic problem. Were definded influence of sliding and velocity of rollers of the pressure distribution, film thickness and temperature distribution in the contact zone.

Содержание

В работе представлено результаты исследования свойств смазочной плёнки в переходных условиях между контактно-гидродинамическими и идеальными с учетом температуры.

Определено влияние скорости и скольжения на распределение давления, форму смазочной плёнки и распределение температуры в зоне контакта.

WERYFIKACJA DOŚWIADCZALNA PIECÓW PRZELOTOWYCH ŁAŃCUCHOWYCH PPL

Weryfikacja doświadczalna dotyczy zespołów napędu prototypowych pieców przelotowych łańcuchowych, do nagrzewania elementów płuznych przed obróbką plastyczną. Piece te zainstalowane są w Fabryce Maszyn Rolniczych AGROMET-UNIA w Grudziądzu.

Weryfikacji doświadczalnej poddano zespół napędu łańcuchowego transportera pieca, przeznaczonego do nagrzewania elementów płuznych przed ich obróbką plastyczną. Celem przeprowadzonej weryfikacji było ustalenie przyczyn częstych awarii i uszkodzeń wału napędowego i sprzęgła przeciążeniowego. W skład zespołu napędowego wchodzi pięć przekładni łańcuchowych o wspólnym wale napędowym i osi, o indywidualnych sprzęgłach kołowych, sprzęgło przeciążeniowe, przekładnia zębata i silnik. Łańcuchy wyposażone w ogniwa zabierakowe stanowią transporter wsadu.

W celu określenia przenoszonych obciążeń przez zespół napędowy przeprowadzono pomiary tensometryczne, pozwalające zidentyfikować stan obciążenia wału. Do pomiarów użyto mostek tensometryczny TT-3b oraz tensometry RL-120/20. Mierzono odkształcenia wału bezpośrednio za sprzęgłem przeciążeniowym. Pomiary przeprowadzono w czasie eksploatacji pieca dla następujących warunków:

- praca pod pełnym obciążeniem (transport wsadu),
- praca bez obciążenia wsadem przy czynnych wszystkich łańcuchach oraz wyłączając kolejno po jednej przekładni łańcuchowej,
- praca bez obciążenia wsadem przy wyłączonych wszystkich przekładniach łańcuchowych,
- pomiar zerowy.

Przeprowadzone pomiary i obliczenia pozwoliły ustalić, że:

- postać geometryczna zastosowanego wału napędowego nie odpowiada warunkom koniecznym do przeniesienia istniejących obciążeń roboczych,
- zaistniałe przypadki uszkodzeń sprzęgła przeciążeniowego oraz wału napędowego wynikają z nieodpowiedniego doboru bezpiecznika.

Opracowane na podstawie badań szczegółowe wnioski dotyczące analizowanego rozwiązania konstrukcyjnego zostały przyjęte przez projektantów i zrealizowane.

Zusammenfassung

Im Artikel wurde eine eksperimentale Werifikation von einem Antriebgefüge des Kettendurchlaufofens für Pflugelemente bevor ihrer plastischer bearbeitung vorgestellt. Die Ofen sind in der Landwirtschaftmaschinenwerken AGROMET-UNIA in Grudziądz eingeführt.

Содержание

Экспериментальная проверка касается узлов привода прототировых сквозных цепечных печей для обогрева деталей плугов перед пластической обработкой. Эти печи работают в заводе Сельскохозяйственных Машин АГРОМЕТ-УНИА в городе Грудзиондз.

KONSTRUKCYJNE BADANIA ZMĘCZENIOWE MASZYN

W artykule omówiono wybrane zagadnienia konstrukcyjnych badań zmęczeniowych na przykładzie badań pojazdów jednośladowych.

WYKAZ SYMBOLI

- N – liczba cykli zrealizowana do pęknięcia zmęczeniowego
- n_o – liczba cykli w okresie programu
- n_c – trwałość zmęczeniowa wyznaczona w programowanych badaniach, wyrażona w cyklach
- λ – liczba okresów programu zrealizowana do pęknięcia zmęczeniowego
- σ_a – amplituda zmian naprężeń
- σ_{amax} – maksymalna wartość amplitudy zmian naprężeń w widmie

Wprowadzenie

Istotnym elementem procesu konstruowania jest weryfikacja doświadczalna wytworów. Badania maszyn są podstawowym sposobem oceny prawidłowości doboru cech konstrukcyjnych. W większości przypadków podstawowym kryterium oceny jest niezawodność wytworu. Na niezawodność powyższy wpływ ma trwałość zmęczeniowa elementów poddanych w warunkach eksploatacji obciążeniom zmiennym w czasie. Dla przykładu, w badaniach eksploatacyjnych pojazdów jednośladowych stwierdzono, że 30% ogółu uszkodzeń stanowią uszkodzenia zmęczeniowe. W świetle kryterium bezpieczeństwa obsługi (trudne do wykrycia rozwijające się pęknięcie ma w ostatniej fazie nagły, katastrofalny przebieg) i kryterium ekonomicznego, są to uszkodzenia najpoważniejsze.

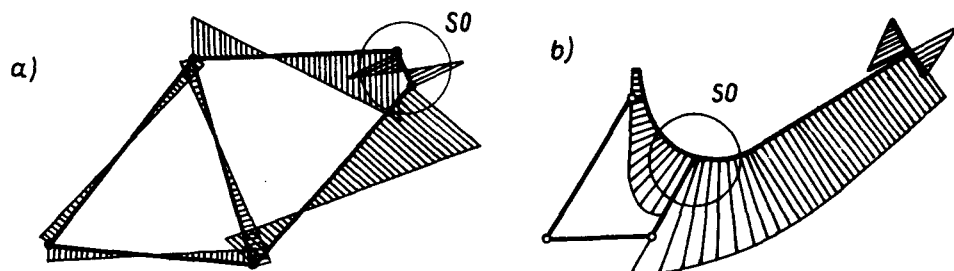
W przedstawionej pracy omówiono wybrane zagadnienia konstrukcyjnych badań zmęczeniowych maszyn na przykładzie badań pojazdów jednośladowych prowadzonych w Zakładzie Podstaw Konstrukcji Maszyn Akademii Techniczno-Rolniczej w Bydgoszczy.

Masowe wytwarzanie pojazdów jednośladowych — przekraczające 1200 tysięcy sztuk rocznie — podkreśla wagę omawianych badań.

Podstawowe badania zmęczeniowe

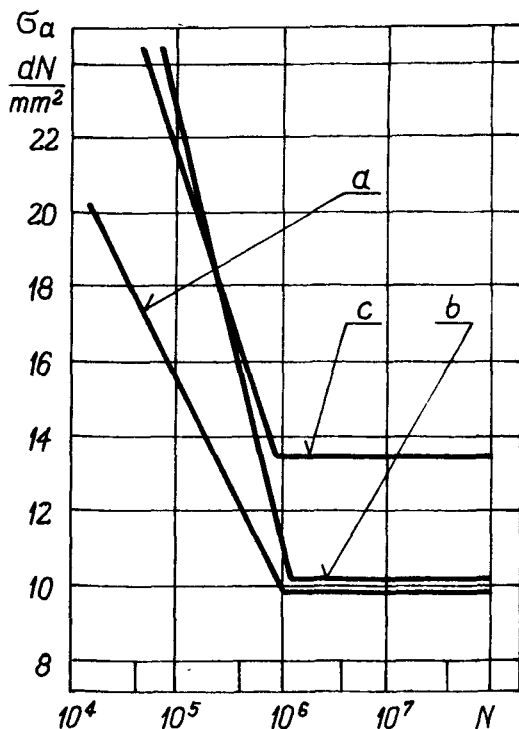
Ocena prawidłowości doboru niektórych cech konstrukcyjnych szczególnie materiałowych może być przeprowadzona w oparciu o wyniki podstawowych badań zmęczeniowych przeprowadzonych przy stałej amplitudzie zmian naprężeń. Ujaw-

nienie w wyniku analizy wytrzymałościowej trwałościowo słabych ogniw umożliwia uproszczenie kosztownych badań zmęczeniowych całych układów do badań wybranych węzłów konstrukcyjnych. Dla przykładu na rys. 1 przedstawiono wykresy



Rys. 1.

momentów gnących: a — w rowerowej ramie trapezowej, b — w ramie motoroweru. Analiza rozkładu obciążeń umożliwia dobór odpowiednich geometrycznych cech konstrukcyjnych ram. Maksymalne obciążenia w oznaczonych węzłach pozwalają przewidywać uszkodzenia zmęczeniowe w tych obszarach. Przewidywania te potwierdziły wyniki eksploatacyjnych badań pojazdów. Liczne obszary spiętrzenia naprężeń (wyznaczone za pomocą kruchych pokryć) i złożony proces wytwórczy (duża liczba wad spawalniczych, lutowniczych itp.) wymagały przeprowadzenia badań, których celem była weryfikacja cech konstrukcyjnych ram pojazdów jednośladowych. Na rys. 2 przedstawiono wyniki badań trzech wersji konstrukcyj-

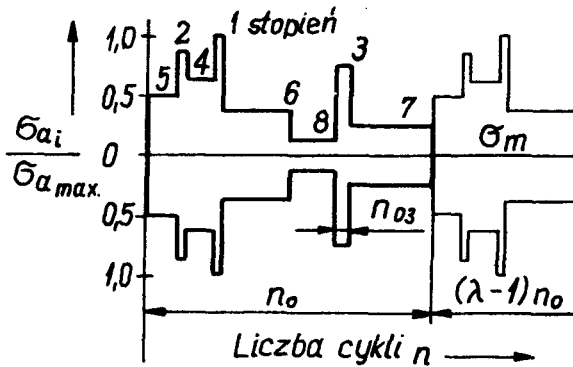


Rys. 2

nych węzłów ramy trapezowej. Poszczególne krzywe zmęczeniowe na rys. 2 odpowiadają: a — węzłowi lutowanemu za pomocą ładunków w postaci korków mosiężnych, b — węzłowi lutowanemu za pomocą folii mosiężnej i c — węzłów odlewanych ciśnieniowo ze stopu aluminium. Wyższa wytrzymałość zmęczeniowa węzłów odlewanych ciśnieniowo, przy jednoczesnym uproszczeniu procesu wytwórczego i dużej swobodzie kształtowania węzłów, wyraźnie wskazuje kierunek optymalizacji konstrukcji ram trapezowych.

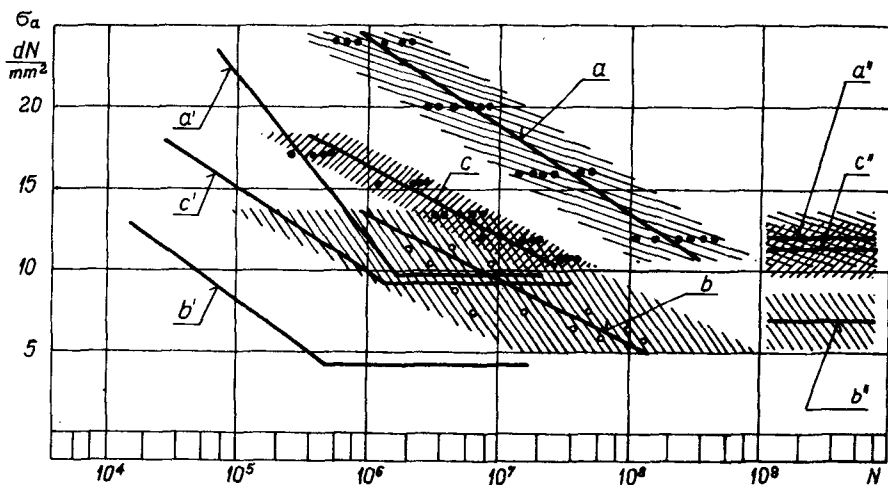
Programowane badania zmęczeniowe

Programowane badania zmęczeniowe prowadzono na rzeczywistych elementach i układach pojazdów jednośladowych przy obciążeniach odpowiadających obciążeniom eksploatacyjnym. Krzywe trwałości zmęczeniowej wyznaczone w programowanych badaniach ujmują własności zmęczeniowe badanych elementów z uwzględnieniem losowego rozrzutu tych własności. Na rys. 3 przedstawiono schemat programu obciążeń. Sposób opracowania i podstawowe parametry programu



Rys. 3.

ustalone zostały na podstawie szczegółowych badań zmęczeniowych prowadzonych w Zakładzie PKM oraz danych literaturowych [1]. Programy obciążeń opracowano na podstawie wykresów obciążeń otrzymanych z pomiarów tensometrycznych w warunkach eksploatacji. Na rys. 4 przedstawiono krzywe trwałości zmęczeniowej wybranych węzłów i elementów pojazdów jednośladowych. Krzywą trwałości zmęczeniowej węzła ramy trapezowej oznaczono literą a, krzywą zmęczeniową literą a, natomiast średnią wartość obciążenia eksploatacyjnego literą a'', odpowiednio oznaczono krzywe odpowiadające ramie roweru składanego — literami b, b' i b'' oraz krzywe odpowiadające widelcowi roweru składanego — literami c, c' i c''. Znajomość krzywej trwałości zmęczeniowej uwzględniającej losowy rozrzut własności zmęczeniowych oraz znajomość losowego rozrzutu wartości obciążeń eksploatacyjnych umożliwi wyznaczenie prawdopodobieństwa wystąpienia uszkodzenia zmęczeniowego w funkcji przebiegu pojazdu, które jest podstawową miarą niezawodności badanego wytworu.



Rys. 4

LITERATURA

- [1] Szala J.: *Zagadnienie aproksymacji zmian obciążeń o charakterze losowym w programowanych badaniach trwałości zmęczeniowej*. Zeszyty Naukowe Nr 26, AT-R Bydgoszcz 1975.

CONSTRUCTIONAL FATIGUE TESTS OF MACHINES

In this paper there have been presented some problems of constructional fatigue tests on the example of tests of single — track vehicles.

КОНСТРУКЦИОННЫЕ УСТАЛОСТНЫЕ ИСПЫТАНИЯ МАШИН

Статья содержит описание избранных вопросов конструкционных усталостных испытаний на примере исследования односледовых средств передвижения.

ANALIZA MOŻLIWOŚCI WYKORZYSTANIA EFEKTU AKUSTYCZNEGO MASZYNY W PROCESIE WERYFIKACJI CECH KONSTRUKCYJNYCH NA PRZYKŁADZIE ELEKTROSTALOWNICZEGO PIECA ŁUKOWEGO.

W działaniu układów i megaukładów mogą występować elementy niepożądane (np. hałas). W pracy przedstawiono propozycję metody eliminowania takich oddziaływań poprzez weryfikację konstrukcji bazującą na wynikach badań konstrukcyjnych.

Spójrzmy na dowolny układ lub megaukład maszynowy jako na wynik końcowy procesu zaspokajania potrzeb.

Czy na etapie działań projektowo—konstrukcyjnych możemy przewidzieć wszystkie relacje, które zaistnieją pomiędzy rzeczywistym obiektem wytworzonym w wyniku tego procesu a otoczeniem? Oczywiście przewidujemy możliwie szczegółowo — co jest głównym zadaniem projektanta i konstruktora — to działanie maszyny, które stanowi zaspokojenie postawionej potrzeby.

Jednakże w zbiorze wyjść maszyny (energetycznych, masowych i informacyjnych) tkwi prawdopodobieństwo wystąpienia takich oddziaływań, których konstruktor nie przewidział. Wynika to z powszechnego stosowania w procesie projektowo—konstrukcyjnym pewnych uproszczonych modeli zjawisk, oddziaływań, stanów itp.

Modele takie umożliwiają formalne ujęcie i obliczeniowe ustalenie większości składowych cech konstrukcyjnych, dobieranych w omawianym procesie. Zazwyczaj tego typu model dotyczy pojedynczej relacji: jest zatem wysoce prawdopodobne, że model lub zespół modeli ujmujących podstawowe działanie powstającego środka technicznego jest znacznym uproszczeniem w stosunku do rzeczywistości.

Gdy więc nowy środek techniczny zaczyna spełniać swoje zadanie — musimy liczyć się z wystąpieniem pewnych oddziaływań ubocznych, często niepożądanych.

Zazwyczaj te niepożądane oddziaływania eliminowane są w procesie doświadczalnej weryfikacji konstrukcji.

Podstawowym problemem działań weryfikacyjnych jest identyfikacja źródła lub źródeł niepożądanych oddziaływań w badanym układzie.

Oczywiście istnieje szereg metod prowadzenia badań weryfikacyjnych. Jednakże w przypadku zadania sformułowanego powyżej, tzn. identyfikacji źródła niepożądanego oddziaływania maszyny na otoczenie najbardziej efektywnym sposobem wydaje się być metoda, którą możemy nazwać obrazowo „po nitce do kłębka”. Metoda taka będzie polegała na wykorzystaniu tego niekorzystnego oddziaływania, które chcemy wyeliminować, jako przekazu informacji sygnału.

Będziemy dążyli do tego, aby odpowiednia analiza takiego sygnału umożliwiła realizację postawionego problemu badawczego.

Omówimy powyższą metodę na przykładzie bardzo często spotykanego niepożą-

danego oddziaływania maszyny na otoczenie — hałasu.

Przedstawione wyniki badań stanowią fragment pracy, prowadzonej w Inst. Podstaw Konstrukcji Maszyn Politechniki Śląskiej przez zespół kierowany przez doc. dr inż. Z. Jaskółę.

Opracowanie skutecznej metody umożliwiającej identyfikację źródeł hałasu maszyn poprzez analizę efektu akustycznego możemy podzielić na dwie grupy zagadnień.

Grupa pierwsza jest wspólna dla większości metod analizujących sygnały. Ponieważ dowolny sygnał jest odbierany przez receptory wraz z pewnymi zakłóceniami, celem metody jest:

1. wybór punktu pomiarowego,
2. zestawienie toru pomiarowego przy czym oba te elementy metody powinny w maksymalnym stopniu ograniczać możliwe zakłócenia przepływu informacji.

W przypadku sygnału akustycznego wybór punktu pomiarowego uzależniony zazwyczaj od wyników analizy tzw. pola akustycznego wokół badanego obiektu. Punkt pomiarowy powinien zapewniać możliwie dużą różnicę poziomu sygnału użytecznego i poziomu zakłóceń.

Praktyczna realizacja omówionych powyżej zadań napotyka na poważne trudności w przypadku złożonych źródeł hałasu, które często wykazują charakter źródła losowego niestacjonarnego. Typowym przykładem takiego źródła jest elektrostalowniczy piec łukowy.

Drugą grupą zagadnień w zakresie metody badań, których prawidłowe rozwiązanie umożliwia realizację postawionego problemu, jest odpowiedni dobór sposobu analizy sygnału i wybór tych jego składowych, w których odpowiedź na zadany problem jest możliwie łatwa do wyodrębnienia.

Przykładem ilustrującym powyższy problem będzie tutaj pewien etap poszukiwania źródeł hałasu w megakładzie pieca łukowego.

Na podstawie wcześniejszych badań ustalono, że „źródło” hałasu mogą stanowić otwory i szczeliny w obudowie wanny pieca. Rys. 1 przedstawia wyniki badania wpływu stopnia otwarcia pokrywy okna roboczego na poziom efektu akustycznego w punkcie pomiarowym.

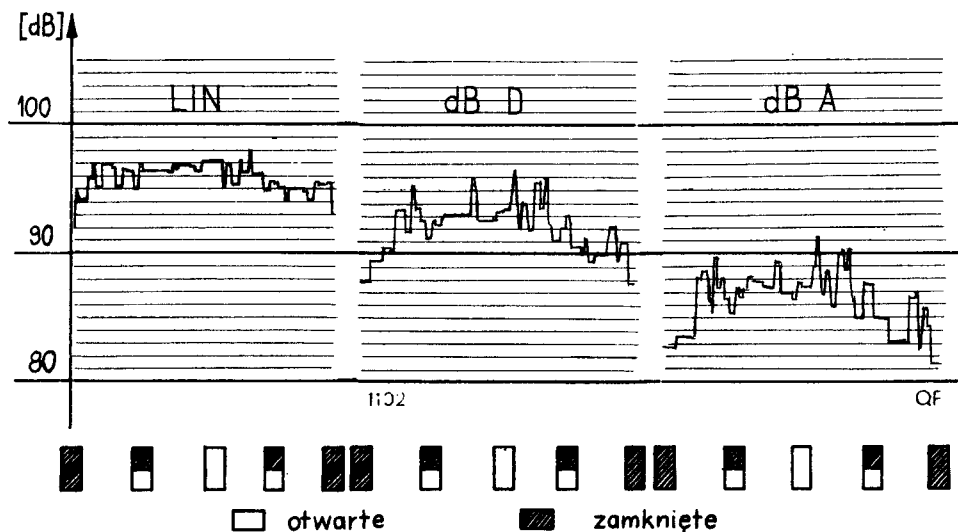
Analiza przedst. na rys. wykresów umożliwia sformułowanie następujących wniosków:

1. zwiększenie powierzchni otworu w płaszczu pieca powoduje wzrost poziomu efektu akustycznego w punkcie pomiarowym,
2. zróżnicowanie poziomów efektu akustycznego odpowiadających różnym powierzchniom otworu jest zależne od przyjętej charakterystyki filtra analizatora efektu akustycznego. Największa różnica występuje przy rejestracji przebiegu w skali dB A, decydującej w świetle kryterium ergonomicznego.

Widzimy tutaj, w jaki sposób wybór odpowiednich składowych analizowanego sygnału może ułatwić względnie utrudnić wnioskowanie.

Wyniki powyższego eksperymentu upoważniają do podjęcia działań w zakresie weryfikacji konstrukcji pieca, zmierzających do zmniejszenia powierzchni otworów

i nieszczęśliwości w jego powłoce, co powinno doprowadzić do obniżenia poziomu hałasu, będącego niepożądanym elementem działania elektrostalowniczego pieca łukowego.



Rys. 1

LITERATURA

- [1] Dietrych J.: *Projektowanie i konstruowanie*. WNT Warszawa 1974 r.
 [2] Praca badawcza: *Budowa skutecznego zabezpieczenia załogi przed skutkami nadmiernego hałasu przy piecach łukowych 50 t.* — IPKM Pol. Śl. Gliwice 1973—1976 r.

THE ANALYSIS OF POSSIBILITIES TO USE OF ACOUSTIC EFFECT OF MACHINE IN THE PROCESS OF VERIFYING CONSTRUCTIONAL FEATURES USING EXAMPLE OF ELECTRIC ARC FURNACE FOR STEELMAKING

In the acting of machine complexes and megacomplexes there are unexpected coactions (f.e. noise). Paper reports some proposition of method to eliminate such coactions using the construct's verifying. It is possible due the results of constructional researches.

АНАЛИЗ ВОЗМОЖНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ АКУСТИЧЕСКОГО ЭФФЕКТА МАШИНЫ В ПРОЦЕССЕ ПРОВЕРКИ КОНСТРУКЦИОННЫХ СВОЙСТВ НА ПРИМЕРЕ ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ ПЕЧИ ДЛЯ ПРОИЗВОДСТВА СТАЛИ

В работе машинных комплексов и мегакомплексов могут выступать нетребованные влияния (н.п. шум). В статье предложено метод устранения этих влияний путём проверки конструкций, пользуясь результатами конструкционных исследований.

SAMOHAMOWNOŚĆ ZŁĄCZ ŚRUBOWYCH W WARUNKACH DRGAŃ

W drodze rozważań analitycznych przedstawiono mechanizm utraty samohamowności złączy śrubowych znajdujących się w warunkach drgań działających w płaszczyźnie prostopadłej do osi złącza. Zależności opisujące samohamowność złącza sprawdzono doświadczalnie.

WYKAZ SYMBOLI

- d_s – średnica robocza powierzchni nośnej zwoju gwintu
 D_m – średnica robocza powierzchni oporowej łba
 $H = \frac{P_v \operatorname{tg} \gamma}{1 + \operatorname{tg} \gamma \operatorname{tg} \rho}$ – obciążenie styczne na powierzchni nośnej gwintu
 $k = \frac{P(t)}{H}$ – współczynnik intensywności dynamicznej
 M_D – moment dynamiczny w płaszczyźnie obrotu łącznika
 M_π – momenty oporowe w płaszczyźnie obrotu łącznika
 M_{Ci} – momenty czynne w płaszczyźnie obrotu łącznika
 M_{SH} – moment samohamowności
 P_v – napięcie wstępne
 γ – kąt wzniosu linii śrubowej
 ρ' – pozorny kąt tarcia

W drodze rozważań analitycznych przedstawiono mechanizm utraty samohamowności złączy śrubowych znajdujących się pod wpływem obciążeń dynamicznych lub składowych tych obciążeń działających w płaszczyźnie prostopadłej do osi złącza. Ustalono, że warunkiem utraty samohamowności złącza jest zerwanie sprzężenia ciernego i wystąpienie poślizgu na płaszczyznach oporowych elementów zaciskanych i zaciskających. Dowiedziono również, że główną przyczyną utraty samohamowności złącza gwintowego jest moment dynamiczny M_D , który wynika z działania sił stycznych H na powierzchniach nośnych zwoju gwintu i chwilowych wartości zewnętrznych obciążeń dynamicznych $P(t)$.

$$M_D = 0,5d_s H(k^2 + 1) \quad (1)$$

Następnie ustalono definicję samohamowności złączy śrubowych mającą sens dla wszystkich rodzajów obciążeń

$$M_{SH} = \sum_i^n M_\pi - \sum_i^n M_{Ci} \quad i \in N \quad (2)$$

Zgodnie z przyjętą definicją ustalono zależność opisującą moment samohamowności M_{SH} dla złącza obciążonego dynamicznie:

$$M_{SH} = [AF(k) - B(k^2 + 1)]P_v \quad (3)$$

gdzie

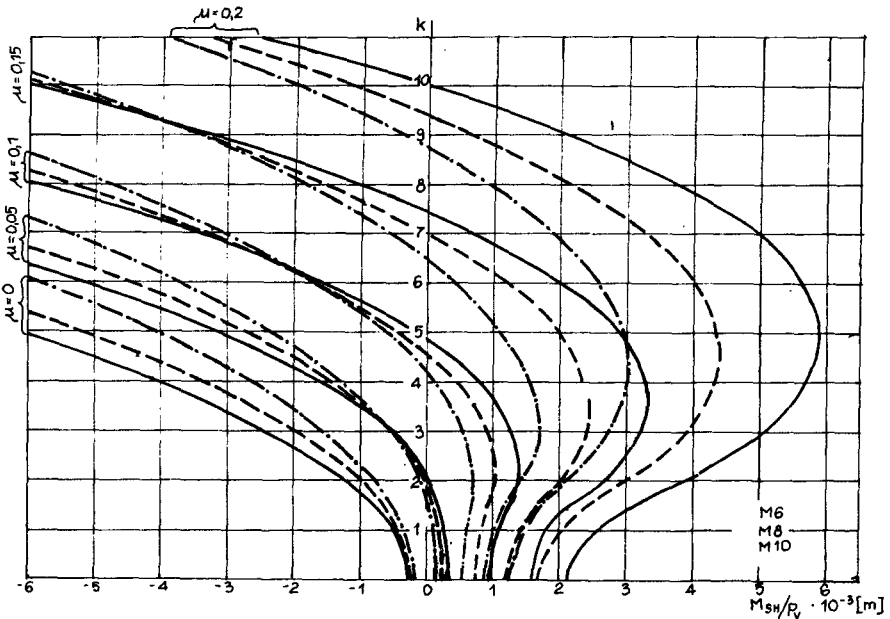
$$B = \frac{\operatorname{tg} \gamma \cdot d_s}{2 \cdot (1 + \operatorname{tg} \gamma \operatorname{tg} \rho')} \quad (4)$$

$$A = \frac{D_m \operatorname{tg} \rho}{4\Pi} + \frac{d_s \operatorname{tg} \rho'}{4\Pi(1 + \operatorname{tg} \gamma \operatorname{tg} \rho')} \quad (5)$$

$$F(k) = \int_0^{2\pi} \sqrt{k^2 - 2k \cos \phi + 1} d\phi \quad (6)$$

Wykreślają ilustrację wzoru (3) zamieszczonego na rys. 1, gdzie ukazano wpływ współczynnika tarcia, współczynnika k oraz wymiarów elementów złącza na wartość M_{SH}

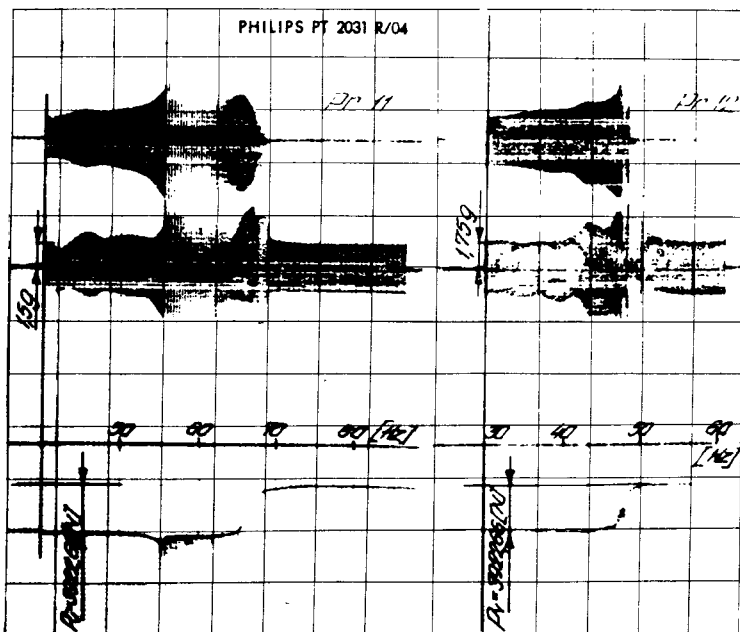
Oś rzędnych na przedstawionym wykresie wyznacza granicę samohamowności złącz śrubowych.



Rys. 1. Wpływ, k oraz wymiarów elementów złącznych na samohamowność złącz śrubowych

W celu potwierdzenia przytoczonych rozważań przeprowadzono badania na specjalnie przygotowanym stanowisku. Badania prowadzono dla kolejnych sterowanych przyspieszeń mas elementów zaciskanych oraz przy zmiennej, płynnie regulowanej częstotliwości zmian obciążenia. Znajomość wymienionych przyspieszeń pozwalała na wyznaczenie przyspieszenia względnego, które przy znajomości ciężarów elementów zaciskanych umożliwiło wyznaczenie $P(t)$.

Przykłady wyników badań złącza ze śrubą $M6$ przedstawiono na rys. 2. Zamieszczone tu wycinki z taśmy rejestratora ukazują próby przy sterowanych amplitudach przyspieszeń mas elementów zaciskanych $a = 1$ g i $a = 1,75$ g.



Rys. 2. Wycinki taśmy rejestratora z badań nad samohamnością złączy śrubowych

Selbsthemmung von Schraubenverbindungen unter dem Einfluss von Schwingungen

Es wurden analytische Betrachtungen über den Mechanismus der Selbsthemmung von Schraubenverbindungen angestellt, die sich unter dem Einfluss von Schwingungen befinden. Der Schwingungen wirken vertikal zur Asche Verbindungsebene. Die bestimmten Abhängigkeiten, die Selbsthemmung so Schraubenverbindungen beschreiben, wurden experimentell überprüft.

Саморазвинчивание резьбовых соединений под действием вибрации.

Рассматриваются причины развинчивания резьбовых соединений под действием сил, приложенных в плоскости, перпендикулярной к оси болта.

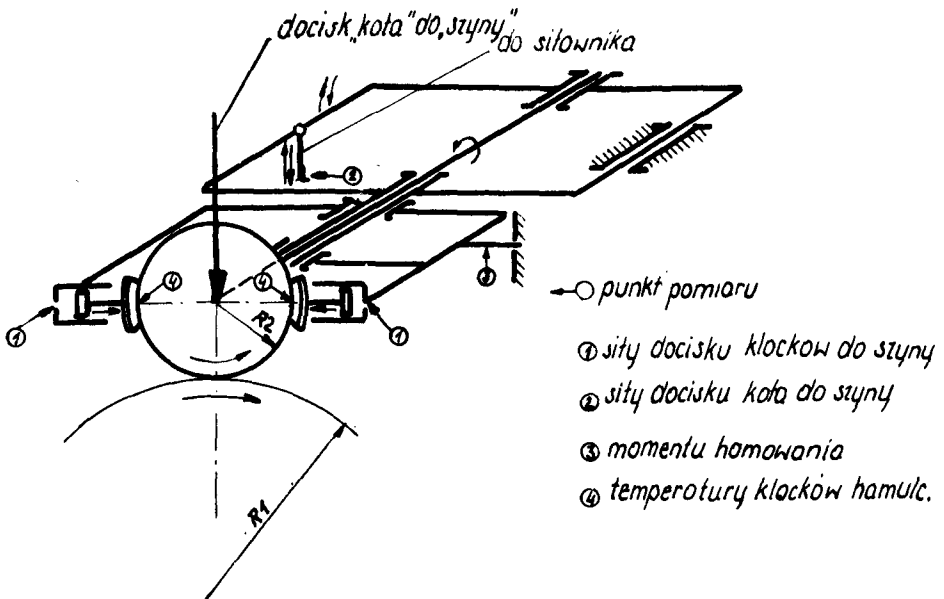
KONSTRUKCJA STANOWISKA DO BADAŃ SYMULACYJNYCH ZESTAWÓW KOŁOWYCH

Podano opis konstrukcji stanowiska do symulowania badań zestawów kołowych oraz przedstawiono jego możliwości badawczo-pomiarowe.

W trakcie eksploatacji szynowych zestawów kołowych obserwuje się deformacje obręczy kół wagonowych, polegających przede wszystkim na tworzeniu się narostu na tych obręczach, co dyskwalifikuje przydatność trakcyjną zestawu kołowego. Prowadzone do tej pory badania nie pozwoliły na jednoznaczne określenie przyczyn występowania wymienionego zjawiska.

W związku z powyższym na zlecenie Instytutu Pojazdów Szynowych Politechniki Krakowskiej w Instytucie Podstaw Budowy Maszyn AGH opracowano pełną dokumentację techniczną stanowiska do badań symulacyjnych zestawów kołowych.

Jako założenia do budowy stanowiska przyjęto zachowanie identycznych, jak w rzeczywistych układach, parametrów o porównywalnych wartościach: naprężeń kontaktowych na styku koło — szyna i koło — klocek hamulcowy; prędkości względnych; własności mechanicznych i tribologicznych materiałów koła, szyny i klocków hamulcowych; warunków termicznych.

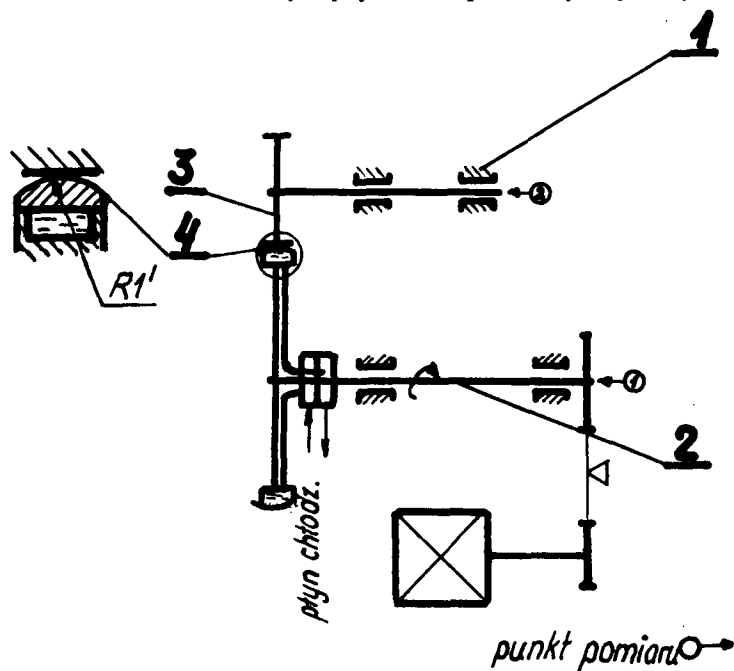


Rys. 1. Schemat głowicy badawczej

Na podstawie analizy i dyskusji kilku wariantów ogólnej koncepcji rozwiązania przyjęto do realizacji koncepcję, w której odwzorowaniem koła wagonowego jest krążek o promieniu R_2 , zaś szyny odwzorowuje pierścień o promieniu zewnętrznym R_1 (rys. 1). Nacisk koła na szynę jest realizowany przez dociskanie siłą P krążka (koło) do pierścienia (szyna). Toczenie „koła” po „szynie” dokonywane jest przez ruch obrotowy „szyny”, przekazywany dzięki tarcia na „koło”. W trakcie ruchu koło jest hamowane przez klocki hamulcowe.

Schemat budowy stanowiska przedstawia rys. 2. Stanowisko składa się z następujących zespołów: głowicy badawczej, zespołu przeniesienia napędu, układu pneumatycznego, układu smarująco-chłodzącego, układu chłodzenia, układu zasilania i sterowania silnikiem napędowym, układów pomiarowych. Głowica badawcza umożliwia: ustalenie koła w płaszczyźnie obrotu szyny, wywieranie docisku koła na szynę, ustalenie i wywieranie docisku klocków hamulcowych do koła, a także pomiar wartości sił docisków oraz momentu hamowania.

Zespół przeniesienia napędu służy do ustalenia w określonym położeniu oraz do wprowadzenia w ruch obrotowy szyny. Układ pneumatyczny służy do uzyskania sił



1- głowica badawcza

2- zespół przeniesienia napędu

3-krążek

4-obręcz - szyna

①- prędkości obrotowej szyny

②- " " " " " " krążka

Rys. 2. Schemat ogólny stanowiska do badań symulacyjnych zestawów kołowych

dociskających koło do szyny oraz klocków hamulcowych do koła.

Celem zapewnienia prawidłowej pracy szybkoobrotowych łożysk głowicy badawczej, a szczególnie w celu wyeliminowania wpływu ciepła tarcia z par ciernych skonstruowano układ smarująco-chłodzący. Układ chłodzenia zapewnia ograniczenie wzrostu temperatury szyny w czasie pracy stanowiska.

Układ zasilania i sterowania silnikiem napędowym został zaprojektowany do pracy ciągłej, z możliwością regulacji prędkości obrotowej szyny odpowiadającej prędkości jazdy od 0,34 do 68 km/h. Stanowisko posiada możliwość pomiaru i rejestracji 11-tu parametrów, a mianowicie: sił docisku obu klocków hamulcowych, siły docisku koła do szyny, momentu hamowania, temperatury obu klocków (w 2 punktach), prędkości obrotowej koła i szyny, różnicy prędkości obwodowych między kołem a szyną.

Pomiar sił i momentu hamowania jest dokonywany przy pomocy dynamometrów z czujnikami naprężno-oporowymi i wzmacniaczy tensometrycznych, pomiar temperatury przy pomocy termopar żelazo — konstantan, a prędkości obrotowe oraz różnicę prędkości obwodowych przy pomocy prądniczek tachometrycznych. Wszystkie parametry są rejestrowane na jednym, 12-to kanałowym autokompensatorze rejestr.

Stanowisko do badań symulacyjnych zestawów kołowych posiada następujące możliwości badawcze: badanie (określenie) przyczyn i warunków deformacji koła przy współpracy z szyną; badanie tarcia i zużycia koła; badanie tarcia i zużycia klocków hamulcowych; badanie zjawiska poślizgu w zamodelowanym układzie koło — szyna. Możliwości pomiarowe stanowiska opisano powyżej. Dodać należy, iż przewidziano również możliwość określenia gradientu temperatury w klockach hamulcowych, dzięki odpowiedniemu rozmieszczeniu termopar w klockach.

Jak wynika z powyższego opisu, stanowisko do badań symulacyjnych zestawów kołowych ma służyć przede wszystkim do określenia przyczyn i warunków powstawania w czasie hamowania niepożądanego narostu na obręczy koła wagonowego. Może ono być także wykorzystane do badań tarcia i zużycia klocków hamulcowych w warunkach zbliżonych bardziej do warunków rzeczywistych niż na stanowiskach stosowanych dotychczas do tego celu. W przypadku zmiany konstrukcji głowicy oraz w przypadku wprowadzenia do układu chłodzenia termostatycznego układu regulacji temperatury, istnieje możliwość wykorzystania stanowiska do prowadzenia badań tribologicznych w warunkach sterowanej temperatury na powierzchni pracy pary cierniej.

Construction of the test stand for simulating testing of wheel sets

The paper presents the description of construction of the test stand for simulating testing of wheel sets. The test and measurement possibility of the stand are given as well.

КОНСТРУКЦИЯ УСТАНОВКИ ДЛЯ СИМУЛЯЦИОННЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ КОЛЁСНЫХ СОСТАВОВ

Представлено описание конструкции установки для симуляционных исследований колёсных составов, кроме того подаются её исследовательско-измерительные возможности.

PRZYKŁAD ZASTOSOWANIA KOMPUTERA W REALIZACJI PROJEKTOWANIA SZCZEGÓLNEGO RODZAJU

Referat przedstawia wybrane problemy automatyzacji procesu projektowo-konstrukcyjnego szczególnego rodzaju. Pokazany jest przykład rozwiązania automatycznego doboru konstrukcji suwnic przy wykorzystaniu tablic wyboru (tablic decyzyjnych).

W Instytucie Podstaw Konstrukcji Maszyn od kilku lat prowadzone są prace pod kierunkiem prof. Janusza DIETRYCHA — nad systemem organizacji prac automatyzowanych.

Przeprowadzone badania wykazały m.in., że najbardziej podatnym na automatyzację konstruowania wydaje się być typoszereg zunifikowanych środków technicznych opisanych tzw. „konstrukcjami kompilowanymi”.

W wielu przypadkach opracowanie konstrukcji kompilowanej polega na doborze elementów, podzespołów, zespołów dokonywanym ze zbiorów elementów, podzespołów i zespołów typowych. Reguły doboru powinny być jednoznaczne, niesprzeczne i zupełne, wyczerpujące wszystkie możliwości kombinacji, dopuszczonych jako rozwiązania. Warunek ściśle ustalonych reguł przyporządkowania ma decydujące znaczenie w rozwiązaniach przy pomocy komputerów. Zazwyczaj reguł tych można wyróżnić kilka, a wybór jednej z nich uzależniony jest od spełnienia pewnego układu kryteriów (stanowi je zbiór warunków), przy czym każdej regule przyporządkowany jest jeden układ kryteriów. Układy różnią się między sobą przynajmniej jednym warunkiem i prowadzą do jednoznacznych wyborów dających rozwiązanie.

Podane na wstępie zagadnienie może być rozwiązane przy pomocy tablic decyzyjnych, nazywanych dalej tablicami wyboru. Tablica wyboru jest tabelaryczną formą przedstawiania zależności typu: „JEŻELI spełnione zostaną odpowiednie warunki, TO następują określone czynności”.

Przykładem zunifikowanych środków technicznych jest typoszereg suwnic lekkich, dwudźwigarowych konstrukcji OBR DETRANS w Bytomiu.

Jako podstawę działań przyjęto logiczną definicję konstrukcji:

$$K_S \rightarrow \pi \wedge W$$

Korzystając z możliwości rozdzielenia układu wymiarów od postaci, zwrócono uwagę na stałość pierwszego czynnika. Stałość ta zawiera się w przyjęciu kilku możliwych zapisów postaci elementów, wynikających z cech typoszeregu.

Układy wymiarów są zmienne i muszą być każdorazowo dobierane. Dobór taki może być dokonywany automatycznie.

Przy ustaleniu reguł tego doboru (układu wymiarów) można także ustalić reguły doboru elementów, podzespołów i zespołów dokonywanego ze zbiorów elementów, podzespołów i zespołów typowych. Zadanie doboru może być rozwiązane przy użyciu tablic wyboru. Tablice wyboru oprócz tego, że umożliwiają przedstawienie w przejrzystej formie wszystkich zależności w procesie (np. konstruowania), mogą być z powodzeniem stosowane w programowaniu maszyn cyfrowych. W tym celu należy rozłożyć tablicę wyboru na ciąg instrukcji warunkowych, posługując się jednym z wielu opracowanych dotychczas, algorytmów rozkładu tablic.

Tę żmudną metodę upraszcza znacznie stosowanie translatorów tablic wyboru, które tworzą z nich ciąg instrukcji np. w COBOL-u. Najwięcej elementów wymagających ustalenia, jeśli chodzi o dokumentację suwnic typowych w przypadku układu nośnego, zawiera dźwigar.

Chcąc wykorzystać możliwości komputerowego wspomaganie przy sporządzaniu zapisu konstrukcji, należało zmodyfikować dotychczasowe sposoby przedstawiania postaci konstrukcyjnej. Zamiast 8 rysunków dźwigara przedstawiających dwie postaci konstrukcyjne z 8 układami wymiarów, wprowadzono dwa rysunki samych postaci. Problem komplikuje się w przypadku rysunku złożeniowego. Zmienność rysunku złożeniowego w jego dotychczasowej postaci wynika z uzupełnienia postaci elementu głównego zmienną liczbą elementów także o stałej postaci, występujących w różnych wariantach rozmieszczenia względem tego elementu głównego. Z możliwości kombinacji między elementem głównym a elementami pozostałymi, wynika duża liczba różniących się między sobą rysunków złożeniowych. Nowa wersja rysunku złożeniowego przewiduje umieszczenie na arkuszu stałej postaci elementu głównego, oraz szkiców wariantów rozmieszczenia elementów pozostałych, w liczbie odpowiadającej rozmieszczeniom przypisanym dla danego typu postaci elementu głównego.

Dla przykładowego rozwiązania rozpatrzono typoszereg dwudźwigarowych, pomostowych suwnic lekkich, II grupy natężenia pracy, o zakresie udźwigu $Q = 8 \div 32$ T i rozpiętości $L = 7 \div 25$ m. Rozwiązanie przewiduje dwanaście postaci dźwigara wraz z pewną liczbą wariantów wykonań.

Algorytm procesu doboru poszczególnych wariantów wymiarów otwartych zapisano najpierw w postaci rozszerzonych tablic wyboru. Forma ta jest szczególnie przydatna w pierwszej fazie opracowywania programu, ze względu na zwięzłość zapisu. Ponieważ stosowany translator tablic decyzyjnych akceptuje jedynie tablice o zapisie ograniczonym, przekształcono tablice o zapisie rozszerzonym w siedem tablic wyboru o zapisie ograniczonym.

TB20100	TABLE — 2	R005040006014000							
TB20201								1	2 3 4 5 E
TB2030	8 < UDŹW AND UDŹW < 10 OR UDZW = 100R								
	UDZW = 8							Y	N N N N
TB2040	10 < UDZW AND UDZW < 16 OR UDZW = 16							Y	N N N
TB2050	UDZW = 20								Y N N
TB2060	UDZW = 24								Y N
TB2070	UDZW = 32								Y
TB2080	MOVE 1 TO WYB-TABL							X	X X X X X
TB2090	MOVE 1 TO WYB-WAR							X	
TB2100	MOVE 2 TO WYB-WAR								X
TB2110	MOVE 3 TO WYB-WAR								X
TB2120	MOVE 5 TO WYB-WAR								X
TB2130	MOVE 7 TO WYB-WAR								X

Na pow. przykładzie pokazano jedną z tablic po wydrukowaniu przez komputer. Program automatycznego sporządzania dokumentacji dźwigarów napisany został w COBOL-u i oprócz wspomnianych tablic wyboru obejmował SEKCJĘ WŁASNA: czytania danych wejściowych i danych z Bazy Danych, obliczania wymiarów otwartych oraz opisywania rysunków. Preprocesor XEHE przekształca tablice wyboru z postaci ograniczonej na instrukcje COBOL-u i dołącza do SEKCJI WŁASNEJ. W Dziale Procedur całość przechodzi kompilację na komputerze ICL 1904. Po wczytaniu danych wejściowych i uruchomieniu programu wybrane zostają właściwe warianty wymiarów otwartych (niektóre z nich wyliczone) i wydrukowane w odpowiednich miejscach na stu dwudziestu znakovym wydruku. Po złożeniu wydruku z odpowiednio sporządzonym rysunkiem matrycowym (jedna postać geometryczna dźwigara, wymiary pisane poziomo) wykonanym na przezroczystej folii uzyskuje się kopię (lub kopie) kserograficzną kompletnego zapisu konstrukcji.

LITERATURA

- [1] Dietrych J.: *Projektowanie i konstruowanie*, WNT Warszawa 1974 r.
- [2] Praca badawcza Instytutu Podstaw Konstrukcji Maszyn Politechniki Śląskiej, Gliwice czerwiec 1975 r.
- [3] Kiesow H., Wiendahl H. P.: *VDI Berichte* 191
- [4] Veisman A. i inni: *IBM Nachrichten* 195
- [5] Burgielski B.: *Informatyka* 6/1974
- [6] Pollack S.: *Tablice decyzyjne*, PWN Warszawa 1975.

APPLICATION OF COMPUTER TO SELECTION OF CRANE CONSTRUCTION

The paper reports some of Automated Design problems. There is shown an automatic selection of construct using crans as example of compiled construct. COBOL and Decision Tables are taken for data processing in that ADE program.

ПРИМЕНЕНИЕ ЭВМ В ПОДБОРЕ КОНСТРУКЦИЙ КРАНОВ

Реферат представляет некоторые проблемы автоматизации проектирования и конструирования.

Показано решение автоматического выбора скомпилированной конструкции кранов. Автокод „СОВОЛ” и „таблицы выбора” употреблены как инструменты автоматизации.

PRÓBA DOBORU GEOMETRYCZNYCH CECH KONSTRUKCYJNYCH UKŁADU KIEROWNICZEGO POJAZDU JEDNOŚLADOWEGO W ASPEKCIE STATECZNOŚCI

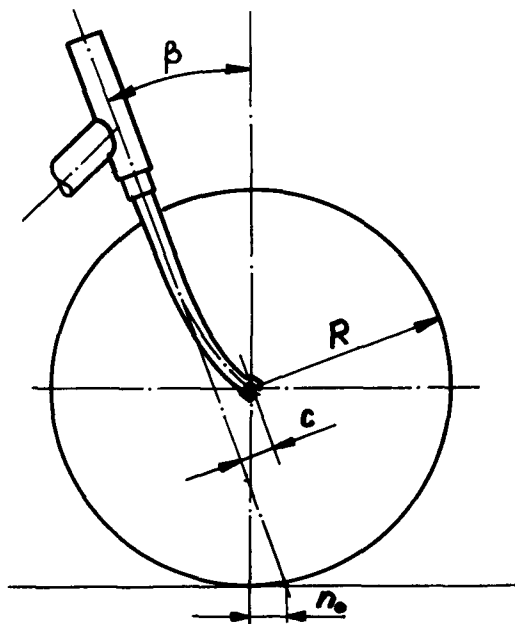
Próbie doboru geometrycznych cech konstrukcyjnych układu kierowniczego przedstawiono na przykładzie roweru Traper, którego wytwórcą są Zakłady Rowerowe Predom-Romet w Bydgoszczy. Podstawą doboru były parametry β i c zapewniające najlepszą stateczność rowerowi.

WYKAZ SYMBOLI

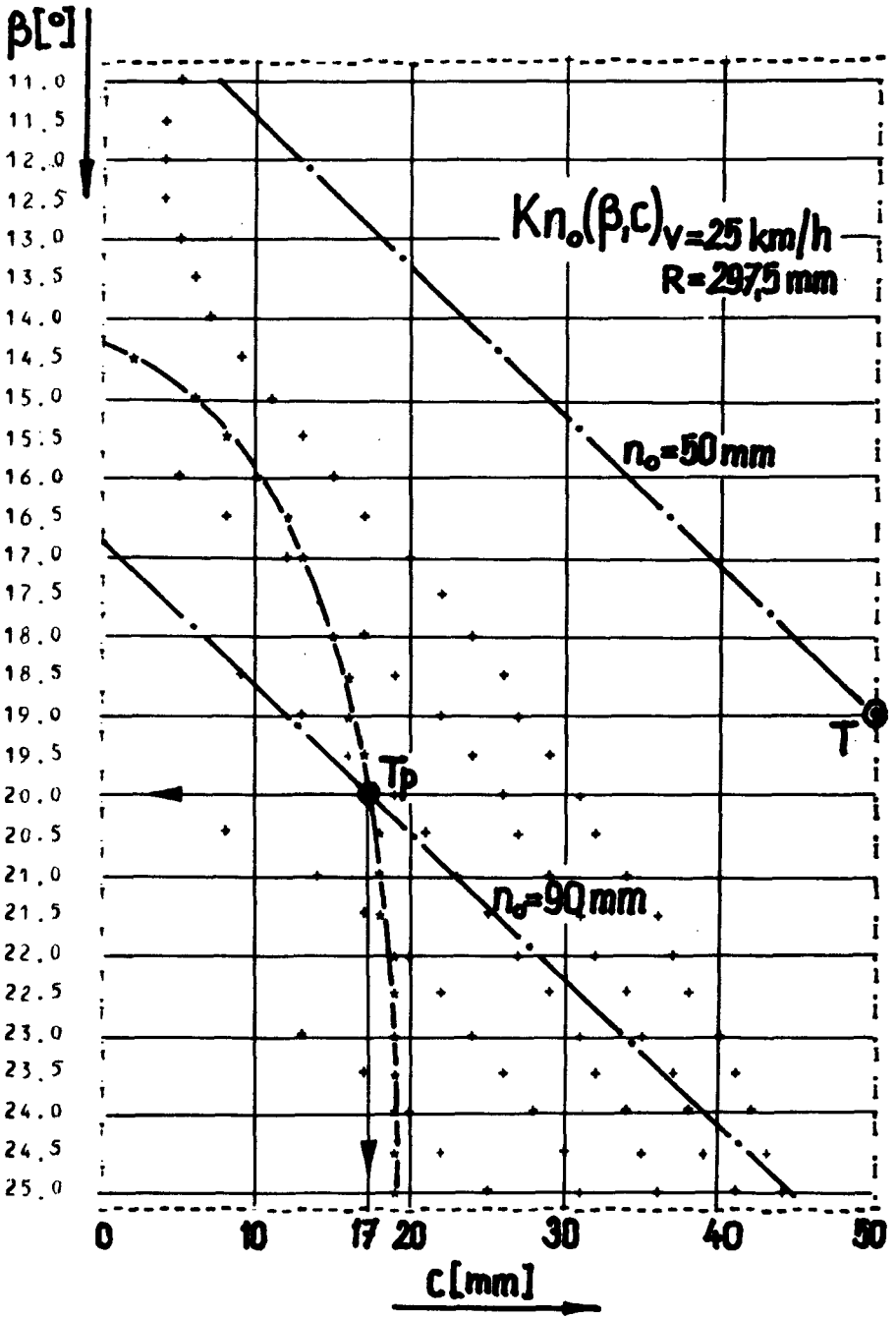
- β – kąt pochylenia osi obrotu kierownicy,
- c – odsadzenie – odległość osi koła od osi kierownicy,
- K – cecha kryterialna oceny stateczności,
- Kn_o – krzywa optimum warunkowych cechy kryterialnej,
- n_o – wyprzedzenie – odległość punktu przebicia jezdni osią obrotu kierownicy od punktu styku koła z jezdnią,
- R – promień koła,
- v – prędkość.

Stateczność pojazdu jednośladowego zależy bezpośrednio od wartości wyprzedzenia n_o (rys. 1), określonego równaniem

$$n_o = R \operatorname{tg} \beta - \frac{c}{\cos \beta}$$



Rys. 1. Podstawa zarysu postaci geometrycznej układu kierowniczego



Rys. 2. Krzywa optimum warunkowego cechy kryterialnej K [2]

Stałą wartość wyprzedzenia n_0 wyznaczają różne pary parametrów β i c [2, 3]. Analizując możliwe wszystkie pary β i c , dla których n_0 nie przekracza z góry zadanej wartości, znajdujemy taką parę parametrów β i c , które zapewniają pojazdowi najlepszą stateczność. Najlepszą stateczność dla ustalonych wartości wyprzedzenia n_0 ϕ wyznacza krzywa optimów warunkowych Kn_0 (rys. 2).

Krzywą Kn_0 otrzymujemy wyznaczając dla każdego ustalonego wyprzedzenia n_0 te wartości parametrów β_0 i c , dla których funkcja cechy kryterialnej $K(\beta, c)$ [2], przyjmuje wartość minimalną. Zależność cechy kryterialnej $K(\beta, c)$ jest funkcją regresyjną o postaci

$$K(\beta, c) = Ac + B\frac{1}{\beta} + Dc^2 + E\frac{c}{\beta} + F\frac{1}{\beta^2} + G$$

gdzie A, B, D, E, F i G są współczynnikami wyznaczonymi przy pomocy EMC metodą najmniejszych kwadratów [1]. Równanie krzywej Kn_0 określono wyznaczając dla każdej z rozpatrywanych wartości β_0 takiej wartości parametru c , że pochodne funkcji $n_0(\beta, c)$ i $K(\beta, c)$ względem β są jednakowe. Wyznaczone tą metodą równanie krzywej Kn_0 w układzie (β, c) ma postać:

$$\frac{\Pi}{180} \left(\frac{R}{\cos\beta} - ctg\beta \right) = \frac{B\beta + Ec\beta + 2F}{\beta^2(A\beta + 2Dc\beta + E)}$$

gdzie: dla zależności parametru c od β przy ustalonym n_0 mamy

$$\frac{\partial c}{\partial \beta} = \left(\frac{R}{\cos\beta} - ctg\beta \right) \frac{\Pi}{180}$$

natomiast dla zależności c od β dla wartości cechy kryterialnej K mamy

$$\frac{\partial c}{\partial \beta} = \frac{B\beta + Ec\beta + 2F}{\beta^2(A\beta + 2Dc\beta + E)}$$

Przyjmując dla badanego roweru Traper wartość wyprzedzenia $n_0 = 90$ mm wyznaczono wartości parametrów β i c zapewniających rowerowi najlepszą stateczność przy prędkości $v = 25$ km/h (rys. 2).

Literatura

- [1] Draper N. R., Smith H.: *Analiza regresji stosowana*. PWN. Warszawa 1974
- [2] Łoś W.: *Badania wpływu wybranych geometrycznych cech konstrukcyjnych układu kierowniczego na stateczność pojazdu jednośladowego*. Praca doktorska. Gliwice 1977
- [3] Łoś W., Steinborn J.: *Stateczność i jej ocena w odniesieniu do pojazdu jednośladowego*. ART Bydgoszcz, Zeszyty Naukowe nr 36 — Mechanika 12 1976.

Zusammenfassung

Im Artikel wurde eine Auswahlprobe der geometrischen Konstruktionsmerkmale des Lenkergefüges eines Fahrrades „Traper“ aus der Produktion der Fahrradwerken PREDOM-ROMET in Bydgoszcz vorgestellt. Die Auswahlprobe wurde durch bestimmung der Merkmale β und c die der besten Stabilität eines Fahrrades entsprechen durchgeführt.

Подбор конструкционных геометрических черт рулевого управления представлено на примере велосипеда Трапер, производимого Велосипедным Заводом Предом-Ромет в Быдгоще. Основанием подбора являлись параметры β и c , дающие велосипеду наилучшую устойчивость.

ZASTOSOWANIE MASZYNY CYFROWEJ A OGRANICZENIE TWÓRCZEGO CHARAKTERU DZIAŁAŃ TECHNICZNYCH — IDENTYFIKACJA PROBLEMU.

Przedstawiono analizę rozbieżności pomiędzy potencjalnymi a faktycznymi możliwościami rozwoju twórczej działalności technicznej w świetle wspomaganie komputerowego.

Nie wnikając zbyt głęboko w zawilości rozważań filozoficznych nad twórczością można jedynie stwierdzić, że na sposób definiowania i pojmowania tego pojęcia rzutuje w dużym stopniu punkt widzenia; dopiero zebranie poszczególnych punktów widzenia w pole widzenia może dać pełny obraz. Twórca reizmu i prakseologii podkreśla, że twórczego pomysłu niepodobna przewidzieć [2]. U innych autorów dokonywany jest podział twórczości na twórczość w sensie psychologicznym i twórczość w sensie socjologicznym, podkreślając tym samym wielkie społeczne znaczenie aktów twórczych [5]. W ujęciu cybernetycznym twórczość polega na kojarzeniu elementów korelacyjnych i na tej bazie podkreśla się niemożność dokonywania aktów twórczych w oderwaniu od aktualnego stanu [3]. Nowość pomysłów twórczych postulowana jest przez wszystkich autorów niezależnie od punktów widzenia twórczości [1, 2, 3, 4, 5, 6].

Identyfikacja aktów twórczych przy pomocy dotychczasowych określeń jest niejednoznaczna, a czasami wręcz niemożliwa. Do celów identyfikacji aktów twórczych potrzebna jest definicja wynikająca z istoty wszelkich działań, a w szczególności działań technicznych.

Działania techniczne wykorzystują wiedzę skupioną i uszczegółowioną w licznych naukach, także nietechnicznych. Takie wzajemne uwarunkowanie różnych dziedzin wiedzy praktycznej i teoretycznej narzuca działaniom technicznym ograniczenia, które można podzielić na:

- materialne,
- formalne,
- subiektywne.

Zatem, należy twórczość rozumieć jako dostrzeganie, przewidywanie i przezwyciężanie tych ograniczeń.

Chęć przezwyciężania ograniczeń materialnych w procesie zaspokajania potrzeb prowadzi wprost do tworzenia nowych środków technicznych. Brak komputera był tym ograniczeniem materialnym, które stało na przeszkodzie wdrożeniu efektów wynikających z wcześniejszego przezwyciężania ograniczeń subiektywnych i formalnych w wielu dziedzinach wiedzy.

Ujmując zatem zagadnienie wspomaganie komputerowego idealistycznie i mając na uwadze dotychczasowe określenia twórczości, nie należy dopatrywać się żadnych

ograniczeń twórczego charakteru działań technicznych. Pomimo tego, coraz częściej pojawiają się głosy krytyki [7].

Dalsze rozważania zostaną ograniczone do obliczeń inżynierskich w procesie projektowo-konstrukcyjnym, a zatem tego elementu działań technicznych, gdzie jak dotychczas komputery znalazły najszerze zastosowanie.

Działalność techniczna polegająca na obliczeniach inżynierskich może być opisana przy pomocy trzech zasadniczych zabiegów:

Z1 — obliczenia konstrukcyjne,

Z2 — dobór postaci i wymiarów rozważanych elementów ze względu na współdziałanie z innymi elementami,

Z3 — zabiegi optymalizacyjne.

Zabiegi Z1 polegają na doborze cech konstrukcyjnych w funkcji przewidywanych obciążeń lub przy znanych cechach konstrukcyjnych na określeniu obciążeń dopuszczalnych. Zabiegi Z2 polegają na uzgadnianiu sprzężeń pomiędzy elementami środka technicznego. Zabiegi Z3 polegają na dokonywaniu ocen w świetle obranych kryteriów, których logiczną podstawą są RACJE ISTNIENIA WYTWORU i ZASADY KONSTRUKCJI.

Obecnie, w rozwiązywanych problemach obliczeń inżynierskich mamy z jednej strony do dyspozycji uniwersalny komputer i uniwersalne języki programowania maszyn, a z drugiej strony jako opozycję nierozwiązany problem. Elementy programu odpowiednie ze względu na zabiegi Z1 są bardzo uniwersalne dopóki nie nawiązują bezpośrednio do postaci konstrukcyjnej. Elementy programu odpowiednie ze względu na zabiegi Z2 określają liczny, ale zawsze ograniczony zestaw kojarzeń, zaś elementy programu odpowiednie ze względu na zabiegi Z3 posiadają zakodowany, skończony zbiór kryteriów, które są funkcją naszych dobrze lub źle rozpoznanych potrzeb.

Zatem, nietrudno wyobrazić sobie sytuację, gdy sposoby przeprowadzania obliczeń konstrukcyjnych będą niewystarczające, zakres i liczba kojarzeń okaże się zbyt mała, a układ kryteriów ulegnie znacznej zmianie. W takiej sytuacji program staje się bezużyteczny. Zabiegi obliczeniowe Z1, Z2, Z3, są w programie wzajemnie uzależnione. Wprowadzanie zmian do instrukcji reprezentujących którykolwiek z zabiegów, powoduje zmiany niemal całego programu. W wielu przypadkach oplaca się ułożyć nowy program.

Dowolny program operuje skończoną liczbą parametrów opisujących rozwiązywany problem. Liczba takich parametrów stanowi miarę uniwersalności programu typu pierwszego M1. Istnieją programy, w których miara M1 posiada skończoną wartość zdefiniowaną ograniczeniem materialnym jakim jest zbyt mała pamięć maszyny cyfrowej. Miara typu drugiego M2 określona jest liczbą możliwych do przyjęcia wartości tego spośród parametrów, dla którego liczba ta jest najmniejsza. W świetle tej miary istotne ograniczenia uniwersalności wprowadzają parametry z natury dyskretne i to tym bardziej, im mniej dopuszcza się możliwych do przyjęcia wartości. W zakresie obliczeń inżynierskich takim parametrem jest geometryczna postać konstrukcyjna i z nią związane są wszelkie ograniczenia uniwersalności programów, a poprzez to również twórczej działalności technicznej.

W celu uniknięcia ograniczeń twórczości w dziedzinie działań technicznych należy pójść dwiema niewykluczającymi się drogami, które polegają na:

- łatwości wprowadzania zmian do programów,
- łatwości programowania.

Pierwsza droga wymaga, aby każde inżynierskie oprogramowanie maszyn cyfrowych ujęte było w trzy niezależne bloki odpowiadające poszczególnym zabiegom: Z1, Z2, Z3.

Droga druga związana jest z zastosowaniem specjalistycznych maszyn cyfrowych wyposażonych w odpowiedni zestaw mikroprocesorów, aby programowanie zbliżyło się w swym charakterze do programowania kalkulatorów.

W przypadku małej uniwersalności programów wskutek bezpośredniego nawiązania do geometrycznej postaci konstrukcyjnej należy zwrócić uwagę na problem zapisu konstrukcji czyli zastosowania FORMALNYCH JĘZYKÓW ZAPISU KONSTRUKCJI.

LITERATURA

- [1] Dietrych J.: *Projektowanie i konstruowanie*. Warszawa 1974, WNT.
- [2] Kotarbiński T.: *Abecadło praktyczności*. Warszawa 1974, WP.
- [3] Mazur M.: *Cybernetyka i charakter*. Warszawa 1976, PIW.
- [4] Mc Luhan M.: *Understanding Media, The Extension of Man*. New York, 1964 Mc Graw-Hill.
- [5] Rudniański J.: *Homo cogitans*. Warszawa 1975, WP.
- [6] Wessel M. R.: *Komputer i społeczeństwo*. Warszawa 1976, WP.
- [7] Grindley K., Humble J.: „*The effective computer*” London 1973, Mc Graw-Hill Book Company.

The synopsis

The analysis of divergences between virtual and real chances of extension of the creative technical work, when computer are applied, there is in this paper.

Этот доклад представляет анализ расхождений между потенциальными а действительными возможностями развития созидательной технической деятельности в случае употребления компьютера.

WYTRZYMAŁOŚĆ ZMĘCZENIOWA I NOŚNOŚĆ POŁĄCZENIA WAŁU I PIASTY PRZY POMOCY DWÓCH PAR PIERŚCIENI STOŻKOWYCH

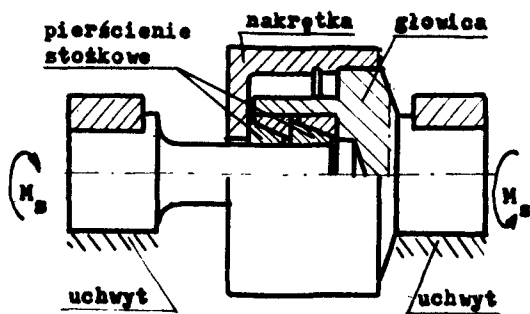
Zbadano nośność połączenia wału i piasty ze stali 45 za pomocą dwóch par pierścieni stożkowych po różnej liczbie cykli zmiennego obciążenia skręcającego. Określono współczynnik działania karbu i zbadano ślady poślizgów względnych w strefach korozji czarnej na stykających się powierzchniach.

Prowadzone dotychczas badania połączenia wału i piasty przy pomocy stożkowych pierścieni zaciskowych dotyczyły jednej pary pierścieni. Uzyskane wyniki tych badań, a zwłaszcza nośności i poślizgów względnych przy wahadłowym obciążeniu skręcającym wskazały na określone warunki praktycznego stosowania jako elementów łączących wał z piastą w różnorodnych układach konstrukcyjnych.

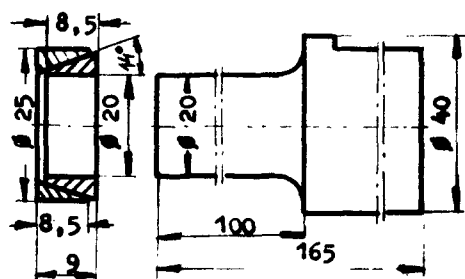
Dla lepszego wykorzystania elementów współpracujących podjęto badania nośności i wytrzymałości zmęczeniowej połączenia z dwoma parami pierścieni stożkowych.

W badaniach zastosowano modelowe połączenia wału i piasty przy pomocy stożkowych pierścieni zaciskowych. W tym celu wykonano głowicę badawczą (rys. 1) podobną do używanej we wcześniejszych własnych doświadczeniach [1].

Obrót nakrętki powoduje zacisk pierścieni stożkowych, które działając na zasadzie klina wywołują naciski powierzchniowe na powierzchni wału i głowicy. Podstawowe wymiary wałka oraz układy pierścieni podano na rys. 2. Wykonano je z cieplnie ulepszonej stali 45.



Rys. 1



Rys. 2

Przez nośność połączenia rozumie się zdolność przenoszenia momentu skręcającego z wału na piastę bez występowania makropoślizgów pomiędzy elementami

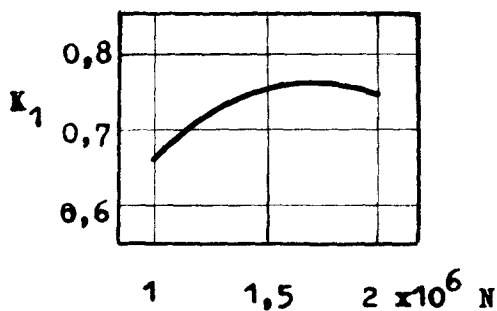
złącza. Jako kryterium nośności połączenia przyjęto wielkość statycznego momentu skręcającego przeslizgu, jaki połączenie przeniesie po określonej liczbie cykli zmian obciążenia N ; wartość tę oznaczono jako $M_{p,N}$. Wielkość statycznego momentu skręcającego przeslizgu przed obciążeniem zmiennym momentem skręcającym oznaczono jako $M_{p,0}$. Wartość wspomnianych momentów określono metodą kolejnych obciążeń układu.

Przyjęto trzy bazowe liczby cykli zmian obciążenia: $N_B = 1,0 \times 10^6, 1,5 \times 10^6, 2,0 \times 10^6$. Połączenia badano przy częstotliwości 500 cykli na minutę.

Wielkość zmiennego momentu skręcającego obciążającego złącze w cyklu wahadłowym oznaczono przez M_{obc} . Stosunek $M_{obc}/M_{p,0} = K$ nazwano współczynnikiem obciążenia. Natomiast współczynnik przyrostu statycznego momentu (skręcającego) przeslizgu $K_1 = (M_{p,N} - M_{p,0}) / M_{p,0}$ opisuje własności połączenia w warunkach obciążenia zmiennego. Zależności te służą do opisu doświadczeń.

Przybliżona wartość nacisków powierzchniowych wynosi około 20 kG/mm² (współczynnik tarcia μ przyjęto równy 0,5). Wyniki badań przedstawiono na rys. 3; są one ważne dla współczynnika $K = 0,9$.

Wykres na rys. 3 wskazuje na istotny wzrost współczynnika K_1 , a tym samym i statycznego momentu przeslizgu. Jest on ponad trzykrotnie większy niż w układach z jedną parą pierścieni [1]. Świadczy to o nader korzystnych własnościach eksploatacyjnych połączenia z dwoma parami pierścieni stożkowych.



Rys. 3

Badania wytrzymałości zmęczeniowej układu prowadzono przy wahadłowym skręcaniu o $\tau_{max} = 17,5$ kG/mm². Walki doznawały zniszczenia po $1,368 \times 10^6$ i $1,366 \times 10^6$ cyklach, co dało współczynnik działania karbu $\beta_k = 1,4$. Źródłem pęknięcia była strefa odsadzenia (granica styku pierścieni z wałem), a zatem dokładnie strefy największego spiętrzenia naprężeń. Inicjacja i rozwój pęknięcia są bardzo złożone w porównaniu ze zwykle obserwowanymi przypadkami. Makroskopowy kierunek rozwoju pęknięć jest określany przez naprężenia normalne, natomiast odcinkowo łamany przebieg pęknięć wiąże się z działaniem największych naprężeń stycznych.

W trakcie skrupulatnych obserwacji powierzchni styku wału z pierścieniami stwierdzono występowanie wyraźnych układów schodkowych w miejscach (strefach) działania korozji kontaktowej. Kierunkowe, regularne układy schodkowe dostrze-

galne już przy niewielkim powiększeniu (około 25x) odpowiadają całkowicie charakterowi poślizgów na stykających się ze sobą powierzchniach. Odległości pomiędzy schodkami są rzędu wielkości poślizgów mierzonych elektronicznie za pomocą specjalnego układu opisanego w [1] [2]. Dzięki temu uzyskano wtórny dowód nie tylko pojawiania się poślizgów, lecz również uzyskano podstawy do określenia wielkości tych poślizgów w warunkach, w których mogą zawieść inne metody pomiarowe. Jak wiadomo [1] [2], od wielkości omawianych poślizgów względnych zależy istotnie wytrzymałość zmęczeniowa badanych przez nas układów.

LITERATURA

- [1] Kocańda S., Tułaj J.: *Badanie poślizgów w połączeniach z zaciskanymi pierścieniami stożkowymi*. Politechnika Łódzka. Zeszyty Naukowe nr 240. Zeszyt Specjalny nr 10, 1975. s. 255.
- [2] Kocańda S., Tułaj J.: *Badanie poślizgów względnych i niektórych zjawisk zmęczenia w połączeniach z pierścieniami stożkowymi*. Akademia Techniczno-Rolnicza, Bydgoszcz, Zeszyty naukowe nr 26. Mechanika 11, 1975, s. 25.

Zusammenfassung

Man untersuchte die Tragfähigkeit der Verbindung Welle — Nabe mittels Spannelement aus vier kegeligen Ringen nach verschiedenen Lastzyklen der Wechsel-Drehbelastung. Es wurde der Kerbwirkungskoeffizient bestimmt. Man entdeckte die Spuren der Gleitungen in den Reibkorrosion-Zonen an der Wellenoberfläche.

Испитана несущая способность соединения вала и ступицы при помощи двух пар конусных колец. Испитания проводились с разным количеством циклов нагружения переменным крутящим моментом. Установлен коэффициент концентрации напряжений. Исследован характер следовотносительного скольжения в зонах фреттинг-коррозии на поверхности вала.

KUŽELOVÉ NALISOVANÉ SPOJE A ICH ZÁKLADNÉ VLASTNOSTI

Obsah referátu je stručným výňatkom z autorových prác v oblasti kuželových nalisovaných spojov. Je zameraný na základné vlastnosti týchto spojov z hľadiska pevnosti a pružných deformácií pri montáži.

POUŽITÉ OZNAČOVANIE

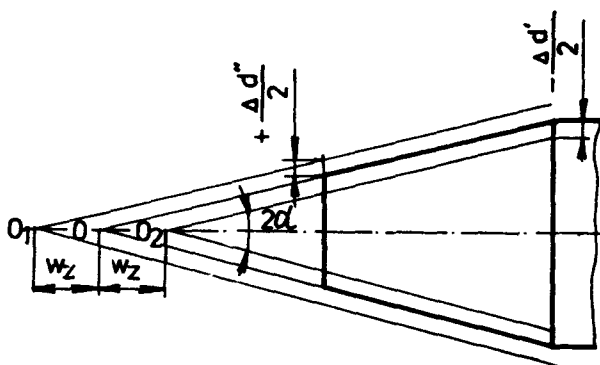
F_z	— hodnota zatlačacej sily
E	— modul pružnosti spojovaných častí
d_1	— priemer čapu a otvoru náboja
d_2	— vonkajší priemer náboja
Δd_1	— celkový presah na spojovacej ploche
Δd_2	— priemerová zmena vonkajšieho priemeru náboja
p_1	— merný tlak na spojovacej ploche
w_z	— hodnota osového posunutia čapu do náboja
f_z	— súčiniteľ trenia pri zatlačaní kužela
ε	— merný nosný presah
α	— uhol kuželového čapu
ϕ	— trecí uhol

Úvod

Popri valcových nalisovaných spojoch z hľadiska bezpečnosti, hospodárnosti a spoľahlivosti sú priaznivé podmienky pre výrobu a montáž kuželových nalisovaných spojov. Pri porovnávaní kuželových nalisovaných spojov s valcovými, majú kuželové spoje okrem niektorých spoločných nasledovne pozoruhodné vlastnosti.

- Pri montáži možno dosiahnuť ľubovoľne veľký presah posunutím čapu do náboja. Aby bol presah (a tým aj spojovací tlak) po celej ploche rovnako veľký, predpokladá sa zhodnosť kuželových plôch. Pretože celkový presah Δd_1 (obr. 1) je pri nalisovaných spojoch funkciou veľkosti prenášaných síl, kuželové nalisované spojenie je prispôsobiteľné k prenášaniam akýchkoľvek veľkostí krútiacich momentov.
- Pri montáži alebo demontáži spoja stačí len krátky pracovný posun w_z . S tým súvisí vynaloženie len malej montážnej alebo demontážnej práce pri porovnaní valcových spojov.

Účinek kuželových nalisovaných spojov nezávisí len od veľkosti spojovaných plôch a ich presnosti opracovania, ale najmä od uhlov kužela (kuželovitosti) a jeho tvarovej presnosti.

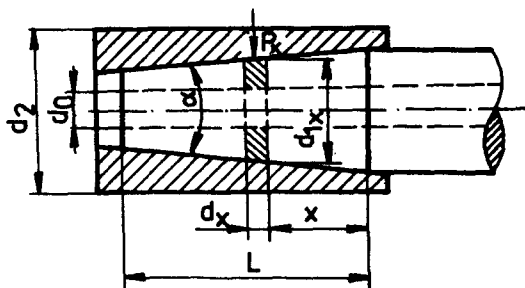


obr. 1 Teória kužeľových nalisovaných spojov

Aby sa vysvetlilo, aké sú všeobecné vlastnosti a zákonitosti týchto spojov, musia byť známe matematické vzťahy, ktoré platia pre elastické spojenie valcových nalisovaných spojov. V priebehu montáže za studena vzniká v spojovacej ploche kužeľa osové napätie σ_z ktoré prispieva k deformácii z tangencialneho a radialneho napätia. Rovnice pre výpočet kužeľového spojenia sa môžu zostaviť za predpokladu priamoúmerného stavu napätia, na veľmi malých dĺžkach kužeľa dx s lineárne premenlivými priemerami (obr. 2). Toto priblíženie k podmienkam valcových spojov je tým väčšie, čím menší je uhol kužeľa. Aby sa dosiahlo dostatočne samozverné spojenie, musí sa dodržať podmienka $tg\alpha/2 < tg\phi$.

Integráciou v rozsahu dĺžky spojovacej plochy dostaneme celkovú silu pre zalisovanie

$$F_z = \pi(tg\alpha/2 + f_z) \int_{n_0}^L d_{1x} p_x dx \quad (1)$$



obr. 2

Výsledný vzťah pre kužeľový čap s valcovou dierou

$$F_z = (tg\alpha/2 + f_z) E w_z tg\alpha/2 (1 - a_s^2) \quad (2)$$

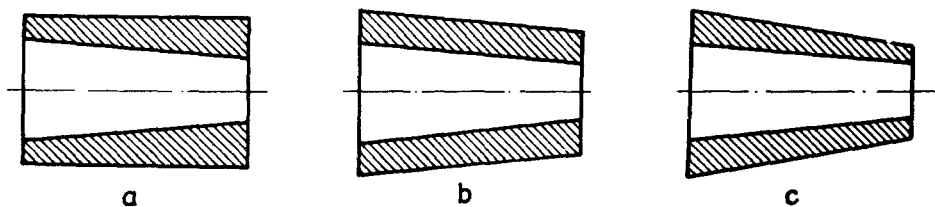
kde $w_z = \frac{d_1}{2tg\alpha/2}$ $a_s = \frac{d_{1s}}{d_2}$

a pre kužel'ový čap bez diery

$$F_z = \pi d_1 L p_1 (f_z + tg \alpha / 2) \quad (3)$$

Takto je možné z nameranej zatlačacej sily F_z vypočítať tlak p_1 v spojovacej ploche, a tým aj tuhosť spoja. Pri montáži za tepla je hodnota w_z veľmi dôležitým montážnym činiteľom a je funkciou veľkosti spojovacieho tlaku p_1 .

Zatiaľ čo pri valcových nalisovaných spojoch merný tlak p_1 , merný nosný presah $\varepsilon = \Delta d_1 / d_1$ a priemerové pomery $a = d_1 / d_2$ zostávajú po celej dĺžke spojovacej plochy konštantné, pri kuželových nalisovaných spojoch bývajú tieto hodnoty rozdielne. Vzhľadom na premenlivé priemery kuželových spojovacích plôch treba tieto spoje podľa konštrukčného tvaru náboja a čapu osobitne uvažovať. Podľa toho sa dajú kuželové spoje rozdeliť na niekoľko základných typov, podľa tvaru náboja (obr. 3a, b, c).



obr. 3

Z priebehu vypočítaných merných tlakov p_1 vidíme, že napr. pri plnom kuželovom čape, na ktorý nalisujeme náboj s vonkajšou valcovou plochou (keď nosný presah Δd_1 je po celej dĺžke spoja konštantný), mení sa merný nosný presah ε s priemerom kužela d_x . Pretože sa mení pomer priemerov náboja, mení sa po dĺžke spoja aj merný tlak p_1 .

Na základe predchádzajúcich poznatkov v systematickom výskume kuželových nalisovaných spojov, treba uvažovať konštrukčne odlišné náboje, označované A, B, C, C_p (podľa obr. 3).

Kuželové spojenie typu A (obr. 3a)

Nosný presah Δd_1 sa uvažuje konštantný po celej dĺžke spoja. Pritom sa pozdĺž osi menia pomery priemerov "a" a merný presah ε . Tým sa súčasne mení aj plošný tlak p_1 podľa nasledovného vzťahu

$$p_1 = \frac{\Delta d_1}{d_1} E \frac{d_2^2 - d_1^2}{2d_2^2} \quad (4)$$

Týmto tvarom náboja sa nevyužije celá spojovacia plocha pre maximálny spojovací tlak (p_{1max}).

Kuželové spojenie typu B (obr. 3b)

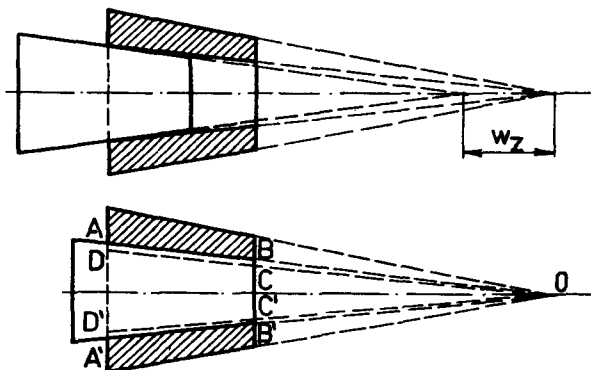
Pozoruhodnosť tohoto tvaru náboja je rovnobežnosť vonkajšej a vnútornej kuželovej plochy. Nosný presah Δd_1 má po dĺžke spoja konštantnú hodnotu. Po dĺžke spoja sa trvale menia priemerové pomery "a", merný nosný presah ε a tým aj spolúsúvisiaci merný tlak p_1 . Tieto zmeny sa prejavujú v miernejšom rozsahu, ako pri type A.

Kuželové spojenie typu C (obr. 3c)

Tento dokonalejší ale výrobné náročnejší typ náboja má dve rozdielne variácie:

V prvom prípade spojenia sú priemerové pomery „a“ po celej dĺžke kužela konštanté, čo umožňuje aj dodržanie konšt. presahu Δd_1 . Merný nosný presah ϵ a tým aj merný tlak p_1 sú premenlivé. Povrchové priamky vonkajšieho a vnútorného kužela náboja končia v spoločnom vrchole. Toto riešenie označme ako typ Cd/d znamená rovnako veľkú pružnú deformáciu priemerov po dĺžke spoja).

Ak chceme spojenie, ktorého pomery napätia včítane merného tlaku p_1 majú byť po celej dĺžke kuzela rovnake, musia zostať priemerové pomery „a“, ako aj prislusný merný presah rovnaké. Z poslednej podmienky platí, že ak sa mení d_1 lineárne, musí sa úmerne meniť aj presah Δd_1 . To znamená, že sa musí obidvom spojovaným plochám umožniť malý rozdiel v kuželovitosti, takže oblasť presahu A, B, C, D — A', B', C', D' sa po nalisovaní zbíha do spoločného vrcholu kužela O (obr. 4) Toto riešenie možno použiť len pre jednu axiálnu olohu. Merný presah ϵ a merný tlak p_1 je potom po celej dĺžke rovnaký. Tento spôsob riešenia označme ako typ C_p/p (p znamená rovnako veľký tlak v spojovacej ploche). Pri navrhovaní spoja typu C_p treba počítať s nastaviteľnou hodnotou w_z .



obr. 4

Deformácie na voľnej ploche náboja

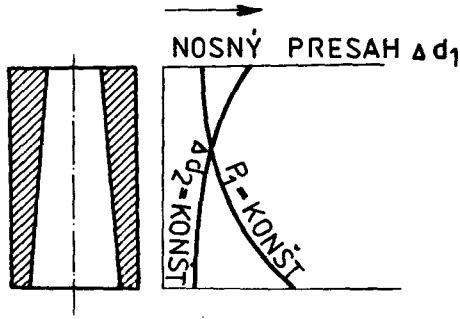
V strojárenskej praxi sa vyskytujú kuželové spoje, kde majú význam aj geometrické zmeny vonkajšej plochy náboja alebo vnútornej plochy (diery) čapu. Ak bola napr. vonkajšia plocha náboja pred nalisovaním valcová, po nalisovaní už nebude valcová, pretože (podľa odvodeného vzťahu) na menšej hrúbke náboja sa prejaví pomerne väčším prírastkom vonkajšieho priemeru, než na väčšej hrúbke náboja. Pri valcových spojoch sa udáva zmena vonkajšieho priemeru náboja upravenou rovnicou

$$\Delta d_2 = \Delta d_1 a \quad (5)$$

Táto rovnica platí aj pre kuželové spoje s tým, že sa bude uvažovať lineárne premenlivá spojovacia plocha. Pretože pri najbežnejších typoch A a B sa priemerový pomer mení po dĺžke spoja, mení sa pochopiteľne aj zmena Δd_2 po dĺžke.

Ak chceme dosiahnuť, aby sa vonkajší priemer typu A alebo B menil po celej dĺžke náboja rovnomerne, t.j. aby napr. valcová plocha na priemere d_2 zostala

valcovou aj po deformácii, musí byť skutočný presah Δd_1 na väčšom priemere kužela menší, než na menšom priemere. To znamená, že kuželovitost' diery náboja a čapu musí byť rozdielna. Zmena presahu nebude prebiehať lineárne, ale hyperbolický. Pri malých kuželovitostiach je možné krivkový priebeh presahu nahradiť priamkovým priebehom. Na obr. 5 krivka $\Delta d_2 = \text{konšt.}$ k vŕli zreteľnosti je udaná pre strmý kužel. Opačne je možné vypočítať a dodržať odchýlku kuželovitosti pre presne určené (dovolené) zväčšenie priemeru d_2 . Pri kuželloch 1:50 a menších je zmena priemeru d_2 tak nepatrná, že dostaneme praktický rovnakú zmenu Δd_2 po celej dĺžke spoja.



Záver

Prenášané zaťaženie v krútení je ovplyvňované niekoľkými činiteľmi. Je to hodnota presahu Δd_1 a s tým súvisiaci merný tlak p_1 . Druhou, nie menej dôležitou hodnotou je kuželovitost', ktorá ovplyvňuje únosnosť spoja a bezpečnosť proti uvoľneniu. Merný tlak a jeho rozloženie v spojovacej ploche závisí od pomeru "a" a od tvaru náboja.

LITERATURA

- [1] Koch: *Kuželové nalisované spoje* (habilitačná práca)
- [2] Kienzle: *Kegeltoleranzen bei Kegelpresspasungen*
- [3] Koch: *Dovolené úchylky kuželových nalisovaných spojov* (vŕsk. práca)

Zusammenfassung

Dieses Referat ist vor allem zu denjenigen Grundeigenschaften gerichtet, denen der Konstrukteur dieser Verbindungen die betreffende Aufmerksamkeit schenken muss. Zur Bestrebung, den verbundenen Flächen möglichst grossen (aber zugelassenen) und gleichmässig verteilten Messdruck p_1 , zu ermöglichen, tragen im wesentlichen die Nabeausrüstung und die zugelassenem Winkelfehler des Nennkegel bei. Dieser Frage ist auch der Aufsatz grossenteils gewidmet.

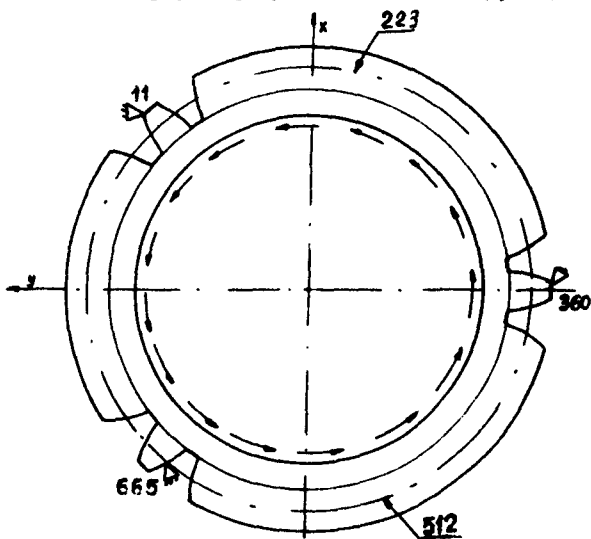
РЕЗЮМЕ

Этот доклад говорит об основных свойствах конусообразных напрессованных стыков, которым конструктор этих стыков должен уделять надлежащее внимание. В стремлении, скрепляемым плоскостям дать возможность иметь, как можно большее (но разрешаемое) и равномерно разложенное давление p_1 , очень помогает соответствующая обработка снаряда и допустимые угловые отклонения конуса. Этому вопросу посвящена большая часть статьи.

OBLICZANIE ODKSZTAŁCEŃ ELEMENTÓW
PRZEKŁADNI PLANETARNEJ

W ramach prezentowanej pracy wykonano obliczenia odkształceń koła słonecznego i satelity stopnia planetarnej przekładni głównej śmigłowca. Przekładnia ta charakteryzuje się zwiększoną podatnością elementów oraz zamocowaniem obu kół centralnych stopnia planetarnej za pośrednictwem cienkościennej tulei. Do obliczeń zastosowano programy elementów skończonych, dotyczących płaskiego stanu naprężeń, opracowane w Katedrze Mechaniki Teoretycznej i Wytrzymałości Materiału WAT.

Ze względu na dużą sztywność wieńca koła słonecznego w stosunku do sztywności powłoki, którą jest on połączony z wałem napędowym, można przyjąć, że odkształcenie wieńca nastąpi dopiero w momencie, gdy w wyniku jego przemieszczenia spowodowanego odkształceniem powłoki oraz luzem w połączeniu wielowypustowym, łączącym koło słoneczne z wałem napędowym, skompensowane zostaną błędy wykonawcze i wieńiec wejdzie do współpracy z przynajmniej trzema (spośród pięciu) satelitami. Nastąpi to oczywiście przy pewnym obciążeniu przekładni, mniejszym od obliczeniowego. Oddziaływanie powłoki na wieńiec zębaty zastąpiono w sposób przybliżony równomiernie rozłożonymi siłami przyłożonymi na obwodzie wewnętrznym wieńca. Założono przy tym brak przemieszczeń w trzech punktach, w których następuje współpraca z satelitami (rys. 1).



Rys. 1

Za miarę podatności wieńca przyjęto stosunek składowych, przemieszczeń węzłów 223 i 512 (punkty w których wejda do współpracy pozostałe dwa satelity), normalnych do zarysów zębów w tych punktach do największej siły międzyzębnej P , przypadającej na jednostkę szerokości wieńca.

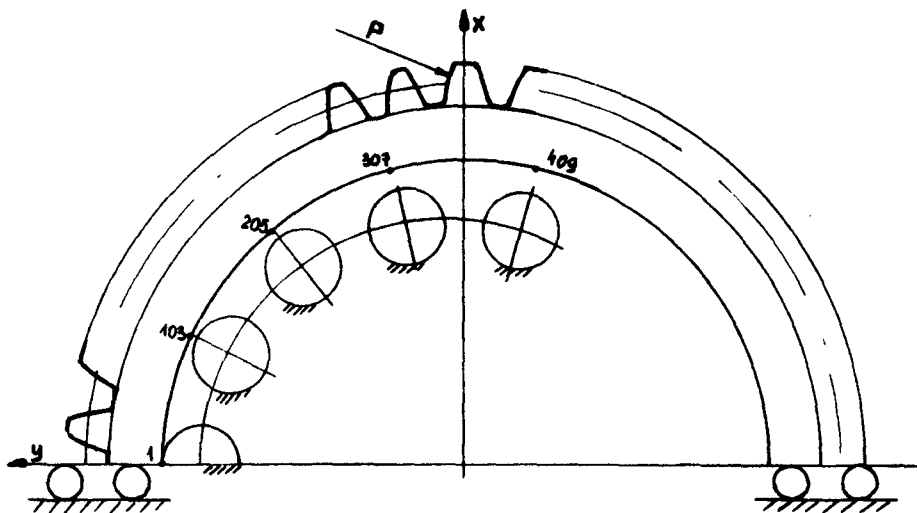
Otrzymano następujące wyniki:

$$K_{223} = 3,26 \cdot 10^{-10} \text{ m}^2/\text{N}$$

$$K_{512} = 2,76 \cdot 10^{-10} \text{ m}^2/\text{N}$$

Przy analogicznych założeniach obliczono odkształcenia wieńca w przypadku jego współpracy z pięcioma satelitami.

Przy obliczaniu odkształceń satelity pominięto deformację rolek i wewnętrznej bieżni łożyskowej. Pominięto również tarcie między rolkami a satelitą oraz założono, że osie rolek łożyska dwurzędowego leżą parami w płaszczyznach przechodzących przez oś satelity (to ostatnie założenie umożliwia sprowadzenie problemu przestrzennego do płaskiego, a więc znacznie upraszcza zagadnienie nie powodując jednocześnie wymiarujących błędów). Ze względu na istnienie płaszczyzny symetrii geometrycznej oraz symetrii obciążenia obliczenia przeprowadzono dla połowy satelity (rys.2).



Rys. 2

Podstawową sprawą przy obliczaniu odkształceń satelity jest określenie liczby współpracujących z nim rolek łożyska przy danej wielkości obciążenia. Znajac odpowiedź na to pytanie oblicza się odkształcenie wieńca, którego dwa przeciwległe zęby są obciążone, natomiast punkty wchodzące w kontakt z rolkami mają założone przemieszczenia normalne do powierzchni odpowiednich rolek, wynikające z założonego luzu między rolkami a bieżnią zewnętrzną. Liczbę współpracujących z wieńcem rolek można określić w dwojaki sposób:

a. Stopniowo zwiększając obciążenie satelity obliczamy wielkość tego obciążenia, przy którym wchodzi do kontaktu kolejna rolka. Następnie uwzględniając warunek, że ta rolka spowoduje ograniczenie przemieszczeń odpowiedniego punktu wieńca, należy przeprowadzić kolejny etap obliczeń dla odpowiednio zwiększonego obciążenia. W przypadku pojawienia się niewłaściwego znaku siły oddziaływania którejkolwiek rolki na wieniec konieczne jest odrzucenie warunku determinującego wielkość składowej przemieszczenia odpowiedniego punktu wieńca i powtórzenie danego etapu obliczeń (możliwe jest przy tym ponowne wejście do współpracy „zwolnionej” rolki przy większym obciążeniu).

b. Metodę zakładania (zgadywania) liczby rolek wchodzących do współpracy z wieńcem. Można przy tym bądź obliczyć odpowiednie współczynniki wpływowe charakteryzujące sztywność wieńca, a następnie zakładając liczbę rolek wchodzących do współpracy, można wyznaczyć wielkość sił oddziaływania tych rolek na wieniec z warunku, że znane są odpowiednie składowe przemieszczenia punktów współpracujących z rolkami. Kryterium poprawnego przewidzenia liczby współpracujących rolek jest odpowiedni znak reakcji między rolką i bieżnią (rolka nie może „przyciągać” satelity). Można również wyznaczać wielkość tych reakcji przeprowadzając bezpośrednio obliczenia odkształceń wieńca zębatego przy założonych składowych przemieszczeniach punktów, które — jak się to przewiduje — wejdą do kontaktu z rolkami. Dla rolek położonych jak na rys. 2 otrzymano następujący rozkład relacji między rolkami a bieżnią zewnętrzną:

$$P_1 = 0.363, P_{103} = 0.757, P_{205} = 0.687, P_{307} = 1.000, P_{409} = 0.226.$$

Indeks przy symbolu P wskazuje numer węzła, w którym następuje kontakt między bieżnią i rolką. Otrzymane wyniki świadczą o znacznej nierównomierności obciążenia rolek współpracujących z satelitą.

Wnioski

Przeprowadzone obliczenia pozwalają określić stan odkształceń elementów rozpatrywanej przekładni planetarnej w warunkach pracy, jak również ocenić nierównomierność obciążenia satelitów przy określonych błędach wykonawczych tej przekładni.

Summary

This paper aims at an evaluation of the deflections planetary gear's elements. The problem in plane stress elasticity is solved by the finite element method.

Резюме

В работе представлено результаты вычислений деформационного состояния деталей планетарной передачи. Вычисления проведены методом конечных элементов.

TRWAŁOŚĆ KRAJOWYCH ŁOŻYSK SAMOSMARUJĄCYCH SPIEKANYCH Z PROSZKU ŻELAZA

W referacie omówiono procesy doprowadzające do utraty zdolności samosmarowania łożyska z porowatą panwią spiekaną. Przedstawiono wyniki badań trwałości pewnej grupy krajowych łożysk na tle danych z literatury.

Łożyska samosmarujące, o których będzie mowa niżej są łożyskami ślizgowymi z panwiami w formie porowatych tulejek, o porach nasyconych olejem. Interesująca nas trwałość będzie rozpatrywana wyłącznie w aspekcie zdolności samosmarowania tych łożysk olejem zawartym w porach panwi.

Trwałość w podanym wyżej znaczeniu jest wprost proporcjonalna do rezerwy oleju zmagazynowanej w porach panwi i odwrotnie proporcjonalna do natężenia strat oleju z łożyska. Cały okres pracy łożyska można podzielić na trzy etapy. Pierwszy — docieranie, charakteryzuje się względnie wysoką, lecz spadającą do pewnego minimum temperaturą łożyska i znacznymi wyciekami oleju na zewnątrz. Drugi — właściwa praca łożyska po jego dotarciu, charakteryzuje się bardzo powolnym wzrostem temperatury i w zasadzie brakiem wycieków oleju. Straty oleju w tym okresie następują głównie wskutek odparowywania lotniejszych frakcji. Trzeci — zacieranie, w którym na skutek spadku ilości krążącego w łożysku oleju oraz wzrostu jego lepkości i spadku własności smarnych ustaje dostateczne smarowanie współpracujących powierzchni, zaczyna gwałtownie rosnać temperatura i lawinowo rozwijają się procesy termicznego niszczenia pozostałego oleju i wycierania współpracujących powierzchni.

Pierwszy i trzeci z wymienionych wyżej etapów trwają względnie krótko i o trwałości łożyska decyduje etap drugi. Biorąc za punkt wyjścia podstawowy proces fizyczny charakterystyczny dla drugiego etapu (odparowywanie oleju) można przewidywać, że czas trwania tego etapu jest wprost proporcjonalny do ilości oleju Q_{rez} jaka pozostała w łożysku po I etapie pomniejszonej o ilość przy jakiej samosmarowanie nie może występować, a odwrotnie proporcjonalna do natężenia odparowywania oleju z łożyska q :

$$T = \frac{Q_{rez}}{q}$$

Ilość oleju stracona w I etapie zależy od stopnia nasycenia porów olejem, porowatości spieku, grubości ścianki, różnicy temperatur otoczenia i roboczej łożyska oraz luzu między czopem i panwią, a także od konstrukcji obudowy łożyska i prędkości obwodowej czopa. Ilość oleju przy jakiej kończy się możliwość samosmarowania, to ilość zaadsorbowania na powierzchni porów [1] lub większa

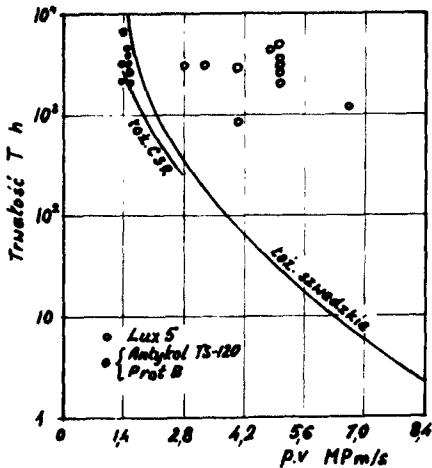
od niej, o ile zmiany własności reologicznych i smarnych oleju osiągnęły wartość krytyczną dla danych parametrów pracy łożyska [2].

Tego rodzaju ujęcie zagadnienia trwałości jest dla celów praktycznych, przy obecnym stanie wiedzy, jeszcze niemożliwe, ze względu na brak danych do wyznaczenia ilości oleju przy jakiej kończy się możliwość samosmarowania (różnej dla różnych olejów) oraz natężenia odparowywania oleju i warunków w jakich ten proces zachodzi w łożyskach, choć pewne próby w tym kierunku były już czynione [6].

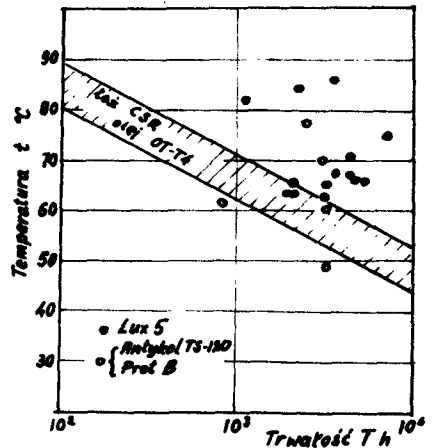
Potrzeby użytkowników łożysk zmusiły wytwórców do podawania informacji o trwałości. Danych tych jak dotychczas jest jeszcze niewiele, znacznie się między sobą różnią i nie są wyczerpujące. Trwałość jest uzależniana bądź od wartości iloczynu $p v$ (p — nacisk obliczeniowy, v — prędkość obwodowa) [3], co naszym zdaniem jest niewłaściwe [4], bądź od temperatury pracy łożyska [5] jako czynnika mającego na nią najistotniejszy wpływ. Niektórzy wytwórcy (Ringsdorff — RFN) podają wręcz minimalną gwarantowaną przez nich trwałość pod warunkiem nie przekraczania dopuszczalnych obciążeń.

W związku z tym, że w kraju od szeregu lat produkowane są tego rodzaju łożyska zaszła konieczność stwierdzenia jak się przedstawia trwałość tych łożysk na tle publikowanych danych. Do prób wzięto tuleje łożyskowe ogólnego przeznaczenia produkowane przez Fabrykę Drutu i Wyrobów z Drutu w Gliwicach z proszku żelaza. Wymiary tulejek $\phi 25/36$, długości różne. Oleje użyte do nasycania: Lux 5 Antykol TS-120 oraz olej włoski Prot. B. Praca ciągła na stanowiskach badawczych z nieosłoniętymi powierzchniami czołowymi tulejek. Czopy hartowane i polerowane, luzy odpowiadające pasowaniu obrotowemu.

Wyniki badań zostały przedstawione na rys. 1 w układzie współrzędnych: trwałość, iloczyn $p v$ na tle danych z publikacji [3] oraz na rys. 2 w układzie współrzędnych: temperatura, trwałość na tle danych z publikacji [5].



Rys. 1



Rys. 2

Przytoczone wyniki świadczą o tym, że trwałość badanych łożysk nasączonych olejem Lux 5 jest (poza paroma wyjątkami) nie mniejsza niż 2000 godzin w dużym

zakresie obciążeń, a olejami Antykol TS-120 i Prot B średnio wynosi 4000 godzin przy wartości iloczynu $pv = 1,4$ MPm/s. Na uwagę zasługuje fakt uzyskania trwałości przeszło 17.000 godzin łożyska nasyconego olejem Prot B w warunkach pracy $p = 0,7$ MP, $v = 1$ m/s. W stosunku do danych z publikacji badane łożyska znacznie odbiegają na korzyść od danych przytoczonych w [3], a grupa nasycona olejem Lux 5 posiadała trwałość porównywaną z danymi w [5]. Dalsze badania są w toku.

LITERATURA

- [1] B. Korytkowski: *Łożyska samosmarujące — wydzielenie oleju z porowatego spieku na skutek zmian temperatury*, Zagadnienia tarcia, zużycia i smarowania, z. 9, 1971.
- [2] B. Korytkowski: *Zużycie spiekanych łożysk porowatych*, Ref. z narady naukowo-technicznej p.t.: Badania zużycia materiałów w procesie tarcia, Częstochowa, 1975.
- [3] S. Glesl: *Supplementary influences on the load capacity of the sintered bearings*, Zagadnienia tarcia, zużycia i smarowania, z. 10, 1971.
- [4] B. Korytkowski: *Trwałość łożysk samosmarujących*, Przegląd Mechaniczny, z. 16, 1975.
- [5] J. Assman: *System mazani samoczynnych poristych lozisek*, Ropa a Uhlie, nr 11, 1967.

Summary

In this work the processes bringing to loss of ability to selflubrication of sintered porous bearings were described. The results of investigations of durability of some made in Poland bearings were presented. This results were compared with dates from publications.

Содержание

В статье обсуждено причины вызывающие затрату способности самосмазывания пористого подшипника. Представлено итоги исследований долговечности работы некоторых целанных в Польше подшипников на фоне данных из иностранной литературы.

ANALIZA OBCIĄŻEŃ POŁĄCZENIA ŚRUBOWEGO KORBOWODU SILNIKA SPALINOWEGO

Praca dotyczy numerycznych badań obciążeń elementów konkretnego złącza śrubowego. Jej efektem jest propozycja zasady utrzymania obciążeń śrub na poziomie bliskim ich napięciu wstępnemu.

WYKAZ SYMBOLI

- P_0 – wartość napięcia montażowego śrub
 P – eksploatacyjna wartość napięcia śrub
 ΔP – eksploatacyjny przyrost napięcia śrub
 Q – wartość zewnętrznego obciążenia eksploatacyjnego złącza
 a – wymiar rozstawienia śrub
 κ – współczynnik eksploatacyjnego przyrostu napięcia śrub
 λ_p – podatność elementów złączonych na działanie P_0 lub ΔP mierzona w węzłach powierzchni przylegania elementów łączących z łączonymi
 λ_Q – podatność elementów łączonych na działanie Q mierzona w węzłach powierzchni przylegania elementów łączących z łączonymi
 λ_s – podatność śrub.

1. Uwagi wstępne

Wyniki przedstawionej pracy są efektem zrealizowania zadania naukowo-badawczego, zleconego przez przemysł. Zakres i cel pracy (związany z życzeniami Zleceniodawcy) dotyczy ważnego problemu racjonalnego kształtowania niezawodnych złączy śrubowych. W badaniach wykorzystano współczesne metody obliczeniowe oraz nowsze poglądy na podjęty temat. Rozpatrywano liniowy model złącza w wybranym przypadku obciążeń zewnętrznych (rys. 1). Przy określaniu charakterystyki złącza śrubowego nacisk położono na wierne odtworzenie cech sztywnościowych układu i weryfikację założenia o liniowości jego zachowania. Wyniki pracy odnoszą się jedynie do liniowego odcinka charakterystyki tj. zakresu dopuszczalnego w tego typu złączach. Otrzymane wyniki numeryczne znalazły potwierdzenie w doświadczalnych badaniach Zleceniodawcy.

2. Cel pracy i wnioski

Celem pracy był wybór optymalnego wymiaru a rozstawienia śrub korbowodu (rys. 1) przy kryterium:

$$|\Delta P| = |P - P_0| = |\kappa Q| = \min \quad (1)$$

Do obliczenia współczynnika κ wykorzystano zależność zaproponowaną w pracy [4]:

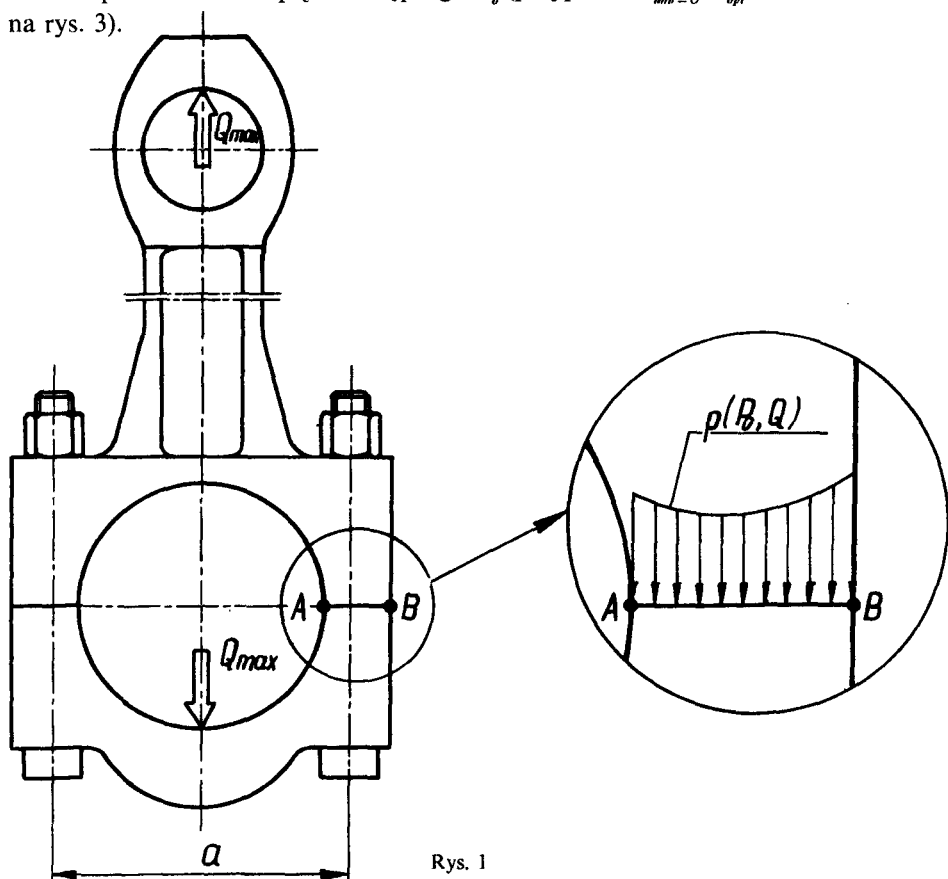
$$\kappa = \frac{2_a}{2_s + 2_p} \quad (2)$$

Wzór (2) ważny jest w zakresie zmian $1P$ od Q zbliżonym do przebiegu liniowego (rys. 2). W rzeczywistych złączach będzie to odpowiadać przypadkowi niewystępowania zjawiska rozwarstwienia elementów opisanym warunkiem:

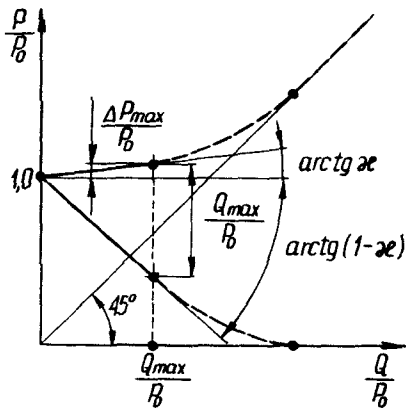
$$p(P_0, Q) \leq 0 \quad (3)$$

W rozwiązaniu zastosowano metodę elementów skończonych. Poszukiwanie współczynników λ , określających wartość współczynnika κ oparto na zadaniach płaskiego stanu naprężeń, a obliczenia zrealizowano zgodnie z procedurą dostępnych programów na EMC [2].

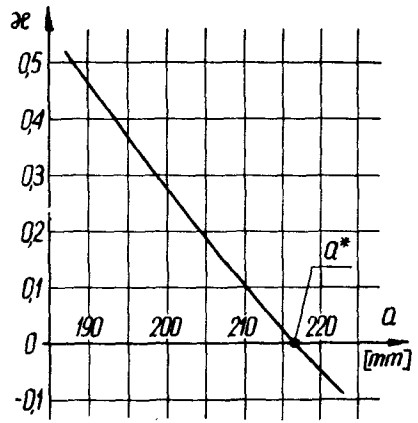
Otrzymana w wyniku badań zależność $\kappa = \kappa(a)$ pozwala wybrać wymiar rozstawienia śrub taki, przy którym możliwe jest utrzymanie wartości obciążenia śrub na poziomie ich napięcia wstępnego P_0 (przypadek $\kappa_{\min} = 0$, $a_{\text{opt}} = a^*$ zilustrowany na rys. 3).



Rys. 1



Rys. 2



Rys. 3

LITERATURA

- [1] Witkowski J.: *Charakterystyka eksploatacyjnych zmian obciążeń elementów złącza śrubowego*. Archiwum Budowy Maszyn t. XXI, z. 3, 1974.
 [2] Szmelter J. i inni: *Programy metody elementów skończonych*. Warszawa, Arkady 1974.

AN ANALYSIS OF THE LOADS ACTING OF A BOLTED JOINT

Summary

The work deals with the problem of the numerical investigations of the loads acting of bolted joint elements. It is proposed principle of keeping of the bolt loads on the uniform level.

АНАЛИЗ НАГРУЗОК БОЛТОВОГО СОЕДИНЕНИЯ

Содержание

В работе произведено численные исследования нагрузок элементов избранного болтового соединения. В результате анализа предлагается принцип поддержания нагрузок болтов на уровне предварительной затяжки.

NIEKTÓRE PROBLEMY DOBORU CECH KONSTRUKCYJNYCH CIERNYCH SPRZĘGIEŁ ROZŁĄCZNYCH

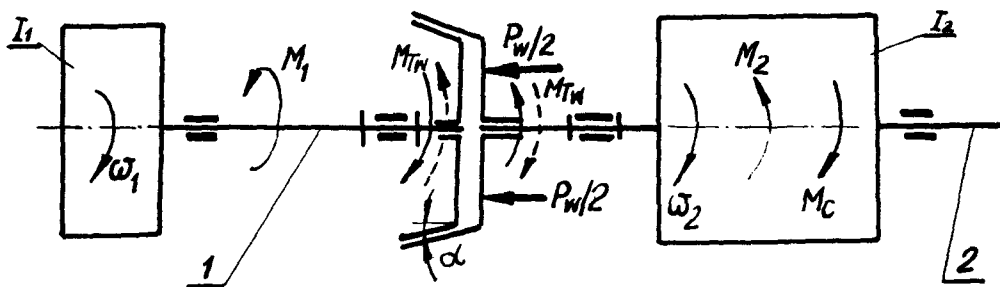
W artykule omówiono niektóre modele obliczeniowe stosowane w analizie konstrukcyjnej ciernych sprzęgieł rozłącznych. Dla sprzęgieł z metalowymi tarczami ciernymi smarowanych olejem, w oparciu o badania własne podano przykładowo charakterystyki obciążeniowe, przedstawione jako funkcje

$$\mu_{rz} = f(Ni)$$

WYKAZ SYMBOLI

i	– liczba powierzchni ciernych sprzęgła
I_1, I_2	zastępcze masowe momenty bezwładności elementów zredukowane na osie wałów 1 i 2
M_1, M_2	– momenty oporów ruchu zredukowane na osie wałów 1 i 2
M_{twi}, M_{trz}	– wymagana i rzeczywista wartość momentu tarcia rozwijanego przez sprzęgło cierne
M_c	– czynny moment napędzający wał 2
Ni	– liczba cykli obciążeń – włączeń sprzęgła
P_w	– całkowita wartość siły poosiowej dociskającej sprzęgło
P_{wi}	– wartość siły poosiowej dociskającej na i -tej powierzchni cierniej
P_{σ}	– średnie obliczeniowe naciski normalne na powierzchniach ciernych
r_i	– średni promień powierzchni ciernych, na który zredukowano wypadkową siłę P_{wi}
$t_s = t_2 - t_1$	– czas synchronizacji prędkości obrotowych wałów 1 i 2
T_{ol}	– temperatura oleju smarującego sprzęgło
v_p	– względna prędkość poślizgu powierzchni ciernych na promieniu r_i
W_i	– całkowita siła tarcia w ruchowym złączu kształtowym tarcze– wały, dla i -tej tarczy cierniej
α	– kąt nachylenia tworzącej powierzchni ciernych do osi obrotu sprzęgła
η_s	– własności oleju: smarność, aktywność chemiczna
w_1, w_2	– prędkości kątowe wałów 1 i 2 przed synchronizacją
μ_{rz}	– chwilowa rzeczywista wartość współczynnika tarcia powierzchni ciernych

W układach napędowych dla uzyskania odpowiednich cech dynamicznych i kinematycznych do łączenia i rozłączania dwóch wałów o wspólnej osi obrotu, pozostających w ruchu obrotowym względnym stosuje się bardzo często cierne sprzęgło rozłączne. Poprawny dobór cech konstrukcyjnych takich sprzęgieł — jedno z podstawowych kryteriów uzyskania wystarczającego poziomu niezawodności działania układu, jest uwarunkowany stosowaniem dostatecznie dokładnych modeli obliczeniowych. Wymaganą wartość momentu tarcia potrzebną do synchronizacji prędkości obrotowych dwóch wałów sprzęganych ciernic można określić z równań ruchu układu, którego model przedstawia rys. 1.



Rys. 1

dla wału 1-go

$$\int_{\omega_1}^{\omega_{2k}} I_1 \cdot d\omega = \int_{t_1}^{t_2} (M_{tw} \mp M_1) dt \quad (1)$$

dla wału 2-go

$$\int_{\omega_2}^{\omega_{2k}} I_2 \cdot d\omega = \int_{t_1}^{t_2} (M_c \pm M_{tw} - M_2) dt \quad (2)$$

Przy upraszczającym założeniu, że M_1 , M_2 , M_c mają wartość stałą w okresie czasu t_s , po wyznaczeniu stałych całkowania z warunków brzegowych i odpowiednich przekształceniach wymagana wartość momentu tarcia sprzęgła, niezbędną do uzyskania synchronizacji prędkości obrotowych wałów w przedziale czasu t_s , można przedstawić równaniami (3) i (4).

W przypadku, gdy wartość $M_c = M_{tw} + M_2$ w całym przedziale czasu t_s :

$$M_{tw} = \frac{I_1 \cdot (\omega_2 - \omega_1)}{t_s} \mp M_1 \quad (3)$$

W przypadku, gdy $M_c = M_2$ w całym przedziale czasu t_s ,

$$M_{tw} = \frac{I_1 \cdot I_2}{I_1 + I_2} \cdot \left[\frac{(\omega_{2k} - \omega_1)}{t_s} \pm \frac{1}{I_2} \mp \frac{M_1}{I_1} \right] \quad (4)$$

Znaki w równaniach 3 i 4 odpowiednie do przypadku zmniejszania lub zwiększania wartości prędkości kątowej ω_1 . Aby zależności określone równaniami (3) i (4) zostały spełnione, rzeczywista wartość momentu tarcia M_{trz} generowanego w sprzęgle ciernym pod obciążeniem osiowym siłą P_w musi odpowiadać wartości M_{tw} .

Chwilową rzeczywistą wartość momentu tarcia M_{trz} można przedstawić równaniem (5)

$$M_{trz} = \frac{r_t}{\sin \alpha} \times \sum_{i=1}^{i=n} P_{wi} \times \mu_{rzi} \quad (5)$$

gdzie:

$$P_{wi} = P_w - \sum_i^n W_i$$

W ustalonych warunkach procesu tarcia mieszanego dla istniejących cech geometrycznych sprzęgła i ustalonego przedziału obciążeń, wpływ rozrzutu wartości parametrów r_p , α , P_w (będących w istocie zmiennymi losowymi) na wartość momentu tarcia M_{rz} można pominąć jako nieistotny.

Natomiast rozkład i wartości zmiennej losowej μ_{rz} — współczynnika tarcia sprzęgła należy wyznaczać doświadczalnie dla określonej trójki cierniej tj. danej pary materiałów i oleju smarującego.

W ogólnym przypadku współczynnik tarcia μ_{rz} , a więc i moment tarcia jest funkcją szeregu parametrów opisanych ogólną zależnością (6)

$$\mu_{rz} = f(N_i; \eta_s; V_p; P_{sp}; T_{ol}) \quad (6)$$

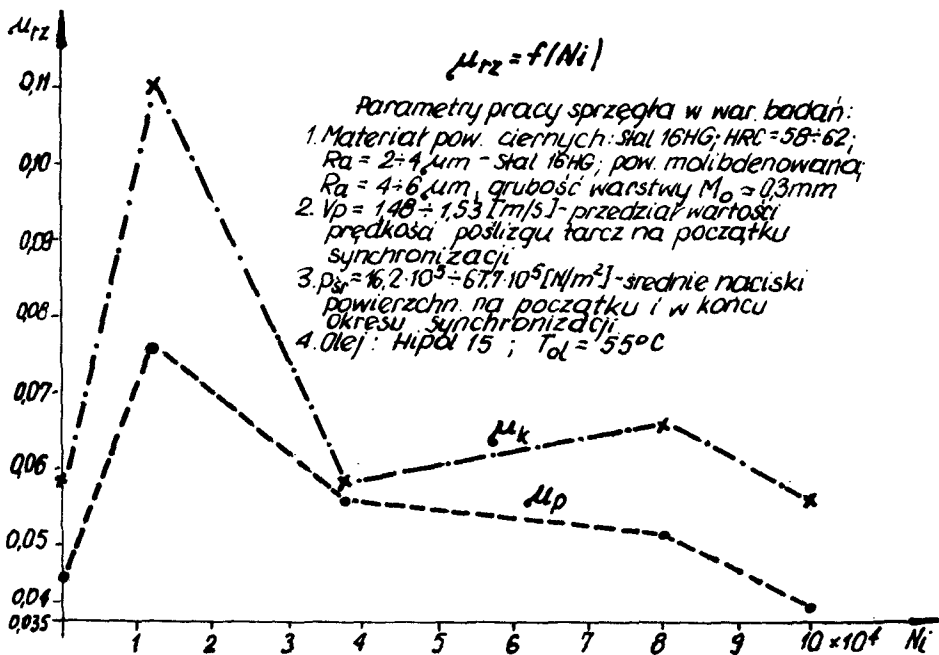
W pewnych przedziałach wartości ustalonych warunków procesu tarcia mieszane (V_p , p_{sp} , T_{ol}) dla sprzęgieł o metalowych elementach ciernych smarowanych olejami, istotny wpływ na wartość współczynnika tarcia μ_{rz} ma tylko zmiana geometrii powierzchni ciernych wywołana zużyciem elementów ciernych w wyniku rosnącej liczby cykli obciążeń N_i . Dużo mniejsze zmiany wartości μ_{rz} występują w wyniku malejącej prędkości poślizgu tarcz V_p w okresie synchronizacji.

Wpływ pozostałych parametrów można w takim przypadku pominąć. Powyższe zostało stwierdzone w badaniach stanowiskowych przeprowadzonych dla sprzęgieł ciernych szeregu synchronizatorów blokujących przekładni biegów ciężkich pojazdów trakcyjnych.

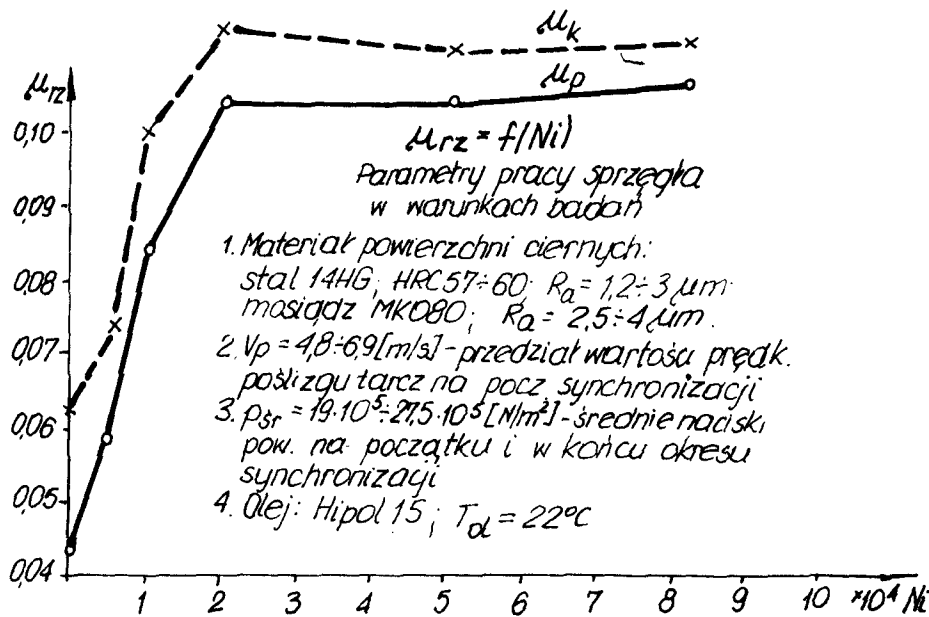
Poniżej przykładowo zamieszczono (rys. 2 i 3) charakterystyki obciążeniowe takich sprzęgieł przedstawione jako funkcje $\mu_{rz} = f(N_i)$ wyznaczone w oparciu o badania własne.

Zbiory chwilowych wartości zmiennej losowej μ_{rz} zostały określone z dziesięcioelementowych prób z pomiarów o jednakowej dokładności. Najbardziej prawdopodobne chwilowe wartości μ_{rzp} i μ_{rzk} na początku i końcu okresu synchronizacji obliczono metodą najmniejszych kwadratów. W pomiarach stosowano tensometryczne układy pomiarowe i elektroniczną aparaturę rejestrującą.

Całkowicie odmienny charakter krzywych $\mu_{rz} = f(N_i)$ dla przedstawionych trójek ciernych i duże zmiany wartości wsp. tarcia wskazują na różnice w mechanizmach zjawisk tarcia i zużycia oraz konieczność istnienia takich informacji dla celów badawczych i konstrukcyjnych.



rys. 2



rys. 3

Wnioski

1. Zdolność do przenoszenia obciążeń określonych rozwijanym momentem tarcia M_{tr} przez sprzęgła cierne z metalowymi tarczami ciernymi smarowanymi olejami, może być wyznaczona dostatecznie dokładnie tylko na podstawie charakterystyk obciążeniowych sprzęgła przedstawionych jako funkcje $\mu_{tr} = f(N_i)$.

2. Takie charakterystyki obciążeniowe umożliwiają poprawne dobieranie cech konstrukcyjnych sprzęgieł, co jest szczególnie istotne, gdy moment tarcia sprzęgła wykorzystywany jest do sterowania procesem łączenia wałów układu napędowego oraz gdy czasy synchronizacji prędkości obrotowych muszą być małe. Takie wymagania stawiane są sprzęgłom ciernym synchronizatorów blokujących, sprzęgłom przeciżeniowym, ciernym sprzęgłom odśrodkowym itp.

LITERATURA

- [1] Kozakiewicz Z.: *Kryteria oceny działania synchronizatorów bezwładnościowych*. Zeszyty Naukowe Politechniki Łódzkiej r. 1975. Zeszyt Nr 10.
- [2] Mitchell G., Wildig A.W.: *Synchromesh Mechanisms*. A.D.E. Feb. 1966.
- [3] Rockstroh F.: *Buntmetallfreie Synchronisierung für LKW-Getriebe*. Kraftfahrzeugtechnik 1/1967.

Summary

Some calculation models used for disconnectable friction clutches design analysis have been discussed. Clutch load characteristics obtained in an experimental way for the clutches with metallic friction elements, oil lubricated, plotted as a function of μ against N_i have been given.

Содержание

В статье оговорены некоторые расчётные модели применяемые для конструкционного анализа фрикционных разъединительных муфт.

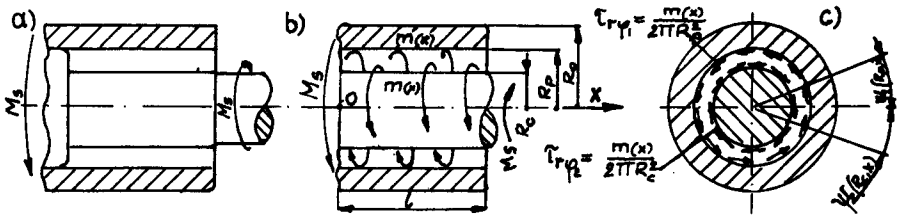
Для муфт с металлическими фрикционными элементами смазываемыми маслом, опираясь на собственные исследования, даны примеры нагрузочных характеристик, представленных в виде функций $\mu = f(N_i)$

KONCENTRACJA OBCIĄŻENIA W ZŁĄCZU WIELOWYPUSTOWYM

W pracy rozważa się złącze wielowypustowe obciążone momentem skręcającym. Traktując elementy złącza jako ciała idealnie sprężyste, określono rozkład obciążenia na długości złącza.

Model złącza

W złączu wielowypustowym obciążonym momentem skręcającym (rys. 1a) ze względu na odkształcalność czopa piasty oraz wypustów, rozkład obciążenia wzdłuż złącza jest nierównomierny. Dla złącza bez błędów, o dużej liczbie wypustów można przyjąć, że czop i piasta znajdują się w stanie osiowoosymetrycznego skręcania, a wprowadzenie sił stycznych przez wypusty powoduje tylko miejscowe zaburzenie tego stanu (rys. 1c).



Rys. 1

Rozwiązanie zagadnienia przy tym założeniu sprowadza się do określenia funkcji przemieszczeń czopa Ψ_2 i piasty Ψ_1 przy nieznanym obciążeniu brzegowym $m(x)$ (rys. 1b, c). Niewiadomą funkcję $m(x)$ wyznacza się z równania (1), które określa wielkość jednostkowego momentu przenoszonego przez wypusty w przekroju x :

$$m(x) = c_\phi [\Psi_1(R_p, x) - \Psi_2(R_c, x)]. \quad (1)$$

W równaniu tym $\Psi_1(R_c, x)$ i $\Psi_2(R_c, x)$ są kątami obrotu podstaw wypustów piasty i czopa, a c_ϕ jest sztywnością skrętną wielowypustu w przekroju x .

Podstawowe równania

Dla stanu osiowoosymetrycznego skręcania rozwiązanie układu równań, równowagi i nierozdzielności Beltramiiego Michell'a sprowadza się do rozwiązania równania różniczkowego cząstkowego przez wprowadzenie funkcji naprężeń $\phi(r, x)$ *[1]:

* Przyjęto walcowy układ współrzędnych (rys. 1b, c).

$$\frac{\delta^2 \phi}{\delta r^2} - \frac{3}{r} \frac{\delta \phi}{\delta r} + \frac{\delta^2 \phi}{\delta x^2} = 0 \quad (2)$$

Przy warunkach brzegowych dla czopa i piasty rys. 1b, c:

$$\begin{aligned} \phi(0,x) = 0, \quad -\frac{\delta \phi}{\delta x} \Big|_{r=R_c} &= \frac{m(x)}{2\pi R_c^2}; & \frac{\delta \phi}{\delta x} \Big|_{r=R_o} &= 0, \quad -\frac{\delta \phi}{\delta x} \Big|_{r=R_p} &= \frac{m(x)}{2\pi R_p^2}. \\ \phi(r,0) = 0, & & & & \\ \frac{\delta \phi}{\delta r} \Big|_{x=l} &= 0 \end{aligned} \quad (3)$$

Zależności wiążące funkcję przemieszczeń ψ i funkcję naprężeń ϕ mają postać:

$$\frac{\delta \psi}{\delta r} = -\frac{1}{Gr^3} \frac{\delta \phi}{\delta x}; \quad \frac{\delta \psi}{\delta x} = \frac{1}{Gr^3} \frac{\delta \phi}{\delta r}. \quad (4)$$

Wyznaczenie przemieszczeń kątowych sprowadza się do rozwiązania równania (2) przy warunkach brzegowych (3) i wyznaczenia funkcji naprężeń ϕ , a następnie scałkowanie równań (4), przy czym stałe całkowania określa się z warunków zamocowania.

Rozwiązanie

Ponieważ funkcja $m(x)$ jest ciągła w przedziale $[0, l]$, można ją rozwinąć w szereg Fouriera:

$$m(x) = \frac{a_0}{2} + \sum_{k=1}^{\infty} a_k \cos \frac{k\pi x}{l}. \quad (5)$$

Wstawiając rozwinięcie (5) do warunków brzegowych (3) i stosując metodę Fouriera rozwiązuje się równanie (2) a następnie wyznacza funkcje przemieszczeń $\Psi_1(r, x)$ i $\Psi_2(r, x)$, zależne od współczynników rozwinięcia funkcji $m(x)$. Wstawiając $\Psi_1(R_p, x)$ i $\Psi_2(R_c, x)$ oraz (5) do wzoru (1) wyznacza się $a_i (i = 1, 2, 3, \dots)$, a tym samym i funkcją $m(x)$:

$$a_0 = \frac{M_s}{l} = W_0; \quad a_k = \frac{W_k}{1 + \Omega_k} \quad k = 1, 2, 3, \dots \quad (6)$$

gdzie w_0, w_k są współczynnikami rozwinięcia w szereg cosinusów wielomianu $W(x)$ (7):

$$W(x) = \frac{M_s \cdot c_\phi}{\pi G} \left[\frac{x^2 - 2lx}{2l(R_o^4 - R_p^4)} + \frac{x^2}{l \cdot R_c^4} + \frac{2l}{3(R_o^4 - R_p^4)} - \frac{l}{3R_c^4} \right] + \frac{M_s}{l}, \quad (7)$$

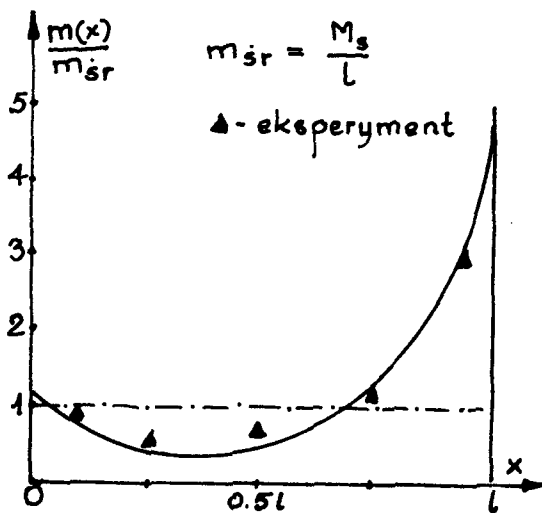
$$a \quad \Omega_k = \frac{c_\phi \cdot l}{2\pi^2 G R_c^3 k} \left\{ \frac{I_1(R_c')}{I_2(R_c')} - \left(\frac{R_c}{R_p} \right)^3 \left[\frac{I_1(R_p')}{I_2(R_p') - K_2(R_p') \frac{I_2(R_o')}{K_2(R_o')}} + \right. \right.$$

$$\left. + \frac{K_1(R'_p)}{K_2(R'_p) - I_2(R'_p) \frac{K_2(R'_o)}{I_2(R'_o)}} \right\}; \quad \left(R' = \frac{k\pi}{l} \cdot R \right) \quad (8)$$

(I_1, K_1, I_2, K_2 — zmodyfikowane funkcje Bessel'a 1-go i 2-go rodzaju).

Przykład

W pracy [2] podany jest rozkład obciążenia otrzymany eksperymentalnie dla złącza wielowypustowego wału Kardana. Przyjmując dane z tej pracy obliczono $m(x)$ uwzględniając 10 pierwszych wyrazów szeregu (5) (rys. 2).



Rys. 2

LITERATURA

- [1] S. Timoshenko, J.N. Goodier: — *Teoria sprężystości* — Arkady 1963
 [2] N.H. Tatur, B.L. Wygonnyj: — *Opredelenije nierawnomiernosti raspriedielientija nagruzki w dol zybchatowo soiedinienija* — *Wiestnik maszynostrojenia* — 1969 no 4.

Concentration of load in spline joints

In this paper spline joint loaded torque have been considered. Treating parts of the joint as perfectly elastic bodys distribution of load in along the joint have been determined.

КОНЦЕНТРАЦИЯ НАГРУЗКИ В ШЛИЦЕВОМ СОЕДИНЕНИИ

В этой работе решается шлицевое соединение нагруженное крутящим моментом. Принимая части соединения как идеально упругие тела, определено распределение нагрузки вдоль соединения.

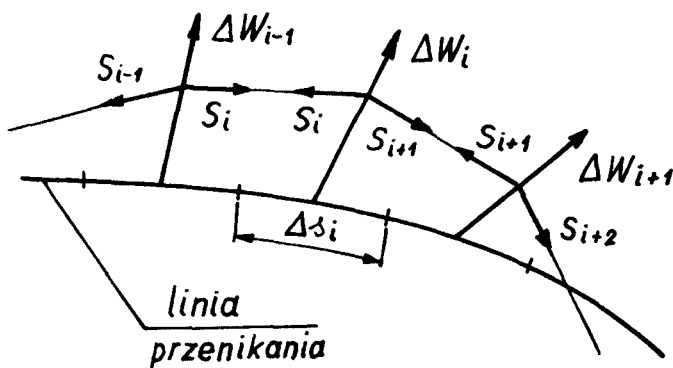
KONCEPCJA CIĘGNOWEGO WZMOCNIENIA LINII ZSZYCIA ROZGAŁĘZIONYCH NACZYŃ CIŚNIENIOWYCH

W pracy przedstawiono koncepcję wzmocnienia cięgnem obwodowym płaskiej linii zszycia powłok obrotowych, stanowiących płaszcz naczynia ciśnieniowego. Trasą cięga jest krzywa (wielobok) sznurowa. Rozwiązanie takie pozwala na wyeliminowanie zaburzeń giętnych w łączonych powłokach.

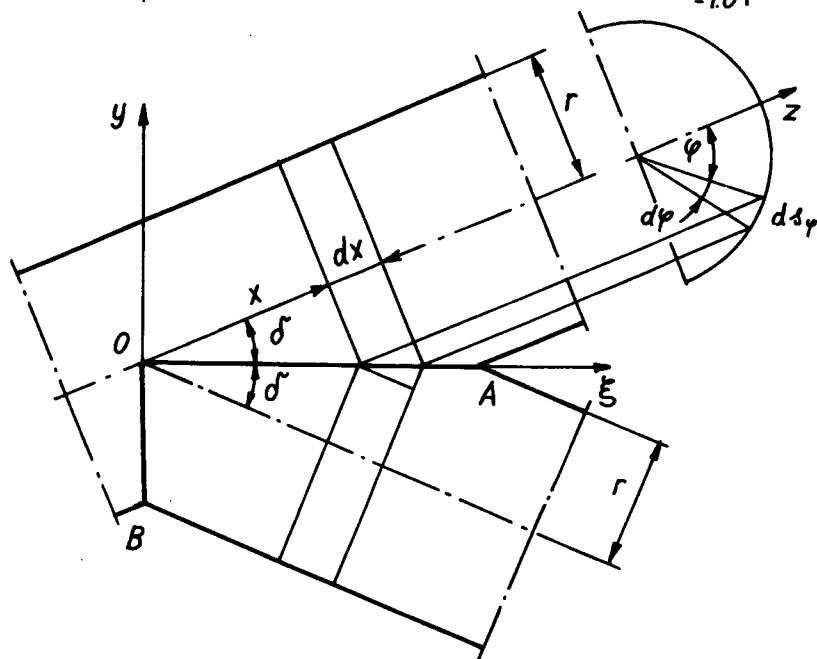
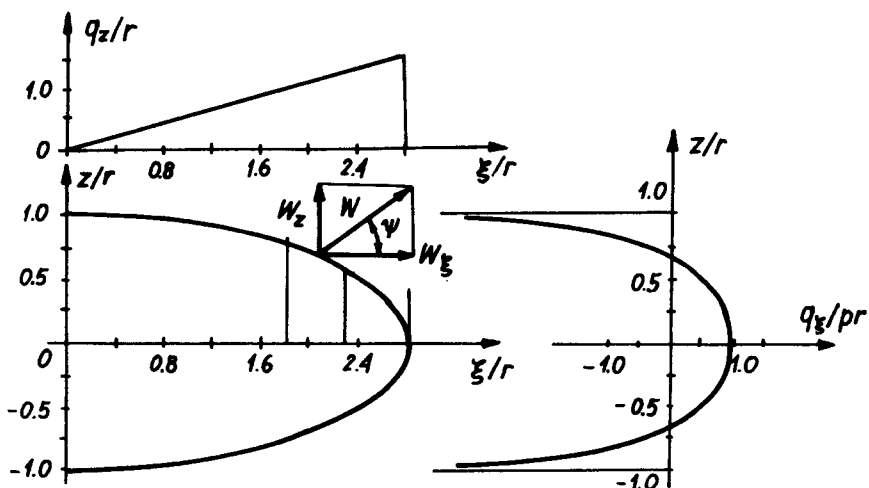
Na VII Sympozjone PKM w Uniejowie¹⁾ przedstawiono zębrowo-cięgnową konstrukcję wzmocnień połączeń powłokowych naczyń ciśnieniowych przenikających się wzdłuż płaskich krzywych. Żebro przejmujące siły zaburzające stan błonowy wymiarowano z warunku bezpieczeństwa. Wykazano, że zastosowanie odpowiednio umiejscowionego poprzecznego cięga zmniejsza wybitne obciążenie i ugięcie żebra.

Obecnie przedstawiamy rozwiązanie, w którym można uzyskać całkowitą zgodność ugięć konstrukcji wzmacniającej i powłok pracujących w stanie błonowym, a zatem wyeliminować w nich całkowicie zaburzenia giętne. Koncepcja tego rozwiązania polega na przejściu obciążeń na linię zszycia powłok cięgnem bezgiętym, którego trasę wyznacza odpowiednia krzywa sznurowa (rys. 1).

Metodę ogólną pokazujemy na przykładzie łączenia powłok walcowych (rys. 2). Występujące na linii zszycia obciążenia wynoszą²⁾



Rys. 1.



Rys. 2.

$$q_z = \frac{dW_z}{dz} = p \cdot \zeta \cdot \sin 2\delta, \quad q_x = \frac{dW_x}{d\xi} = -p \cdot r \cdot \cos \delta \cdot \left(1 - 2\frac{y^2}{r^2}\right) \left(1 - \frac{y^2}{r^2}\right)^{-1/2}, \quad (1)$$

lub w odniesieniu do parametru ϕ rys. 2.),

$$q_{\phi z} = \frac{dW_z}{d\phi} = pr^2 \cdot \sin 2\phi \cdot \operatorname{ctg} \delta, \quad q_{\phi x} = \frac{dW_x}{d\phi} = pr^2 (1 - 2\cos^2 \phi \cos \delta). \quad (2)$$

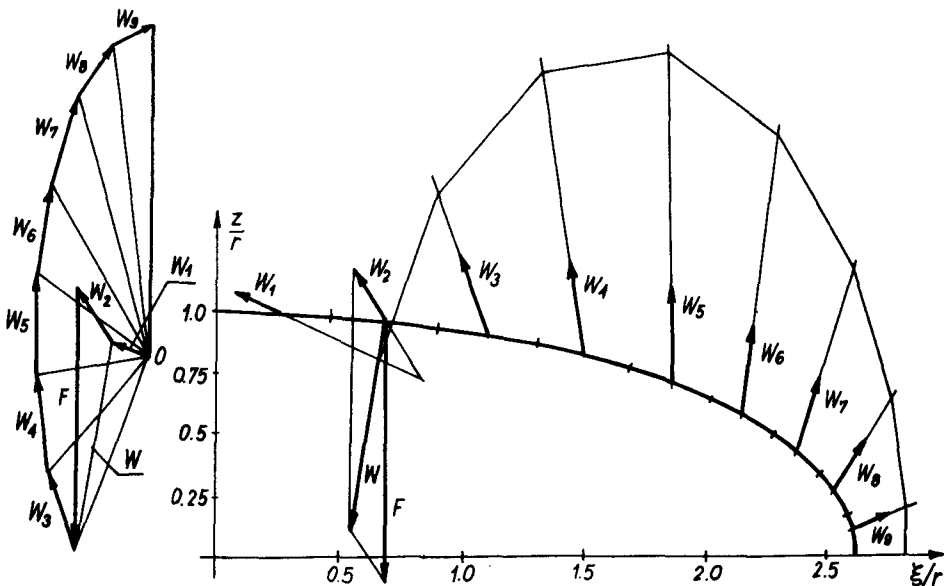
Moduł elementarnego obciążenia linii zszycia wynosi

$$|\vec{W}| = r^2 \sqrt{(1 - 2\cos^2\varphi)\cos^2\delta + \sin^2 2\varphi \operatorname{ctg}^2\delta} d\varphi; \quad (3)$$

jego kierunek określa kąt ψ ,

$$\operatorname{tg}\psi = \frac{q_{\phi z}}{q_{\phi \xi}} = -\frac{\operatorname{tg} 2\varphi}{\sin\delta}. \quad (4)$$

Korzystając z wzorów (3) i (4) można określić obciążenia q_i dla zadanych przyrostów $\Delta\phi_i$ (lub $\Delta\zeta_i$). Tworzą one w metodzie wykreślnej plan sił czynnych do którego należy dobudować wielobok sznurowy. W zadaniu tym dysponujemy dużą swobodą kształtowania wieloboku sznurowego, tj. trasy ciągną.



Rys. 3.

Swoboda ta wynika: a) z możliwości wyboru bieguna O dla wieloboku sił, b) z wyboru wyjściowego boku dla wieloboku sznurowego, c) z możliwości wprowadzenia w dowolnym miejscu planu sił ciągną poprzecznego. Na rys. 3 pokazano przykładowo rozwiązanie z ciągnem poprzecznym F umiejscowionym pomiędzy siłami W_2 i W_3 .

Wymiary poprzeczne ciągną spełniać winny conajmniej warunek bezpieczeństwa (ograniczonych naprężeń). Spełniając dodatkowo warunek zgodności przemieszczeń dla ciągną i powłoki pracującej w stanie błonowym można całkowicie wyeliminować jej zaburzenia gięte na linii zszycia.

LITERATURA

- 1) Politechnika Łódzka, Zeszyt Specjalny Nr 10, 1975.
- 2) V. Krupka, K výpočtu vystužení symetrických odboček lakového potrubí o vestim průměru, Sbornik VAAZ, No 3 (56), Brno, 1960.

Circumferential Pull—Rib Reinforcement of Ramified Circular Shells Subjected to Internal Pressure

Summary

The problem concerns bifurcations of circular shells subjected to internal pressure when the intersecting curve is a flat one. The reinforcement of shell fastenings in the form of a circumferential pull—rib concealing the bending disturbance efficiently, is proposed. Its shape is traced by a funicular polygon (curve) built on the polygon of disturbing forces.

ЗАДАЧА ТЯГОВОГО УСИЛЕНИЯ ЛИНИИ СПЛОШНОСТИ РАЗВЕТВ- ЛЕННЫХ СОСУДОВ ДАВЛЕНИЯ

Содержание

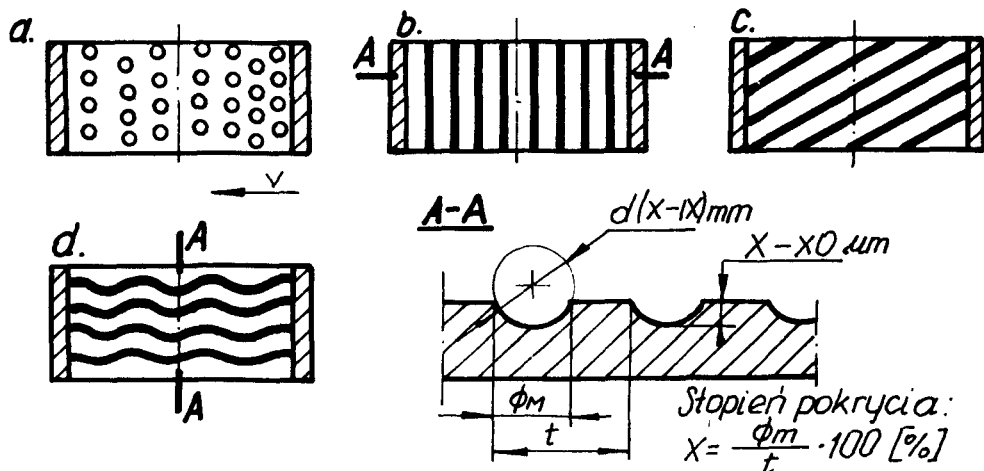
В работе представлена задача усиления периметрической тягой плоской линии оборотных оболочек, которые являются кожухом сосуда давления. Ось тяги — кривая (многоугольник) веревочная. Такое решение позволяет устранить пертурбации изгиба в соединяемых оболочках.

Praca została wykonana w ramach problemu węzłowego 05.12, „Wytrzymałość i optymalizacja konstrukcji maszynowych i budowlanych” koordynowanego przez Instytut Podstawowych Problemów Techniki, Polskiej Akademii Nauk.

ŁOŻYSKA O MECHANICZNIE MODYFIKOWANEJ POWIERZCHNI ŚLIZGOWEJ

W referacie przedstawiono konstrukcje łożysk o powierzchniach ślizgowych z mikroodciskami. Odpowiedni dobór cech geometrycznych powierzchni ślizgowych z mikroodciskami w zależności od warunków zewnętrznych tarcia, umożliwia podwyższenie trwałości, odporności na zacieranie i zdolności do docierania łożysk.

Doskonalenie układów łożyskowych, którego celem jest zwiększenie trwałości, niezawodności i dokładności pracy maszyn odbywa się wieloma sposobami. Do tradycyjnych sposobów można zaliczyć: odpowiedni dobór materiałów na panwie i czopy, poszukiwanie nowych materiałów i środków smarujących, zmiany geometrii łożyska, zastępowanie tarcia zewnętrznego tarciem wewnętrznym itp. Oddzielną grupę stanowią sposoby chemicznego fizyko—mechanicznego oddziaływania na powierzchnie ślizgowe łożyska w procesie wytwarzania i procesie tarcia, które polepszają właściwości trybologiczne warstwy wierzchniej [L.1]. Jednym z takich sposobów jest mechaniczne modyfikowanie powierzchni ślizgowej w procesie wytwarzania, które można nazwać umownie dogniataniem profilowym. Dogniatanie profilowe powierzchni ślizgowych powoduje pozytywne zmiany mechaniczno-molekularnego oddziaływania w procesie tarcia. Efektem tych pozytywnych zmian jest zwiększenie trwałości, odporności na zacieranie i zdolności do docierania łożysk, pracujących w różnych warunkach [L.2.3.4.5.6.].



Rys. 1. Postacie konstrukcyjne mikroodcisków na powierzchniach ślizgowych: a — mikrowgłębienia sferyczne, b — mikrorowki poprzeczne, c — mikrorowki śrubowe, d — mikrorowki sinusoidalne.

Na rysunku 1 przedstawiono postacie konstrukcyjne mikroodcisków na powierzchniach ślizgowych — profilowanych dogniataniem na zimno. Charakterystycznymi cechami geometrycznymi powierzchni profilowanych są: postać, kształt, głębokość i stopień pokrycia powierzchni mikroodciskami, wyrażony stosunkiem „powierzchni” mikroodcisków do wielkości całkowitej powierzchni.

Wyniki studiów literaturowych, badań teoretycznych i eksperymentalnych pozwalają na następujące uogólnienia i rekomendacje, dotyczące modyfikacji powierzchni ślizgowych w procesie wytwarzania.

W warunkach tarcia suchego i mieszanego modyfikacja ta zwiększa trwałość, odporność na zacieranie i zdolność do docierania, tym bardziej im gorsze właściwości trybologiczne i im większe twardości posiadają materiały warstw ślizgowych.

Natomiast w warunkach tarcia mieszanego i płynnego mikroodciski na powierzchniach ślizgowych zmniejszają nośność hydrodynamiczną łożyska. Zmniejszenie nośności hydrodynamicznej łożyska rośnie ze wzrostem: głębokości mikroodcisków, stopnia pokrycia, ekscentryczności względnej, stosunku głębokości mikroodcisków do luzu promieniowego lub stosunku głębokości mikroodcisków do minimalnej grubości filmu olejowego. Przykładowo dla łożyska z mikrorówkami poprzecznymi o głębokości $20\ \mu\text{m}$, stopnia pokrycia powierzchni 50%, luzie promieniowym $50\ \mu\text{m}$, przy ekscentryczności względnej $\varepsilon = 0,98$ zmniejszenie nośności hydrodynamicznej w porównaniu z łożyskiem gładkim wynosi około 45%. Odpowiednie zmniejszenie nośności hydrodynamicznej dla łożysk o luzie promieniowym $\delta = 200\ \mu\text{m}$ przy ekscentryczności 0,98 wynosi 27%, a przy ekscentryczności 0,9 już tylko 10%.

Przyjmując za kryterium klasyfikacyjne maksimum nośności hydrodynamicznej, można przedstawione postacie konstrukcyjne powierzchni ślizgowych uszeregować w następującej kolejności: 1 — łożyska o powierzchniach gładkich, 2 — łożyska o powierzchniach z mikrowgłębieniami sferycznymi, 3 — łożyska z mikrorówkami śrubowymi, 4 — łożyska z mikrorówkami sinusoidalnymi, 5 — łożyska z mikrorówkami poprzecznymi.

Z uwagi, że w licznych zastosowaniach, najistotniejszą cechą użytkową łożysk jest ich odporność na zużycie, a nie obciążalność, mechaniczną modyfikację powierzchni ślizgowych poleca się: w warunkach tarcia suchego, mieszanego a przede wszystkim przy występowaniu zanieczyszczeń mechanicznych w strefie tarcia, gdyż zwiększa ona wyraźnie trwałość łożysk.

Potwierdzenie powyższej rekomendacji mogą stanowić następujące przykłady.

1. Przeciwwzartarciove profilowanie powierzchni ze stali nierdzewnych (rowki poprzeczne o głębokości $200\ \mu\text{m}$, stopnia pokrycia 70%), zwiększa 9-krotnie odporność na zacieranie i 2-krotnie odporność na zużycie w porównaniu z powierzchniami gładkimi [L.4]

2. Wykonanie mikrorówków sinusoidalnych wibrodogniataniem (o głębokości 5— $15\ \mu\text{m}$ i stopniu pokrycia 30—70%), na powierzchniach żeliwnych w warunkach tarcia mieszanego skraca około 2-krotnie docieranie, około 2-krotnie zwiększa

odporność na zacieranie oraz 7—krotnie odporność na zużycie w porównaniu z gładkimi [L.2.3].

3. Modyfikacja powierzchni ślizgowych z brązów spiekanych mikroodciskania o postaciach przedstawionych na rysunku 1 (o głębokości $20\mu\text{m}$, stopniu pokrycia 50%), zwiększa nieznacznie odporność na zacieranie i zdolność do docierania przy niedostatecznym smarowaniu, zwiększa trwałość łożysk średnio około 2—krotnie w porównaniu z trwałością łożysk gładkich.

Przyjmując za kryterium klasyfikacyjne trwałość łożyska, z przedstawionych postaci konstrukcyjnych można rekomendować, przy smarowaniu czynnikami czystymi i uszlachetnionymi — mikrowgłębienia sferyczne i rowki sinusoidalne, natomiast przy tarcu suchym, występowaniu zanieczyszczeń mechanicznych w czynniku smarowym lub strefie tarcia — mikrorowki śrubowe i poprzeczne. W warunkach tarcia mieszanego, gdy nośność hydrodynamiczna łożyska w porównaniu z nośnością kontaktową i graniczną jest niewielka, głębokość mikroodcisków może osiągać wartość równą połowie luzu promieniowego lub wartość „prześwitu” oczek filtra układu smarnego. Stopień pokrycia powierzchni mikroodciskami powinien zawierać się w granicach 35–40% [L. 78].

LITERATURA

- [1] Król M.: *Wybrane sposoby modyfikacji powierzchni ślizgowych i przenoszenie się metalu przy tarcu*. Praca niepublikowana. IM i PKM. Politech. Gdańska
- [2] Sznajder J. G.: *Obrazowanie regularnych mikrorzeleń na detalach i ich eksploatacyjne właściwości*. Maszynostrojenie. Leningrad 1972.
- [3] Gołub J. M.: *Issledowanie zavisimosti iznosostojkosti podszipnikowych par stankow ot mikrorzeleń powjerchnostiej trjenija i dawljenija*. Praca doktorska. Leningrad. 1974.
- [4] Rodiczew A. S.: *Powyszenije nadjertznosti roboty uzlow suchowo trjenija protiwozadirnym profilirowanjem* Praca doktorska. Tomsk 1970.
- [5] Król M., Olszewski O.: *Wplyw postaci konstrukcyjnej powierzchni ślizgowej na zużycie łożysk bimetalowych z warstwą ślizgową z brązu ołowiowego*. Narada Nauk.-Techn. Częstochowa 1975.
- [6] Król M.: *Konstrukcja, technologia i badania właściwości użytkowych łożysk ślizgowych o powierzchniach z mikroodciskami*. Praca doktorska. Gdańsk 1977
- [7] Król M., Niecziporenko W.A., Olszewski O.: *Issledowanije zavisimosti służebnych swojstw raboczich powjerchnostiej bimetalicznych podszipnikow ot ich mikrogeometrii*. Konf. Nauk.-Techn. Leningrad 1976.
- [8] Materiały z konferencji p.t. „*Uluczenije eksploatacyjnych swojstw maszyn i priborow obrazowanijem regularnych mikrorzeleń na powjerchnostjach djetaliej*”. Konf. Nauk.-Techn. Leningrad 1976.

Bearings with mechanically modified sliding surface

Summary

Report presents bearing construction with microimprints on the sliding bearing surface. Adequate selecting of geometrical parameters of the bearing surface with microimprints according to the friction conditions results in increasing of the bearing life and scuffing resistance and decreasing of the runnig — in time of the bearing.

ПОДШИПНИКИ С МЕХАНИЧЕСКИ МОДИФИЦИРОВАННЫМИ ПОВЕРХНОСТЯМИ

В реферате представлено подшипники с поверхностями скольжения с микроотпечатками. Правильный подбор геометрических параметров поверхностей с микроотпечатками в зависимости от внешних условий трения, повышает износостойкость, сопротивление заеданию и прирабатываемость подшипников.

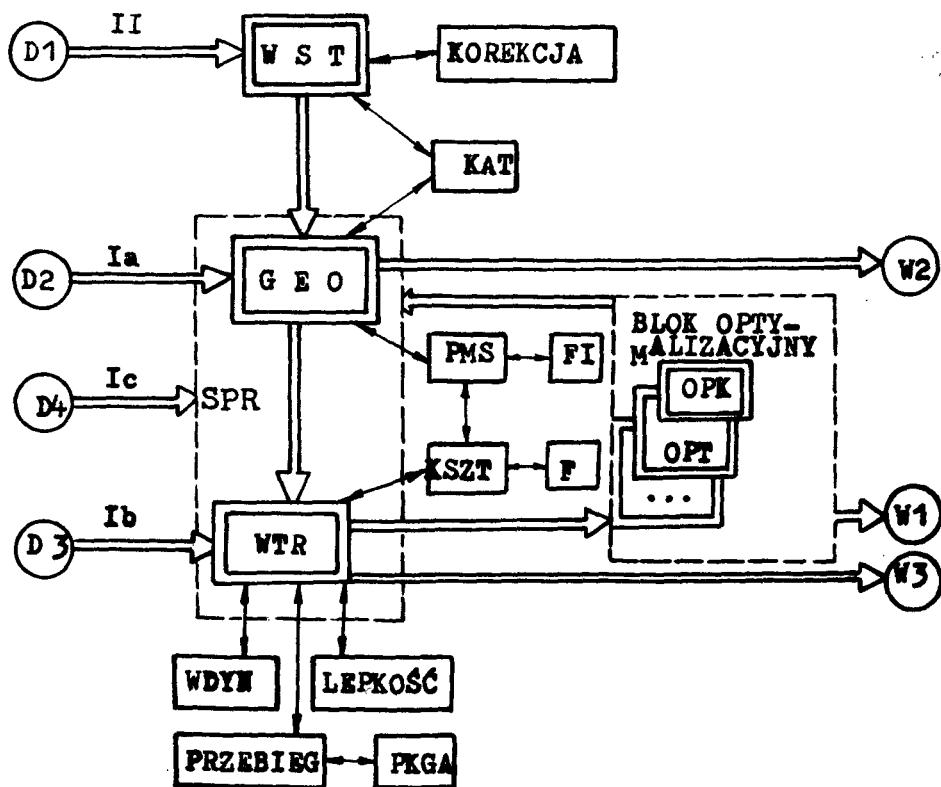
KONCEPCJA SYSTEMU PROGRAMÓW EMC OBLICZEŃ I PROJEKTOWANIA OPTYMALNEGO PRZEKŁADNI ZĘBĄTYCH

W referacie omówiono zasady budowy, układ logiczny, uproszczoną sieć działań oraz możliwości stosowania systemu projektowania i obliczeń przekładni zębatych za pomocą EMC. System umożliwia zarówno kompleksowe projektowanie przekładni nowych jak również obliczanie jednostkowe elementów i układów przekładni istniejących lub zaprojektowanych, z uwzględnieniem optymalizacji.

W ostatnich latach opracowano w Zakładzie Podstaw Konstrukcji Maszyn WAT szereg programów EMC, służących do obliczania, projektowania i optymalizacji kół zębatych, wałów i łożysk tocznych samochodowych skrzynek przekładniowych [1—5]. Uzyskane wyniki i nabyte doświadczenia pozwoliły na jakościowo nowe ujęcie problemu projektowania przekładni zębatych w postaci opracowania określonego systemu. System taki, którego fragment dotyczący projektowania i obliczeń kół zębatych przedstawia rys. 1, powstał na drodze syntezy stopniowo opracowywanych programów EMC o ściśle określonym wąskim przeznaczeniu (np. obliczeń geometrycznych, obliczeń wytrzymałościowych, optymalizacji itp.). Cechami charakterystycznymi systemu są możliwości jego wykorzystania w różnych układach i celach obliczeniowych (np. dla projektowania przekładni nowych lub sprawdzania i optymalizacji przekładni istniejących lub zaprojektowanych) oraz możliwości dalszej rozbudowy systemu poprzez uzupełnianie nowymi programami, uwzględniającymi np. dodatkowe kryteria optymalizacyjne lub przekładnie o różnorodnym przeznaczeniu.

W skład systemu wchodzi następujące programy główne obliczeń i optymalizacji kół zębatych walcowych prostych i śrubowych (oznaczone na rys. 1 podwójnym obramowaniem):

- WST — program wstępnego doboru cech konstrukcyjnych;
- GEO — program obliczeń cech geometrycznych;
- WTR — program obliczeń wytrzymałościowych;
- SPR — program złożony z dwóch poprzednich (GEO + WTR);
- OPK i OPT — podprogramy obliczeń optymalizacyjnych.



Rys. 1

W systemie znajdują się również podprogramy o znacznie prostszej budowie, służące do wykonywania obliczeń pomocniczych, wywoływane w sposób automatyczny przez programy główne. Umieszczenie tych podprogramów w systemie umożliwia wykorzystanie ich w kilku programach głównych oraz zastąpienie lub wymianę w miarę potrzeby przez inne podprogramy o odmiennych algorytmach. Są to następujące podprogramy:

- KOREKCJA — podprogram określający optymalne wartości przesunięcia zarysu;
- KSZTAŁT — podprogram obliczeń współczynnika kształtu zęba Y_F ;
- PRZEBIEG — podprogram określający obciążenia równoważne kół zębatych;
- WDYN — podprogram obliczeń wpływu nadwyżek dynamicznych obciążenia;
- LEPKOŚĆ — podprogram obliczeń wpływu lepkości oleju;
- FC — funkcja celu w programie optymalizacyjnym OPK;
- FI, KAT — podprogramy obliczeń kątów;
- F — funkcja opisująca kształt krzywej przejściowej stopy zęba;
- PMS — podprogram rozwiązujący równania przestępne.

Przedstawiony system posiada kilka wejść (Ia, b, c oraz II) o różnych układach danych (D1, D2 itd). Analogicznie w zależności od wymaganego przebiegu obliczeń, na wyjściu można uzyskać różne układy wyników obliczeń (W1, W2 itd). Wejścia Ia, b, c przedstawiają możliwość wykorzystania systemu do badań kół zębatych przekładni istniejących lub zaprojektowanych, o określonych cechach konstrukcyjnych. Wejście II przeznaczone jest dla przypadku projektowania nowej przekładni. Kolejność i poszczególne fazy obliczeń w pozostałych przypadkach, ich cel i zakres, można określić w sposób ramowy na podstawie sieci działań przedstawionej na rys. 1. Sterowanie systemem dokonywane jest automatycznie, na podstawie wyboru odpowiedniego układu danych.

Programy sporządzone zostały w języku FORTRAN. System znajduje się obecnie w stadium organizacji i uruchamiania na maszynach cyfrowych ODRA serii 1300 oraz IBM 350/60.

LITERATURA

- [1] Krukowski A., Teper C.: *Projektowanie kół zębatych samochodowych skrzynek przekładniowych przy użyciu EMC*. VI Sympozjon Podstaw Konstrukcji Maszyn. Streszczenie referatów, s. 111. Jadwisin k/Warszawy, 28.05.—2.06.1973.
- [2] Teper C.: *Algorytm optymalnego projektowania kół zębatych przekładni samochodowych*. Ibidem, s. 143.
- [3] Teper C., Żbikowski A.: *Analityczna metoda określenia współczynników kształtu w obliczeniach wytrzymałościowych kół zębatych przy użyciu EMC*. Ibidem, s. 144.
- [4] Krukowski A., Teper C.: *Automatyzacja projektowania kół zębatych walcowych przy użyciu ETO*. Zeszyty Naukowe Politechniki Łódzkiej, Nr 240, Zeszyt specjalny Nr 10, s. 159. VII Sympozjon Podstaw Konstrukcji Maszyn. Łódź, 22—25.09.75.
- [5] Szewczyk K., Downar C.: *Sprawdzające obliczenia wytrzymałościowe wałów samochodowych skrzynek przekładniowych*. Ibidem, s. 251

Zusammenfassung

In dem Vortrage wurden die Aufbaugrundlagen, logische Zusammenstellung, vereinfachtes Wirkungsnetz und Anwendungsmöglichkeiten eines rechnerunterstützten Systems für die Projektierung optimierter Zahnradgetrieben und Zahnradberechnungen besprochen. Das System ist für die neuentwickelte oder schon angefertigte Getriebe gültig.

Содержание

В докладе описано основы конструкции, логическую схему и упрощенную сеть действий, а также применение системы для проектирования и расчёта зубчатых передач с помощью ЭВМ, с учётом оптимализации.

BADANIA ZMĘCZENIOWE KÓŁ ZĘBATYCH PRZY UŻYCIU KONWENCJONALNEGO PULSATORA

W referacie przedstawiono konstrukcję spełniającego określone warunki i wymagania uchwytu badawczego kół zębatych przeznaczonego do badań na tętniące zginanie zębów przy użyciu konwencjonalnego pulsatora. Przeprowadzone badania wstępne wykazały całkowitą poprawność działania opisanego uchwytu w całym układzie pulsatora.

Wprowadzanie nowoczesnych technologii powierzchniowego ulepszania zęba, polegających na przykład na wykorzystywaniu azotowania jonowego, powoduje istotne polepszenie własności zmęczeniowych kół zębatych, wykonanych z różnych gatunków stali. Przedstawione w oddzielnym referacie badania analityczne wpływu kształtu dna wrębów na rozkład naprężeń u podstawy zęba wykazały istotną możliwość podwyższenia trwałości zmęczeniowej przy zmiennym zginaniu zębów. Podane przykłady uzasadniają konieczność prowadzenia ciągłych badań doświadczalnych kół zębatych. Obok poznawczych aspektów tych badań, ich strona użytkowa polega na wskazaniu lepszych kształtów i zarysów zębów oraz metod podwyższania trwałości, jak również ma dostarczyć podstaw do modyfikacji wzorów na obliczanie kół zębatych oraz danych uwzględniających w obliczeniach nowe technologie i nowe konstrukcje.

Niniejszy referat przedstawia fragment obszernego programu badań wytrzymałości i trwałości zmęczeniowej kół zębatych realizowanych w Zakładzie Podstaw Konstrukcji Maszyn WAT. Fragment ten dotyczy badań na zmienne zginanie zębów w podstawie przy użyciu konwencjonalnej maszyny wytrzymałościowej typu ZD-40, sprzężonej z pulsatorem Pu-10.

Studia wstępne nad możliwymi, konstrukcyjnymi rozwiązaniami urządzeń do wywoływania zmiennych naprężeń zginających w podstawie zębów kół zębatych, przystosowanych do badań w ogólnie stosowanych maszynach wytrzymałościowych narzuciły szereg koniecznych do spełnienia warunków. Są to następujące warunki:

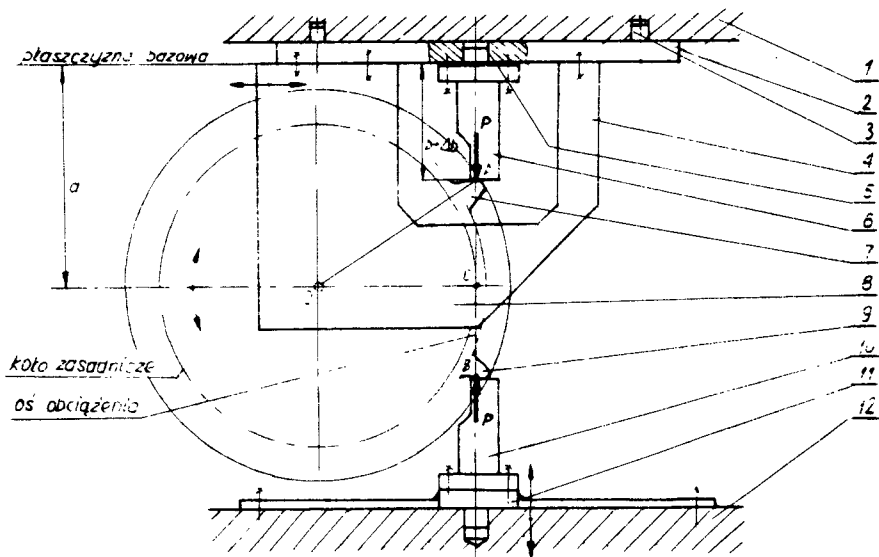
1) Ustawienie koła w uchwycie badawczym musi być takie, aby kierunek obciążenia pokrywał się ze styczną do koła zasadniczego koła zębatego o ewolwentowym zarysie zębów. Wyklucza to przenoszenie obciążenia przez składowe części uchwytu, które nie mogą doznawać wcześniejszego zmęczeniowego niszczenia aniżeli zęby w całym ciągu badań:

2) Zapewnienie możliwości łatwej wymiany kół o różnych cechach geometrycznych. Zapewnienie dokładności ustawienia przy badaniu kolejnych zębów;

3) Wykluczenie możliwości dodatkowych naprężeń w zębie;

4) Zapewnienie dobrej obserwacji przebiegu pęknięcia z zachowaniem warunków bezpieczeństwa pracy.

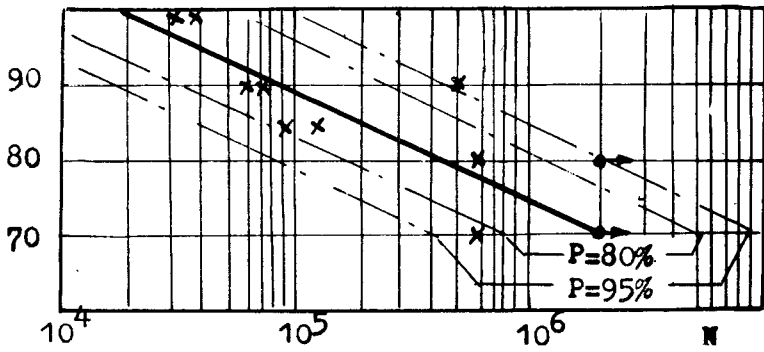
Obok tych warunków podstawowych pojawiły się w czasie badań nowe warunki ograniczające, które stopniowo realizowano aż do otrzymania poprawnych wyników badań. Schemat ostatecznie zaprojektowanego uchwytu badawczego przedstawiono na rys. 1.



Rys. 1

Na schemacie tym belka stała 1 i belka ruchoma 12 są elementami maszyny wytrzymałościowej. Belka ruchoma 12 połączona jest z pulsatorem hydraulicznym, dzięki czemu można wywołać zmienne obciążenie badanych zębów. Z płytą górną 2 połączone są płyty boczne 4, ustalające (obrotowo) badane koło 8. Płyty boczne mogą być przemieszczane względem płyty górnej 2, dzięki czemu można zmieniać odległość osi badanego koła od osi obciążenia.

Do wstępnych badań sprawdzających wybrano koła zębate walcowe proste I biegu skrzyni przekładniowej samochodu ciężarowego Star 266, wykonane ze stali stopowej 15HN w warunkach przemysłowych. Głębokość warstwy nawęglonej wynosiła 0,7—1,0 mm, twardość boków zębów — 60—63 HRC. Wymiary podstawowe badanych kół: moduł 4,5 mm, liczba zębów 42, szerokość wieńca 33 mm, średnica wierzchołków 202,3 mm, nominalny kąt przyporu 24°. Wyniki przeprowadzonych badań w postaci wykresu Wöhlera w układzie współrzędnych σ — $\lg N$, w zakresie obciążenia zginającego P_{max} od 7000 do 10000 kG przy nieziennej wartości obciążenia minimalnego $P_{min} = 1000$ kG, przy częstotliwości od 600 do 800 cykli/min przedstawia rys. 2. Badania wykazały całkowitą poprawność działania opisanego uchwytu badawczego w całym układzie pulsatora.



Rys. 2

Zusammenfassung

In dem Vortrage wurde die Konstruktion einer Zahnrad-Prüfvorrichtung zur Ermittlung der Ermüdungsfestigkeit besprochen. Die Zuverlässigkeit des Prüfstandes wurde in Vorversuchen festgelegt.

Содержание

В докладе представлена конструкция специального устройства, предназначенного для испытаний зубьев зубчатых колёс на пульсаторе при пульсирующей изгибной нагрузке. Испытания показали, что приспособление полностью отвечает поставленным требованиям.

KSZTAŁTOWANIE OPTYMALNYCH KONSTRUKCJI PRZY WYKORZYSTANIU MODELI ELASTOOPTYCZNYCH

W referacie zostanie omówiona metoda optymalizacji kształtu konstrukcji polegająca na zastosowaniu w fazie projektowania konstrukcji modeli z żywic epoksydowych. Podane będą przykłady obrazujące zalety metody oraz opisana będzie technika badań sztywności i rozkładów naprężeń.

Sprawdzenie poprawności przyjętych schematów obliczeniowych oraz poprawności analizy pracy konstrukcji możliwe jest w praktyce dopiero podczas badań prototypów.

Każda zmiana konstrukcyjna, której konieczność ujawnia się w trakcie tych badań jest zwykle związana z dużymi kosztami, ponownym wykonaniem prototypu, a często zmianą oprzyrządowania. Dlatego praktycznie zmiany takie dokonywane są tylko w przypadkach koniecznych.

Jeśli konstrukcja działa zadowalająco i spełnia założone wymagania, to jest na ogół wdrażana do produkcji seryjnej, pomimo, że wiele szczegółów mogłoby być poprawionych — możnaby zmniejszyć jej ciężar, wymiary gabarytowe, poprawić osiągi. Badania modelowe umożliwiają przeprowadzenie prawie równie wnikliwej analizy jak badania prototypu, a mogą być prowadzone w trakcie projektowania, gdy każda zmiana jest łatwa, nie pociąga za sobą wzrostu kosztów i nie opóźnia skierowania konstrukcji do produkcji.

Aby badania modelowe mogły stać się wygodnym narzędziem w ręku konstruktora i wejść na stałe do procesu konstruowania musi być zapewniona łatwość wykonania modeli o skomplikowanych kształtach, łatwe musi być dokonywanie zmian w kształcie modeli, zarówno w kierunku zmniejszenia jak i powiększenia wymiarów.

Ponadto muszą być opracowane metody obciążenia modeli oraz obserwacji ich zachowania, pomiarów ugięć, odkształceń i sił.

Prowadzone od kilku lat w Instytucie Techniki Lotniczej i Mechaniki Stosowanej Politechniki Warszawskiej prace nad modelowymi badaniami konstrukcji doprowadziły do opracowania technologii wykonywania modeli z krajowych żywic epoksydowych lub żywic epoksydowych z wypełniaczami zmieniającymi ich własności oraz modeli z gumy silikonowej.

Modele mogą być formowane w temperaturze pokojowej lub podwyższonej, przez odlewanie ich w formach, wyciskanie w matrycach lub formowanie ręczne, gdy materiał z którego wykonywany jest model ma konsystencję plasteliny.

Materiałem podstawowym jest żywica epoksydowa Epidian 5 z różnymi utwardzaczami, a jako wypełniacze stosowane są gips, cement i proszek alumini-

wy. Formy do odlewów wykonywane są z gumy silikonowej usztywnionej warstwą żywicy z wypełniaczem (zwykle gipsem). W prostszych przypadkach elementów osiowo-symetrycznych stosuje się formy metalowe.

Opracowane nomogramy pozwalają wyznaczyć naddatki w wymiarach formy, aby model po polimeryzacji i ochłodzeniu do temperatury pokojowej posiadał wymagane wymiary mieszczące się w ramach tolerancji.

Modele z gumy silikonowej charakteryzujące się małą sztywnością mogą służyć do badania konstrukcji pod wpływem ciężaru własnego np: przy użyciu tych modeli może być badana stateczność konstrukcji pod obciążeniem ciężarem własnym w zakresie sprężystym. Kolejną zaletą wykonywania badań na modelach z materiałów o małych modułach Younga jest łatwość ich obciążenia, gdyż nawet duże modele wymagają bardzo małych obciążeń. Warunki podobieństwa modelowego pozwalają dobrać skale sił tak, by naprężenia i odkształcenia w modelu i rzeczywistej konstrukcji pozostawały w odpowiednim stosunku.

Zależnie od możliwości i potrzeb stosuje się następujące metody badania stanu naprężeń:

- a. metodę zamrażania naprężeń — polegającą na wykorzystaniu własności żywicy epoksydowej utrwalenia stanu odkształceń i efektu elastooptycznego. który istniał w modelu w podwyższonej temperaturze zwanej temperaturą zamrażania,
- b. metodę elastooptycznej warstwy powierzchniowej — polegającą na pokryciu warstwą optycznie czynną modelu oraz obserwacji w polaryskopie na światło odbite obrazu elastooptycznego powstałego na skutek przyłożenia obciążenia,
- c. metodę kruchych pokryć — polegającą na pokryciu modelu cienką warstwą kruchego materiału i obserwacji pęknięć warstwy na skutek przyłożenia obciążenia. Kierunek i rodzaj tych pęknięć pozwala na określenie znaku oraz wartości naprężeń,
- d. metodę tensometryczną — polegającą na wyznaczeniu pola naprężeń przy pomocy pomiarów odkształceń badanego modelu za pomocą tensometrów mechanicznych lub elektrycznych.

Wybór metody zależy między innymi od rodzaju kompozycji materiału stosowanego do wykonania modelu jak również od stopnia skomplikowania jego kształtu.

Z wyjątkiem metody zamrażania, która pozwala na wyznaczenie odkształceń wewnątrz modelu (ale wymaga pocięcia modelu po zamrożeniu w nim odkształceń), wszystkie pozostałe metody pozwalają na wielokrotne obciążenie modelu różnymi kombinacjami sił jak również obserwacje na jednym modelu wpływu zmiany kształtu uzyskanej na drodze obróbki mechanicznej lub przez naklejanie warstw materiału o tych samych własnościach.

Badania ugięć i odkształceń mogą być dokonywane czujnikami mechanicznymi lub elektrycznymi w wybranych punktach lub metodą rastrów — dla wybranych pól, a metodą holograficzną — dla całych konstrukcji.

W referacie zaprezentowane będą przykłady badań modeli wykonanych według wyżej wymienionych technologii jak również wyniki badań takich modeli.

LITERATURA

- [1] H. Fessler, M. Perla: „*Precision casting of epoxy-resin photoelastic models*” *Journal of strain analysis* vol 8 No 1 1973
- [2] J. Stupnicki, J. Kruszyńska: „*Dokładność wymiarów modeli z żywicy Epidian 5 odlewanych na zimno i gorąco*”. VII Sympozjum Mechaniki Doświadczalnych Badań w Mechanice Ciała Stałego Warszawa, 1976
- [3] „*Encyclopedie Vishay d'analyse des contraintes*” Jean Avril; France 1974
4. А. Я. Александров, М. Х. Ахмедзянов: „*Пolarизационнооптические методы механики деформируемого тела*”. Издательство „Наука” 1973
5. Л. Г. Хесин: „*Метод фооруупругости*” Строиздат 1975

Summary

In the lecture is discussed the method of optimization of structures by use epoxy-resin models. The technique of preparing of the models and the technique of investigation of stiffness, stresses, deformation are described. Examples show the advantage of this method.

Содержание

Работа представляет метод оптимализации структур конструкции принимаемый к проектированию конструкции модели из эпоксидных смол.

Предложены примеры образующие достоинства метода и представлена техника исследования жёсткости и распределения напряжений.

ZAGADNIENIE PRZYSTOSOWANIA SIĘ POŁĄCZEŃ CIERNYCH

W pracy stawia się i uzasadnia tezę dopuszczalności ograniczonych poślizgów elementów połączenia ciernego. Teza ta daje podstawę do sformułowania twierdzenia o ciernym przystosowaniu się konstrukcji do obciążeń zmiennych w czasie, analogicznego do odpowiedniego twierdzenia w teorii plastyczności.

Zastosowanie połączeń ciernych w budowie maszyn jest powszechne. Inżynierskie metody obliczania nośności tych połączeń są na ogół bardzo proste. Sprawdzają się najczęściej do określania wartości obciążeń powodujących przemieszczanie się względem siebie łączonych elementów, traktowanych jako ciała sztywne. Wyniki tak obliczanych nośności okazują się w wielu przypadkach niezadawalające, zawiązujące — czasem wielokrotnie — rzeczywistą nośność połączeń. Znane są np. przypadki narastającego przemieszczania się elementów połączeń obciążonych siłą wędrującą o wartości znacznie niższej od nośności obliczonej w powyższy sposób (np. pierścienie łożysk tocznych) względnie niszczenie elementów połączenia w wyniku lokalnych przemiennych poślizgów (np. pracujących na zmęczeniowe skręcanie czopów pod osadzoną skurczowo piastą). Powyższe doświadczenia eksploatacyjne skłaniają do dokładniejszej analizy połączeń ciernych, w szczególności do badania lokalnych stanów z uwzględnieniem odkształcania się łączonych elementów. W taki właśnie sposób L. Müller określa nośność połączeń wieńców kół zębatach [1]. Stawia on obowiązujący na całej powierzchni styku i dla pełnego programu obciążenia, lokalny warunek:

$$\min \frac{\mu(p_o - \sigma_n)}{|\tau_n|} \geq 1, \quad (1)$$

gdzie: p_o — natężenie normalnego montażowego nacisku kontaktowego,

σ_n , τ_n — odpowiednio normalne i styczne naprężenia na powierzchni połączenia, powodowane na ogół lokalnym obciążeniem,

μ — współczynnik tarcia łączonej pary.

W prezentowanym referacie stawia się tezę, że nierówność (1) zbyt ostro formułuje warunek nośności. Przyjmuje się, że pewne ograniczone przemieszczenia lokalne, ustalające się po określonym czasie, uznać można za dopuszczalne.

Formułowanie warunku nośności połączeń ciernych ma swój odpowiednik w wytrzymałościowej analizie konstrukcji z materiałów sprężysto-plastycznych. W uproszczonych, inżynierskich obliczeniach posługujemy się często tzw. rozwiązaniami kinematycznie dopuszczalnymi, dającymi oszacowanie nośności konstrukcji z nadmiarem. Zaliczyć do nich należy obliczenie połączeń ciernych przy traktowaniu

ich elementów jako sztywne. Warunek nośności (tzw. nośność sprężysta) nie dopuszczający nawet lokalnie odkształceń plastycznych,

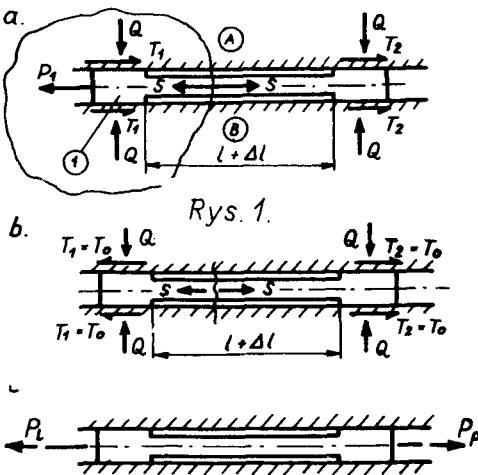
$$\sigma_i \leq \sigma_o, \quad (2)$$

gdzie σ_i — intensywność naprężenia, σ_o — granica plastyczności materiału, jest odpowiednikiem (1), obowiązuje w obszarze całego ciała i dla pełnego programu obciążenia. Stosuje się wreszcie ocenę nośności konstrukcji dopuszczającą występowanie w pewnych jej obszarach odkształceń trwałych pod warunkiem, że są ograniczone, a dla obciążeń zmiennych w czasie — ażeby ustalały się po pewnej liczbie cykli. Spełnienie ostatniego z wymagań dla obciążeń zmiennych w czasie i przestrzeni sprawdza się w oparciu o twierdzenie o tzw. przystosowaniu się konstrukcji (shake down). W najprostszej wersji E. Melana [2], formułującej warunek wystarczający przystosowaniu się, ma ono postać: przystosowanie nastąpi, jeżeli można znaleźć pola naprężeń resztkowych, które dodane do pola naprężeń wywołanych obciążeniem w konstrukcji sprężystej dają w każdym punkcie tej konstrukcji i w każdej chwili (tj. dla pełnego programu obciążenia) stan naprężeń leżący wewnątrz powierzchni (w przestrzeni naprężeń) rozgraniczającej stany sprężyste i plastyczne. W odniesieniu do połączeń ciernych twierdzenie to prowadzi do warunku nośności

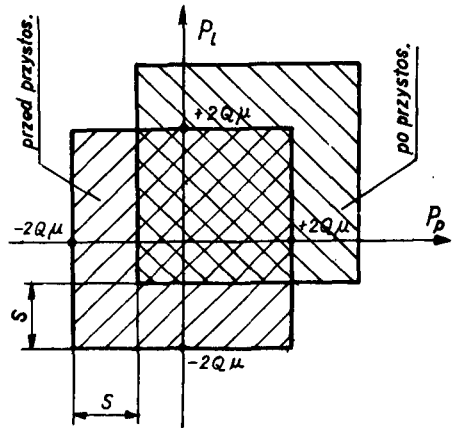
$$\min \frac{\mu(p_o - \sigma_n)}{|\vec{\tau}_n + \vec{\tau}_o|} \leq 1, \quad (3)$$

gdzie $\vec{\tau}_o$ jest ustalonym w czasie resztkowym naprężeniem stycznym do powierzchni ciernej.

Efekt ciernego przystosowania się konstrukcji zilustrujemy przykładem, rys. 1. Ściśnięta siłami Q między dwiema płaskimi ścianami A, B, płytka obciążona zostaje na lewym brzegu siłą P_l .



Rys. 1.



Rys. 2.

Powoduje to przesunięcie obciążonego końca płytki, przy czym na powierzchniach styku pojawiają się siły tarcia. Równowagę myślowo odciętej części „1” zapewnia siła wewnętrzna rozciągająca płytkę, $S = P_1 - 2T_1 = P - 2Q\mu$.

Występujące na powierzchniach oporowych płytki siły tarcia po obciążeniu konstrukcji, $T_e = T_1 = T_2 = 0,5 S < \mu Q$ nazywać będziemy resztkowymi.

Efekt przystosowania pokazano na rys. 2. Krzywa obciążeń granicznych w stanie pierwotnym umieszczona jest centralnie. Przystosowanie się konstrukcji wyraża się przesunięciem tej krzywej o odcinek S względem obu osi, bez zmiany jej kształtu (tzw. „wzmocnienie kinematyczne”).

Na efekt przystosowania ciernego zwrócono po raz pierwszy uwagę w pracy doktorskiej M. M. El-Sayeda [3]. Obliczona tam nośność połączenia skurczowego wieńca koła zębatego była o ponad 20% większa od „nośności sprężystej” liczonej metodą L. Müllera [1].

LITERATURA

- [1] L. Müller, *Połączenia skurczowe wieńców zębatych narażonych na poślizg sprężysty*, Przegląd Mechaniczny Nr. 10 (1973)
- [2] E. Melan, *Der Spannungszustand eines Mises—Hencky—schen Kontinuums bei veränderlicher Belastung*, S. Ber. Akad. Wiss. Wien (Abt. II a), 147 (1938)
- [3] M.M. El-Sayed, *Badanie przystosowania się połączeń skurczowych wieńców kół zębatych w świetle analogii między zjawiskami tarcia i odkształceń plastycznych*, Politechnika Krakowska 1975.

Problem of Shake Down of Frictional Connections

In the work the thesis of an admittance of some limited slippage in frictional connections has been motivated. This thesis creates a base for formulation of shake down theorem for frictional connections, analogous to that applied in theory of plasticity.

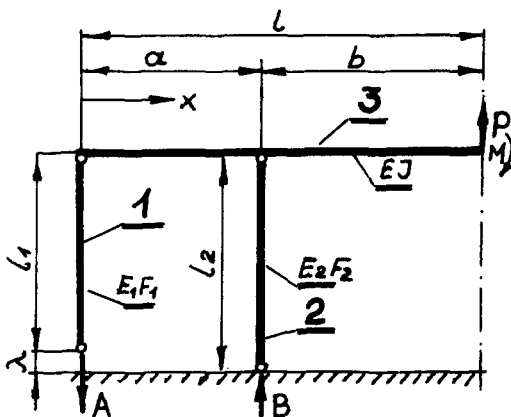
ПРОБЛЕМА ПРИСПОСОБЛЯЕМОСТИ ФРИКЦИОННЫХ СОЕДИНЕНИЙ

В работе поставлен и обоснован тезис допускаемости ограниченных скольжений деталей фрикционного соединения. Тезис этот дает основы формулировать задачу фрикционной приспособляемости конструкции для нагрузок переменяющихся во времени, аналогично соответствующей задаче теории пластичности.

REDYSTRYBUCJA SIŁ W POŁĄCZENIU ŚRUBOWO-KOŁNIERZOWYM
W WYNIKU ODKSZTAŁCEŃ GIĘTNYCH KOŁNIERZA

W pracy analizowano wpływ odkształceń giętnych kołnierza na pracę śrub i uszczelnienia połączenia kołnierzowego ze stałym kołnierzem, przy założeniu liniowo—sprężystej charakterystyki elementów. Wykazano, że wpływ ten może być znaczny. Wyjaśniono efekt odciążania się śrub przy obciążeniu połączenia ciśnieniem. Podano przykład liczbowy.

W wytrzymałościowych analizach połączeń kołnierzowych naczyń ciśnieniowych zakłada się na ogół sztywność kołnierza. Podejście takie reprezentuje także UDT, wymagając obliczenia sił w oparciu o przepisane wartości nacisków montażowych i ruchowych na uszczelnienie, bez wiązania obu tych stanów. Jedyną znaną nam pracą, w której uwzględniono wpływ giętnego odkształcenia kołnierza na naciski w uszczelnieniu jest praca Ł. P. Piercew, Ł. P. Łukaszewicz *. Przyjmują oni odcinkowo-sztywne wygięcie kołnierza (stały na szerokości pierścienia kąt ugięcia) i uzależniają od niego rozkład nacisków na dwupierścieniowym uszczelnieniu. Elementy połączenia traktują jako liniowo-sprężyste, pomijają zginanie śrub i przyjmują jednorodne ściskanie każdego z uszczelnień.



Rys. 1

Odkształcenie kołnierza może istotnie wpływać na pracę elementów połączenia. Badania doświadczalne i doświadczenia eksploatacyjne wykazują znaczne zginanie

*Rascziet usilij w elementach giermetizujemych sistem. Wiestnik Maszynostrojenija Nr. 10. 1969.

śrub. Zdarzają się przypadki utraty szczelności przy zachowaniu wymaganych przepisami i z pewnością zawyżonymi naciskami na uszczelnieniu. Występuje czasem spadek napięcia śrub przy przejściu ze stanu montażowego na roboczy nie powodowany relaksacją (reologiczną) uszczelnień czy też innych elementów połączenia. Szczególnie ten ostatni efekt jest znamieny dla wpływu odkształceń giętnych kołnierza na pracę połączenia i jest łatwy do obserwacji. Objąć go można na poglądowym modelu prętowym pokazanym na rys. 1. Pręt (1) reprezentuje śruby, pręt (2) — uszczelnienie, zginany pręt (3) — kołnierz. Układ montujemy z napięciem wstępnym λ . Siła P jest odpowiednikiem parcia ciśnienia roboczego rozrywającego połączenie. Dla skupienia uwagi na efekcie odciążania śrub i równoczesnego odpowiednio większego odciążania uszczelnienia po przyłożeniu siły roboczej (ciśnienia), pominięto zginanie śrub i niejednorodność ściskania uszczelnienia (zginanie pręta 2).

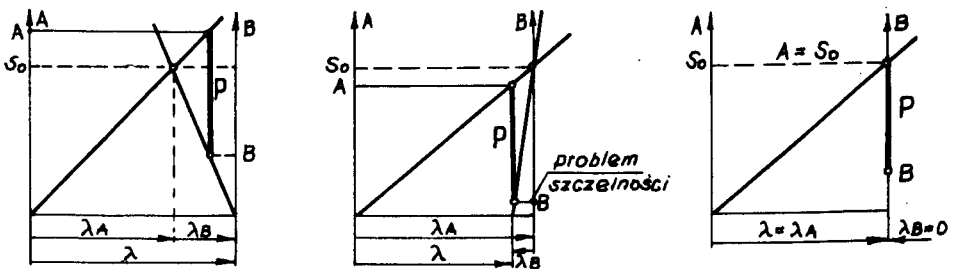
Rozwiązanie tego prostego układu jednokrotnie statycznie niewyznaczalnego ze względu na siłę A (śruby) i B (uszczelnienie) da się przedstawić w formie równań:

$$A - B = P, \quad c_A A + c_B B = \quad (1)$$

gdzie:
$$c_A = \frac{l_1}{E_1 F_1} + \frac{1}{EJ} \left[\frac{a^3}{3} + \frac{a(l^2 - a^2)}{2} \right], \quad c_B = \frac{l_2}{E_2 F_2} - \frac{ab^2}{2EJ} \quad (2)$$

Układ równań (1) jest typowy dla opisu wstępnie napiętych układów liniowych, z tym, że na ogół w podawanych w literaturze przykładach podatności c_A i c_B są dodatnie. W naszym przykładzie $c_A > 0$, lecz c_B może przyjmować zarówno wartości dodatnie jak i ujemne w zależności od stosunku podatności „uszczelnienia” ($l_2/E_2 F_2$ do podatności giętej „kołnierza”) ($ab^2/2EJ$). Dla ujemnych wartości podatności c_B (duża podatność gięta „kołnierza”) występuje interesujący nas efekt odciążania śrub przy obciążeniu połączenia. Towarzyszy mu bardzo znaczne odciążanie uszczelnienia, które może nawet powodować utratę szczelności połączenia.

Dyskutowany efekt zilustrować można na wykresie układu podatnego, rys. 2.

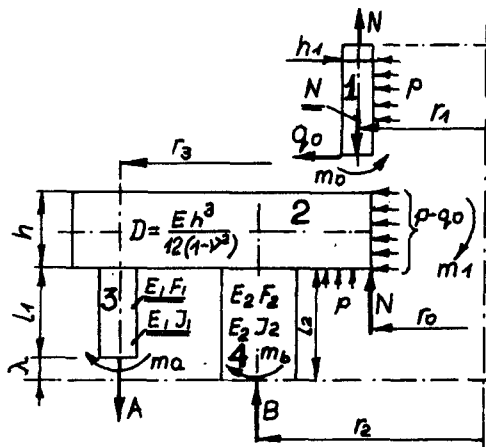


Rys. 2.

Właściwym przedmiotem analizy jest symetryczne połączenie ze stałym kołnierzem, pokazane schematycznie na rys. 3. Składa się ono:

— z nieskończenie długiej powłoki (1) obciążonej na długości ciśnieniem wewnętrznym oraz na brzegu momentem i siłą poprzeczną jako oddziaływanie kołnierza,

— z kołowo symetrycznej płyty pierścieniowej (2) obciążonej na stosowanym pierścieniu ciśnieniem, na brzegu otworu siłą poprzeczną, ciśnieniem i momentem wyrażającymi oddziaływanie powłoki oraz momentowo—siłowymi oddziaływaniami śrub i uszczelnienia skupionymi na stosownych okręgach,



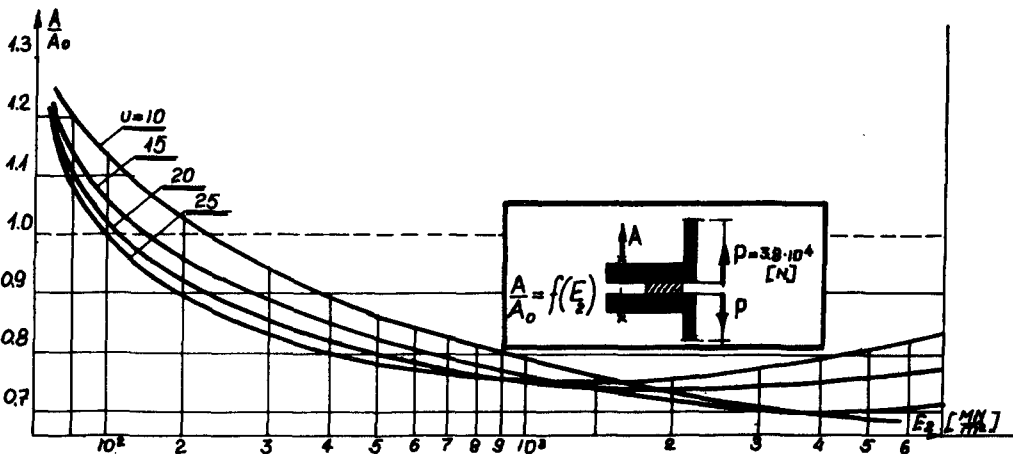
Rys. 3

— rozciąganych i zginanych śrub (3) zastąpionych w analizie ekwiwalentnym pierścieniem,

— ściskanego niejednorodnie uszczelnienia (4) o charakterystyce liniowej.

Rozwiązanie na interesujące siły wewnętrzne A, B, m_a , m_b otrzymano z warunku zgodności odkształceń rozważanych elementów.

W odniesieniu do sił A i B da się ono przedstawić w formie równania (1) z podatnością c_b , która może przyjmować wartości dodatnie i ujemne. Nie podajemy tu z braku miejsca pełnego rozwiązania, ograniczając się do ilustracji efektu odciążenia śrub w zależności od modułu sprężystości E_2 uszczelnienia (rys. 4) obliczonego dla następującego przykładu liczbowego:



Rys. 4

$r_0 = 73.5$ [mm], $r_1 =$ [mm], $r_2 = 90$ [mm], $r_3 = 120$ [mm], $r_4 = 132.5$ [mm].
 $h = 17.2$ [mm], $h_1 = 5$ [mm], $l_1 = 12.7$ [mm], $l_2 = 1.5$ [mm]. Średn. śrub-d = 14.6 [mm].
ł. śrub-n = 8. $A_0 = 1.2 \cdot 10^5$ [N]. $p = 0.75$ [MN/m²]. $\epsilon_1 = E = 2.1 \cdot 10^5$ [MN/m²].

Praca została wykonana w ramach problemu węzłowego 05.12. „Wytrzymałość i optymalizacja konstrukcji maszynowych i budowlanych” koordynowanego przez Instytut Podstawowych Problemów Techniki, Polskiej Akademii Nauk.

Summary

In the paper the influence of bending deflections of the permanent flange on the work of screw and of washer in the flanged joint has been discussed. The assumption of elastic linearity of all elements has been made. It has been proved that this influence can be great. The effect of unloading of the screws after applying pressure to the joint has been explained. The numerical example has been given.

Содержание

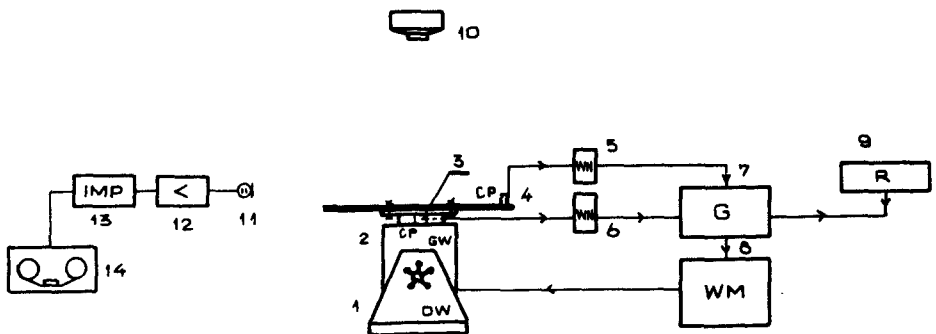
В работе анализируется влияние гибких деформаций фланца на работу винтов и уплотнения фланцевого соединения с постоянным фланцем, при предположении линейно-упругой характеристики деталей. Влияние это может быть значительным. Выяснен эффект разгруживания винтов при нагруживании соединения давлением. Приведен нумерический пример.

METODA DOŚWIADCZALNYCH BADAŃ KONSTRUKCYJNYCH PIŁ TARCZOWYCH DO CIĘCIA METALU W ŚWIETLE KRYTERIUM MINIMALIZACJI EMITOWANEGO HAŁASU.

Wcześniejsze badania wykazały, że główną przyczyną emitowanego hałasu przez piłę są drgania tarczy. Opracowanie przedstawia metodę pomiaru drgań własnych tarczy w układzie stacjonarnym. Przedstawione są zależności pozwalające transponować wyniki do układu wirującego, oraz opis stanowiska do badania piły tarczowej. Uzyskane podczas pomiarów wyniki są podstawą do wprowadzenia zmian cech konstrukcyjnych tarczy i parametrów działania piły.

Metoda pomiaru drgań rezonansowych stacjonarnych

W celu uzyskania możliwie dokładnych wartości częstotliwości rezonansowych tarczy oraz postaci drgań zdecydowano się na doświadczalną metodę ich identyfikacji. Badania prowadzono na stanowisku, którego istotę działania przedstawia rys. 1.



**POMIAR DRGAŃ WŁASNYCH TARCZY ORAZ EFEKTU
AKUSTYCZNEGO**

- | | |
|-------------------------------|---|
| 1. OBUDOWA WZBUDNIKA | 9. REJESTRATOR POZIOMÓW |
| 2. GŁOWICA WSTRZĄSARKI | 10. APARAT FOTOGRAFICZNY |
| 3,4. CZUJNIK PRZYSPIESZEŃ | 11. MIKROFON POJEMNOŚCIOWY |
| 5,6. WZMACNIACZ NORMALIZUJĄCY | 12. PRZEDWZMACNIACZ |
| 7. GENERATOR KONTROLNY | 13. PRECYZYJNY IMPULS. MIERNIK POZIOMU
NATĘŻENIA DŹWIĘKU |
| 8. WZMACNIACZ MOCY | 14. MAGNETOFON POMIAROWY |

Rys. 1

Oryginalna tarcza piły $\varnothing 1000 \times 6$ była zamocowana do głowicy wstrząsarki za pomocą specjalnego uchwyty o konstrukcji zbliżonej do konstrukcji uchwyty tarczy w pile. Tarcza została pokryta na całej powierzchni bardzo drobnymi opiłkami papieru. W momencie wzbudzenia drgań rezonansowych przez generator sterujący wstrząsarką opiłki układały się na tarczy wzdłuż linii węzłowych. Kolejne postacie linii węzłowych były fotografowane, a efekt akustyczny nagrywany na magnetofon.

Praca jest realizowana pod kierunkiem doc.dr inż. Z. Jaskóły.

Dla każdego z rezonansów rejestrowano jego częstotliwość oraz wartość przyspieszenia wzbudzającego. Operacje te powtarzano również dla częstotliwości o 10 Hz większej i mniejszej od częstotliwości rezonansowej. Niezależnie do tego przeprowadzona została również za pomocą oddzielnego toru pomiarowego rejestracja poziomów przyspieszeń punktów tarczy usytuowanych na dwóch różnych jej promieniach. Analizę nagranych sygnałów akustycznego przeprowadzono przy pomocy cyfrowego rejestratora sygnałów przypadkowych oraz analizatora wąskopasmowego. Analiza wyników prowadzi do następujących wniosków:

- wartości częstotliwości rezonansowych badanej tarczy przy maksymalnym wykorzystaniu aparatury znajdują się w przedziale $50 \div 1500$ Hz,
- linie węzłowe usytuowane są na kierunkach: średnicowym, obwodowym, średnicowo-obwodowym,
- oprócz postaci drgań bardzo regularnych, ujawniono również postacie złożone nieregularne,
- poziom ciśnienia akustycznego każdego z rezonansów jest inny,
- drgania rezonansowe o postaci złożonej z linii węzłowych średnicowych i jednej obwodowej wzbudzają co najmniej cztery częstotliwości harmoniczne,
- rejestracja poziomów przyspieszeń wybranych punktów tarczy potwierdza istnienie i postacie rezonansów,
- drgania rezonansowe posiadają różne poziomy energetyczne wzbudzenia oraz różną szerokość pasma częstotliwości oddziaływania rezonansu.

Przedstawione w ogólnej formie wnioski wskazują na słusznosc zastosowania metody doświadczalnej, która pozwala uwzględnić większą ilość czynników niż metody teoretyczne, ograniczające się do przypadków podstawowych [1], [2], [3], oraz na różnice w wnioskowaniu w stosunku do badań tarcz o małych średnicach [4].

W pile tarcza wykonuje ruch obrotowy. Częstotliwość rezonansowa f_w może być obliczona z zależności [1], [3]:

$$f_w^2 = f^2 + \lambda \omega^2; \quad \lambda = f(s, n, v)$$

gdzie: f – częstotliwość drgań własnych stacjonarnych,
 ω – prędkość kątowna tarczy,
 s – liczba linii węzłowych średnicowych,
 n – liczba linii węzłowych obwodowych,
 v – liczba Poissone'a.

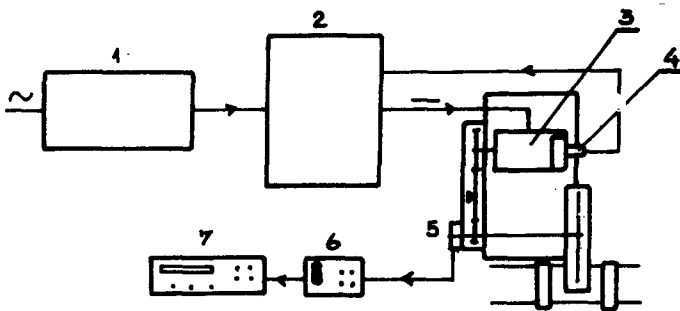
Metoda pomiaru hałasu pił na stanowisku badawczym

Przedstawione na rys. 2 stanowisko badawcze piły tarczowej zezwala dzięki wprowadzonym zmianom konstrukcyjnym na regulację prędkości obrotowej tarczy w zakresie $10 \div 2500$ [min^{-1}] oraz na regulację prędkości posuwu.

Uzyskane wyniki pomiarów poziomu hałasu w funkcji prędkości obrotowej tarczy przedstawia rys. 3.

Analiza wąskopasmowa nagranych sygnałów umożliwia wyróżnienie dominant, które pochodzą od określonych postaci drgań rezonansowych. Pozwala to przy uwzględnieniu zagadnienia impedancji mechanicznej na opracowanie tarcz o zmienionej konstrukcji. Główne zmiany polegają na wykonaniu:

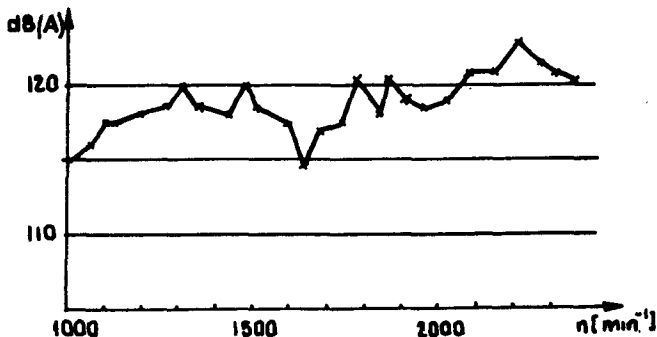
- odpowiednich szczelin obwodowych bądź promieniowych,
- uzębienia tarczy o innej postaci i zmiennej podziałce,
- tarcz złożonych z różnych tworzyw,
- tarcz wstępnie sprężonych.



1. TRANSFORMATOR
2. BRAMA TYRYSTOROWA
3. SILNIK PR. STAŁEGO
4. TACHOPRĄDNICZKA

5. GŁOWICA FOTOELEKTR.
6. ZNACZNIK OBROTÓW
7. CZĘSTOŚCIOMIERZ

Rys. 2



Rys. 3

Niezależnie od tego możliwy jest dobór optymalnej ze względu na emitowany hałas prędkości obrotowej tarczy oraz zmiana mocy silnika napędzającego w zależności od stosowanych prędkości posuwu.

LITERATURA

- [1] Lamb H., Southwell R.V.: *The vibrations of a spinning disk*. Proc. Royal Soc. of London vol. 99, 1921 p. 272.
- [2] Mote C.D. Jr.: *Free vibration of initially stressed circular disks* Trans ASME 87 B May 1965 p. 258.
- [3] Southwell R.V.: *On the free transverse vibrations of a uniform circular disc clamped at its centre; and on the effects of rotation*. Proc. Royal Soc. of London vol. 101, 1922 p. 133.
- [4] Steucek D.: *Analyza hluku pilovych kotucov pomocou vlastnych frekvencii*.

Summary

The paper deals with the natural frequency of flexural vibration of circular disc measurements. The basic equation is used to transfer results on a rotating disc. The description of the circular saw test rig is given. Changes of constructional features of discs are presented.

МЕТОД ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ КОНСТРУКЦИОННЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ДИСКОВЫХ ПИЛ С УЧЁТОМ МИНИМАЛИЗАЦИИ ШУМА.

В статье изложен метод измерения частот собственных колебаний диска. Использовано уравнение перевода собственных колебаний стационарной системы во вращающуюся систему. Полученные результаты измерений являются основой введения конструктивных изменений диска и параметров резания.

ZJAWISKA TRYBOLOGICZNE PODSTAWĄ OPTIMALIZACJI UKŁADU KRZYWKA—POPYCHACZ PŁASKI

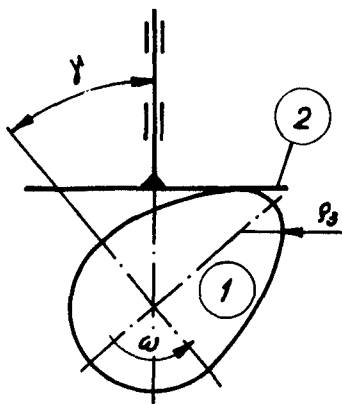
W referacie podano możliwość tworzenia się hydrodynamicznej warstwy oleju podczas pracy układu krzywka-popychacz płaski. Przedstawiono również wyniki optymalizacji krzywki przyjmując jako kryterium optymalizacji, ze względu na zacieranie, jednostkową moc tarcia. Brano również pod uwagę zmianę maksymalnych nacisków Hertz'a i grubości warstwy oleju przy założeniu niezmiennego ruchu popychacza.

Wyniki dotyczą układu rozrządu silnika spalinowego S—53.

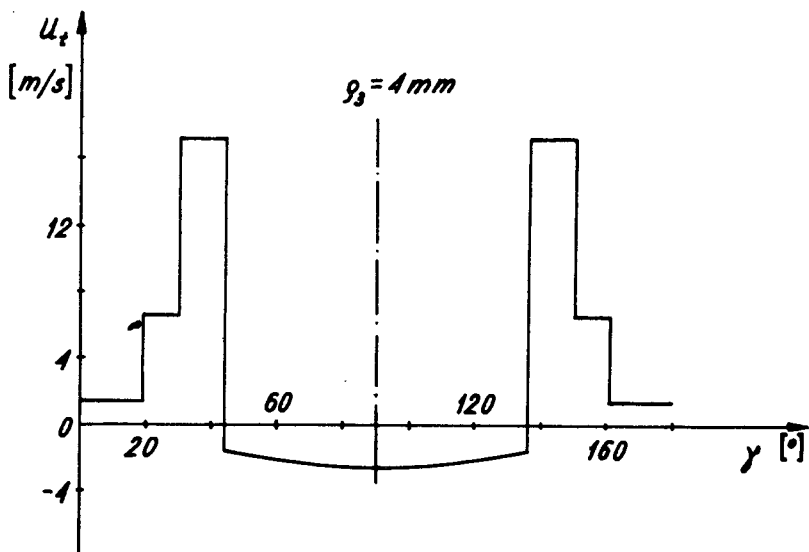
WYKAZ SYMBOLI

U_1	— prędkość punktów powierzchni krzywki względem miejsca styku
U_2	— prędkość punktów powierzchni popychacza względem miejsca styku
U_t	— prędkość toczenia
$h_{kodnira}$	— środkowa grubość warstwy oleju obliczona z wzoru Kodnira
n_t	— jednostkowa moc tarcia
q_{0max}	— maksymalne naciski Hertz'a w strefie kontaktu
γ	— kąt obrotu krzywki
ΔT	— przyrost temperatury w miejscu styku
μ	— współczynnik tarcia
ρ_s	— promień wierzchołka krzywki
ω	— prędkość kątowa krzywki

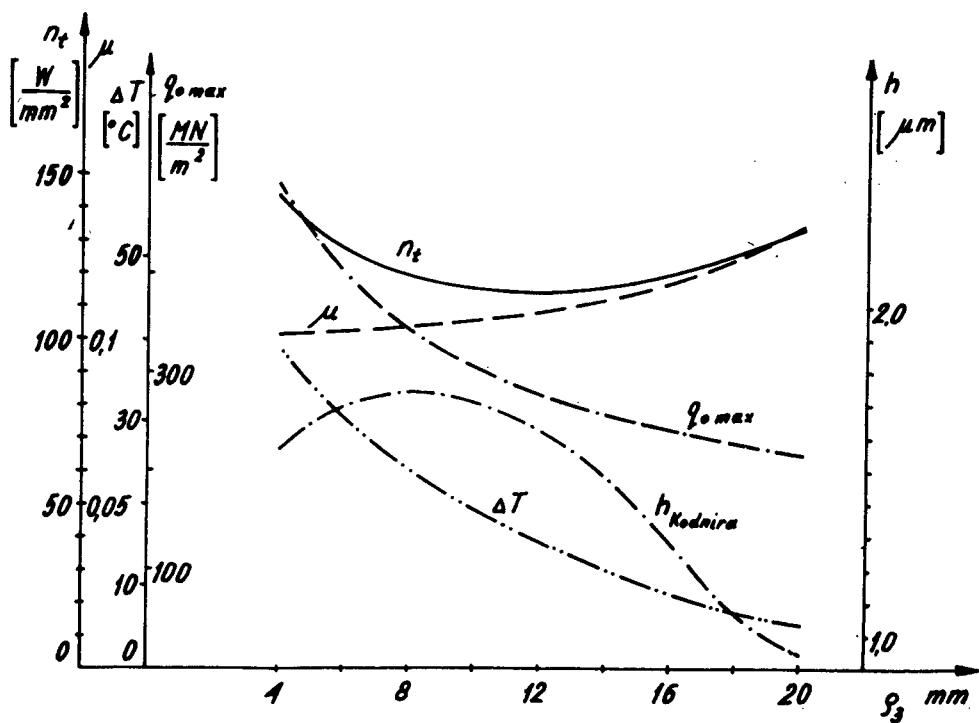
Przy projektowaniu mechanizmów krzywkowych niewiele miejsca poświęca się analizie i właściwemu doborowi prędkości, względem miejsca styku, powierzchni popychacza i krzywki. Prędkości te warunkują powstanie hydrodynamicznej warstwy smaru oddzielającej współpracujące powierzchnie, zapobiegającej plastycznej deformacji szczytów chropowatości powierzchni i wykruszaniu się ich wierzchołków.



Rys. 1



Rys. 2



Rys. 3

Na rys. 2 przedstawiono zmianę prędkości toczenia w zależności od kąta obrotu krzywki. Prędkość toczenia dwukrotnie przyjmuje wartości równe zero w czasie jednego obrotu krzywki i teoretycznie grubość warstwy smaru ma wartość równą zero. Poza tym prędkość toczenia a co za tym idzie grubość warstwy smaru jest niewielka w okolicy wierzchołka krzywki. W dalszej części przeprowadzono optymalizację krzywki ze względu na możliwość zacierania. Jako zmienną niezależną przyjęto promień wierzchołka krzywki ρ_3 (Rys. 1) a funkcję celu intensywność mocy tarcia. Na podstawie przeprowadzonej analizy stwierdzono, że najbardziej niebezpiecznym miejscem ze względu na zacieranie jest wierzchołek krzywki. Na Rys. 3 podano zmianę jednostkowej mocy tarcia, współczynnika tarcia, przyrostu temperatury w kontakcie, maksymalnych nacisków w kontakcie oraz grubości warstwy oleju w zależności od promienia krzywizny ρ_3 dla kąta obrotu krzywki $\gamma = 90^\circ$. Z wykresu widać, że minimalna intensywność mocy tarcia (około 115 W/mm²) występuje dla $\rho_3 = 12$ mm. W literaturze [2], [3] autorzy podają granicę intensywności mocy tarcia (180—360) W/mm² dla kół zębatych o zębach prostych. Wspomniana krzywka jest optymalną z punktu widzenia zacierania.

Wnioski

Przy projektowaniu układów krzywkowych należy brać pod uwagę:

1. Możliwość uformowania odpowiedniej grubości warstwy oleju zapewniając dopływ oleju do strefy kontaktu o odpowiednich własnościach oraz odpowiednie prędkości powierzchni współpracujących względem miejsca kontaktu. Należy unikać przypadku gdy te prędkości są równe i przeciwnie skierowane. W uzasadnionych przypadkach należy rozważyć możliwość stosowania olejów przekładniowych (większa lepkość i zawierają dodatki przeciwzatarciowe) zamiast silnikowych budując oddzielny układ smarowania.

2. Zabezpieczenie warstwy smaru przed zniszczeniem

LITERATURA

- [1] Rotbart G. A.: *Kuaczkowyje mechanizmy*. Leningrad 1960.
- [2] Almen J. O.: *Factor Influencing the Durability of Spiral Bevel Gears for Automobiles*. Automotive Industry vol. 73.1935.
- [3] Yokoyama M., Ishikawa J., Hayashi K.: *Effect of Tooth Profile Modifications on the Scoring Resistance of Heavy Duty Spur Gears*. Wear vol.19.nr 2.1972.

Summary

In this paper results of optimization of cams system of engine S—53 have been presented. As seizure was optimized a criterion of minimum power friction intensity was used. The motion of cam follower was invariable.

Содержание

В работе представлено результаты оптимизации кулачкового механизма двигателя С-53. Критерий оптимизации принято единичную мощность трения. Движение толкателя осталось неизменяемым.

PODSTAWY KONSTRUKCJI MASZYN — PRÓBA ANALIZY I WNIOSKI

W referacie wysunięto wymagania, które wg. autora należy postawić przed dydaktyką PKM. Wysunięto propozycje kierunków prac naukowych w dziedzinie PKM ze szczególnym uwzględnieniem badań w zakresie inwentyki oraz metodologii projektowania i konstruowania. Zaproponowano tworzenie „laboratoriów myśli konstrukcyjnej” dla rozwoju innowacji w konstrukcji.

1. Wstęp.

Inspiracją dla przedstawionych poniżej uwag, przemyśleń i wniosków były pytania, które, jak sądzę, nurtują nie tylko autora lecz także innych zajmujących się zawodowo i naukowo podstawami konstrukcji maszyn. Najogólniej formułując problematykę niniejszego opracowania można postawić sobie na wstępie następujące pytania:

- jakie cele i zadania stoją przed Podstawami Konstrukcji Maszyn jako przedmiotem kształcenia i jako dziedziną nauki;
- jak te cele i zadania są realizowane;
- czy są jakieś wyraźne ramy i zakres pojęciowy tej dyscypliny.

2. Założenia, cele, zadania.

Pierwszoplanowym celem działania w dziedzinie podstaw konstrukcji maszyn jest kształcenie przyszłych konstruktorów maszyn, w zakresie wykonywania projektów na wyższych latach studiów i później w pracy zawodowej.

W działalności naukowej można by wyróżnić następujące kierunki: rozwój metod konstruowania z metodami optymalizacji i wspomaganie przez środki informatyczne, rozwój inwentyki i tworzenie nowych rozwiązań konstrukcyjnych, rozwój badań konstrukcyjnych oraz prowadzenie takich badań w ramach prac własnych i dla przemysłu.

3. Realizacja celów i zadań.

Proces dydaktyczny w PKM polega przede wszystkim na wykształceniu umiejętności projektowo konstrukcyjnych, a w niewielkim tylko stopniu na przekazywaniu wiadomości o elementach i zespołach maszynowych. Jedną z tych umiejętności jest umiejętność wyszukiwania informacji, również w bankach informacji systemów komputerowych. Szczegółowe zadania w kształceniu koncentrują się wokół rozwoju niektórych cech istotnych w działalności projektowo — konstrukcyjnej. Można wyszczególnić następujące cechy: 1. wrażliwość na proble-

my: 2. zdolność ścisłego formułowania problemów i zadań; 3. postawa twórcza; 4. zdolność tworzenia syntez; 5. zdolność analitycznego myślenia; 6. obiektywizm i krytycyzm w ocenach; 7. zdolność podejmowania decyzji; 8. znajomość metod rozwiązywania problemów o określonej specyfice; 9. systematyczność; 10. umiejętność prowadzenia badań. [1].

Przy tak sprecyzowanych zadaniach samo przekazywanie wiadomości o elementach i zespołach maszyn ogranicza się nieraz do podania źródeł informacji i wyjaśnienia trudniejszych problemów.

Autor pozostawia czytelnikom ocenę, czy przeciętny proces dydaktyczny w PKM realizuje te zadania i w jakim stopniu.

Niedostatki w kształceniu, ujawniające się nieraz drastycznie w praktyce zawodowej, dotyczą na ogół: podejścia innowacyjnego, umiejętności wyszukiwania informacji, słabej znajomości procesów i metod optymalizacyjnych, braku umiejętności stosowania wspomaganie komputerowego, nieprzygotowania do badań konstrukcyjnych.

Kierunki badań naukowych są bardzo rozproszone. Orientacyjne zestawienie ukierunkowania prac badawczych na podstawie materiałów ostatniego Sympozjum PKM przedstawia się jak niżej:

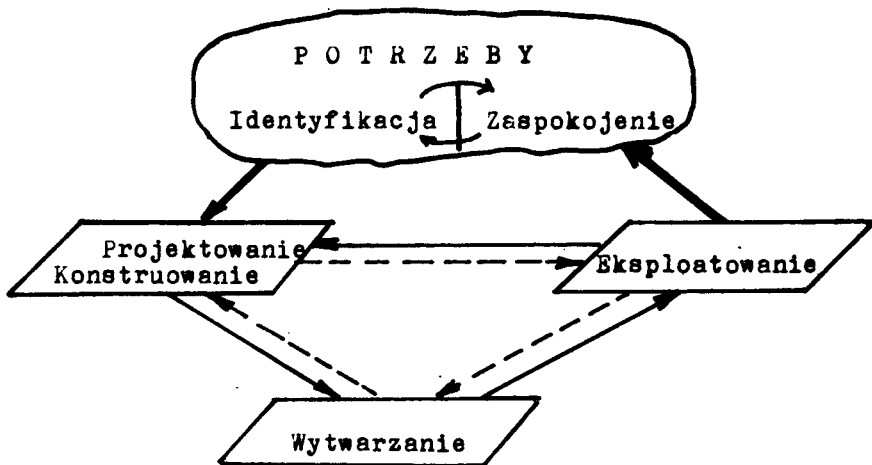
— prace konstrukcyjne innowacyjne	— 4
— teoria projektowania i konstruowania	— 9
— tarcie, zużycie, smarowanie	— 16
— zagadnienia wytrzymałościowe	— 11
— elementy i zespoły maszyn	— 24
— badania konstrukcyjne, niezawodność	— 7

Stwierdzić można również, że zdecydowana większość prac ma charakter prac badawczo-eksperymentalnych i jest realizowana na zlecenia przemysłu wg ściśle sprecyzowanego zadania. Natomiast stosunkowo niewiele można zauważyć prac o wyraźnych cechach innowacji. Działalność w kierunku tworzenia zupełnie nowych oryginalnych rozwiązań konstrukcyjnych powinna być, jak się wydaje, podstawową działalnością naukową PKM.

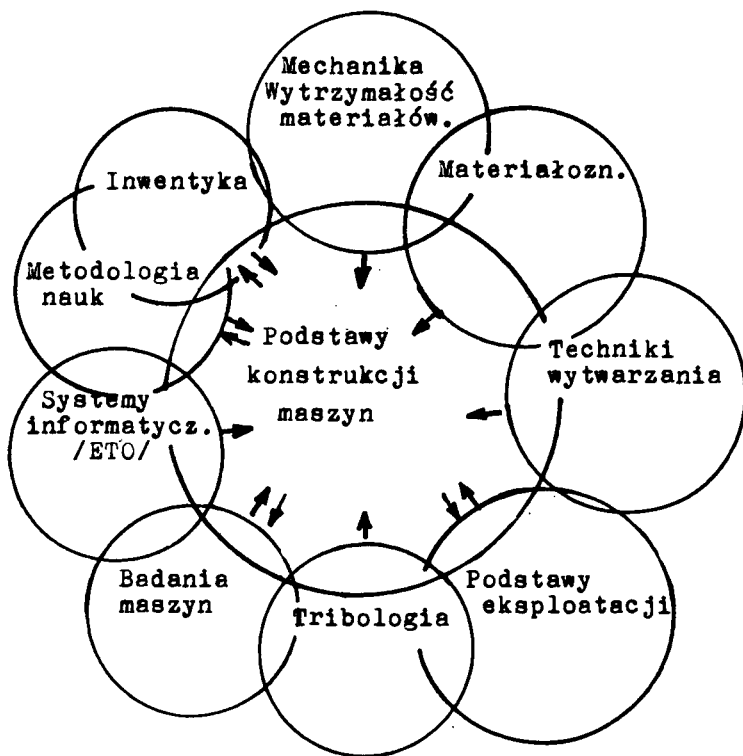
Warto zastanowić się tutaj nad możliwością stworzenia przy niektórych Zakładach PKM „laboratoriów myśli konstrukcyjnej w celu rozwoju inwentyki z równoczesnym kształtowaniem postaw twórczych m.in. u studentów. Rozwój metod heurystycznych stwarza podstawy naukowe dla inwentyki i tej działalności. W ramach Sympozjonów PKM warto może organizować konkursy myśli wynalazczej i racjonalizatorskiej.

4. Ramy i zakres pojęciowy PKM.

Bardzo trudnym zadaniem jest próba określenia ram i zakresu pojęciowego PKM wobec dużej różnorodności tematycznej. Jako dyscyplina ogólna („podstawy”) dziedzina ta ma prawo do charakteru interdyscyplinarnego. Ale w jakim stopniu?



Rys.1. Systemy służące zaspokajaniu potrzeb.



Rys. 2. Zakres pojęciowy dyscypliny: Podstawy konstrukcji maszyn.

Na rys. 1 przedstawiono systemowe ujęcie czteroelementowe procesu identyfikacji i zaspakajania potrzeb. Bezsporne są sprzężenia proste i zwrotne między elementami systemu. Wydaje się, że można sprecyzować jakie są immanentne właściwości podstaw konstrukcji maszyn. J. Dietrych uporządkował w sposób konsekwentny i rygorystyczny to, co należy do tzw. nauki konstrukcji; [2], [3] i inne prace tego autora.

Próbę ujęcia pojęciowego przedstawiono na rys. 2.

Pewne dyscypliny naukowe są tylko źródłem informacji dla konstruktora (strzałki pojedyncze na rys.). Dotyczy to mechaniki, i wytrzymałości materiałów, materiałoznawstwa, tribologii, techniki wytwarzania. Inne posiadają sprzężenia zwrotne z PKM (strzałki podwójne na rys.), jak: metodologia nauk — metodologia projektowania; badania maszyn — badania konstrukcyjne; eksploatacja maszyn — kryteria eksploatacyjne, weryfikacja eksploatacyjna; systemy informatyczne — wspomaganie projektowania; inwentyka — twórczość konstrukcyjna.

Uporządkowanie pojęć może mieć tu znaczenie pragmatyczne w ściślejszym ukierunkowaniu działalności dydaktycznej i naukowej dyscypliny pod nazwą Podstawy Konstrukcji Maszyn.

5. Wnioski.

Na podstawie podanych uwag można wysunąć następujące wnioski:

1. W działalności dydaktycznej narzuca się konieczność kształcenia w aspekcie potrzeb biur projektowych i praktyki przemysłowej.

2. Szczególną uwagę warto poświęcić kształtowaniu postaw twórczych i innowacjom, zarówno w dydaktyce przedmiotu podstaw konstrukcji maszyn jak i w działalności naukowej.

3. Celowe wydaje się organizowanie na uczelniach w Zakładach PKM „laboratoriów myśli konstrukcyjnej” dla inspiracji i rozwiązywania konstrukcyjnych problemów innowacyjnych, ewentualnego szkolenia wynalzców, konsultacji w przemyśle.

4. Wyznaczenie ram i zakresu pojęciowego dyscypliny PKM pozwoli sprecyzować problematykę prac i wpłynie integrująco na ośrodki uczelniane w zakresie PKM.

LITERATURA.

- [1] Lenkiewicz W.: *Metodyka rozwiązywania problemów inżynierskich a nauczanie projektowania*. Mat. Sympozjum Naukowo-Dydakt. pn.: Znaczenie i Metodyka Nauczania Podstaw Konstrukcji Gliwice 1975 r.
- [2] Dietrych J.: *Czym jest i czym powinna być nauka konstrukcji*. Mat. Sympozjum Naukowo-Dydakt. PN.: Znaczenie i Metodyka Nauczania Podstaw Konstrukcji. Gliwice 1975 r.
- [3] Dietrych J.: *Projektowani i konstruowanie*. WNT, Warszawa 1974 r.

Machines Design Bases — Analysis and Some Proposals.

In this paper the needs of design practice and also the specific features of design education are discussed. In the Machines Design Bases participate many kinds of sciences. It seems to be important to select the design problems. The proposals of the scientific problems in the M.D.B. are given. Especially design creativity and invention should be developed.

ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ МАШИНАНАЛИЗ И ПРЕДЛОЖЕНИЯ.

В статье излагаются практические проблемы проектирования и в связи с этим задачи обучения проектирования. В основах конструирования машин является много других наук. Кажется очень важно отделить проблемы проектирования. В заключительной части статьи предлагается научные проблемы из основ конструирования машин. Особенно обучение в творчество в проектированию должно быть принято во внимание.

METODY SYMULACYJNE W PROJEKTOWANIU

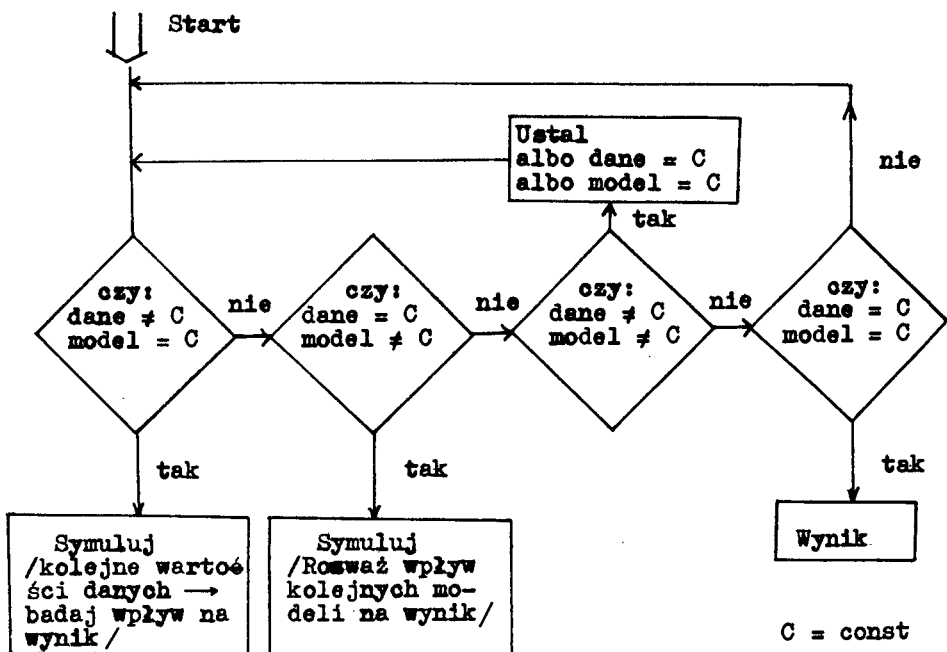
W opracowaniu przeanalizowano wstępnie przydatność metod symulacyjnych do wybranej metody projektowania. Autor widzi możliwość częściowego zastąpienia badań na modelach fizycznych i prototypach maszyn przez badania symulacyjne.

1. Analiza metody „Lemach 2” pod kątem możliwości zastosowania metod symulacji w projektowaniu

Metody z grupy Lemach są podatne na rozgałęzienia i dość ogólne, dlatego próba zastosowania metod symulacyjnych może być w tym przypadku przeprowadzona w sposób stosunkowo prosty. Widzi się możliwość stosowania metod symulacyjnych w następujących krokach algorytmu metody projektowania „Lemach 2”[1]:

Lp.	Numer kroku i nazwa	Rodzaj symulacji
1.	Krok 3. Zbadaj jakie skutki pociągnie za sobą zaspokojenie potrzeby (ekonomiczne, społeczne, techniczne, zmian w środowisku naturalnym)	maszynowa
2.	Krok 34. Uwzględniając przyjętą procedurę i strategię projektowania opracuj projekty zespołów	człowiek — maszyna cyfrowa
3.	Krok 44. Odpowiednio do przedmiotu działalności projektowej opracuj model	człowiek — model
4.	Krok 50. Wyznacz „słabe ogniwa” w modelu, prototypie, systemie	wg algorytmu [2]
5.	Krok 53. Opracuj prognozę dalszego zapotrzebowania zaspokojenia potrzeby	maszynowa

ad 1). Program tej symulacji stosuje się do wielokrotnego „przemysłienia” przez maszynę cyfrową, przy zmienionych danych lub przy zmienionym modelu. Na rys.1 przedstawiono opracowany przez autora algorytm służący do badania przypadków alternatywnych, gdy zachodzi zmienność danych i modelu. Np. dla konkretnego urzędnika zmieniając dane, otrzymamy każdorazowo inny model. Parametry uzyskanych w ten sposób kolejnych modeli wyznaczają pole możliwych rozwiązań dla danej wersji konstrukcyjnej.



KONIEC

Rys. 1. Algorytm badania przypadków alternatywnych

ad 2). Tu symulację należy stosować jedynie wówczas, gdy chodzi o uzyskanie wielu wariantów rozwiązań.

ad 3). Omówiono w pkt. 2.

ad 4). Sposób podano w [2].

ad 5). Jak w pkt. 1.

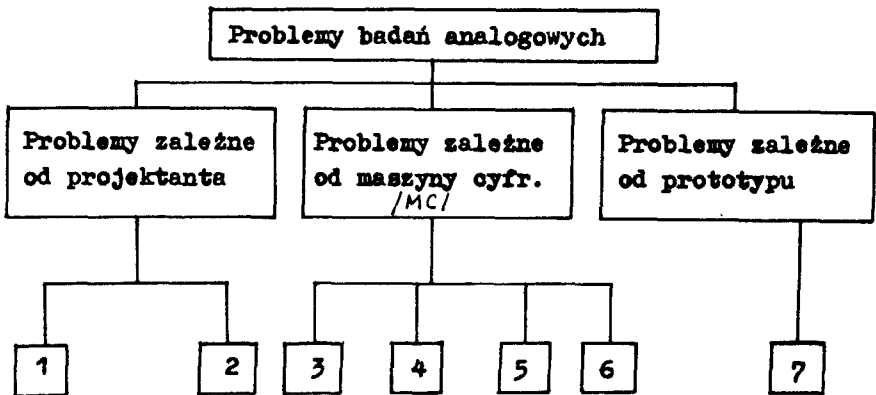
2. Badania symulacyjne zastępujące badania prototypu

Prototyp można niekiedy zastąpić systemem fizycznym. Wówczas system ten nazywa się analogiem prototypu. Badanie symulacyjne prototypu zastępuje się przez badanie symulacyjne jego analogu. Do tego badania stosuje się symulację maszynową oraz symulację typu: człowiek — maszyna cyfrowa. Problemy badań analogowych przedstawia rys.2.

Problemy:

1. Czy projektant panuje nad całością problemu powierzając MC do rozwiązania tylko fragment?
2. Czy projektant zna możliwości alternatywne?
3. Czy rozbieżność pomiędzy dyskretnym systemem MC a ciągłością systemu badanego można pominąć?
4. Czy istnieje indywidualny dostęp do MC?

5. Czy istnieje możliwość szybkiej zmiany programów?
6. Czy czas odpowiedzi MC jest krótszy od czasu namysłu projektanta?
7. Czy prototyp da się zastąpić systemem fizycznym?



Opracowanie jest próbą ukazania pewnych aspektów możliwości zastosowania metod symulacyjnych w procesie projektowania. Autor widzi możliwości szerokiego zastosowania metod symulacyjnych w projektowaniu. Szczególnie widzi się zastosowanie metod symulacyjnych w konstruowaniu maszyn przez symulację zmian obciążeń i warunków pracy. Umożliwi to częściowe zastąpienie badań na modelach fizycznych i prototypach maszyn przez badania symulacyjne. Przeanalizowano wstępnie przydatność metod symulacyjnych do wybranej metody projektowania. Nie przesądza to stosowania tych metod do innych struktur i metod projektowych.

LITERATURA

- [1] Lenkiewicz W., Machowski B.: *Metoda projektowania Lemach 2*. Powielarnia AGH, Kraków 1975
- [2] Gałuszka Z.: *Procedury symulacyjne w eksploatacji urządzeń*. Zeszyty Nauk. AGH, Elektr. i Mechan. Górn. i Hutn. Z. 65, 1975

SIMULATING METHODS IN DESIGNING

This paper deals usefulness of simulating methods for the selected method of designing has been analysed as well as. Possibility of partial replacing physical subject tests and machine's prototypes by the simulating research methods is taken into consideration.

Содержание

Разработка представляет пригодность метод симуляции в избранной методе проектирования. Автор видит возможность заступления исследования физических моделей через симуляцию.

OSOBLIWOŚCI KONSTRUKCYJNE SIŁOWNIKÓW HYDRAULICZNYCH URZĄDZEŃ PRZECHYŁU SKRZYŃ ŁADUNKOWYCH SAMOCHODÓW

Badania cech szczególnych cyklu pracy siłownika teleskopowego w urządzeniu przechyłu skrzyni ładunkowej samochodu. Wnioski do projektowania siłowników omawianego rodzaju.

Wstęp

W urządzeniach przechyłu skrzyń ładunkowych samochodów samowładowczych produkowanych w kraju używane są wyłącznie teleskopowe siłowniki hydrauliczne przystosowane do średnich ciśnień (16MN/m^2) cieczy roboczej. Dotychczas w literaturze dotyczącej projektowania napędów hydraulicznych [1, 2, 3 i 4] nie uwzględnia się specyfiki pracy omawianych siłowników.

Ważniejsze parametry decydujące o konstrukcji siłowników, tj. ciśnienie cieczy roboczej i czas przechylania skrzyni przyjmuje się na zasadzie podobieństwa do istniejących konstrukcji. W efekcie produkowane siłowniki cechują się dużymi średnicami, a zatem i dużymi ciężarami.

Celem niniejszej pracy jest określenie cech szczególnych cyklu pracy teleskopowego siłownika hydraulicznego w urządzeniu przechyłu skrzyni, które powinny być uwzględnione w trakcie jego projektowania.

Zakres badań

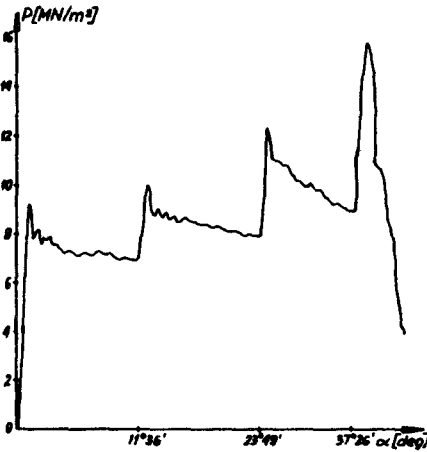
Badania prowadzono na układzie przechyłu skrzyni samochodu samowładowczego o ładowności 10,5 T. Wykonano pomiary: czasów przechylania skrzyni do tyłu przy różnych obrotach pompy oleju, czasu opadania skrzyni, zmian temperatury oleju w układzie, zmian ciśnienia w układzie dla różnych czasów przechylania skrzyni ładunkowej. Pomiary wykonano dla samochodu obciążonego ładunkiem nominalnym zsypany i niezsypany. Dla porównania określono analitycznie zmiany ciśnienia cieczy roboczej w układzie posługując się metodą podaną w pracy [5].

Ponadto przeprowadzono analizę celowości podniesienia ciśnienia cieczy roboczej w układzie hydraulicznym do 32MN/m^2 oraz obserwację warunków panujących w otoczeniu pracującego samochodu.

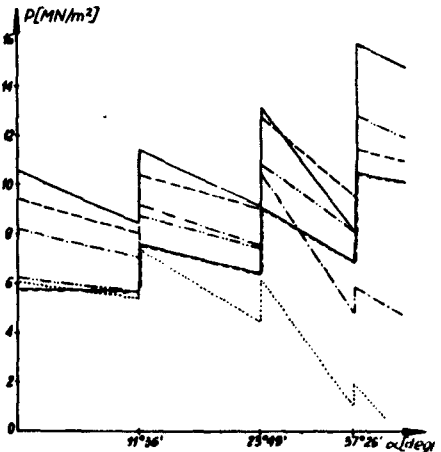
Analiza wyników

Siłowniki hydrauliczne urządzeń przechyłu skrzyń ładunkowych w samochodach samowładowczych pracują w otoczeniu o zmiennych temperaturach i znacznym zapyleniu.

Niektóre wyniki badań zmian ciśnienia i temperatury cieczy roboczej w siłowniku przedstawiono graficznie na rys. 1, 2 i 3.

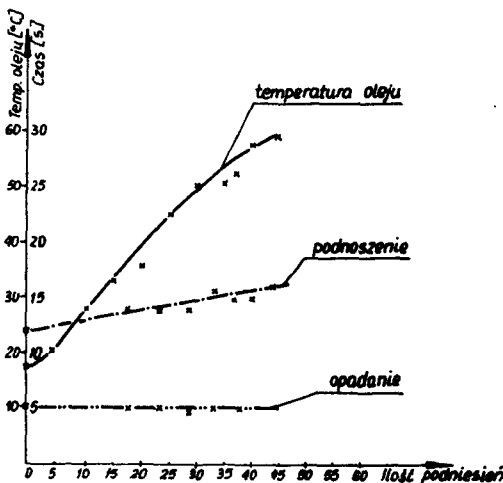


Rys. 1.



Rys. 2.

Zmniejszenie czasu przechyłania skrzyni prowadzi do wzrostu ciśnienia w układzie oraz do większych uderzeń hydraulicznych przy włączaniu się do pracy kolejnych członów siłownika, a w następstwie do znacznych pulsacji ciśnienia. Ciśnienie rzeczywiste w takich przypadkach przekracza maksymalne ciśnienie obliczeniowe uwzględniane przy projektowaniu siłownika. Pojawia się także niebezpieczeństwo utraty stateczności przez pojazd, gdyż materiał zsypuje się z pewnym opóźnieniem z szybko przechyłanej skrzyni. Środek ciężkości skrzyni może się przesunąć poza tylną oś pojazdu.



Rys. 3.

Tabela 1

Lp.	CYLINDER HYDRAULICZNY		SAMOCHÓD O ŁADOWNOŚCI				
	mm		T				
	Ø zew.	Ø wew.	5+55	75	10	18	25
1	200	175				///	///
2	163	143				///	///
3	133	116			///	///	///
4	108	94	///	///	///	///	///
5	87	76	///	///	///	///	///
6	70	61	///	///	///	///	///
7	56	49	///	///	///	///	///
8	44	PELNY	///	///	///	///	///

Temperatura cieczy roboczej w układzie nie przekracza 60°C nawet podczas intensywnej pracy siłownika.

Podniesienie ciśnienia nominalnego cieczy roboczej w układzie do 32 MN/m² prowadzi do obniżenia ciężaru własnego urządzenia przechyłu i umożliwia unifikację cylindrów o średnicach stopniowanych według szeregu podanego w Tabeli 1.

Wnioski

Siłowniki teleskopowe stosowane w urządzeniach przechyłu skrzyń ładunkowych samochodów wymagają:

- stosowania specjalnych uszczelnień o oryginalnej konstrukcji,
- grubości ścianek obliczonych na maksymalne ciśnienie ustalone teoretycznie przy założeniu zsypywania się ładunku; do obliczeń należy przyjmować współczynnik bezpieczeństwa $k = 2$ i dążyć do zachowania jednakowej wytrzymałości wszystkich członów siłownika,
- cieczy roboczych przydatnych do pracy w normalnych temperaturach.

Siłowniki teleskopowe, a zatem całe układy hydrauliczne dla urządzeń przechyłu skrzyń ładunkowych w samochodach średniej i dużej ładowności należy projektować na ciśnienia rzędu 32 MN/m².

Czas pracy siłownika (czas przechylania skrzyni) w jednym cyklu pracy powinien być większy od 15 s.

LITERATURA

- [1] Baszta T. M.: *Hydraulika w budowie maszyn*, WNT Warszawa 1966.
- [2] Lipski J.: *Hydrauliczne urządzenia robocze i sterownicze*. WKŁ Warszawa 1974.
- [3] Marutow W. A., Pawłowski S.A.: *Cylindry hydrauliczne. Konstrukcja i obliczenia*. WNT Warszawa 1968.
- [4] Zieliński A.: *Napęd i sterowanie hydrauliczne obrabiarek*. WNT Warszawa 1972.
- [5] Frankowski J., Gawroński J., Lubczyński M., Panczewicz J., Włodarczyk K.: *Uwagi o metodach ustalania obciążeń układów przechyłu skrzyń ładunkowych samochodów samowładowniczych*. Zeszyty Naukowe Politechniki Świętokrzyskiej-Mechanika z. 9, Kielce 1976.

Zusammenfassung

Die Forschung der speziellen Eigenschaften von Arbeitszyklus der hydraulischen Teleskop — Kraftzylinder des Autokippers. Die Vorschläge zur Projektierung der besprochenen Art von Kraftzylinder.

Содержание

Испитания особенности рабочего цикла телескопического гидроцилиндра опрокидывающего устройства автомобиля — самосвала. Предложения по проектированию гидроцилиндров рассматриваемого вида.

KRYTERIA DOBORU ŁOŻYSK ŚLIZGOWYCH SKĄPO SMAROWANYCH I SUCHYCH

W pracy podano przyczyny nieprzydatności dotychczasowych kryteriów doboru łożysk, a głównie parametru pV . Jako najwłaściwsze kryterium uznano trwałość łożyska. Podano propozycję doświadczalnego wyznaczania oporów tarcia i intensywności zużycia w funkcji parametrów tarcia, jako podstawę metody obliczeniowej.

Wymiary łożysk ślizgowych, w których film oleju nie rozdziela czopa i panwi, dobierane są na podstawie parametru Zeunera pV (iloczyn nacisków średnich i prędkości ślizgania). Badania doświadczalne mające na celu wyznaczenie jego wartości, prowadzone są na stanowiskach badawczych, na których badane są łożyska modelowe, a nieraz nawet tylko próbki materiałowe. W badaniach różnych autorów stosowane są z reguły niejednakowe stanowiska badawcze, niejednakowe typy — wielkości łożysk modelowych. Dopuszczalne wartości pV , najczęściej zalecane generalnie dla wszystkich łożysk wykonanych z danych materiałów wyznaczane są zwykle przy kryterium maksymalnej temperatury, przy której nie dochodzi do zatarcia, totalnego zniszczenia, bądź zbyt dużej intensywności zużycia. Zarówno przyczyny rozrzutu uzyskiwanych wyników jak i przedwczesne zużycie a nawet awarie ukształtowały często spotykane przekonanie, że wyniki omawianych badań należy traktować jako orientacyjne i weryfikować na prototypach. Z propozycji mających na celu poprawę istniejącego stanu rzeczy, należy odnotować dążenie do ujednoczenia stanowisk i metodyki badań doświadczalnych. Umożliwiłoby to, istotnie, porównywalność wyników badań, jednak w dalszym ciągu będzie brak możliwości odniesienia tych wyników do konkretnych, zróżnicowanych warunków działania łożysk rzeczywistych. Za warunki działania łożyska należy uważać otoczenie maszyny oraz postać wału w obrębie i poza łożyskiem.

Stosowanie parametru pV_{dop} , jako kryterium obciążalności łożysk, wynika z dwóch efektów: mechanicznego i termicznego. Efektem mechanicznym, pochodzącym od dociskania dwóch chropowatych powierzchni, są odkształcenia plastyczne i zatarcie lub dopuszczalna intensywność zużycia. Efekt termiczny jest wynikiem wydzielania się ciepła w strefie kontaktu dociskanych i przemieszczanych względem siebie dwóch powierzchni. Efekty zależne są od właściwości i stanu powierzchni ślizgowych czopa i panwi a także od właściwości smaru. Z drugiej strony temperatura strefy tarcia, ustalająca się kiedy ilość ciepła tarcia zrówna się z ilością ciepła rozpraszanego do otoczenia, może te właściwości zmieniać. Temperatura może powodować jakościowe zmiany w przebiegu procesu tarcia, to jest na przykład wzrost oporów tarcia i intensywności zużycia. Cały szereg prac [1, 3, 4,

6, 7] potwierdza istotny wpływ temperatury powierzchni tarcia na opory tarcia i intensywność zużycia łożysk i to zarówno dla przypadków smarowania mieszane- go, jak i przy tarcia suchym. Wartości pV_{dop} lub zależności $p(V)$ wyznaczone doświadczalnie na stanowiskach badawczych są więc słuszne jedynie dla danych materiałów łożyska, modelowego i warunków odprowadzania ciepła w czasie badań. Przyjęcie pV_{dop} jako kryterium obciążalności łożysk wykonywanych z danych materiałów, wyklucza wpływ warunków odprowadzania ciepła. Jest to właśnie przyczyna ograniczonej przydatności pV , jako kryterium doboru łożysk i nieporozu- mień wynikających z nieprzemysłanego jego stosowania.

Z pracy [6] wynika, że gdy za kryterium obciążalności łożyska przyjmie się temperaturę dopuszczalną to, przykładowo, dopuszczalna wartość wyznaczonego doświadczalnie parametru pV dla łożysk o średnicy 10 mm będzie 5-cio krotnie wyższa niż dla łożysk o średnicy 200 mm. Różne wartości przewodnictwa cieplnego wału, w zakresie możliwym dla stali mogą spowodować zmiany pV_{dop} , dochodzące do 300 %. Oczywiście jest jeszcze szereg parametrów (długość części wału stykającej się z otoczeniem, szerokość względna łożyska — l/d , warunki odprowadzenia ciepła przez panewkę itp), które także wpływają na wyznaczaną doświadczalnie wartość pV .

Z konstrukcyjnego punktu widzenia wynika potrzeba doboru niezawodnych łożysk o określonej trwałości. Zagadnienie będzie rozwiązane, wtedy, kiedy będziemy w stanie dobrać wymiary łożyska, o wymaganej trwałości, działającego w konkretnych warunkach — opisanych pewnym zespołem parametrów. Trwałość łożyska jest ograniczona dopuszczalną, ze względu na prawidłowe jego działanie, wartością luzu — powiększającego się w trakcie zużywania się łożyska. Dopuszczalne zużycie i wymagana trwałość określają dopuszczalną intensywność zużycia w trakcie eksploatacji łożyska. A więc aby umożliwić dobór takich parametrów, przy których trwałość łożyska będzie odpowiednia, należy znać prawidłowości rządzące przebiegiem zużycia. Chociaż znanych jest szereg prób, aktualna wiedza nie daje dostatecznych podstaw skutecznego modelowania procesu tarcia, a więc i obliczania intensywności zużycia, a także oporów tarcia przy kontakcie niesmaro- wanym i przy smarowanym poza zakresem smarowania płynnego.

Przy takim stanie rzeczy, podstawowymi problemami metody obliczeniowej jest doświadczalne wyznaczanie ciepła wydzielającego się w łożysku na skutek tarcia, oraz obliczanie ciepła, które łożysko jest w stanie odprowadzić do otoczenia [2, 6]. Następnym zadaniem jest doświadczalne wyznaczenie zależności zużycia od naci- sków, prędkości poślizgu i temperatury, a ewentualnie i od czasu, gdyby zależność nie była liniowa. Dopiero wtedy można opracować sposób doboru wymiarów łożyska, które będzie miało żadaną trwałość. Trwałość powinna stanowić zasadnicze kryterium doboru omawianych łożysk.

W Instytucie Mechaniki i PKM zbudowano dwa stanowiska badawcze z mo- żliwością regulacji temperatury strefy tarcia oraz podemuje się próbę opracowania metody wyznaczania zależności intensywności zużycia i oporów tarcia jako podstawę metody obliczeniowej.

LITERATURA

- [1] Bilik Sz. M.: „Iznos i trenije metallow i plastmass”. Nauka. Moskwa 1964.
- [2] Crease A. B.: *Tribology Handbook*. Section F 7. M. J. Neale (Ed.). Butterworths. London 1973.
- [3] Fohf J., Uetz H.: *Wear*. 1976. 36. nr 1.
- [4] de Gee A. W. J.: *Wear* 1976. 36. nr 1.
- [5] Lancaster J. K.: *Tribology Handbook*. Section A 4. M. J. Neale (Ed.). Butterworths. London 1973.
- [6] Łubiński T.: *Praca doktorska*. Polit. Gdańska 1976.
- [7] Matwiejewskij R. M.: *Tiemperaturnaja stojkost granicznych smazocznych pokrytij pri trienii metallow i splawow*. Nauka. Moskwa 1971.
- [8] D U.: *Dry bearings require no lubricant. Designers' Handbook No 2*. Fifth Edition. The Glacier Metal Company Ltd. 1973.

THE CRITERIA OF PERFORMANCE OF MARGINALLY LUBRICATED AND DRY BEARINGS

Summary

The reasons of uselessness of the pV factor are given. Choice of all functional dimensions of the bearing should be based on its required life. As the base of calculating method, the experimental way of determination of friction and wear rate is suggested.

КРИТЕРИИ КОНСТРУКЦИОННОГО ПОДБОРА ПОДШИПНИКОВ СУХОГО ТРЕНИЯ И С ХУДОЙ СМАЗКОЙ

содержание

В работе даны причины непригодности параметра pV , примененного как основа расчета. Присущим критерием подбора подшипника надо считать желаемый срок его службы. В основу расчетного метода предложен экспериментальный путь определения сопротивления трения и интенсивности износа.

KONFRONTACJA KONCEPCJI Z BADANIAM I PROTOTYPU NA PRZYKŁADZIE URZĄDZENIA DO KRAWĘDZIOWANIA PILNIKÓW

W referacie przedstawiono problemy, na jakie natrafiono przy opracowaniu zautomatyzowanego urządzenia do krawędziowania pilników trójkątnych. Omówiono jakościowe i ilościowe błędy w procesie konstruowania i wykonania prototypu oraz ich wpływ na uruchomienie urządzenia. Przedstawiono także efekty próbnej eksploatacji na bazie tych doświadczeń przedstawiono wnioski metodyczne.

Na VII Sympozjone PKM (Uniejów 1975) przedstawiono w referacie przebieg i wyniki wielowariantowego koncyptowania urządzenia do zmechanizowanego krawędziowania półwyrobów na pilniki trójkątne. Na tej podstawie opracowano dokumentację urządzenia w pełni zautomatyzowanego, wymagającego jedynie dorywczej kontroli oraz okresowego dostarczania i odbioru zasobników z półwyrobami przed i po obróbce.

Zaprojektowane urządzenie bazuje na typowej strugarce PAB 40, którą zaadaptowano wyposażając w dodatkowe zespoły:

1. zespół wybierający — dozujący półwyroby,
2. zespół podający — odbierający półwyroby do i z miejsca obróbki,
3. zespół mocujący — obracający półwyroby,
4. zespół napędowy powyższych mechanizmów,
5. głowicę skrawającą z układem rolek śledzących.

Następnie wykonano i przebadano prototyp urządzenia. Przebieg budowy i badań prototypu wykazał, że oparcie się na handlowej strugarce jest słuszne, gdyż obniża to koszty całego urządzenia i gwarantuje dużą trwałość i niezawodność napędu. koncepcja rozwiązania zespołów dodatkowych również okazała się trafna. Uzyskano bowiem fazowanie krawędzi z dostateczną dokładnością i chropowatością. Ze względu na brak dwóch płaszczyzn symetrii kształtu pilnika, postawiono wymaganie uporządkowanego ułożenia pilników we wspomnianym zasobniku.

W wyniku konfrontacji dokumentacji technicznej z możliwościami wykonawczymi wynikły pewne trudności technologiczne a później montażowe. Powodem ich była nieznamość możliwości wykonawczych jak też poziom technicznego warsztatu wykonującego prototyp, gdyż w czasie opracowania dokumentacji nie był jeszcze znany wykonawca. Jest to niewątpliwie problem, który w procesie konstruowania, jak wiadomo, należy mieć na uwadze.

Wykorzystanie strugarzki PAB 40, na której bazowano przy opracowaniu

dokumentacji technicznej urządzenia krawędziującego ma dwa aspekty. Pierwszy to niewątpliwa korzyść z tego, że można je kupić jako wypróbowany zespół, natomiast drugi bardzo istotny, to dodatkowe bariery i ograniczenia narzucone konstruktorowi przez istniejącą strugarkę.

Bazując na dokumentacji strugarki stwierdzono, że inne niż w dokumentacji jest wykonanie w naturze niektórych wymiarów, na co należy zwracać baczną uwagę. Na ogół, w wyniku poprawek i ulepszeń, wszelkie zmiany nanosi się na dokumentację elementów i podzespołów wymiennych często zużywających się, których dostawę zabezpiecza zakład produkujący części zamienne do całości. Natomiast elementy o dużej żywotności nie zawsze mają dokumentację wierną naturze.

Przy opracowywaniu dokumentacji technicznej poszczególnych zespołów przez odpowiadające im grupy ludzi, a później przy ich montażu w całości napotkano na pierwsze trudności, które skupiały się głównie na płaszczyźnie podziału i współzależności tych zespołów. Trudności tych można było uniknąć przy wnikliwej koordynacji pracy grup ludzkich, jak też bardziej szczegółowo przeprowadzonej analizie całościowej.

Podczas montażu prototypu napotkano na pewne trudności wynikające z tego, że poszczególne podzespoły były wykonywane oddzielnie. Wielkości luzów bądź wcisków jak też uzyskane wymiary w czasie obróbki odbiegały niekiedy od wartości przewidzianych dokumentacją.

Przy wykonywaniu prototypu winna być prowadzona ciągła kontrola montażu i składania w miarę postępu w wykonawstwie. Niektóre wymiary, a nawet kształty wynikały z ciągłej konsultacji z projektującymi, w wyniku kojarzenia elementów o wymiarach odniesionych od bazy elementu uprzednio wykonanego. Przy wykonawstwie prototypu musi się przewidywać możliwości doregulowań, zabezpieczeń i ustaleń. Wynika to z tego, że nawet przy najbardziej wnikliwej analizie obciążeń, występowanie pewnych sił i oddziaływań na nie, nie zawsze da się przewidzieć. Przykładowo końcowy kształt krzywek uprofilowano w końcowej fazie badania prototypu, gdy była możliwa do przeprowadzenia współzależność wymiarowa wszystkich elementów mających na nią wpływ.

Podczas próbnej eksploatacji prototypu zwrócono uwagę na kilka szczegółów konstrukcyjnych mających istotny wpływ na niezawodność działania, głównie w zespole wyliczającym — dozującym (zabieranie 2 sztuk równocześnie lub nie zabieranie żadnego) oraz w zespole mocująco-obracającym (nie obrócenie po obróbce). Wprowadzono do dokumentacji poprawki konstrukcyjne, które w decydujący sposób wpłynęły na uzyskanie żądanej niezawodności działania jak i na podwyższenie trwałości elementów (samokompensacja luzów lub wpływu niedokładnie wykonanych elementów, zabezpieczenia).

Reasumując, można zestawić następujące wnioski:

1. wykonanie urządzenia o dużym stopniu złożoności jedynie w oparciu o dokumentację, bez nadzoru projektanta, jak też bez badań prototypu zdane jest w większości przypadków na niepowodzenie,
2. przy projektowaniu zespołów przez oddzielne grupy projektujących należy

zwrócić szczególną uwagę na powiązanie zespołów, gdyż w tych miejscach napotkano na największą ilość niedociągnięć,

3. przy wykorzystaniu urządzeń i zespołów gotowych (handlowych) należy sprawdzać zgodność ich dokumentacji z rzeczywistymi kształtami, gdyż spotyka się niezgodności w stosunku do wymiarów nietolerowanych i elementów niewymiennych,
4. wykonanie prototypów winno być prowadzone przy ciągłej kontroli dopasowania współpracujących elementów,
5. występują niekiedy trudności projektowego ustalenia kształtów bądź charakterystyk niektórych elementów np. krzywek, sprężyn itp., dlatego należy przewidzieć w budowie i badaniach prototypu doświadczalne ustalenie ich kształtów,
6. należy zwłaszcza w budowie prototypów przewidzieć elementy zabezpieczające (bezpieczniki, ograniczniki itp.) przed uszkodzeniem ważnych zespołów,
7. przy konstruowaniu prototypów należy przewidzieć możliwości regulacji w znacznym zakresie. Po badaniach i ustaleniu optymalnych zakresów elementy regulacyjne mogą być z dokumentacji usunięte zmniejszając tym samym koszty następnych egzemplarzy.

The Comparison Conceptions with Prototype Test on this Example the Trimming Machine Angle File

The lecture shows a difficulties, which are forced in scientific description the automatic machinery trimming angle file. The paper is treated of error of overall design, operations error of prototype on their influence on set in motion it. This work is shown effect of the test exploitation. In the later part of it is described the methodical conclusions.

СОСТАВЛЕНИЕ ИДЕИ ИССЛЕДОВАНИЯМИ ПЕРВООБРАЗА НА ПРИМЕРЕ ОБОРУДОВАНИЯ ФАЗОВАНИЯ НАПИЛЬНИКОВ

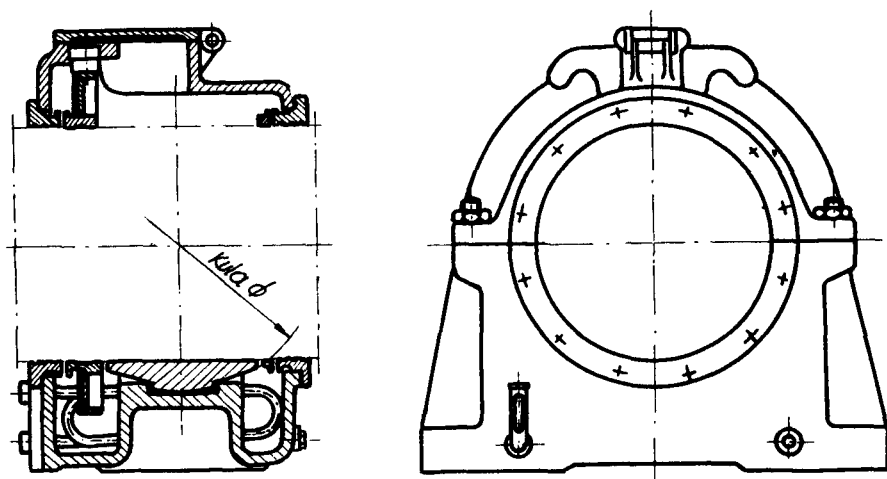
В докладе были представлены проблемы какие встретились во время обработки автоматизированного оборудования (физования) трёхугольных напильников. Были обсуждены качественные и количественные ошибки в процессе конструирования и исполнения первообраза и их влияния на приведение в движение. Представлены были также эффекты испытательной эксплуатации. На базе этих наблюдений были представлены методические предложения.

BADANIA DOŚWIADCZALNE ZMODERNIZOWANEGO ŚLIZGOWEGO ŁOŻYSKA OKRĘTOWEJ LINII WAŁÓW

W referacie przedstawiono wyniki badań nowej postaci konstrukcyjnej ślizgowego łożyska okrętowej linii wałów, przeprowadzonych na seryjnie budowanym masowcu uniwersalnym. Dokonano próby oceny wpływu wybranych cech konstrukcyjnych zmodernizowanego łożyska na jego właściwości eksploatacyjne.

Łożyska poprzeczne podpierające linie wałów mają za zadanie zapewnienie pożądanej sztywności na zginanie linii wałów, przy jednoczesnym zachowaniu założonej prostoliniowości. Funkcje te winny być spełniane przez omawiane łożyska w sposób niezawodny we wszystkich warunkach pracy linii wałów.

Opierając się na analizie pracy linii wałów [1] w aspekcie, obciążeń łożysk podpierających, ich stanu termodynamicznego i możliwości zrealizowania tarcia płynnego w przypadku łożysk ślizgowych, zaproponowano postać konstrukcyjną zmodernizowanego łożyska przedstawioną na rys. 1.



Rys. 1.

Istotną zmianą w stosunku do tradycyjnych łożysk linii wałów było zastąpienie sztywnego podparcia panwi w korpusie łożyska podparciem wahlwym kula-cylinder. Weryfikacja doświadczalna przedstawionej postaci łożyska przeprowadzona w eksploatacji na typowym trawlerze podczas rejsu łowczego [2] potwierdziła

zasadność zastosowanego rozwiązania konstrukcyjnego i założeń przyjętych we wspomnianej analizie warunków pracy tych łożysk.

Wprowadzenie do produkcji łożyska ulepszonej konstrukcji wymagało dodatkowych argumentów w postaci wyników dalszych badań doświadczalnych zachowania się łożyska w normalnej eksploatacji na typowych jednostkach handlowych. Takie badania zostały przeprowadzone na masowcu uniwersalnym 33500 TDW serii B447.

Celem zasadniczym podjętych badań była:

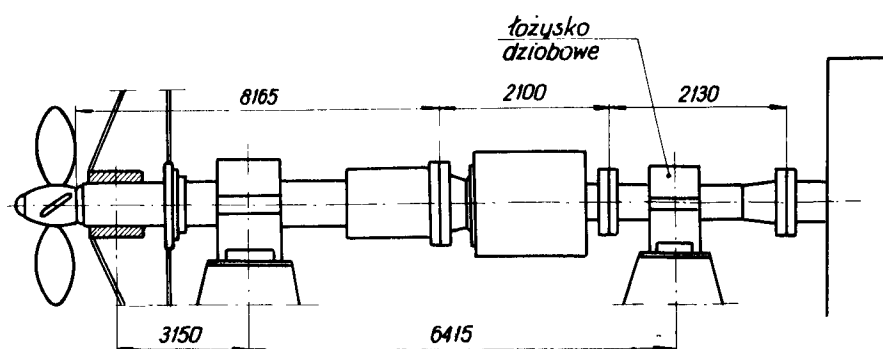
- ocena stanu termodynamicznego zmodernizowanego łożyska przy różnych stosunkach L/D panwi podpartej wahlwie w korpusie,
- ustalenie wpływu czynników eksploatacyjnych związanych ze stanem załadowania lub zabalastowania i stanem morza, na wartości rzeczywistych reakcji w łożyskach linii wałów.

Wykonywane równolegle badania służące weryfikacji wdrażanych metod racjonalnego projektowania i montażu okrętowych zespołów napędowych umożliwiały:

- określenie wartości reakcji w łożyskach po montażu na gotowo linii wałów, dla porównania ich z wartościami reakcji określonymi analitycznie,
- ocenę wpływu odkształceń kadłuba w różnych fazach budowy, na zmiany wartości reakcji w łożyskach linii wałów w stosunku do stanu pomontażowego.

Opracowany program badań obejmował pomiary wybranych wielkości w łożyskach linii wałów podczas budowy jednostki, w trakcie prób na morzu i w pierwszym rejsie eksploatacyjnym. Wybranymi wielkościami w łożyskach były reakcje rzeczywiste, temperatury oleju wpływającego ze strefy tarcia łożysk i przemieszczenia względnie panwi wahlwowych w zmodernizowanym łożysku.

Zmodernizowane łożysko zostało zamontowane w linii wałów jako łożysko dziobowe i podpierało wał pośredni (rys. 2).



Rys. 2.

Przebadano w nim oprócz panwi normalnej konstrukcji ($L/D=0,6$) dwie panwie o podparciu wahlwym w korpusie i stosunkach $L/D=0,3$ i $0,6$.

Wykorzystując doświadczenia z wcześniejszych badań [2] zastosowano zestaw aparatury pomiarowej umożliwiający równoczesną rejestrację ciągłą wszystkich wymienionych wielkości.

Otrzymane wyniki pomiarów opracowane statystycznie przy zastosowaniu analizy wariancyjnej pozwoliły na sformułowanie następujących wniosków:

- wprowadzenie wahliwego podparcia panwi w korpusie nie zaburzało stanu równowagi cieplnej łożyska,
- różna długość panwi niezależnie od sposobu podparcia jej w korpusie nie powodowała widocznych zmian temperatury w strefie roboczej łożyska,
- istnieje wyraźny wpływ czynników związanych z procesem budowy statku i montażu linii wałów wykonanym na pochylni na zmiany obciążenia łożysk,
- wartości reakcji rzeczywistych w łożyskach uzależnione są od stanu morza i stanu załadowania jednostki, jakkolwiek wymienione czynniki nie powodowały w czasie prowadzonych pomiarów zmian położeń osi podpartej wahlwie panwi, względem korpusu łożyska.

LITERATURA

- [1] Maciakowski R., Kochanowski M., Zajączkowski J.: *Analiza konstrukcji łożysk ślizgowych okrętowych linii wałów*. Zeszyty Naukowe Politechniki Gdańskiej, Nr 138/1968.
- [2] Zajączkowski J.: *Weryfikacja doświadczalna nowej konstrukcji łożyska linii wałów okrętowych w rzeczywistych warunkach pracy. Zagadnienia tarcia, zużycia i smarowania*. Zeszyt 10/1971.

Summary

Investigation results of the new selfaligning slide — bearing supporting shafts — line are presented. Investigation tests has been carried out on the one of serial builded bullcarrier ship. Taking under consideration bearing working properties the designing criteria for new journal — bearing has been estimated.

Реферат представляет результаты испытании улучшенного радиального подшипника скольжения, судового валопровода, выполненных на универсальном, дерийной судне для перевоза массовых грузов. Зделано попытки определения влияния некоторых конструкционных черт змодернизованного подшипника на его эксплуатационные свойства.

SZTYWNOŚĆ WAŁU Z PIASTĄ OSADZONĄ Z LUZEM DODATNIM

Sztywność wału wyznaczono przy założeniach upraszczających: piasta jest doskonale sztywna, obciążenie przejmowane przez piastę, jest przekazywane na powierzchniowo sztywny wał w punktach jego styku z piastą. Rozwiązanie zagadnienia sprowadzono do opisanego dwóch stanów kryterialnych. Pierwszy stan kryterialny opisuje obciążenie kasujące luzy montażowe oraz zastępczy moment bezwładności pierwszego rodzaju, a drugi — opisuje siły wewnętrzne i zastępczy moment bezwładności drugiego rodzaju

WYKAZ SYMBOLI

- E — moduł Younga
 J_1 — moment bezwładności gładkiego wału
 J_{21} — zastępczy moment bezwładności pierwszego rodzaju
 J_{2II} — zastępczy moment bezwładności drugiego rodzaju
 L — rozstaw podpór
 L_0 — luz montażowy
 P — siła obciążająca złącze po skasowaniu luzu montażowego
 P_0 — siła kasująca luzy montażowe
 R — siła wewnętrzna
 m — stosunek szerokości piasty do rozstawu podpór

Przeprowadzone rozważania dotyczą symetrycznie obciążonego siłą poprzeczną złącza, składającego się z piasty symetrycznie osadzonej na wale.

Pierwszy stan kryterialny dotyczy wyznaczenia siły kasującej luzy montażowe między piastą i wałem oraz zastępczego momentu bezwładności pierwszego rodzaju. Wychodząc z równania przemieszczeń wyznaczono siłę kasującą luzy montażowe w postaci wzoru:

$$P_0 = \frac{96EJ_1L^{-3}L_0}{3(1-m)m^2}. \quad (1)$$

Zastępczy moment bezwładności pierwszego rodzaju wyznaczono z warunku równości energii odkształcenia sprężystego złącza i jednorodnego wału o skończonej zmiennej średnicy. Wzór wynikający z tego warunku przyjmuje postać:

$$\frac{J_{21}}{J_1} = \frac{3-3m+m^2}{3(1-m)^2}. \quad (2)$$

Drugi stan kryterialny dotyczy wyznaczenia siły wewnętrznej, która pojawi się po skasowaniu luzów montażowych na krawędziach piasty i w punkcie styczności wału z piastą oraz zastępczego momentu bezwładności drugiego rodzaju. Wewnętrzną siłę wyznaczono z równania przemieszczeń w postaci wzoru:

$$R = \frac{3P(1-m)m^2 - 96EJ_1L^{-3}L_0}{2m^3} \quad (3)$$

Zastępczy moment bezwładności drugiego rodzaju określono z tego samego warunku co zastępczy moment bezwładności pierwszego rodzaju (2) i jego postać jest opisana wzorem:

$$\frac{J_{2II}}{J_1} = \frac{3 - 3m + m^2}{3(1-m)^2 - \left[3\frac{R}{P}(1-m)m - \left(\frac{R}{P}\right)^2 m^2 \right]} \quad (4)$$

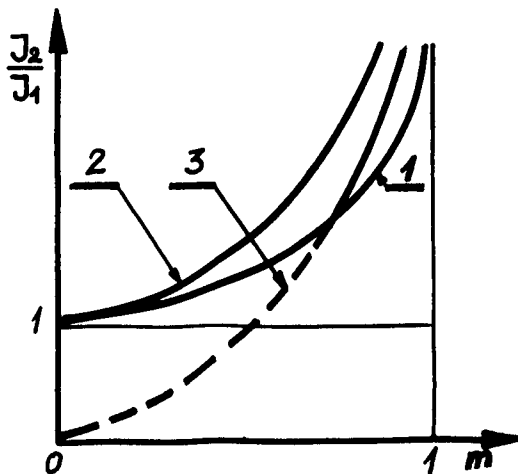
W literaturze [1] autorzy podali inną postać wzoru opisującego moment bezwładności drugiego rodzaju, a mianowicie:

$$\frac{J_{2II}}{J_1} = \frac{4m - 4m^2 + 1,33m^3}{(1-m) \left[m - m^2 + \frac{c}{m} \right]} \quad (5)$$

gdzie:

$$c = \frac{96EJ_1L^{-3}L_0}{P}$$

Porównanie wzorów 2, 4, 5 przedstawiono na wykresie rys. 1. Na tym rysunku krzywa 1 przedstawia przebieg bezwymiarowego, zastępczego momentu bezwładności pierwszego rodzaju, krzywe 2 i 3 przedstawiają przebiegi bezwymiarowych, zastępczych momentów bezwładności drugiego rodzaju opisanych wzorami (4) i (5). Z przebiegu tych momentów wynika, że w pewnym zakresie wartości m moment bezwładności drugiego rodzaju jest mniejszy od pierwszego rodzaju (krzywa 3 i 1), a to jest niemożliwe ze względów czysto fizycznych. Poza tym momenty obu rodzajów gdy m dąży do zera muszą dążyć do jedności. Z tego zatem wynika, że wzór (5) jest błędny.



Rys. 1

Uwagi końcowe

Na wyciągnięcie konkretnych wniosków jest jeszcze za wcześnie przy tym stanie opracowania. Jeżeli uda się rozwiązać to zagadnienie przy asymetrycznym położeniu piasty i asymetrycznym stanie obciążenia z uwzględnieniem odkształcalności stykowej piasty i wału to otrzymane wyniki pozwolą na dokładniejsze ustalenie obciążeń wału z uwagi na jego wytrzymałość zmęczeniową oraz na poprawniejsze przyjmowanie sztywności giętej do badań dynamicznych.

LITERATURA

[1] Kolcina N. I.: *Zubcattyje i cerwjacnyje peredaci*. Leningrad. Masinostrojenie 1974.

THE RIGIDITY OF THE SHAFT WITH THE HUB HAVING A POSITIV CLEARENCE

Summary

The rididity of the shaft with the hub having a positiv clearence can be determined when we assume the following approximations: The hub is entierey rigid, the load on the hub is transmitted on the shaft at the points of the contact between the hub and shaft. The solution of this problem consits on the description of two critical states. The first critical state describes: the load which eliminates the assembly dearence and also substitutional the secoud area moment of the first kind, the second one eliminates, the internal forces and the substitional second area moment of the second kind.

ЖЕСТКОСТЬ ВАЛА СО СТУПИЦЕЙ ПОСАЖЕННОЙ С ПОЛОЖИТЕЛНЫМ ЗАЗОРОМ

Содержание

Жесткость системы вал-ступица определена при следующих положениях: стипица абсолютно жесткая, нагрузка передается ступицей на вал в точках соприкосновеним. Решение задачи приводится к описанию двух критерияльных состояний. Первое опускает приведённый момент инерции первого рода а также нагрузку которая устраняет монтажный зазор; второе описывает внутренние силы и приведённый момент инерции второго рода.

BADANIA KONSTRUKCYJNE ELEKTROSTALOWNICZYCH PIECÓW ŁUKOWYCH W ŚWIETLE KRYTERIUM MINIMALNEGO POZIOMU HAŁASU.

Przedmiotem referatu są badania, mające na celu określenie środków i sposobów zmniejszenia hałasu emitowanego przez elektrostalownicze piece łukowe. W wyniku przeprowadzonych badań rozpoznane zostały wszystkie podstawowe czynniki warunkujące hałas emitowany przez piec łukowy oraz określono zakres środków i sposobów czynnej i biernej redukcji hałasu.

Stosowane w hutnictwie elektryczne piece łukowe emitują hałas, który stanowi jedno z najpoważniejszych zagrożeń dla zdrowia osób pracujących w pobliżu działającego pieca. Badania hałasu emitowanego przez elektryczne piece łukowe, których moc wynosi kilkadziesiąt MVA dowiodły, że jego poziom znacznie przewyższa 100 dB A. Wykazano, że w początkowym okresie pracy pieca poziom hałasu nie tylko osiąga wartość 120 dB A, ale nawet ją przewyższa. Tak więc poziom hałasu działającego pieca łukowego dochodząc do 120 dB A przekracza o ponad 30 dB A dopuszczalne normami poziomy hałas. Warunki zaś pracy załogi pogarszają panującą w pobliżu pieców wysoka temperatura oraz występowanie znacznego zapylenia miejsca pracy.

Chcąc spełnić kryteria ergonomiczne podjęto badania, których celem jest określenie środków i sposobów skutecznego zabezpieczenia załogi przed skutkami nadmiernego hałasu. Aby efekt ten osiągnąć koniecznym było możliwie precyzyjne określenie parametrów hałasu, przyczyn wzbudzenia oraz określenia dróg przenikania hałasu na halę stalowniczą. Należało więc rozpoznać strukturę pola akustycznego wywoływanego wokół pieca i określić zachodzące związki przyczynowo-skutkowe pomiędzy czynnikami warunkującymi zjawisko hałasu i parametrami efektu akustycznego. Podjęte przez Instytut Podstaw Konstrukcji Maszyn badania środków i sposobów redukcji hałasu zostały usystematyzowane w sposób następujący.

Po pierwsze, podjęte zostały badania w zakresie środków i sposobów czynnej redukcji hałasu, których celem jest minimalizacja drgań akustycznych emitowanych przez źródło.

Po drugie podjęte zostały badania nad wykorzystaniem znanych środków i sposobów biernej redukcji hałasu, ze względu na możliwości adaptacyjne do warunków eksploatacyjnych.

Zarówno określenie środków i sposobów czynnej redukcji hałasu oraz biernej redukcji hałasu wymagało opracowania metody badań akustycznych tak aby możliwe było rozpoznanie przyczyn i uwarunkowań wywoływanego efektu akustycznego. Rozpoznane prawidłowości przedstawione zostały w jednym ze sprawozdań [L. 1].

W wyniku przeprowadzonych badań czynną redukcję hałasu postanowiono osiągnąć na drodze:

- stabilizacji łuku elektrycznego,
- doboru odpowiednich parametrów technologicznych.

U podstaw badań nad środkami i sposobami czynnej redukcji hałasu istnieje założenie, że każdy środek techniczny w procesie realizacji określonego zadania emituje hałas, którego poziom może być zoptymalizowany, to znaczy jest możliwa minimalizacja hałasu ze względu na zadany układ kryteriów. Jednocześnie minimalizacja hałasu na drodze czynnej stanowi okoliczność sprzyjającą dla uzyskania efektu biernej redukcji hałasu.

W przypadku badanego obiektu głównym źródłem drgań akustycznych jest łuk elektryczny. Przeprowadzone badania wykazały niestabilność łuku zależną od:

- granulacji złomu,
- stanu strukturalnego wsadu,
- konstrukcji elektrody.

Ostatnio przeprowadzone zostały badania nad wpływem struktury elektrody grafitowej na stabilizację łuku elektrycznego. Wstępne badania wykazały, że istnieje celowość prowadzenia badań nad wpływem dodatku tytanu na stabilizację łuku elektrycznego. Pozytywny efekt wstępnych badań pozwala przypuszczać, że odpowiednia zmiana konstrukcji elektrody grafitowej będzie miała wpływ redukujący na hałas.

Efekt biernej redukcji hałasu postanowiono osiągnąć poprzez zbadanie możliwości:

- stosowania osłony przeciwdźwiękowej,
- wprowadzenia zmian konstrukcyjnych do kabiny sterowniczej,
- wprowadzenia zmian konstrukcyjnych elektrycznego pieca łukowego.

W wyniku dotychczas przeprowadzonych badań stwierdzono, że istnieje wyraźna zależność pomiędzy poziomem hałasu na stanowiskach roboczych pieca łukowego a niektórymi jego cechami konstrukcyjnymi.

W zakresie konstrukcji tzw. części mechanicznej pieca łukowego podstawowym czynnikiem wpływającym na głośność pieca jest stopień sprawności całej obudowy komory pieca, traktowanej jako osłona akustyczna.

Na efektywność tej osłony wpływają głównie następujące czynniki:

- struktura materiałowa przekroju poprzecznego obudowy komory pieca,
- stosunek sumarycznej powierzchni wszystkich otworów i szczelin w obudowie pieca do jego całkowitej powierzchni,
- geometryczna postać konstrukcyjna pewnych fragmentów płaszcza i sklepienia pieca łukowego.

LITERATURA

- [1] Praca badawcza: „Budowa skutecznego zabezpieczenia załogi przed skutkami nadmiernego hałasu przy piecach łukowych 50 t” — Instytut Podstaw Konstrukcji Maszyn Politechniki Śląskiej Gliwice 1973—1976.
- [2] Makomaski M., Kaźmierczak J.: „Investigations concerning the means and ways of reducing noise emitted by an electric arc furnace for the smelting of steel” — 1976 Noise Control Conference Warszawa 1976.

CONSTRUCTIONAL INVESTIGATIONS OF AN ELECTRIC ARC FURNACE ON ACCOUNT OF THE MINIMAL NOISE LEVEL CRITERION

Summary

In the paper has been represented investigations with the aim of finding means and ways for reducing the noise emitted by an electric arc furnace. In the result of investigations it has been recognized all fundamental factors affecting the phenomena of noise and found the range of means and ways of the active and passive reduction of noise.

КОНСТРУКЦИОННЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ДРУГИХ ПЕЧЕЙ ПРИНИМАЯ КРИТЕРИЙ МИНИМУМА УРОВНЯ ШУМА.

Предметом реферата являются исследования имеющие целью определить средства и способы уменьшения шума другой печи для производства стали. В результате этих исследований были распознаны все основные агенты обуславливающие шум другой печи. Определён диапазон средств и способов активного и пассивного уменьшения шума

ANALIZA KINEMATYCZNA I ROZPŁYW MOCY W STOISKOWEJ CZTEROBIEGOWEJ PRZEKŁADNI ZĘBATEJ

W pracy przedstawiono analizę kinematyczną oraz rozpływ mocy w stoiskowym, czterobiegowym reduktorze planetarnym. Podano możliwe wersje rozwiązań oraz kryteria ich doboru przy poczynionych wstępnie założeniach konstrukcyjnych.

WYKAZ SYMBOLI

- i_{pq}^r — przełożenie między członami p i q przy nieruchomym członie r
 ω_x — prędkość kątowa członu x
 N_o — moc nominalna
 O — wał wejściowy
 W — wał wyjściowy

Badania stoiskowe skrzyń biegów, przekładni bocznych, skrzyń rozdzielczych itp., stosowanych w maszynach roboczych ciężkich wymagają dla zapewnienia programu badań pokrywającego się z warunkami eksploatacji uzyskiwania na wejściu do badanych obiektów zmiennych prędkości obrotowych. Wymagania te mogą być realizowane poprzez prowadzenie prób w ciągu kinematycznie zamkniętym (tzw. układ mocy krążącej) oraz w układzie otwartym. W każdym z tych przypadków napęd układu może być uzyskany na drodze elektrycznej, co nie jest zbyt wygodne przy dużych mocach przekazywanych do układu, oraz poprzez napęd za pomocą silnika spalinowego. W tym ostatnim przypadku dla umożliwienia rozwijania pełnej mocy silnika, a równocześnie zapewnienia wymagań odnośnie gamy prędkości obrotowych, zachodzi konieczność zastosowania pośredniego członu, jaki w rozważanym przypadku stanowi czterobiegowy reduktor planetarny.

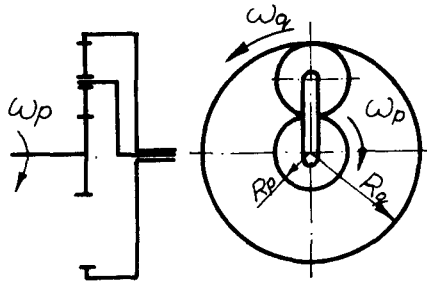
Wielobiegowe reduktory planetarne są praktycznie stosowane jako planetarne skrzynie biegów. Należy zaznaczyć, że parametry przy jakich pracują (moc do 200 kM i maksymalny moment na wyjściu do 60 kGm) stwarzają możliwość zastosowania finiezyjnych rozwiązań konstrukcyjnych. Przedmiotem naszych rozważań jest reduktor pracujący przy nominalnej mocy 700 kW, obrotach wejściowych 2500 obr/min i czterech przełożeniach roboczych 4, 8, 16 i 20. Parametry te obrazują skalę trudności jaka pozostaje do pokonania przy tworzeniu konkretnego wyrobu.

Do budowy przekładni obiegowych wielozmianowych stosowane są mechanizmy w dwóch, trzech i więcej stopniach swobody. Wybór takiego lub innego mechanizmu podyktowany jest względami ekonomicznymi, niezawodnością i pewnością działania, jak również możliwością skonstruowania wyrobu o rozsądnych i możliwych do przyjęcia w praktyce gabarytach. Z tego też względu przeprowadzona analiza doboru elementów składowych przekładni wykazała celowość zastosowania mechanizmów o dwóch stopniach swobody. Do podstawowych ich zalet należy

zaliczyć stosunkowo znaczną łatwość syntezy oraz prostotę obsługi przy zmianie przełożenia, gdzie włączanie określonego stopnia sprowadza się do operowania jednym tylko organem sterującym. Zasadniczą wadą takiego sposobu rozwiązania jest konieczność stosowania tylu mechanizmów prostych ile przewidzianych jest przełożeń.

Koncepcję struktury przekładni wielobiegowej oparto na pojedynczych przekładniach trójczłonowych o wewnętrznym przełożeniu ujemnym (rys. 1)

$$i_{pq}^r = \frac{\omega_p - \omega_r}{\omega_q - \omega_r} = -\frac{R_q}{R_p} \quad (1)$$



Rys. 1.

Za wyborem tego rodzaju przekładni pojedynczej przemawiają względy technologiczne (stosunkowo duża łatwość wykonania) oraz względy eksploatacyjne (współczynnik sprawności 0,97—0,98 i jest w porównaniu z innymi przekładniami pojedynczymi wyższy). Liczbowa wartość przełożenia wewnętrznego jest ograniczona. Warunek ten związany jest ze stosunkowo dużą mocą, którą przekładnia ma przenosić, co rzutuje na liczbę kół obiegowych w danym członie oraz możliwości ich odpowiedniego łożyskowania. Z tego też względu przełożenie i_{pq}^r powinno być zawarte w granicach.

$$1,5 \leq |i_{pq}^r| \leq 3 \quad (2)$$

Z możliwością zastosowania łożyskowania tocznego satelitów oraz zapewnienia odpowiedniej trwałości łożysk związana jest maksymalna prędkość kątowna elementów wchodzących w skład poszczególnych członów prostych, która winna być zawarta w granicach

$$|\omega_{max}| \leq (1,5 \div 2)\omega_o \quad (3)$$

Rozważana przekładnia będzie zawierała $k+2$ członów roboczych do których należą $k=4$ człony hamowane oraz wał wejściowy i wał wyjściowy. Z sześciu podanych wyżej członów roboczych można zestawzić

$$c = \binom{6}{3} = 20 \quad (4)$$

mechanizmów prostych, mogących wejść w skład przekładni, których przełożenie wewnętrzne musi spełniać warunek (2). Z uwagi na to ograniczenie w dalszym ciągu analizy można brać pod uwagę tylko 5 zestawów. Z tych członów przyjętych do konstrukcji schematów kinematycznych można zestawić

$$K = \binom{5}{4} = 5 \quad (5)$$

przekładni czterobiegowych, z których jedna nie może wchodzić w rachubę do dalszych rozważań, bo żaden z wchodzących w jej skład mechanizmów prostych nie zawiera wału wejściowego O . Schematy kinematyczne podanych zestawów podaje rys. 2, gdzie cyframi 1, 2, 3, 4 oznaczono człony hamowane.

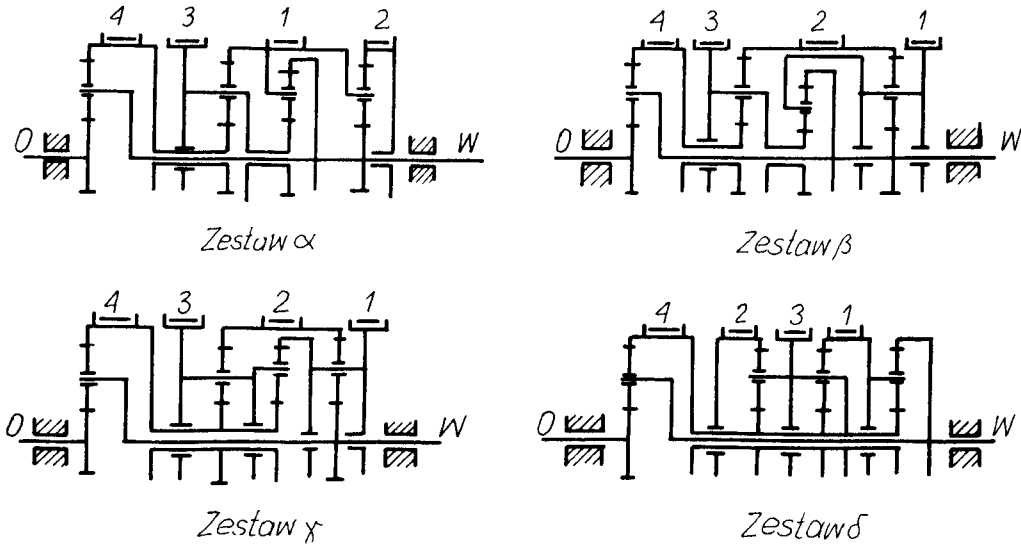
Dla zapewnienia racjonalnego rozwiązania koniecznym jest również spełnienie warunku (3), na którego analizę pozwala równanie prędkości kątowych napisane dla członów hamowanych r ($r=1, 2, 3, 4$):

$$(1 - i_{ow}^r) \omega_r = \omega_o - i_{ow}^r \omega_w \quad (6)$$

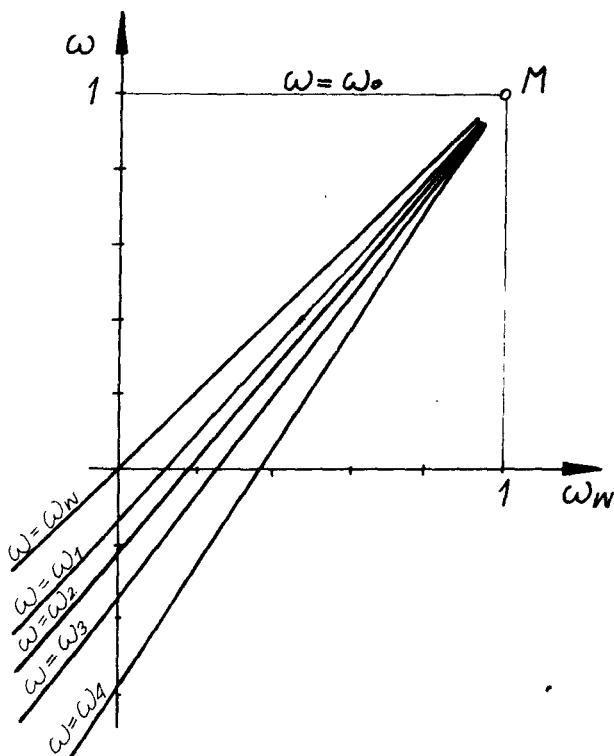
Równanie (6) stanowi uogólnioną formę zależności podanej dla jednego członu 1 i wyprowadzone zostało przez autorów a jego geometryczna interpretacja przedstawiona jest na rysunku 3. Wykres ten wraz z równaniem:

$$\omega_s = (\omega_p - \omega_q) \frac{2}{1 + i_{pq}^r} \quad (7)$$

pozwala na pełną analizę kinematyczną przekładni czterobiegowej.



Rys. 2.



Rys. 3.

Ważnym zagadnieniem występującym przy rozwiązywaniu tego typu przekładni jest rozplyw mocy w poszczególnych członach, ze względu na występującą moc krążącą. Nałożone ograniczenia kinematyczne pozwoliły na maksymalny wzrost mocy dla pewnych łańcuchów o 25% mocy nominalnej, co stanowi niewielki procent w stosunku do przeciążeń podawanych przez literaturę ($2 \div 3N_0$) [2, 3].

Podany na rys. 2 zestaw schematów przekładni nie wyczerpuje wszystkich możliwych rozwiązań, są to jednak koncepcje mogące znaleźć praktyczne zastosowanie. Spośród czterech wersji do praktycznej realizacji wybrano wariant α , charakteryzujący się małą liczbą współśrodkowych wałów oraz krótkimi odcinkami połączeń poszczególnych członów, co przy wybranej koncepcji łożyskowania tocznego odgrywa ważną rolę.

Podany sposób projektowania wielobiegowych przekładni planetarnych charakteryzuje się racjonalną ciągłością postępowania oraz stosunkowo szybko prowadzi do osiągnięcia funkcjonalnej konstrukcji.

LITERATURA

- [1] Wołkow D., Krajniew A.: *Planietarnyje, wolnowyje i kombinirowannyje pieriedaczi*. Moskwa: Maszynostrojenije 1968.
- [2] Lovoie Franis I.: *Unigue planetary reducers whirl at super speeds*. Machine Design. 1965. Nr 10.
- [3] Looman J.: *Zahnradgetriebe*. New York: Springer — Verlag 1970.

KINEMATISCHE BEZIEHUNGEN UND KRAFTÜBERTRAGUNG IN DER VIERSTUFIGEN PLANETENTRIEBKASTEN

In der vorgestellten Publikation handelt es sich um kinematische Analyse und Kraftübertragung in der vierstufigen Stirnradplanetentriebkasten. Für augenommene Konstruktionsanforderungen zeigt man verschiedene Ausführungsmöglichkeiten und Auswahl der richtigsten Lösung.

КИНЕМАТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ И РАСПРЕДЕЛЕНИЕ МОЩНОСТИ В СТЕНДОВОЙ ЧЕТЫРЁХБЕГОВОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ

Краткое содержание

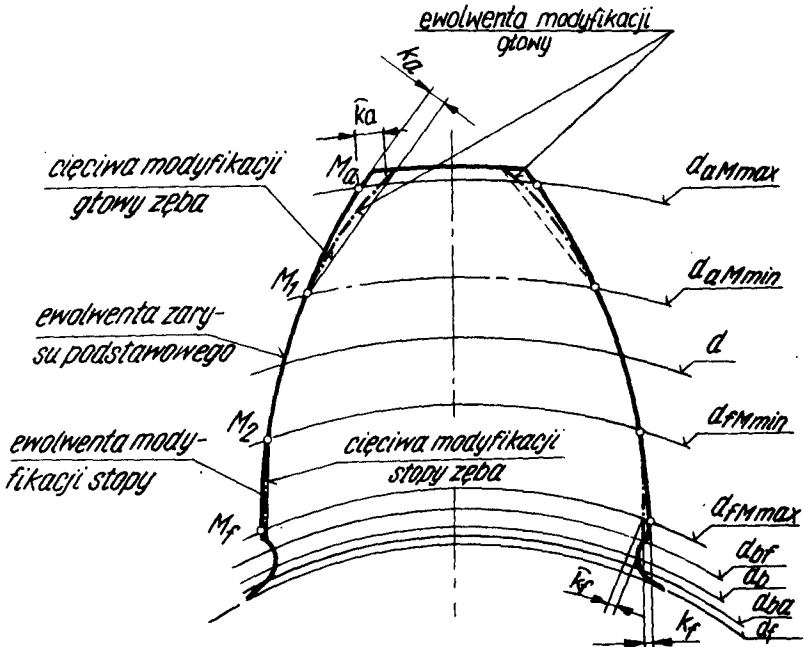
В работе представлено кинематическое исследование и распределение мощности в стендовом, четырёхбеговом планетаном редукторе. Представлены возможные варианты разрешений и критерии их подбора при заданных вступительно конструкционных заданиях.

MODYFIKACJA ZARYSU NA WYSOKOŚCI ZĘBA

W pracy przedstawiono typowe przypadki spotykanych w praktyce sposobów określania modyfikacji zarysu głowy i stopy zęba na jego wysokości.

WYKAZ SYMBOLI

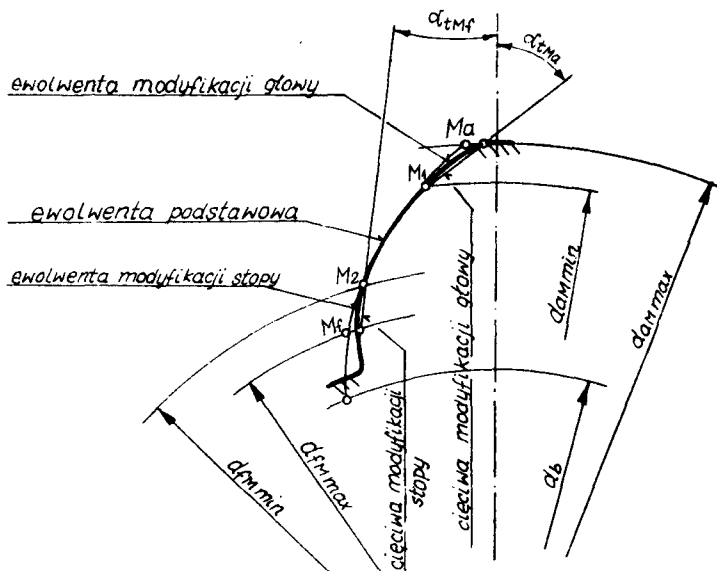
- d – średnica walca podziałowego,
- d_a – średnica wierzchołków,
- d_f – średnica podstaw,
- d_b – średnica zasadnicza,
- d_{bf} – średnica zasadnicza a dla ewolwenty y modyfikacji stopy,
- d_{ba} – średnica zasadnicza dla ewolwenty modyfikacji głowy,
- d_{aMmax} – średnica modyfikacji głowy u wierzchołka,
- d_{aMmin} – średnica początku modyfikacji głowy,
- d_{fMmin} – średnica początku modyfikacji stopy,
- d_{fMmax} – średnica modyfikacji stopy u podstawy,
- $k_{a,f}$ – wielkość modyfikacji głowy lub stopy zęba,
- L_M – długość ewolwenty podstawowej,
- L_w – długość wykresu zarysu zęba,
- ρ – promień krzywizny ewolwenty podstawowej,
- τ – kąt odwinięcia ewolwenty podstawowej,
- α_{tMa} – czołowy kąt nachylenia cięciwy modyfikacji głowy do osi zęba,
- α_{tMf} – czołowy kąt nachylenia cięciwy modyfikacji stopy do osi zęba,



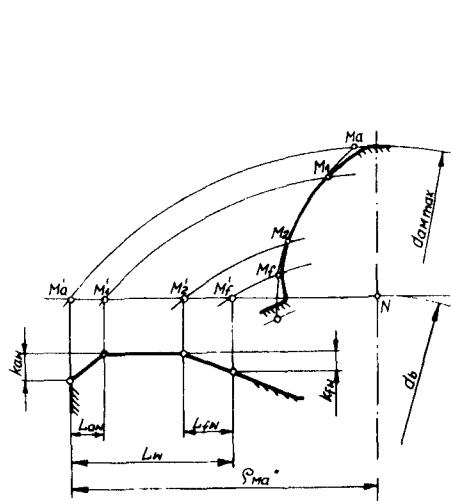
Rys. 1.

Modyfikacja jest jednym ze sposobów korygowania uzębienia na jego wysokości polegająca na odchyleniu zarysu zęba w głąb materiału. Geometrię zęba z modyfikowanym zarysem przedstawia rys. 1.

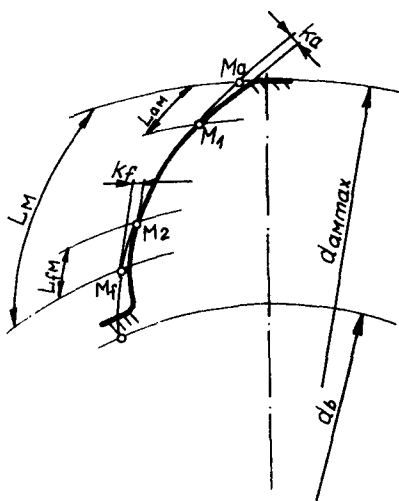
Modyfikację zarysu na wysokości zęba stosuje się przede wszystkim do uzębień o podwyższonych wymaganiach i wykonuje się w zasadzie podczas obróbki wykańczającej uzębienia odpowiednio ukształtowanym narzędziem. W związku z wykonywaniem kół zębatych o modyfikowanych zarysach istnieje konieczność obliczania parametrów geometrycznych takich uzębień oraz konstruowania narzędzi obwodniowych do ich wykonania.



Rys. 2.



Rys. 4.



Rys. 3.

Punktem wyjściowym do obliczeń jest rysunek wykonawczy uzębienia z naniesionymi na nim wielkościami modyfikacji zarysu ustalonymi przez konstruktora.

Istnieje kilka metod opisu modyfikacji głowy i stopy zęba, które zostaną scharakteryzowane w dalszej części pracy.

Przypadek 1, w którym elementy geometryczne modyfikacji określa się średnicami i kątami nachylenia cięciw modyfikacji do osi zęba. Geometrię zęba z tak opisaną modyfikacją przedstawia rys. 2.

Przypadek 2, w którym elementy geometryczne modyfikacji określa się średnicami oraz normalną wielkością modyfikacji k_a i k_f (rys. 1.).

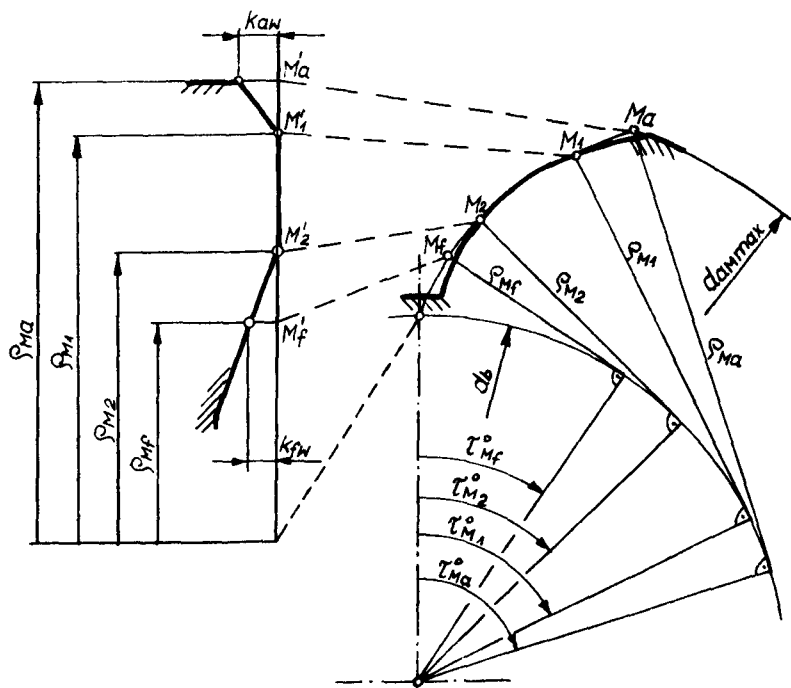
Przypadek 3, w którym elementy geometryczne modyfikacji określa się średnicami oraz wielkością modyfikacji k_a i k_f mierzoną po łuku (rys. 1.).

Przypadek 4, w którym elementy geometryczne modyfikacji określa się długością ewolwenty L_{aM} , L_{fM} i L_M oraz normalną wielkością modyfikacji k_a i k_f (rys. 3.).

Przypadek 5, w którym elementy geometryczne modyfikacji określa się na wykresie zarysu zęba (wg Maag a). Geometrię zęba z tak opisaną modyfikacją przedstawia rys. 4.

Przypadek 6, w którym elementy geometryczne modyfikacji określa się kątami odtaczania na wykresie zarysu zęba (rys. 5.).

Ze względu na coraz powszechniejsze stosowanie komputerowego obliczania geometrii uzębienia i narzędzi do uzębienia, istnieje konieczność transformacji przedstawionych sposobów opisu modyfikacji do jednego przypadku przyjętego za podstawowy.



Rys. 5.

Jako podstawowy przyjęto przypadek 1 przedstawiony na rys. 2, którego opis jest spójny z zapisem geometrii fazy u wierzchołka zęba. Umożliwia to wykorzystanie tego samego sposobu obliczeń geometrii uzębienia oraz geometrii narzędzia.

Transformacja opisu poszczególnych przypadków modyfikacji polega na obliczeniu, w oparciu o parametry geometryczne charakteryzujące dany sposób, parametrów geometrycznych jakimi jest opisana modyfikacja dla przypadku podstawowego, a więc średnic modyfikacji oraz kątów nachylenia cięćw modyfikacji do osi zęba.

Jednocześnie należy nadmienić, że zasady obliczania wielkości modyfikacji na wysokości zarysu zęba, wynikającej z analizy wytrzymałościowej pracy uzębienia, są opracowane w dostępnej literaturze [2].

LITERATURA

- [1] Markowski T., Rybak J.: *Klasyfikacja rodzajów korekcy zarysu na wysokości zęba*. Przegląd Mechaniczny, nr 12/76.
[2] Müller L.: *Przekładnie zębate*. Warszawa: WNT 1970.

MODIFIKATION DER EVOLVENTEN — ZAHNFLANKE

Zusammenfassung

In der vorgestellten Publikation handelt es sich um Modifikationsarten des Evolventenzahnes im Bereich des Zahnfusses und des Zahnkopfes.

МОДИФИКАЦИЯ ПРОФИЛЯ НА ВЫСОТЕ ЗУБА

Краткое содержание

В работе представлены типичные случаи наблюдаемых в практике способов определения модификации профиля головы и ножки зуба на его высоте.

POSZUKIWANIE OPTYMALNYCH PARAMETRÓW POŁĄCZENIA WCISKOWEGO STOŻKOWEGO

W pracy zaproponowano, wykorzystując ETO, metodę projektowania złączy wciskowych stożkowych zapewniającą wymaganą nośność połączenia i jednocześnie optymalne wymiary złącza. Uwzględniono rozrzut wielkości obliczeniowych. Konieczny minimalny wcisk oraz dobór rodzaju pasowania ustalono przy wykorzystaniu rachunku prawdopodobieństwa.

WYKAZ SYMBOLI

- M_s – moment skręcający [Nm]
- E – moduł sprężystości [N/mm²]
- R_z – średnia wysokość nierówności [mm]
- W_n – wcisk nominalny [mm]
- d – średnica [mm]
- l – długość [mm]
- β – kąt rozwarcia stożka [°]
- μ – wsp. tarcia
- ν – liczba Poissona

Zgodnie z przyjętą symboliką, można ustalić następujące wyrażenie określające wymagane naciski jednostkowe w połączeniu wciskowym stożkowym (rys. 1), obciążonym momentem skręcającym:

$$p = \frac{2M_s}{\pi \mu l d^2 \cos \beta} \quad (1)$$

Związek między naciskami jednostkowymi a odkształceniami, zgodnie z zależnością Lamego, ma postać:

$$W_n = \frac{2M_s}{\pi \mu l d \cos \beta} \frac{1 + \left(\frac{d_0}{d}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_0}{d}\right)^2} - \nu_1 \frac{1 + \left(\frac{d}{d_3}\right)^2}{1 - \left(\frac{d}{d_3}\right)^2} + \nu_2 + 1,2(R_{z_1} + R_{z_2}) \quad (2)$$

Dokonując przekształceń umożliwiających przeprowadzenie obliczeń na EMC, otrzymano:

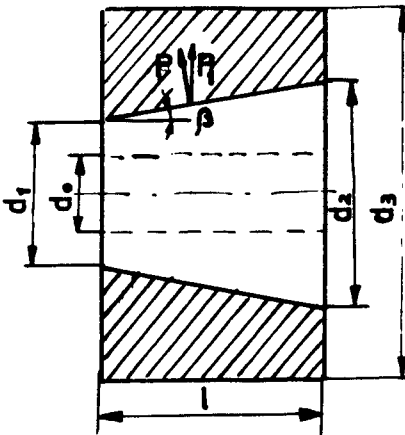
$$W_n = a_1 x_1 x_2 \frac{1 + (x_2 x_3)^2}{1 - (x_2 x_3)^2} - b_1 x_1 x_2 + a_2 x_1 x_2 \frac{(x_2 x_4)^2 + 1}{(x_2 x_4)^2 - 1} + b_2 x_1 x_2 + c \quad (3)$$

przy czym wielkości stałe a_1, a_2, b_1, b_2, c oraz wielkości zmienne x_1, x_2, x_3, x_4 wynoszą:

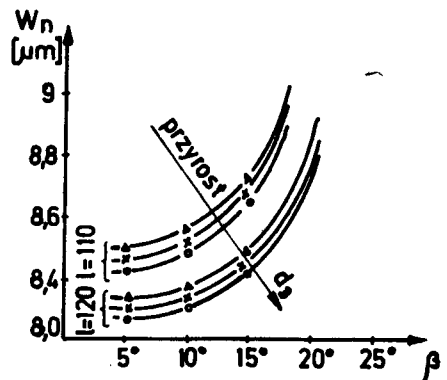
$$a_1 = \frac{2M_s}{\pi \mu E_1}; \quad a_2 = \frac{2M_s}{\pi \mu E_2}; \quad b_1 = a_1 v_1; \quad b_2 = a_2 v_2; \quad c = 1,2(R_{z1} + R_{z2}) \quad (4)$$

$$x_1 = \frac{1}{l \cos \beta}; \quad x_2 = \frac{1}{d}; \quad x_3 = d_0; \quad x_4 = d_3$$

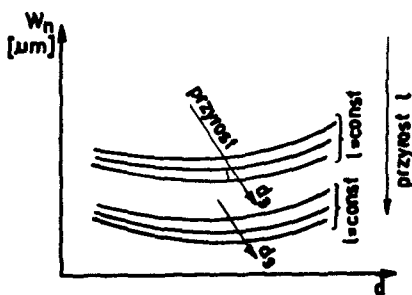
Wykorzystując metodę systematycznego przeszukiwania określono minimum funkcji (3) a wyniki obliczeń cyfrowych przedstawiono graficznie na rys. 2. Dla zobrazowania i porównania otrzymanych wyników z połączeniami walcowymi na rys. 3 przedstawiono poglądowy charakter zmian minimalnego wymaganego wcisku w złączu walcowym. Z porównania wynika, że wszystkie parametry geometryczne z wyjątkiem kąta rozwarcia stożka, charakterystycznego dla połączeń stożkowych, wpływają w obydwu przypadkach podobnie. Najkorzystniejszy kąt rozwarcia stożka zapewniający minimalny wcisk, wynosi $5^\circ \div 10^\circ$, co odpowiada zbieżności $1 \div 15$. Uwidacznia się również w połączeniach stożkowych większy wpływ długości połączenia niż w połączeniach walcowych.



Rys. 1. Schemat połączenia stożkowego



Rys. 2. Przebieg zmian wymaganego wcisku w połączeniu stożkowym



Rys. 3. Przebieg zmian wymaganego wcisku w złączu walcowym

Po ustaleniu optymalnych cech geometrycznych połączenia przeprowadzono obliczenia umożliwiające dobór rodzaju pasowania przy uwzględnieniu rozrzutu własności mechanicznych materiału.

Traktując parametry M , E , μ oraz R_z występujące w zależności (2) jako wielkości losowe i niezależne oraz wykorzystując metody rachunku prawdopodobieństwa, obliczono minimalny wcisk wymagany do zachowania nośności połączenia.

W tym celu określono wielkość oczekiwaną (przeciętną) funkcji (2), oraz odchylenie standardowe a następnie przedział ufności. W celu niedopuszczenia do odkształceń plastycznych łączonych elementów, przedział ufności jednostronnie ograniczono wartością wcisku wywołującą odkształcenia plastyczne.

LITERATURA

- [1] Mazanek E., Jarża S.: *Optymalny dobór pasowania w połączeniach wciskowych*. Przegląd Mechaniczny nr 19/1976.
- [2] Orłow P. J.: *Zasady konstruowania w budowie maszyn*. Warszawa: WNT 1971.
- [3] Koch P.: *Montaż a demontaż nalisowanych spojov tlokovym olejom*. Sbornik praci vysoke školy doprovni a vyzkummucho ustava doprovniho nr. 51/1972.

Summary

In the work the method of the design of the conical press—in joints has been proposed. The method considering the scatter of the analitical output quantities allows by the use of automatic calculations to determine the load capacity of the press—in joints and optimum of the joints dimensions.

Using probability mathematics the required press—inns and the type of fits has been determined.

Содержание

В работе предполагается метод проектирования соединений с натягом конусного вида с использованием ЭВТ. Метод обеспечивает достижение нужного сопротивления и одновременно оптимальных размеров воединений. Учитывается с разброс расчетных величин, нужный минимальный натяг а тоже подбор рода соединения.

Эти параметры установлено с помощью статистического исчисления.

WYZNACZENIE PARAMETRÓW PODCIĘCIA ZĘBÓW EWOLWENTOWYCH

Podano równania opisujące zarys podciętego zęba naciętego obwiedniowo nożem zębatkowym lub dłutakiem. Przedstawiono nowy sposób obliczania współrzędnych punktu granicznego ewolwenty. Sposób ten może być stosowany dla kół naciętych narzędziem o różnych zarysach wierzchołka zęba.

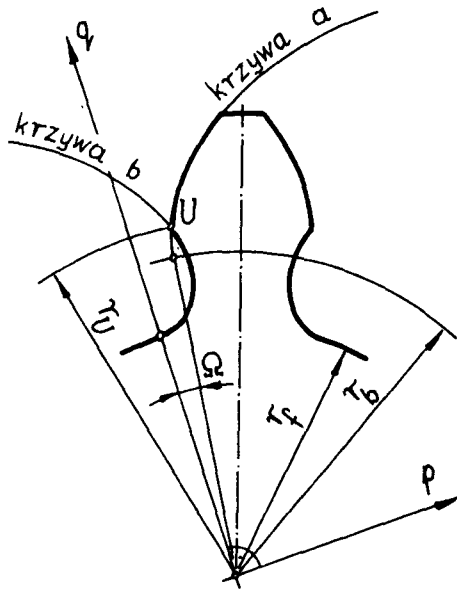
WYKAZ SYMBOLI

- a_w — rzeczywista odległość osi koła i dłutaka
- $h_{ad(z)}$ — wysokość głowy zęba dłutaka lub narzędzia — zębaki
- m_n — moduł
- r — promień okręgu podziałowego koła zębatego
- r_{ad} — promień okręgu wierzchołków dłutaka
- $r_{n(d)}$ — promień okręgu zasadniczego koła zębatego lub dłutaka
- $x_{(d)}$ — współczynnik przesunięcia zarysu koła lub dłutaka
- $z_{(d)}$ — liczba zębów koła lub dłutaka
- α — nominalny kąt zarysu
- α_w — toczny kąt przyporu
- $\rho_{s(d(z))}$ — promień zaokrąglenia wierzchołka zęba dłutaka lub zębaki
- Ω — kąt między osią rzędnych i prostą przechodzącą przez środek koła i punkt początkowy ewolwenty na okręgu zasadniczym
- Φ — kąt wychylenia promienia wodzącego ewolwenty od punktu początkowego
- Θ — kąt wychylenia promienia wodzącego łączącego środki koła obrabianego i narzędzia

Podcięcie zębów u podstawy w trakcie obróbki jest w zasadzie czynnikiem niepożądanym. Jednak w przypadku wysoko obciążonych kół nawęglanych podcięcie może być nawet celowo stosowane dla polepszenia technologiczności szlifowania zębów przez zapewnienie swobodnego wyjścia tarczy szlifierskiej. Zachowanie przy tym korzystnych naprężeń ściskających po obróbce cieplnej w podstawie zęba nie podlegającej szlifowaniu daje istotne zwiększenie wytrzymałości na zginanie [L.1].

Zarys boczny podciętego zęba (rys. 1) tworzą: ewolwenta (krzywa a) oraz krzywa przejściowa (krzywa b). Stanowiąca obwiednię położenia wierzchołka narzędzia krzywa przejściowa w podciętych zębie przecina ewolwentę powyżej okręgu zasadniczego w punkcie U. Położenie tego punktu może być określone przez promień r_U . Znajomość położenia punktu granicznego ewolwenty potrzebna jest do obliczeń geometrycznych zazębienia np. do wyznaczenia stopnia pokrycia koła o podciętych zębach z innym kołem zębatym.

Przedstawione w literaturze [L.2, 3] sposoby obliczania promienia r_U odnoszą się do przypadku nacinania zębów narzędziem — zębatką. Brak natomiast odpowiednich informacji dla dłutaków modułowych. Stąd zaistniała potrzeba opracowania



Rys. 1.

metody ogólnej, umożliwiającej obliczenie promienia r_v określającego położenie granicznego punktu podcięcia w kołach walcowych nacinanych obwiedniowo dowolnym narzędziem.

Równania opisujące zarys podciętego zęba

Do opisu matematycznego zarysu podciętego zęba przyjęto układ współrzędnych prostokątnych p, q (rys. 1). Środek układu leży w środku koła zębatego a oś rzędnych przechodzi przez punkt styczności krzywej przejściowej b z okręgiem podstaw.

W układzie tym ewolwenta (krzywa a) stanowiąca zasadniczą część zarysu zęba może być przedstawiona równaniem parametrycznym:

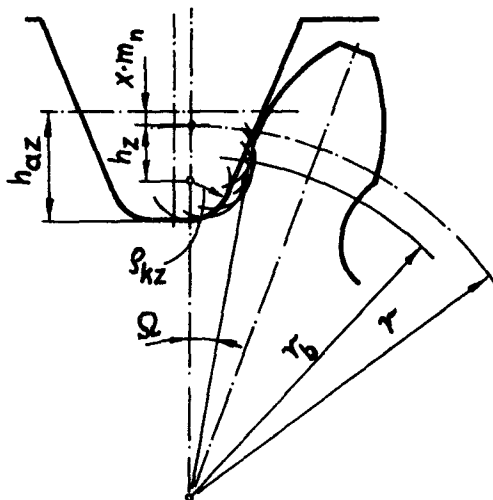
$$\begin{aligned} p_a &= r_b \cdot \sin(\Phi + \Omega) - r_b \cdot \Phi \cdot \cos(\Phi + \Omega) \\ q_a &= r_b \cdot \cos(\Phi + \Omega) + r_b \cdot \Phi \cdot \sin(\Phi + \Omega) \end{aligned} \quad (1)$$

Wartość kąta Ω zależy od rodzaju i parametrów narzędzia stosowanego przy obróbce. Dla narzędzia o zarysie zębalki (rys. 2) wartość kąta Ω można obliczyć z wzoru:

$$\Omega = \frac{h_z \cdot \operatorname{tg} \alpha + \frac{\rho_{kz}}{\cos \alpha}}{r} - \operatorname{inv} \alpha \quad (2)$$

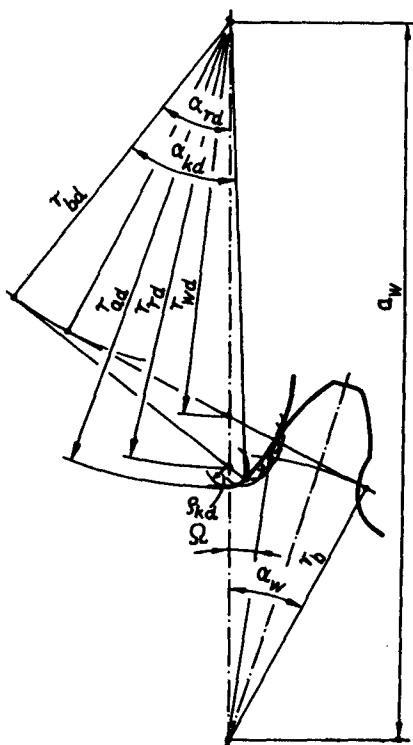
Z kolei wartość h_z można określić z zależności:

$$h_z = h_{az} - \rho_{kz} - x \cdot m_n \quad (3)$$



Rys. 2

W przypadku obróbki dłutakiem (rys. 3) kąt Ω wyznacza się z zależności (4) powstałej z przyrównania odpowiednich łuków na okręgach toczyń koła i dłutaka [L.4]:



Rys. 3

$$\Omega = \frac{(tg \alpha_{kd} - inv \alpha_w - \alpha_{rd})z_d}{z} - inv \alpha_w. \quad (4)$$

Wielkości wchodzące do wzoru (4) oblicza się z wzorów:

$$\alpha_{kd} = \arctg \frac{\sqrt{r_{rd}^2 - r_{bd}^2} + \rho_{kd}}{r_{bd}}, \quad (5)$$

$$\alpha_{rd} = \arccos \frac{r_{bd}}{r_{rd}}, \quad (6)$$

$$r_{rd} = r_{ad} - \rho_{kd}. \quad (7)$$

Krzywa przejściowa b utworzona jako obwiednia kolejnych położeń wierzchołka narzędzia jest w przypadku narzędzia o zarysie zębataki ekwidystantą wydłużonej ewolwenty, a w przypadku dłutaka z zaokrąglonymi wierzchołkami zębów — ekwidystantą wydłużonej epicykloidy.

Równanie parametryczne ekwidystanty wydłużonej ewolwenty można zapisać w postaci:

$$\begin{aligned} p_b &= -r \cdot \sin \theta + r \cdot \theta \cdot \cos \theta + h_z \cdot \sin \theta + \rho_{kz} \cdot \sin \delta_z \\ q_b &= r \cdot \cos \theta + r \cdot \theta \cdot \sin \theta - h_z \cdot \cos \theta - \rho_{kz} \cdot \cos \delta_z \end{aligned} \quad (8)$$

przy czym:

$$\delta_z = \arctg \frac{r \cdot \theta \cdot \cos \theta + h_z \cdot \sin \theta}{-r \cdot \theta \cdot \sin \theta + h_z \cdot \cos \theta},$$

zaś równanie ekwidystanty wydłużonej epicykloidy w postaci:

$$\begin{aligned} p_b &= -a_w \cdot \sin \theta + r_{rd} \cdot \sin(w \cdot \theta) + \rho_{kd} \cdot \sin \delta_d \\ q_b &= a_w \cdot \cos \theta - r_{rd} \cdot \cos(w \cdot \theta) - \rho_{kd} \cdot \cos \delta_d \end{aligned} \quad (9)$$

przy czym:

$$\delta_d = \arctg \frac{-a_w \cdot \sin \theta + r_{rd} \cdot w \cdot \sin(w \cdot \theta)}{-a_w \cdot \cos \theta + r_{rd} \cdot w \cdot \cos(w \cdot \theta)}, \quad w = 1 + \frac{z}{z_d}.$$

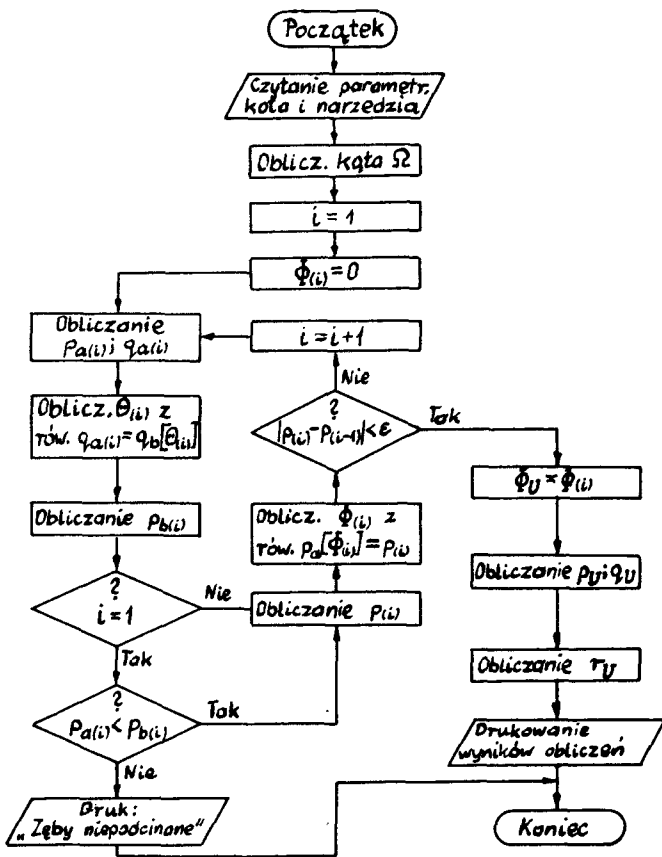
Sposób obliczania promienia r_v

Krzywe a i b opisane równaniami (1) oraz (8) lub (9) przecinają się w punkcie U . Przyrównując współrzędne tego punktu przynależne do krzywych a i b otrzymuje się układ równań z dwiema niewiadomymi Φ_v i θ_v :

$$\begin{aligned} p_a(\Phi_v) &= p_b(\theta_v) \\ q_a(\Phi_v) &= q_b(\theta_v). \end{aligned} \quad (10)$$

Otrzymaną w wyniku rozwiązania układu równań wartość Φ_v podstawia się do równania (1) wyznaczając współrzędne punktu U , a następnie wartość promienia r_v .

Układ równań (10) rozwiązuje się metodą iteracyjną, polegającą na obliczaniu kolejnych przybliżeń wartości $\Phi_{(i)}$ i $\theta_{(i)}$. W programie obliczeń na EMC ułożonym w



Rys. 4

oparciu o tę metodę wykorzystuje się zbieżność kolejno obliczanych wartości wyrażenia $p_{(i)} = 0,5(p_{a(i)} + p_{b(i)})$ do wartości p_L . Obliczanie prowadzi się aż do uzyskania założonej dokładności ϵ . Schemat blokowy programu obliczeń przedstawiono na rys. 4.

W początkowym etapie obliczeń przy $i=1$ sprawdza się czy przy danych parametrach koła i narzędzia występuje podcinanie zębów. Zęby są podcinane jeżeli przy $q_{a(1)} = q_{b(1)} = r_b \cdot \cos \Omega$ oraz $p_{a(1)} = r_b \cdot \sin \Omega$ zachodzi nierówność $p_{a(1)} < p_{b(1)}$. W przypadku gdy $p_{a(1)} \geq p_{b(1)}$ podcinanie zębów nie występuje.

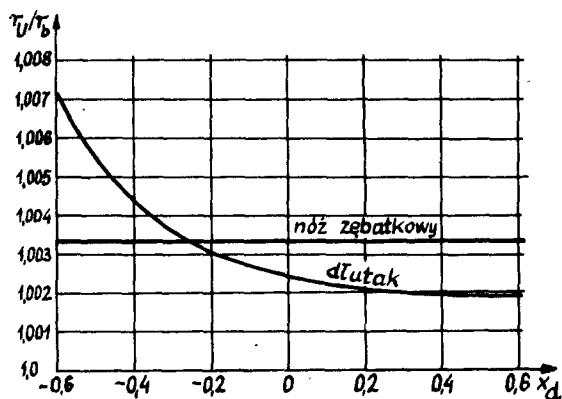
Wykorzystanie opracowanego sposobu obliczeń przy innych zarysach wierzchołków zębów narzędzi niż podane na rys. 2 i 3 wymaga zamiany w programie równania krzywej b oraz wzoru na kąt Ω .

Przykład wyznaczenia położenia punktu granicznego podcięcia

Przeprowadzono obliczenia dla zębniaka rozrusznika R11 stosowanego w silnikach ciągników rolniczych dla dwóch rodzajów narzędzi: noża zębatkowego i dłutaka modułowego. Parametry zębniaka: $z = 11; m_n = 3; \alpha = 15^\circ; x = 0,3333$; zęby proste.

Parametry noża zębatkowego: $h_{az}/m_n = 1,1667$; $\rho_{kz} = 0,7599$ mm. Parametry dłutaka: $z_d = 33$; $\rho_{kd} = 0$; $x_d = 0,6 \div -0,6$; $h_{ad}/m_n = 1,1667$.

Wyniki obliczeń przedstawiono na wykresie (rys. 5) w funkcji zmieniającej się w miarę zużywania dłutaka wartości x_d , wprowadzając bezwymiarową wielkość r_v/r_b , charakteryzującą położenie punktu granicznego ewolwenty w stosunku do okręgu zasadniczego.



Rys. 5

Podsumowanie

Przy obliczaniu zazębienia ewolwentowego z kołem o podciętych zębach potrzebna jest znajomość położenia granicznego punktu ewolwenty w podciętej stopie zęba. Według przedstawionej metody można wyznaczyć wartość promienia r_v stanowiącą odległość punktu granicznego od środka koła. Obliczanie opiera się na iteracyjnym wyznaczaniu pierwiastków układu równań przestępnych, opisujących zarys podciętego zęba, z pomocą ETO. Metoda ta może być stosowana dla kół naciętych obwodniowo narzędziami o różnych zarysach wierzchołka zęba.

LITERATURA

- [1] Vulgakov E.B.: *Zubcatyeperedaci s ulucsemyimi svojstvami*. Moskwa 1974. s. 202—231.
- [2] Dawydov Ja. S.: *Podrez zubev reecnym instrumentom*. IVUZ Masinostroenie 1963. Nr 6, s. 5—15.
- [3] Talke K.: *Berechnung des Unterschnittradius bei Evolventenverzahnungen*. Antriebstechnik 1971. Nr 3, s. 75—80.
- [4] Golenko A., Michniewicz M.: *Promień karbu zębów nacinanych dłutakiem modułowym*. Zeszyty Naukowe Politechniki Łódzkiej, Zeszyt Specjalny nr 10, 1975. s. 279—285.

DETERMINATION OF THE INVOLUTE TOOTH UNDERCUT PARAMETERS

Summary

The equations describing the shape of the undercut tooth generated with the basic rack or the pinion — shaped cutter are given. The new method for the calculations of the cusp point coordinates is presented.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ПОДРЕЗАНИЯ ЭВОЛЬВЕНТНЫХ ЗУБЬЕВ

Краткое содержание

Даны уравнения контура подрезанных збъев изготовленных методом обката инструментом реечного типа или долбьяком. Изложен новый способ пасчёта координат граничной точки профиля эвольвенты.

WYBRANE ZAGADNIENIA TRWAŁOŚCI GÓRNICZYCH MASZYN URABIAJĄCYCH I TRANSPORTOWYCH

W referacie przedstawiono wybrane zagadnienia i wyniki badań trwałości maszyn górniczych urabiających i transportujących.

W systemach mechanizacji wydobywania węgla kamiennego powszechnie stosowane są zmechanizowane kompleksy ścianowe, których podstawę stanowią maszyny urabiające takie jak kombajny i strugi węglowe. Do odstawy urobku w ścianach węglowych używane są ciężkie przenośniki zgrzeblowe. W układach napędowych wymienionych maszyn wykorzystywane są specjalnie przystosowane przekładnie zębate. Jako ciągnia robocze kombajnów, strugów i górniczych przenośników zgrzeblowych stosowane są łańcuchy ogniwo-wo- wysokiej wytrzymałości łączone specjalnymi elementami złącznymi.

Jak wynika z badań eksploatacyjnych najczęstszą przyczyną awaryjnych postojów ścianowych maszyn urabiających i transportowych są uszkodzenia elementów przekładni zębatych (głównie uszkodzenia uzębień w postaci zużycia ściernego, przelomów zmęczeniowych i zmęczeniowego wykruszania warstwy wierzchniej) oraz zmęczeniowe zniszczenia elementów cięgien łańcuchowych. Uszkodzenia te decydują silnie zwłaszcza o niezawodności przenośników zgrzeblowych. Zniszczenia uzębień przekładni i zerwania cięgien łańcuchowych stanowią łącznie 50% sumarycznego czasu awaryjnych postojów przenośników [1, 2]. Postoje przenośników urobku wymuszając postój całego kompleksu ścianowego są przyczynami bardzo dużych strat wydobywania węgla.

Omówione uszkodzenia są szczególnie spowodowane trudnymi warunkami pracy maszyn w środowisku kopalnianym. Układy napędowe i cięgnowe przenośników narażone są na znaczne obciążenia zmienne z silnymi przeciążeniami. Środowisko kopalniane charakteryzuje się intensywnym oddziaływaniem ściernym wskutek obecności pyłu zawierającego cząstki o dużej twardości oraz piasku podsadzowego.

W procesie niszczenia elementów maszyn górniczych współdziałają często bardzo silne oddziaływania korozyjne występujące wskutek wysokiej wilgotności względnej atmosfery kopalnianej. Oddziaływania te szczególnie nasilają się gdy wody kopalniane są zasolone, urabiany węgiel zasiarczony oraz gdy stosowana jest technika strzelnicza. Korozję elementów maszyn intensyfikują prądy błędzące oraz specyficzne procesy bakteryjne.

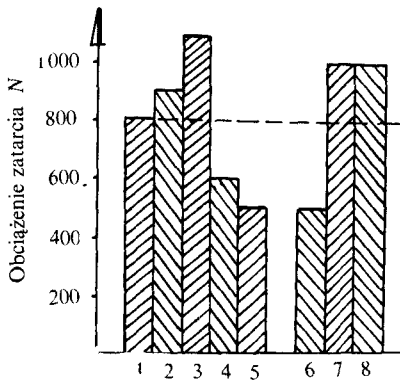
W przypadku zespołów napędowych maszyn górniczych warunki pracy są szczególnie trudne ze względu na częste i ciężkie rozruchy, niekorzystne warunki

termiczne, dużą zmienność położenia w wyniku zmienności zalegania pokładów oraz utrudnioną konserwację.

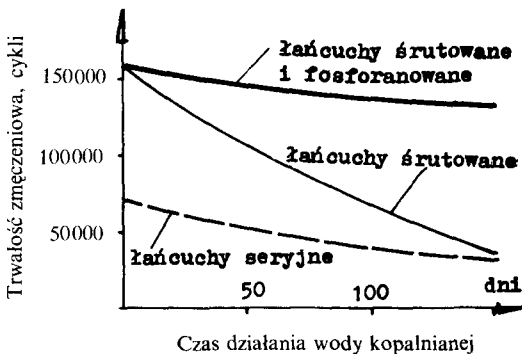
W Zespole Podstaw Konstrukcji Maszyn Górniczych Instytutu Mechanizacji Górnictwa Politechniki Śląskiej prowadzone są szerokie prace nad poprawą trwałości podstawowych elementów i zespołów napędowych oraz układów ciągnowych maszyn górnictwa węglowego [2, 3, 4, 5, 6, 7, 8].

W referacie omówione zostaną wycinkowe wyniki prac nad wpływem zanieczyszczeń środków smarowych na trwałość powierzchniową elementów węzłów tarcia wykonanych ze stali 40H (stosowanej powszechnie na koła zębate przekładni górniczych). Omówione zostaną również wyniki prac nad poprawą trwałości zmęczeniowej elementów ciągn łańcuchowych wykonanych ze stali specjalnej G25HGNM.

Rys. 1 ilustruje wyniki badań wpływu zanieczyszczeń środka smarowego pyłem węglowym i kamiennym na obciążenie zatarcia w warunkach tarcia ślizgowego pary walec-walec. Wyniki uzyskano na maszynie tarciowej „Amsler”. Rys. 2 i 3

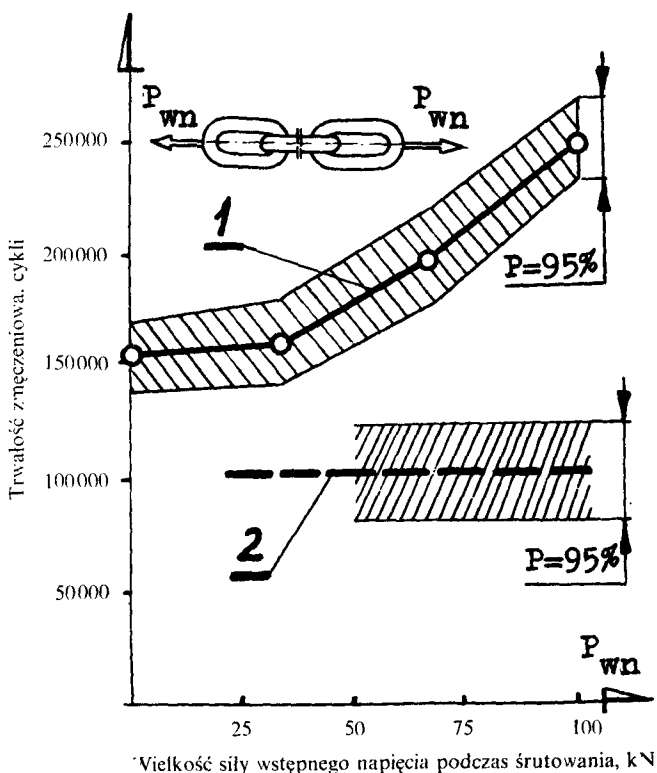


Rys. 1. Wyniki badań wpływu zanieczyszczeń na obciążenie zatarcia stali 40H. 1—5 olej Hipol 15, 6—8 emulsja olejowo-wodna (50% wody, 49% Hipol 15). 1 — olej bez zanieczyszczeń, 2 — 10% pyłu węglowego, 3 — 20% pyłu węgl. 4 — 15% pyłu kamiennego, 5 — 20% pyłu kam. 6 — emulsja bez zanieczyszczeń, 7 — 10% pyłu węglowego, 8 — 20% pyłu węgl.



Rys. 2. Wyniki badań wpływu czasu działania wody kopalnianej na trwałość zmęczeniową łańcuchów ogniowych $\phi 18 \times 64$ kl. C wykonanych ze stali G25HGNM poddanych różnym zabiegom umacniającym i zabezpieczającym. Trwałość zmęczeniową określono w warunkach znormalizowanych.

przedstawia wyniki badań nad poprawą trwałości zmęczeniowej łańcuchów ogniowych stosowanych w przenośnikach zgrzeblowych, strugach i kombajnach.



Rys. 3. Wyniki badań wpływu siły wstępnego napinania P_{wn} podczas śrutowania na trwałość zmęczeniową łańcuchów ogniowych $\phi 18 \times 64$ kl. C ze stali G25HGNM.

Śrutowanie łańcuchów wykonywano przez 8 min. śrutem stalowym $\phi 1,2$ mm padającym ze średnią prędkością 110 m/s w śrutownicy Georg Fischer (Szwajcaria).

1 – łańcuchy śrutowane pod wstępnym napięciem P_{wn} ,

2 – łańcuchy nie poddane śrutowaniu.

Trwałość zmęczeniową określono na seriach po 10 szt. pięcioogniowych próbek stosując znormalizowany poziom obciążeń zmęczeniowych:

$$P_{min} = 25 \text{ kN}$$

$$P_{max} = 127 \text{ kN}$$

Wszystkie badania zmęczeniowe wykonano przy użyciu pulsatora hydraulicznego typu ZD 100 Pu/A prod. WPM Lipsk przy częstotliwości zmian obciąż. 8 Hz.

LITERATURA

- [1] Czaplicki J., Lutyński A.: *Badanie procesu awarii systemów transportu ciągłego*. Prace Zespołu Transportu Poziomego i Pionowego Instytutu Mechanizacji Górnictwa. Politechnika Śląska, z. 1/1975.
- [2] Praca zbiorowa: *Badania nad zwiększeniem trwałości i niezawodności przekładni zębatych napędów łańcuchowych maszyn górniczych*. Instytut Mechanizacji Górnictwa Pol. Śl. 1974.
- [3] Pakleza J., Spałek J., Ścieszka St.: *Zużycie maszyn górniczych w środowisku kopalnianym*. Przegląd Górniczy, nr 2/1975.
- [4] Spałek J.: *Wpływ olejów smarowych na trwałość kół zębatych przekładni maszyn górniczych*. Zesz. Nauk. Pol. Śl. seria Górnictwo, nr 72/1976.
- [5] Mikuła St., Rynik J.: *Wpływ zgniotu powierzchniowego na własności użytkowe elementów cięgien łańcuchowych*. Mechanizacja i Automatyzacja Górnictwa, nr 4/1976.
- [6] Mikuła St.: *Nowy sposób umacniania łańcuchów górniczych*. Mechanizacja i Automatyzacja Górnictwa, nr 5/1977.
- [7] Mikuła St.: *Poprawa własności łańcuchów*. Eksploatacja Maszyn, nr 6/1975.
- [8] Praca zbiorowa: *Badania nad polepszeniem trwałości zmęczeniowej zamków przenośników zgrzeblowych*. Instytut Mechanizacji Górnictwa Politechniki Śląskiej, 1973 ÷ 1976.

ON SELECTED PROBLEMS OF STABILITY COLLIERY MACHINES

Summary

The paper deals with the selected problems and research results in durability of excavating and conveyors mining equipment.

ИЗБРАННЫЕ ПРОБЛЕМЫ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ГОРНЫХ МАШИН

Резюме

Реферат рассматривает избранные проблемы и результаты исследований по надёжности горно — выработывающих машин и конвейеров.

ZASTOSOWANIE CYFROWYCH METOD ANALIZY HAŁASU I DRGAŃ W BADANIACH PRZEKŁADNI ZĘBATYCH.

Omówiono metody cyfrowej estymacji widma hałasu i drgań oraz przedstawiono ich zastosowanie dla oceny sygnałów przekładni zębatych. Metody cyfrowej analizy sygnałów stosować można dla różnych sygnałów, emitowanych przez maszyny.

Konstrukcja, proces wytwórczy i eksploatacja maszyn warunkują powstawanie w trakcie działania efektu akustycznego i drgań związanych z dynamicznym oddziaływaniem na siebie poszczególnych elementów maszyny i mających charakter losowy.

Analiza cech efektu akustycznego i drgań pozwala na stosunkowo skuteczne wnioskowanie o stanie badanego obiektu i warunkujących go czynnikach.

W Instytucie Podstaw Konstrukcji Maszyn od 1971 roku prowadzi się prace nad zastosowaniem cyfrowych metod oceny sygnałów losowych w badaniach konstrukcyjnych maszyn. Pozwalają one na szybsze i dokładniejsze wyznaczanie różnorodnych ocen oraz automatyzację procesu wnioskowania o relacjach między cechami sygnału a cechami badanych maszyn.

Wyznaczanie oceny gęstości widmowej mocy.

GWM sygnału losowego opisuje jego strukturę częstotliwościową. Niech $\{x_k(t)\}$ oznacza stacjonarny proces losowy (sygnał), zaś

$$X_k(f, T) = \int_0^T x_k(t) \exp(-j2\pi ft) dt$$

skończoną transformatę Fouriera jako k -tej realizacji. GWM sygnału $\{x_k(t)\}$ określa się następująco:

$$G_x(f) = 2 \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} E[|X_k(f, T)|^2],$$

zaś otrzymany metodą cyfrową estymator GWM jako

$$\tilde{G}_x(f) = \frac{2}{T} |X_k(f, T)|^2.$$

Estymatory skończonej transformaty $X(f, T)$ wyznacza się wg algorytmu szybkiej transformacji Fouriera dla dyskretnych próbek sygnału o liczności $N = 2^m$, przy zastosowaniu tzw. funkcji widmowego okna Hamminga.

Wyniki obliczeń przedstawione są w postaci wykresów estymatorów składowych GWM i składowych mocy sygnału w paśmie częstotliwości w logarytmicznej skali amplitudy o dynamice 80 dB oraz logarytmicznej skali częstotliwości o określonej stałej względnej szerokości pasma

$$Y = B/f_o = \text{idem}$$

gdzie: B — szerokość pasma w widmie,

f_o — częstotliwość środka pasma.

W wykonanych obliczeniach przyjęto $Y = 3\%$.

Opis obiektu badań

Obiekt badań stanowiła jednostopniowa walcowa przekładnia zębata ogólnego przeznaczenia WJN — 125 o uzębieniu prostym o zróżnicowanej wysokości, liczbie zębów zębniaka $z_1 = 27$ i liczbie zębów koła $z_2 = 35$.

Badania miały na celu określenie metodą Locati wytrzymałości uzębienia na złamanie.

Przekładnia działała w układzie mocy krążącej, do którego obciążenie wprowadzono poprzez sztywne sprzęgło napinające. Układ napędzany był silnikiem asynchronicznym o mocy $N = 13$ kW i nominalnej prędkości obrotowej $n = 1500$ min^{-1} .

Przedstawione wyniki cyfrowej analizy hałasu i drgań są efektem przeprowadzonych badań towarzyszących o charakterze uzupełniającym.

Omówienie wyników obliczeń.

Widma sygnału próbkowanego z częstotliwością $f_s = 2$ kHz obejmują przedział częstotliwości od 10 do 500 Hz.

Pozwala to na skuteczną identyfikację dominant o częstotliwościach obrotów f_{n1} i f_{n2} oraz ich harmonicznych.

Widma sygnału próbkowanego z częstotliwością $f_s = 50$ kHz obejmują przedział częstotliwości od 250 Hz do 12,5 kHz, co pozwala na identyfikację wyraźnych dominant widma — częstotliwości ząbienia f_z i jej harmonicznych.

Występujące w widmach amplitudy przyśpieszeń drgań i w widmach poziomów ciśnienia akustycznego w pasmach częstotliwości dominanty wskazują na:

- brak wyważenia elementów wirujących oraz brak ich współosiowości,
- brak prostoliniowości osi wałów,
- nadmierne luzy,
- nadmierną dynamikę współdziałania uzębienia,
- nieliniowe wejście zęba w przypór,
- mimośrodowość koła zasadniczego naciętego uzębienia,
- okresowe zmiany odchyłki podziałki na obwodzie koła.

Widma amplitudy przyspieszeń drgań dla częstotliwości próbkowania $f_s = 2$ kHz charakteryzują się stosunkowo małą zależnością od liczby cykli zazębienia N_x oraz niskimi dominantami harmonicznymi f_{n1} i f_{n2} .

Widma poziomów ciśnienia akustycznego w pasmach częstotliwości dla $f_s = 2$ kHz wykazują silne zmiany w zależności od N_x i wyraźne dominanty o częstotliwościach f_{n1} i f_{n2} oraz ich harmonicznymi.

Dla $f_s = 50$ kHz zarówno w widmach amplitudy przyspieszeń drgań, jak i w widmach poziomów ciśnienia akustycznego dominują f_s i jej harmoniczne, wokół których można zidentyfikować wstęgi boczne o częstotliwościach $f = if_s \pm jf_{n1}$ oraz $f = if_s \pm jf_{n2}$. Widma poziomów ciśnienia akustycznego zawierają w paśmie częstotliwości od 250 Hz do 2 kHz większą względną moc sygnału od widm amplitudy przyspieszeń drgań.

W paśmie częstotliwości wyższych niż 2 kHz zachodzi odwrotna zależność. Najwyższą dominantą w widmie poziomów ciśnienia akustycznego jest f_s , zaś w widmie amplitudy przyspieszeń drgań — $5 f_s$.

LITERATURA

- [1] Bendat J. S., Piersol A. G.: *Random data: Analysis and measurement procedures.*, N.Y. 1971 J. Wiley and Sons.
- [2] Cholewa W.: *Metody częstotliwościowej analizy efektu akustycznego i drgań dla oceny stanu maszyn.* W: VIII Krajowy Konkurs na Prace Doświadczalne z Mechaniki. Gliwice 1976 PTMTS. Zeszyt nr 37.
- [3] Moczulski S.: *Zastosowanie emc dla analizy sygnałów w badaniach konstrukcyjnych maszyn.* W: III Krajowy Przegląd Zastosowań Techniki Komputerowej w Przemśle Maszynowym — Materiały Konferencyjne T. II Cz. 1 Poznań 1976 SIMP.

APPLICATION OF DIGITAL METHODS IN ANALYSIS OF NOISE AND VIBRATIONS FOR INVESTIGATION OF GEARBOXES

Paper deals with the methods of digital estimation of noise and vibration spectrum and using this methods for analysis of signals emitted by gearboxes. Digital processing of signals may be used for different signals, emitted by machines.

ПРИМЕНЕНИЕ ЦИФРОВЫХ МЕТОДОВ АНАЛИЗА ШУМА И ВИБРАЦИИ В ИССЛЕДОВАНИЯХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Обсужено методы цифрового почитания спектра шума и вибрации, а также представлено их применение для оценки сигналов зубчатых передач. Методы цифрового анализа сигналов можно применять для различных сигналов, выпускаемых машинами.

MINIATURYZACJA DROBNOMODUŁOWYCH PRZEKŁADNI ZĘBATYCH

Uzasadniono, że zmniejszenie wymiarów przekładni można najprościej osiągnąć przez przyjęcie kąta zarysu zębniaka większego niż 20° . Aby to nie spowodowało wzrostu kąta przyporu należy zmniejszyć kąt zarysu koła zębatego. Jest to możliwe przy zachowaniu warunku stałości podziałek zasadniczych obu kół przekładni. W referacie przedstawiono ponadto wskazówki dotyczące projektowania przekładni o niejednakowych kątach zarysu oraz sposób wykonania kół normalnymi narzędziami.

Dążność do zmniejszania wymiarów zespołów urządzeń mechaniki precyzyjnej jest nieraz jednym z głównych wymogów stawianych konstruktorowi. Przy realizacji takiego zadania zdarza się, że osiągnięta zostaje pewna granica, która wydawać by się mogło wyznacza kres dalszej miniaturyzacji. Okazuje się nieraz jednak, że odejście od stereotypów myślowych pozwala konstruktorowi znaleźć niewykorzystane dotychczas rezerwy do dalszego działania. Ilustracją powyższych uwag niech będzie przedstawiona niżej próba miniaturyzacji drobnomodułowej przekładni zębatej.

Zmniejszenie wymiarów wielostopniowej przekładni zębatej można uzyskać przez przyjęcie: możliwie najmniejszej wartości modułu, minimalnej liczby zębów zębniaków oraz odpowiedniego schematu przekładni i rozkładu przełożeń cząstkowych. Można zatem sądzić, że przy określonych warunkach obciążenia i zadanym przełożeniu całkowitym zarysowana zostaje minimalna objętość przekładni.

Z analizy czynników mających wpływ na wymiary przekładni wynika, że konstruktor może szukać źródeł dalszej miniaturyzacji głównie w obniżeniu minimalnej liczby zębów zębniaka.

Zmniejszenie minimalnej liczby zębów przez proste zwiększenie kąta zarysu nie uważa się za celowe, gdyż powoduje to wzrost kąta przyporu ze wszystkimi negatywnymi skutkami tego faktu, oraz wymaga specjalnych narzędzi do obróbki zębniaków. Zwiększenie kąta zarysu zębniaka nie musi jednak spowodować zwiększenia kąta przyporu przekładni. Jeżeli bowiem przyjmiemy za warunek poprawnej współpracy kół zębatych równość podziałek zasadniczych (a nie jak dotychczas równość modułów i kątów zarysu)

$$\Pi m_1 \cos \alpha_1 = \Pi m_2 \cos \alpha_2 \quad (1)$$

gdzie: m_{1, α_1} — moduł i kąt zarysu zębniaka,
 m_{2, α_2} — moduł i kąt zarysu koła zębatego

to dojdziemy do wniosku, że mogą ze sobą współpracować koła o niejednakowych modułach i niejednakowych kątach zarysu. Przy przyjęciu, że $\alpha_1 > 20^\circ > \alpha_2$ i odpowiednio dobranych modułach spełniających zależność (1), kąt przyporu α może pozostać taki sam jak w tradycyjnej przekładni. Warto tu zauważyć, że moduł zębniaka będzie tu większy od modułu koła zębatego a więc przy założeniu wysokości zębów zębniaka nie większej niż wysokość zębów koła, współczynnik wysokości głowy zęba zębniaka będzie mniejszy niż 1 a więc minimalna liczba zębniaka może być dodatkowo zmniejszona.

Przy projektowaniu przekładni zębatej o niejednakowych kątach zarysu współpracujących kół należy zwrócić uwagę na występujące tu niebezpieczeństwo zakleszczenia przekładni spowodowane zbyt dużą grubością zęba zębniaka mierzoną na kole tocznym.

Przyjęcie dla koła zębatego zarysu odniesienia z konstrukcyjnym luzem obwodowym np. wg. B.St 978/68 zmniejsza to niebezpieczeństwo.

Teoria przekładni o niejednakowych kątach zarysu została opracowana przez autora [1] w odniesieniu do produkcji masowej tzn. dla przypadku, gdy wykonanie specjalnych narzędzi do obróbki kół zębatych o nienormalnym module bądź nienormalnym kącie zarysu jest ekonomicznie uzasadnione. Wiele osób sądzi, że w produkcji jednostkowej ze względu na trudne wykonawstwo przekładnie o niejednakowych kątach zarysu są nieopłacalne.

Poniżej zostanie podjęta próba udowodnienia, że wbrew pozorom wykonawstwo omawianej przekładni może się odbywać przy pomocy normalnych frezów.

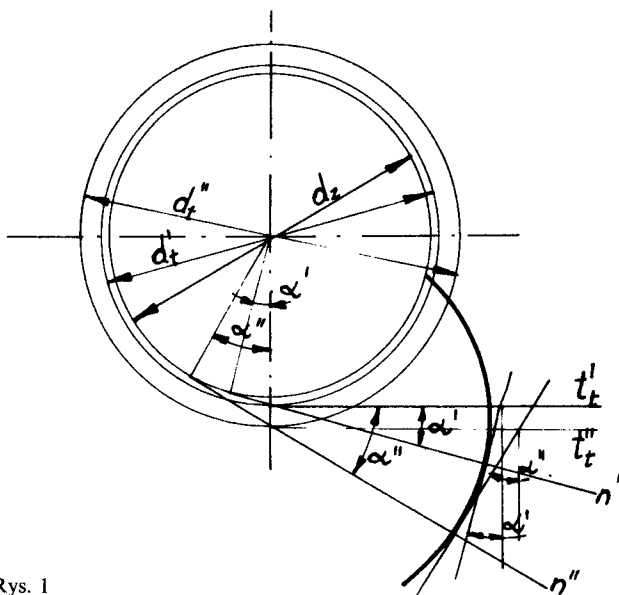
Konstruktor dysponuje dwoma szeregami modułów znormalizowanych przez PN oraz znormalizowanymi wartościami DP z brytyjskich norm B.St. 978/68 — norm często stosowanych w przemyśle precyzyjnym. Ma on więc dostatecznie dużo możliwości zróżnicowania modułów zębniaka oraz koła i co jest z tym związane do wyznaczenia korzystnych wartości obu kątów zarysu.

Na podstawie rys. 1 można ponadto wykazać, że narzędziami o różnych kątach zarysu można wykonać koło zębate o odmiennym kącie zarysu niż narzędzia. Wystarczy przyjąć inne koło obróbczo-toczne i wówczas przy współpracy tego koła z nową linią obróbczo-toczną t_1 narzędzia zachodząc będzie obróbka obwiedniowa zębów wzdłuż linii zazębienia n . Z rysunku tego wynika, że:

$$d_z = d_1' \cos \alpha' = d_1'' \cos \alpha'' \quad (2)$$

gdzie: d_z — średnica zasadnicza obrabianego koła
 d_1', d_1'' — średnice kół tocznych
 α', α'' — kąty zarysu użytego do obróbki koła narzędzia.

Z powyższych wywodów widać, że np. szlifowaniem uzębienia metodą Maaga, można normalnym narzędziem wykonać koło o żądanym kącie zarysu a więc problemy wykonawcze omawianej przekładni nie są trudne również i w produkcji jednostkowej.



Rys. 1

Aby przekonać czytelnika o zyskach co do gabarytów najprostszej a więc jednostopniowej przekładni zębatej o niejednakowych kątach zarysu, w porównaniu z przekładnią tradycyjną, obliczono wymiary obu tych przekładni przy przełożeniu $i = 8$ oraz kącie przyporu $\alpha = 20^\circ$. Przyjmując parametry kół przekładni tradycyjnej: $z_1 = 8$, $z_2 = 64$, $\alpha_1 = \alpha_2 = 20^\circ$, $m_1 = m_2 = 0,907$ (DP28) oraz przekładni o niejednakowych kątach zarysu: $z_1 = 5$, $z_2 = 40$, $m_1 = 1$, $m = 0,907$ (DP28), okazuje się, że maksymalne wymiary przekładni ($0,5d_{a1} + a + 0,5d_{a2}$) wynoszą odpowiednio 66,91 mm i 43,14 mm. Z powyższego wynika, że tradycyjna przekładnia jest ponad 1,5 razy większa od przekładni o niejednakowych kątach zarysu.

LITERATURA

- [1] Oleksiuk W.: *Ewolwentowa przekładnia zębata o niejednakowych kątach zarysu zębów kół*. PAK 12/76.

MINIATURIZATION OF FINE PITCH GEAR TRANSMISSIONS

It has been proved that dimensions of a gear transmission can be reduced in the simplest way by using the pinion of the tooth profile angle larger than 20° . In order to prevent a subsequent increase of the pressure angle there should be decreased the tooth profile angle of the gear. It is possible to do so keeping simultaneously the requirement of constant base pitch of the pinion and the gear. In the paper there are also given instructions for designing gear transmissions with different tooth profile angle of the pinion and the gear as well as instructions for producing the pinion and the gear with the use of standard tools.

МИНИАТЮРИЗАЦИЯ МЕЛКОМДУЛЬНЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Краткое содержание

Доказано, что уменьшение размеров передачи можно получить простым путем, принимая величину угла профиля трибка свыше 20° . Чтобы не допустить до увеличения угла наклона линии зацепления, необходимо уменьшить угол профиля зубчатого колеса.

Достижение такого положения является возможным только при условии сохранения постоянства основных делений пары колес.

В докладе дополнительно представлены рекомендации по проектированию передач, углы профиля которых отличаются друг от друга, а также указаны методы изготовления клес при помощи стандартных инструментов.

PRZETWORNIK NATĘŻENIA PRZEPLYWU Z KLINEM DRGAJĄCYM

W referacie przedstawiono wyniki badań modelu przetwornika, których celem było określenie zasad konstruowania przetwornika natężenia przepływu gazów i cieczy, pracującego wg nowej zasady przetwarzania. Wyniki przeprowadzonych badań wskazują kierunek dalszych doświadczeń.

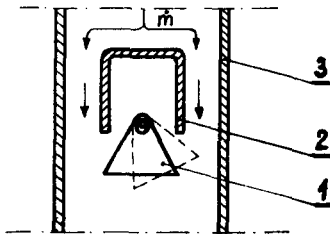
WYKAZ SYMBOLI

- S — stała wzorcowania przetwornika
 \dot{V} — objętościowe natężenie przepływu
 c_d — sztywność „sprężyn plynowych”
 f — częstotliwość drgań
 \dot{m} — masowe natężenie przepływu
 ρ — gęstość płynu

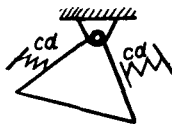
Zasada działania przetwornika [1].

Teoretyczny opis zjawiska przetwarzania oraz podstawy budowy przetwornika podaje literatura [1]. Schemat przetwornika przedstawiono na rys. 1.

Płyn, którego natężenie przepływu mierzymy, rozdziela się na dwa strumienie przepływające przez dwa jednakowe prostokątne kanały. Strumienie te, napływając na krawędź klina, wprawiają go w drgania. Częstotliwość drgań klina jest liniową funkcją natężenia przepływu płynu. Obydwa strumienie tworzą tzw. „sprężyny plynowe”, których sztywność zmienia się funkcji natężenia przepływu. Powstaje układ drgający, którego uproszczony model mechaniczny przedstawia rys. 2.



Rys. 1. 1. klin drgający 2. przewodnica strumienia 3. korpus przetwornika



Rys. 2.

Charakterystykę statyczną przetwornika opisuje wzór (1) [1].

$$f = S \cdot \frac{\dot{m}}{\sqrt{q}} = S \dot{V} \sqrt{\rho} \quad (1)$$

Drgania klina samowzbudne i o stałej amplitudzie powstają dzięki odpowiedniej konstrukcji przetwornika. Konstrukcja przedstawiona na rys. 1 zapewnia kompensację strat energii klina wywołanych tarcieniem w łożysku i tarcieniem w płynie podczas ruchu klina. Energię kompensującą straty tarciove uzupełnia strumień płynu. Klin, zanurzając się w strumień płynu, wywołuje spiętrzenie oraz rozptyw strumienia na dwie części. Jedna z nich odpywa do tyłu wzdłuż krawędzi klina, druga w kierunku zwężającego się kanału (rys. 1). Dzięki temu występuje wzrost ciśnienia płynu wzdłuż krawędzi klina. Na skutek bezwładności płynu, różnica ciśnień działających na klin powstaje z pewnym opóźnieniem. Na klin działa więc większa siła przy wychodzeniu ze strumienia płynu, niż podczas wchodzenia w strumień płynu. Strumień płynu przekazuje więc energię klinowi niezbędną do skompensowania strat energii klina na tarcie.

Konstrukcja modelu przetwornika [4].

W celu przeprowadzenia badań umożliwiających określenie zasad konstruowania przetwornika z klinem drgającym, zaprojektowano i wykonano model techniczny przetwornika. Konstrukcja modelu umożliwia zmianę szerokości kanałów prostokątnych przetwornika oraz zmianę wzajemnego położenia klina drgającego i prowadnicy strumienia (rys. 1). Wykonano kilka wersji konstrukcyjnych klina drgającego o różnych wymiarach, kształcie i z różnych materiałów. Wykonano układ pomiarowy częstotliwości drgań klina na drodze elektromagnetycznej.

Program i wyniki badań modelu przetwornika [4].

Przewidziano i wykonano następujący program badań modelu przetwornika z klinem drgającym:

- badanie wpływu kształtu i wymiarów klina drgającego przez obserwację charakteru przepływu wody i zdolności do powstawania drgań samowzbudnych,
- badanie wpływu odległości krawędzi prowadnicy od krawędzi klina (rys. 1) na powstawanie i charakter drgań klina,
- badanie wpływu szybkości wody w kanale na powstawanie i charakter drgań klina,
- pomiar charakterystyki statycznej modelu przetwornika.

Badania przeprowadzono na przemysłowym stanowisku do wzorcowania rotametrów wodą.

Wyniki dotychczas przeprowadzonych badań:

- Sposób ułożyskowania klina drgającego, jego kształt oraz ciężar stanowią krytyczne parametry konstrukcji. Należy dążyć do minimalizacji strat energii na tarcie w łożysku i tarcie klina w płynie oraz wpływu przyciągania ziemskiego. Należy klin uczynić możliwie lekkim, a odpowiednią wartość momentu bezwładności klina zapewnić przez oddalenie masy klina od punktu obrotu. Należy sprawdzić doświadczalnie ułożyskowanie nożowe i na taśmie sprężystej o małej sztywności.
- Należy zapewnić powstawanie drgań samowzbudnych przy najmniejszych z dopuszczalnych prędkościach płynu w kanałach w celu zmniejszenia strat tarciovych w łożysku (działanie hydrodynamiczne strumienia). Ponadto, przy dużych prędkościach płynu, zauważono niekorzystny opływ klina przez płyn (zawierania za klinem, odbicie strugi od dna przyrządu w kierunku klina) zakłócający powstawanie drgań samowzbudnych.

Przeprowadzone badania wskazują kierunek dalszych doświadczeń w celu sformułowania zasad konstruowania przetwornika natężenia przepływu z klinem drgającym.

LITERATURA

- [1]. *Ein neues Durchflussmessverfahren mit frequenzgang.* Messtechnik 9/1971
- [2]. *Der neuartige Schwingkörper — Durchflussmesser „Rotaflux“.* CZ—Chemie—Technik 7/1973
- [3]. *Karta katalogowa firmy ROTA — ROTAFLUX*
- [4]. Pikoń Z. *Praca dyplomowa wykonana w Instytucie Konstrukcji i Technologii Urządzeń Automatyki i Informatyki Politechniki Śląskiej.* Gliwice 1973

Summary

Flowmeter with tone—vibrating wedge. Results of a model investigation are presented, as well as the conclusion for the future development of the instrument.

Резюме

РАСХОДОМЕР С КОЛЕБАЮЩИМСЯ КЛИНОМ

В настоящем реферате представлены результаты испытаний проведённых на модели расходомера работающего по новому принципу действия. Результаты сделанных испытаний указывают направление дальнейших экспериментов.

WPLYW NIEKTÓRYCH PARAMETRÓW GEOMETRYCZNYCH KOŁA ZĘBATEGO NA WARTOŚĆ WSPÓŁCZYNNIKA KSZTAŁTU ZĘBA (ANALOGII STEREOMECHANICZNEJ)

W artykule przedstawiono wyniki obliczeń przy pomocy EMC Odra 1204 zależności wartości współczynnika kształtu zęba od ilości zębów koła, normalnego kąta przyporu, współczynnika przesunięcia zarysu, promienia zaokrąglenia stopy zęba oraz współczynnika luzu wierzchołkowego. Obliczenia wykonano zgodnie z projektem PN.

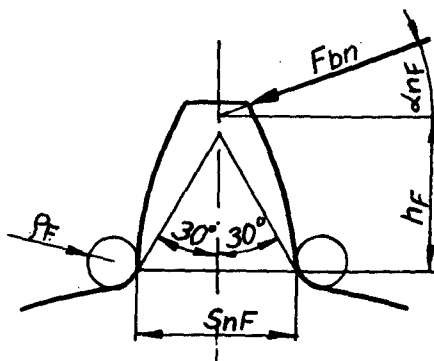
WYKAZ SYMBOLI

F_{bn}	– siła normalna normalna do linii styku
Y_F	– współczynnik kształtu zęba
c	– luz wierzchołkowy
h_F	– ramię działania siły przy obliczaniu naprężenia stopy zęba
m_n	– moduł normalny
s_{nF}	– grubość zęba w przekroju obliczeniowym
x	– współczynnik przesunięcia zarysu
z	– liczba zębów
α_n	– normalny kąt przyporu
α_{nF}	– kąt przyłożenia siły przy obliczaniu naprężenia stopy zęba
ρ_f	– promień zaokrąglenia stopy zęba

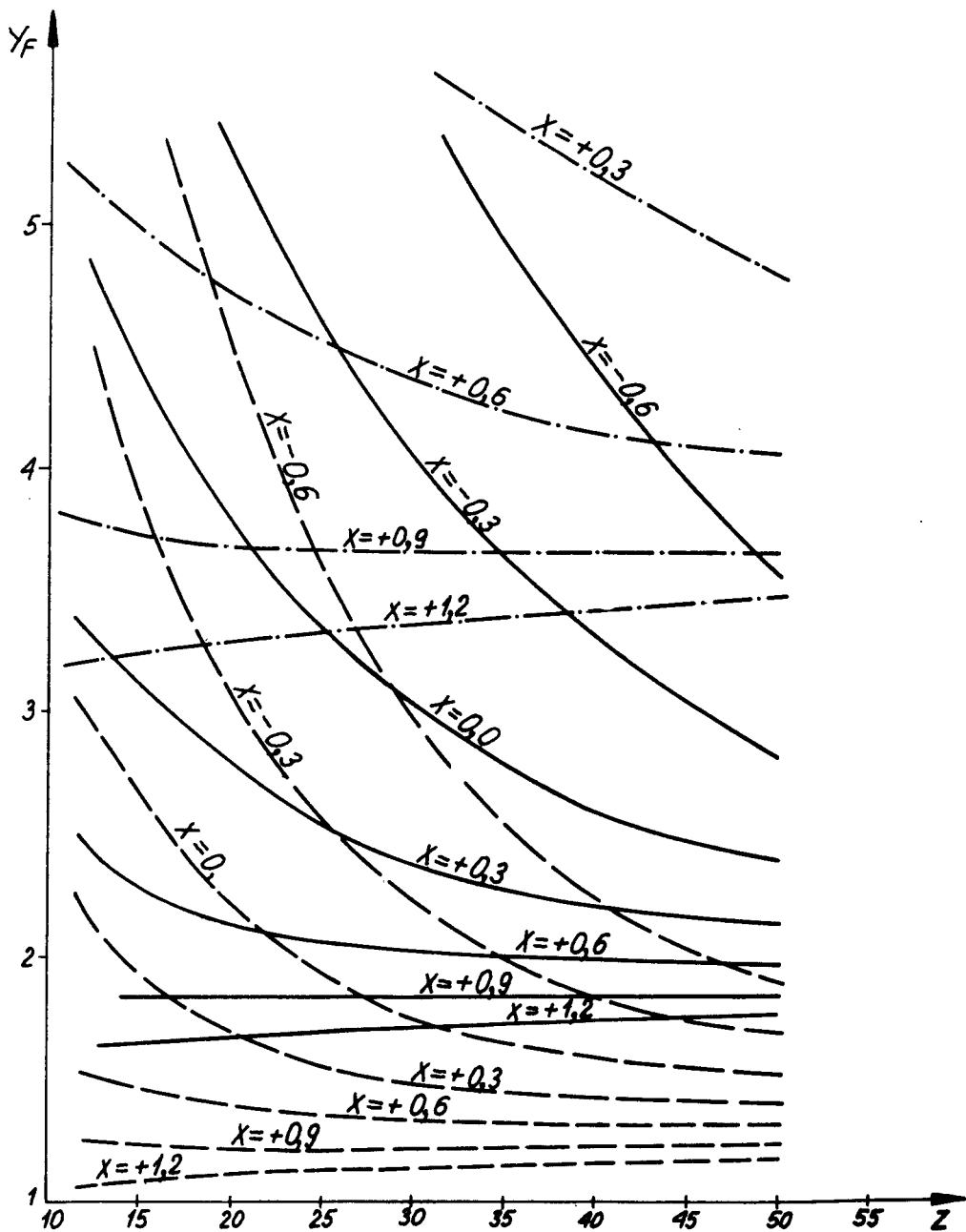
Wstęp

Właściwe przyjęcie współczynnika kształtu zęba ma decydujący wpływ na obliczenie naprężeń gnących stopy zęba w obliczeniach wytrzymałościowych kół zębatych.

Przy obliczaniu zakłada się zgodnie z projektem normy [1] schemat obciążenia zęba podany na rys. 1.



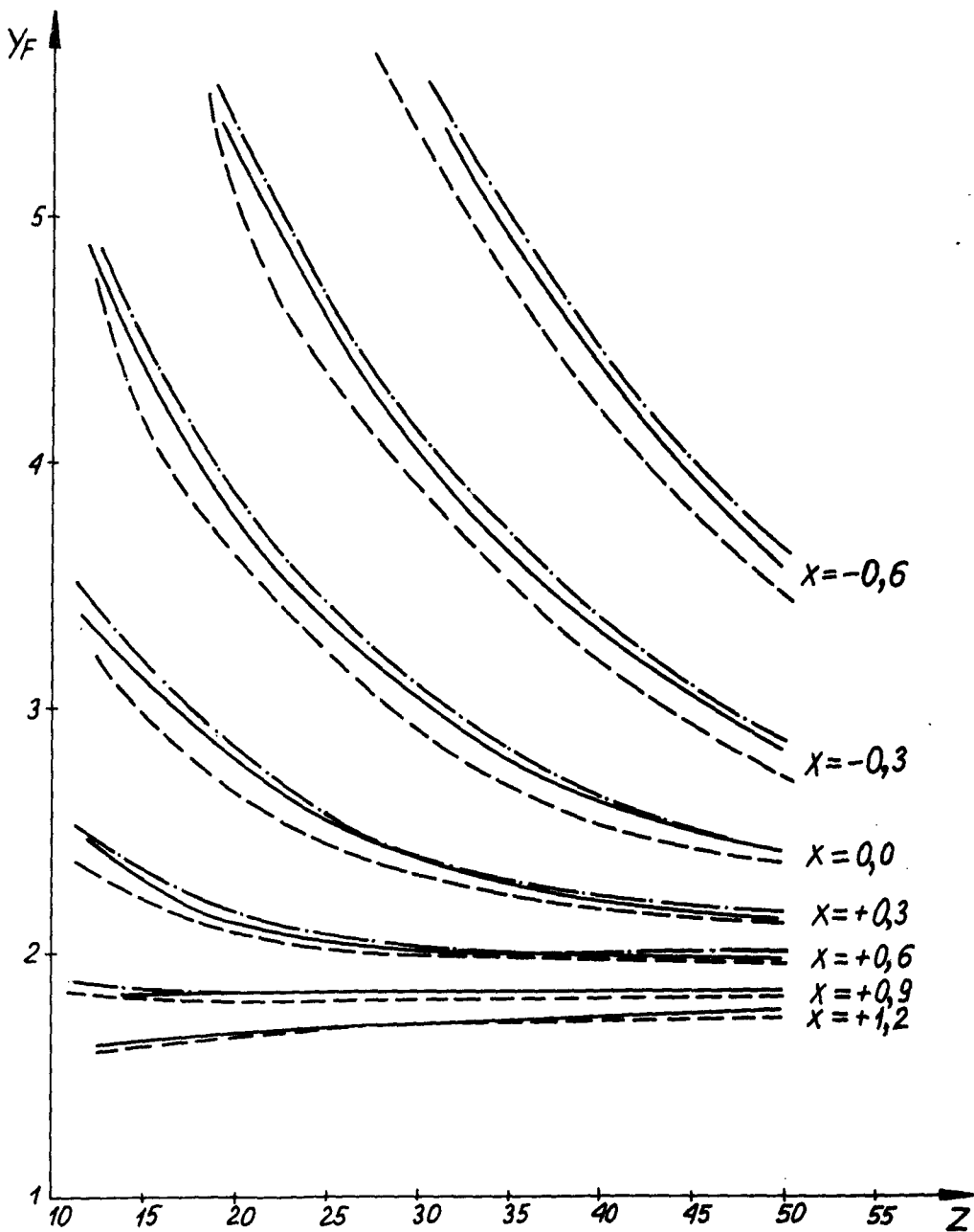
Rys. 1.



$$Y_F = f(Z, X, \alpha_n)$$

- $\alpha_n = 0,349066$
- · - · - $\alpha_n = 0,253073$
- $\alpha_n = 0,418879$

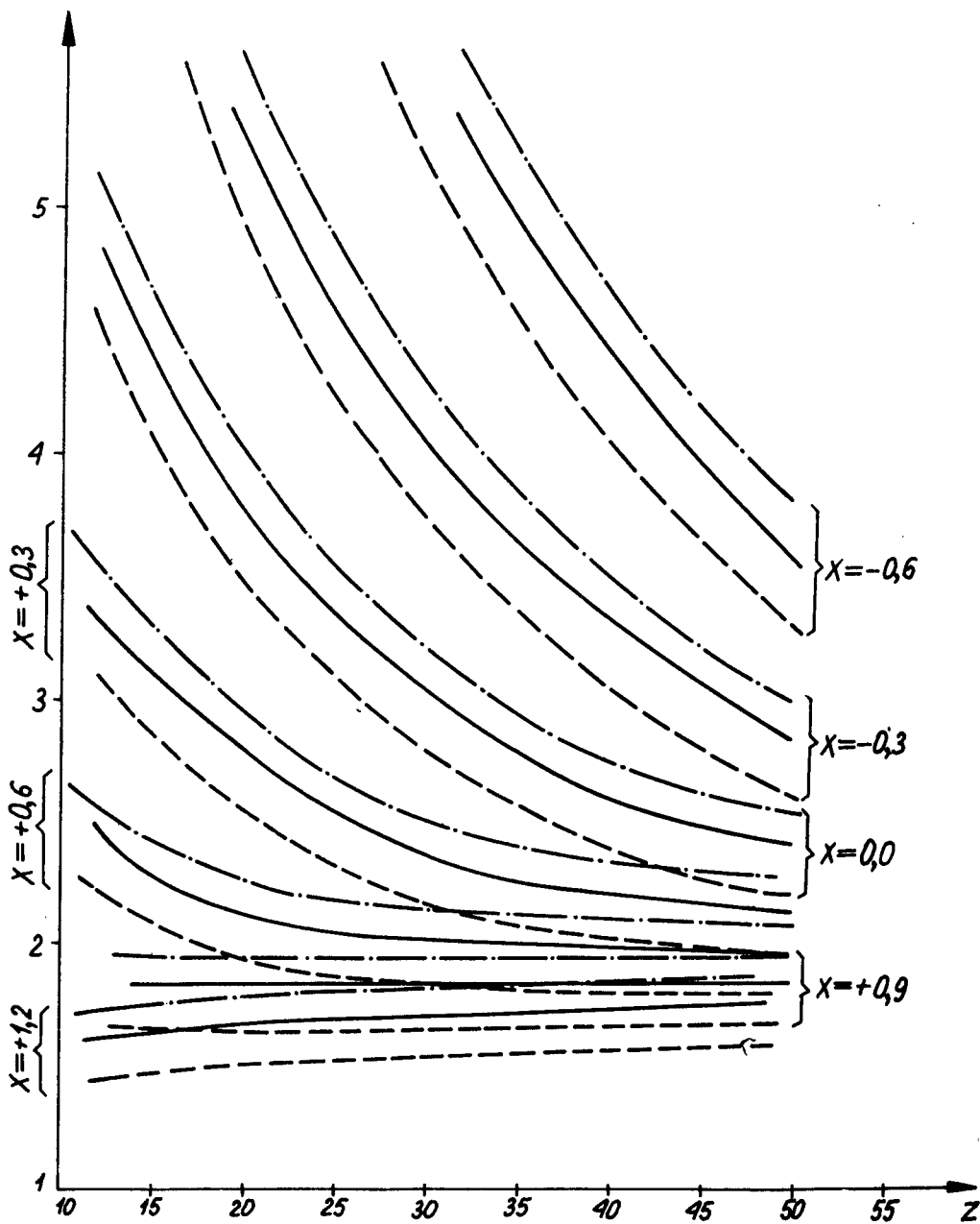
Rys. 2



$$Y_F = f(Z, X, p_f)$$

- $p_f = 0,25 \text{ mn}$
- · - · - $p_f = 0,15 \text{ mn}$
- $p_f = 0,45 \text{ mn}$

Rys. 3



$$Y_F = f(z, x, c)$$

- $c = 0.2 \text{ mn}$
- $c = 0.1 \text{ mn}$
- - - $c = 0.35 \text{ mn}$

Rys. 4

Współczynnik kształtu zęba jest obliczony wg wzoru

$$Y_F = \frac{6 \left(\frac{h_F}{m_n} \right) \cos \alpha_{nF}}{\left(\frac{s_{nF}}{m_n} \right)^2 \cos \alpha_n} \quad (1)$$

Projekt normy zawiera wykresy, które dla znormalizowanego zarysu umożliwiają określenie współczynnika kształtu zęba. Dla innych niż normalne zarysów zaleca się wykonywanie rysunku zęba w odpowiednio dużym powiększeniu. Oczywiście metody wykreślne nie mogą być stosowane przy obliczeniach z wykorzystaniem EMC a wczytywanie dużych tablic jest uciążliwe. W związku z opracowywaniem programu obliczeń wytrzymałościowych przekładni zębatych została na podstawie pracy [2] opracowana procedura obliczania współczynnika kształtu zęba.

Wartość współczynnika kształtu zęba w zależności od parametrów geometrycznych koła zębatego.

Wyniki obliczeń zostały przedstawione na rys. 2, 3 i 4. Obrazują one zależności współczynnika kształtu zęba od ilości zębów koła, wartości współczynnika przesunięcia zarysu oraz od normalnego kąta przyporu, promienia zaokrąglenia stopy i luzu wierzchołkowego.

Wszystkie parametry geometryczne zmieniane były w obszarach wykorzystywanych w praktyce projektowej.

Wnioski

1. Decydujący wpływ na wartość współczynnika kształtu zęba ma dobór kąta przyporu oraz współczynnika przesunięcia zarysu.
2. W przypadku znacznego ujemnego przesunięcia zarysu i dużej wartości kąta przyporu niewielkie zwiększenie liczby zębów powoduje zmniejszenie wartości współczynnika kształtu zęba.
3. Zmiana luzu wierzchołkowego lub promienia zaokrąglenia stopy zęba powoduje zmianę współczynnika kształtu odpowiednio rzędu kilkunastu lub kilku procent.
4. W przypadkach, gdy o jakości przekładni decydują naprężenia stopy zęba, należy w obliczeniach uwzględniać możliwość wykonawczych odchyłek zarówno luzu wierzchołkowego jak i promienia zaokrąglenia stopy zęba.

LITERATURA

- [1] Polska Norma.: *Przekładnie zębate walcowe. Wyznaczanie nośności kół. Projekt.*
[2] Krukowski A, Teper Cz, Żbikowski A.: *Analityczne metody określania współczynnika kształtu zęba w obliczeniach wytrzymałościowych kół zębatych.* Biuletyn WAT nr 9 (265), wrzesień 1974 r.

Zusammenfassung

In dem Artikel wurden die mit der EMC Odra 1204 erhaltenen Berechnungsergebnisse der Abhängigkeit des Wertes des Zahnformfaktors von der Zahnzahl des Zahnrades, dem Eingriffswinkel im Normalschnitt, dem Profilverschiebungsfaktor, dem Zahnfussausrundungsradius und dem Kopfspielfaktor dargestellt. Die Berechnungen wurden im Einvernehmen mit den PN-Projekt durchgeführt.

Краткое содержание

В статье дано результаты исследования на ЭВМ Одра 1204 коэффициента формы зуба в зависимости от количества зубьев, нормального угла зацепления, коэффициента смещения исходного контура, радиуса закругления впадин и коэффициента радиального зазора, согласно проекту Полской Нормы расчетов зубчатых передачи.

WYBÓR OPTYMALNEJ KONCEPCJI URZĄDZENIA DO UKŁADANIA W PACZKI WYBRANYCH PROFILI WALCOWANYCH I GIĘTYCH

W opracowaniu przedstawiono proces wielosystemowego i wielowariantowego poszukiwania rozwiązania konstrukcyjnego urządzenia do układania kątowników równoramiennych w paczki. W rezultacie przeprowadzonej analizy i badań modelowych, uwzględniając możliwości wykonawcze oraz istniejący układ ciągu walcowniczego zaproponowano koncepcję urządzenia realizującego postawione mu wymagania.

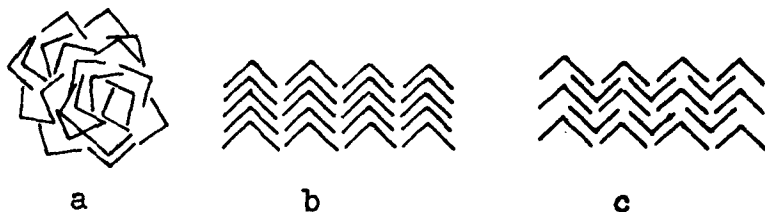
Walcowane na gorąco lub gięte na zimno kątowniki o różnych wymiarach są cięte na odcinki o żądanej długości. Po tej operacji są poddawane procesowi prostowania.

Dla zabezpieczenia ich przed ponownym krzywieniem, jak również dla ułatwienia transportu i składowania, są one układane w paczki i wiązane. Dotychczas w hutnictwie krajowym operacje te wykonuje się ręcznie.

Konstruowane przez Zakład Podstaw Konstruowania i Badania Maszyn AGH urządzenie winno spełniać następujące wymagania:

- eliminować lub ograniczyć uciążliwość pracy ręcznej,
- zmniejszyć liczebność obsługi,
- zlikwidować „wąskie gardło” linii technologicznej,
- poprawić warunki bhp.

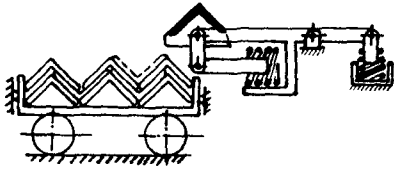
Po przeanalizowaniu szeregu możliwości ułożenia kątowników w paczce, wybrano sposób przedstawiony na rys. 1c dający największy stopień upakowania przekroju paczki, jak również jej najlepszą zwięzłość.



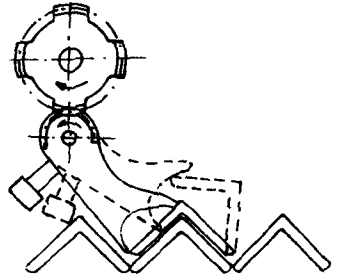
Rys. 1

Jak widać na rys. 1c, w poszczególnych warstwach paczki kątowniki obrócone są względem siebie o 180° , zatem urządzenie winno zapewnić możliwość ich obracania.

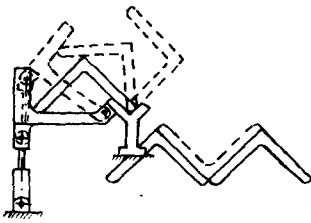
Ponieważ kątowniki z prostownicy wielorolkowej wychodzą w położeniu grzbietem do góry, przeanalizowano szereg koncepcji mechanizmów pozwalających na dokonanie ich obrotu.



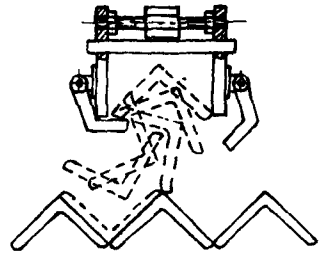
a



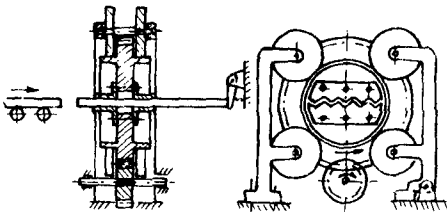
b



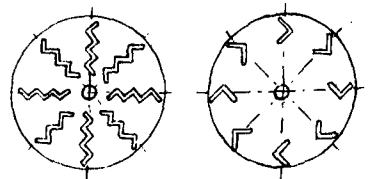
c



d



e



f

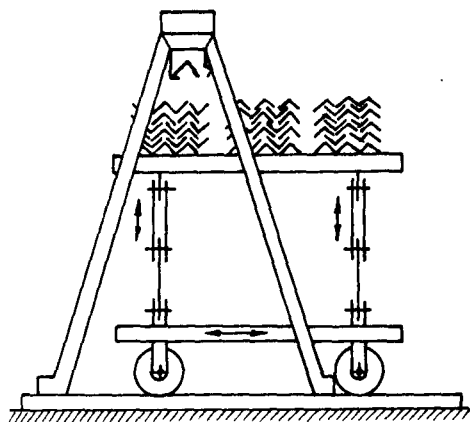
Rys. 2

Rys. 2 przedstawia niektóre z rozpatrywanych koncepcji. Wersje a, b, c oraz d dają możliwość obracania pojedynczych kątowników, natomiast wersja e oraz f pozwalają na obracanie całej ich warstwy. Wersja d pozwala na swobodny obrót kątownika, wykorzystując charakterystyczne położenie środka ciężkości jego przekroju, w pozostałych zaś koncepcjach obrót kątownika jest wymuszany. Kierując się niezawodnością działania, możliwością wykonania przez zakład, prostotą budowy, uniwersalnością, wydajnością, a przede wszystkim wynikami badań modelowych dokonano wyboru układu obracającego wg wersji 2d.

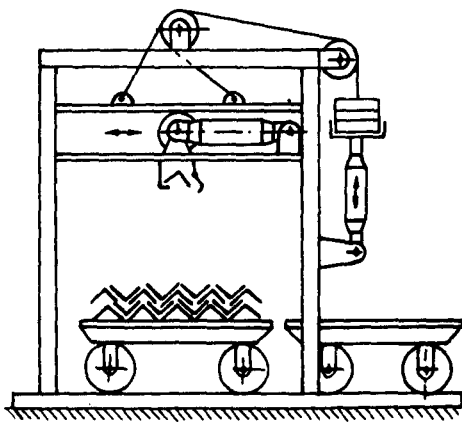
Urządzenie do układania paczek, w skład którego wchodzi układ obracający, winno realizować następujące ruchy:

- w poziomie, przerywany, dla ułożenia jednej warstwy kątowników,
 - w pionie, przerywany, dla realizacji nakładania kolejnych warstw na siebie.
- Rozpatrzono szereg koncepcji urządzeń spełniających powyższe wymagania.

Biorąc pod uwagę przede wszystkim możliwości wykonawcze oraz istniejący układ ciągu technologicznego do dalszej realizacji wybrano koncepcje urządzenia przedstawionego na rys. 3 i 4



Rys. 3



Rys. 4

CHOICE OF THE OPTIMUM CONCEPTION OF THE MECHANISM ASSIGNED TO PLACE THE SELECTED BENT AND ROLLED (SECTIONS) PROFILES INTO PACKAGES

The paper presents the process of differentiated searching for the constructional solution of the mechanism assigned to place the isosceles angles into packages. The conception of the mechanism realizing the made demands has been proposed as a result of the analysis and investigations on models. The analysis includes the possibilities of realization and existing system of rolling.

ВЫБОР ОПТИМАЛЬНОЙ КОНЦЕПЦИИ ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ УКЛАДКИ В ПАЧКИ НЕКОТОРЫХ ПРОФИЛИРОВАННЫХ ПРОКАТНЫХ И ЧИБОЧНЫХ ИЗДЕТИЙ

В работе представлено процесс многосистемного и многовариантного поиска решения конструкционного оборудования для укладки равноплечих угольников в пакеты. В итоге проведенного анализа и образцовых исследований, учитывая исполнительные возможности и существующую расстановку прокаточного ряда, предложено концепцию оборудования осуществляющего поставленные требования.

WPLYW KSZTAŁTU POWIERZCHNI ROBOCZYCH NA WARUNKI WSPÓLPRACY BARYŁEK Z PIERŚCIENIEM ROZDZIELAJĄCYM W ŁOŻYSKACH BARYŁKOWYCH

W pracy rozpatruje się zagadnienie obciążenia i warunków tarcia w styku baryłek z pierścieniem rozdzielającym. Jest to związane z trwałością tego pierścienia. Poprzez obliczanie wielkości nacisku na pierścień przy różnych założonych krzywiznach baryłki i bieźni oraz przy przekoszeniu baryłki dochodzi się do znalezienia takiej geometrii, przy której nacisk ten jest najmniejszy, zaś pozostałe własności łożyska — nie są pogorszone.

Łożyska baryłkowe serii „C” wyróżniają się zastosowaniem pierścienia rozdzielającego, luźno zawieszzonego między oboma rzędami baryłek. Pierścień ten spełnia funkcję bieźni pomocniczej lepiej, niż tradycyjne obrzeża, gdyż powoduje mniejsze straty tarcia. Jednakże warunki jego pracy są niekorzystne (niemożność oddania ciepła przez metaliczne przewodzenie). Stąd problem takiego doboru geometrii łożyska, aby obciążenie cieplne pierścienia rozdzielającego było możliwie najmniejsze.

W celu zmniejszenia tego obciążenia rozpatrzono następujące zagadnienia:

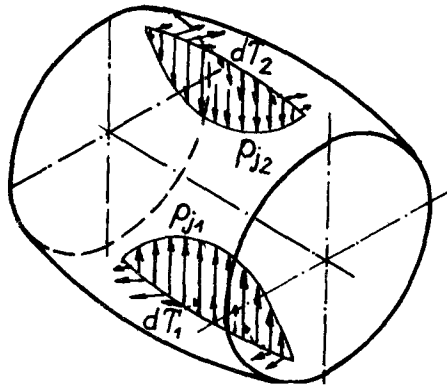
A. Ocena spotykanych i możliwych teoretycznie konfiguracji geometrycznych czoła baryłki i bieźni pierścienia rozdzielającego.

Za najkorzystniejszy z teoretycznego punktu widzenia uznano wariant, gdy baryłka ma czoło kuliste wypukłe, zaś pierścień charakteryzuje się przekrojem trapezowym.

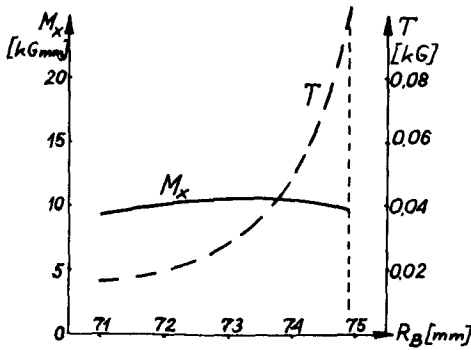
B. Określenie stanu równowagi baryłki w łożysku i stąd wyznaczenie momentu przekoszającego baryłkę (tzn. wyprowadzającego ją z właściwego toru toczenia) oraz momentu oporowego łożyska. Rozkład naprężeń przyjęto zgodnie z teorią Hertza. Rozkład jednostkowych sił normalnych i stycznych oddziałujących na baryłkę ze strony pierścienia wewnętrznego, zewnętrznego i rozdzielającego przedstawiono na rys. 1 (rezultat obliczeń numerycznych.)

Asymetryczne rozkłady jednostkowych sił stycznych składają się na moment przekoszający.

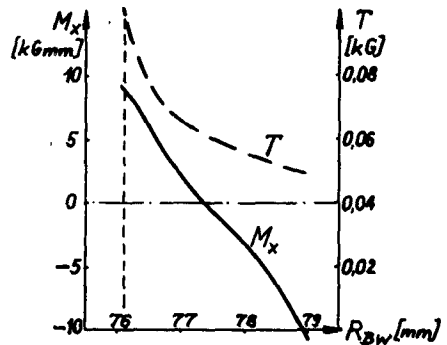
C. Zależność momentu przekoszającego baryłkę M_x oraz oporu tarcia T od krzywizny baryłki i bieźni pierścienia wewnętrznego. Przykładowe charakterystyki przedstawiono na wykresach 1 i 2.



Rys. 1



Wykres 1

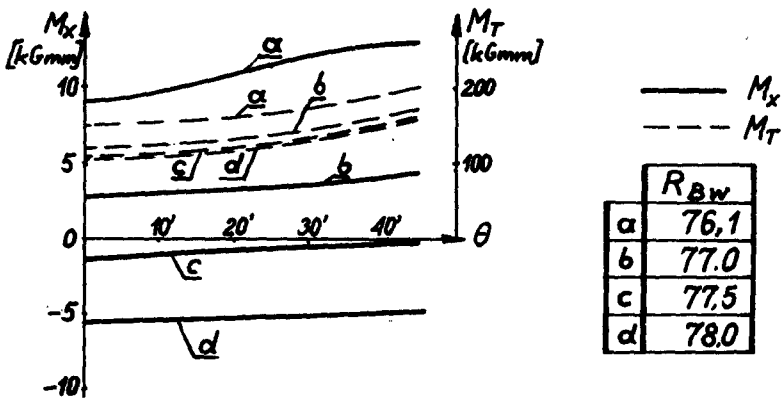


Wykres 2

Wykres 1 obrazuje zależność M_x i T od promienia krzywizny baryłki R_B przy rzeczywistym promieniu krzywizny bieżni wewnętrznego pierścienia R_{BW} .

Wykres 2 przedstawia zależność M_x i T od promienia krzywizny bieżni wewnętrznej R_{BW} przy rzeczywistym promieniu krzywizny baryłki R_B .

D. Zależność momentu M_x i momentu oporowego łożyska M_T od chwilowego kąta przekoszenia baryłki przy różnych założonych krzywiznach bieżni i baryłki (wykres 3).



Wykres 3

E). Rzeczywiste położenie punktu styku baryłki przekoszonej z pierścieniem rozdzielającym, co determinuje wielkość reakcji pierścienia oraz warunki tarcia w styku.

Wszystkie powyższe problemy były rozwiązywane drogą obliczeń numerycznych.

W wyniku obliczeń stwierdzono, że nieznaczne zwiększenie promienia krzywizny baryłki oraz pierścienia wewnętrznego przy zachowaniu oryginalnego promienia krzywizny pierścienia zewnętrznego przyczynia się do wyraźnego zmniejszenia momentu przekoszącego przy niemal nie zwiększonym momencie oporowym łożyska i nie pogorszonej trwałości.

Stwierdzono także, że w przypadku łożysk o małych wymiarach mało celowe jest wykonywanie czoła baryłki o kształcie kulistym, natomiast jest to uzasadnione w łożyskach dużych.

THE EFFECT OF WORKING SURFACES SHAPE ON MATING CONDITIONS BETWEEN BARREL AND GUIDE RING IN A BARREL BEARINGS

Summary

In this paper the problem of load and friction in the barrel and guide ring contact is considered. This is connected with a bearing life.

Magnitude of ring loading for the different barrel and raceway curvatures and barrel deviation was calculated. It was a base to find a contact geometry which provide the load minimum and the other bearing parameters not worse.

ВЛИЯНИЕ ФОРМЫ РАБОЧИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ НА УСЛОВИЯ СОВМЕСТНОЙ РАБОТЫ РОЛИКА И РАЗДЕЛЯЮЩЕГО КОЛЬЦА В СФЕРИЧЕСКИХ РОЛИКОПОДШИПНИКАХ

Содержание

В статье рассматривается проблема нагрузки и условий трения в контакте роликов и разделяющего кольца в связи с его стойкостью. Путём расчёта нагрузки на кольцо при разных кривизнах ролика и беговых дорожек и при перекосе ролика получено такую геометрию, при которой эта нагрузка является наименьшей, а другие свойства подшипника — не ухудшаются.

O PEWNEJ METODZIE POMIARÓW DRGAŃ PRZYPADKOWYCH UKŁADÓW CIĄGLYCH

W referacie przedstawiono metodę określania optymalnych punktów zamocowania czujników w pomiarach drgań układów ciągłych, opartą na wykorzystaniu doświadczeń teorii informacji. Za podstawowy wskaźnik jakości optymalizacji przyjęto minimum ilości informacji zawartych w jednym wyniku pomiarowym — o drugim. W pracy zaprezentowano również przykładowe rozwiązanie zagadnienia pomiarów drgań płyty prostokątnej obciążonej losowym polem akustycznym. Parametry wymuszenia przyjęto na bazie wyników uzyskanych w badaniach eksperymentalnych.

WYKAZ SYMBOLI

$w(x, y, t)$	— przemieszczenie poprzeczne
x, y	— współrzędne prostokątnego układu współrzędnych
t	— zredukowany czas
c	— zredukowany współczynnik tłumienia
p	— zredukowane obciążenie zewnętrzne
\tilde{t}	— rzeczywisty czas
\tilde{c}	— rzeczywisty współczynnik tłumienia
\tilde{p}	— rzeczywiste obciążenie zewnętrzne
E	— moduł Younga
ν	— współczynnik Poissona
ρ	— gęstość materiału płyty
h	— grubość płyty
I_{xyz}	— średnia ilość informacji o trzech zmiennych losowych
$H_{1..n}$	— entropia zmiennych losowych
$K(x_i, y_i, x_j, y_j, \tau)$	— funkcja korelacji przemieszczenia
$V_{mn}(x_i, y_i)$	— funkcje własne drgań
ω_{mn}	— częstotliwości własne drgań
σp^2	— wariancja ciśnienia wymuszającego
f_{sr}	— średnia geometryczna częstotliwość środkowa pasma
γ	— szerokość względna pasma (oktawa $\gamma = 0,707$)
L_p	— poziom hałasu w paśmie
L_N	— poziom widmowy hałasu
N_k	— gęstość widmowa mocy
k	— kolejny numer pasma

W budowie maszyn siły obciążające konstrukcję mają charakter przypadkowy. Ze względu na trudności z matematycznym opisem tego typu obciążenia do obliczeń przyjmowano zdeterminowaną postać obciążenia. Okazuje się jednak, że dla wielu konstrukcji przedstawianie drgań jako zdeterminowanych i okresowych powoduje zbyt duży błąd w obliczeniach. W pracy założono, że obciążenia zewnętrzne tzn.

siłowe, ciepłone, akustyczne działające na konstrukcję mają charakter przypadkowy, stąd pola przemieszczeń, przyspieszeń i naprężeń są również polami przypadkowymi. Założono, że parametry konstrukcji są stałe i zdeterminowane. Drgania konstrukcji przedstawiono w postaci drgań układów ciągłych co jest lepszym przybliżeniem rzeczywistego układu niż układy zdyskretyzowane.

Korzystając z metod dynamiki statycznej określono własności układu gdy dane są własności statystyczne układu zewnętrznego. Jeżeli chcemy badać eksperymentalnie układ ciągły to podstawowym problemem jest miejsce ustawienia czujników tak, aby uzyskać jak najwięcej danych. Przy założeniu, że na układ działa proces losowy problem wyboru miejsc pomiaru drgań belki, płyty czy tarczy jest bardzo istotny do dalszych rozważań oraz opracowań wyników. W pracy przedstawiono metodę pomiarów opracowaną na bazie teorii informacji [3]. Wychodząc z założenia, że głównym kryterium rozmieszczenia czujników winna być niezależność wyników pomiarowych otrzymanych w różnych punktach układu, jako wskaźnik jakości rozwiązania zaproponowano minimum ilości informacji wzajemnej. Zakładając ilość czujników $n=3$ przyjęto za Stratonowiczem [5] następujące wyrażenie dla informacji trójkowej.

$$I_{xyz} = H_{xyz} - H_{xy} - H_{xz} - H_{yz} + H_z + H_y + H_x \quad (1)$$

$$I_{xyz} = \frac{1}{2} \ln \det K + \frac{1}{2} \ln \frac{K_{xx} K_{yy}}{K_{xx} K_{yy} - K_{xy}^2} +$$

$$+ \frac{1}{2} \ln \frac{K_{xx} K_{zz}}{K_{xx} K_{zz} - K_{xz}^2} + \frac{1}{2} \ln \frac{K_{yy} K_{zz}}{K_{yy} K_{zz} - K_{yz}^2} \quad (2)$$

$$- \frac{1}{2} \ln K_{xx} - \frac{1}{2} \ln K_{yy} - \frac{1}{2} \ln K_{zz};$$

gdzie:

$$K = \begin{vmatrix} K_{xx} & K_{xy} & K_{xz} \\ K_{yx} & K_{yy} & K_{yz} \\ K_{zx} & K_{zy} & K_{zz} \end{vmatrix}$$

Rozpatrzmy szczegółowo prostokątną płytę podpartą przegubowo opisaną równaniem [2]

$$\nabla^4 w + \frac{\delta^2 w}{\delta t^2} + 2c \frac{\delta w}{\delta t} = p(x, y, t) \quad (3)$$

$$t = \left(\frac{D}{\rho}\right)^{\frac{1}{2}} t; \quad \bar{c} = \frac{1}{2}(\rho D)^{-\frac{1}{2}} c; \quad p = \frac{\bar{p}}{D}$$

$$D = \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)}$$

Z warunkami brzegowymi

$$w = 0; \quad \frac{\delta^2 w}{\delta x^2} + \nu \frac{\delta^2 w}{\delta y^2} \quad x = 0; \quad x = a; \quad \text{dla} \quad (4)$$

$$w = 0; \quad \frac{\delta^2 w}{\delta y^2} + \nu \frac{\delta^2 w}{\delta x^2} \quad y = 0; \quad y = b;$$

W tym przypadku

$$V_{mn}(x, y) = \sin \frac{m\pi x}{a} \sin \frac{n\pi y}{b}$$

$$\omega_{mn}^2 = \left[\left(\frac{m\pi}{a} \right)^2 + \left(\frac{n\pi}{b} \right)^2 \right]^2 \quad (5)$$

Ostatecznie funkcja korelacji przyjmie postać:

$$K_w(x_i, y_i, x_j, y_j, \tau) = \sum_{kl} \sum_{mn} V_{kl}(x_i, y_i) \cdot V_{mn}(x_j, y_j) \cdot K_{f_{mnlk}}(\tau); \quad (6)$$

gdzie

$$K_{f_{mnlk}}(\tau) = \frac{128 [(-1)^n - 1] [(-1)^l - 1] \cdot \delta p^2}{a^2 l n \pi^{3/2}} \int_0^a \int_0^a \sin \frac{k\pi x_1}{a} \sin \frac{m\pi x_2}{a} \cdot$$

$$\int_{-\infty}^{+\infty} \frac{\Psi(\omega) \exp[i\omega\tau] \exp[-i\omega \frac{\sin \theta}{c_n} (x_2 - x_1)] d\omega dx_1 dx_2}{(\omega_{mn}^2 - \omega^2 + 2i\omega c_{mn})(\omega_{kl}^2 - \omega^2 - 2i\omega c_{kl})}$$

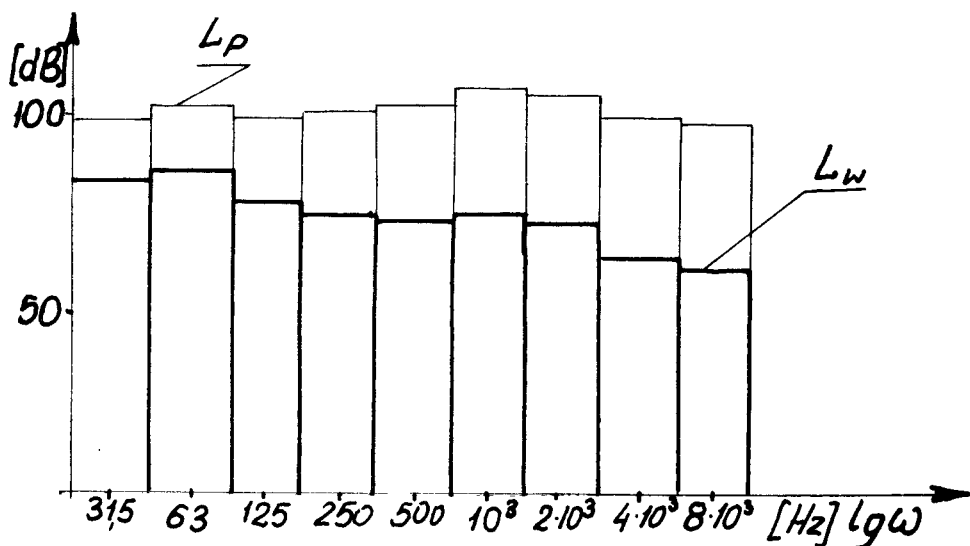
W punktach, w których funkcja ilości informacji osiąga minimum, oraz spełnione są warunki cenności otrzymanej informacji (np. wariacji amplitudy przyspieszeń) — należy założyć czujniki drgań. Poszukiwania minimum funkcji ilości informacji przeprowadzono w dwóch etapach: najpierw wyznaczono metodą Monte—Carlo przedziały w których znajdują się punkty optymalne, i aby następnie wyznaczyć je dokładnie, przeszukując przedziały.

Wszystkie obliczenia przeprowadzono korzystając z maszyny matematycznej Odra 1204.

Badania eksperymentalne

Do badań przyjęto płytę osłonową przedziału silnika koparki. Założono, że na płytę działa tylko obciążenie pochodzące od pola akustycznego. Przeprowadzono badania przy pomocy sonometru firmy Brujer and Kjaer z 1/2'' mikrofonem oraz

z przystawką analizującą poziom hałasu w pasmach oktaowych. Otrzymano następujące wyniki pomiarów.



Rys. 1

Aby było możliwe określenie gęstości widmowej wymuszenia należy przeliczyć poziom hałasu w paśmie L_p [dB] na poziom w paśmie o szerokości $\Delta f = 1$ Hz wg wzoru

$$L_w = L_p - 10 \lg \Delta f = L_p - 10 \lg \gamma f_{sr} \quad (7)$$

Przy zastosowaniu analizatora oktaowego należy odjąć w oktawie 31,5 Hz 14 [dB] a w każdej następnej dodatkowo o 3 [dB]

Gęstość widmowa mocy

$$N_K = N_0 \cdot 10^{0.11 N_K} [W] \quad (8)$$

$$N_0 = 10^{-12} [W]$$

Przyjęto, że dla celów technicznych

$$L_{N_k} = L_{W_k}$$

Gęstość widmowa mocy wymuszenia jest przedstawiona na rys. 1.

LITERATURA

- [1] Broch J. T.: *Acoustic noise measurements*. Bruel and Kjaer 1971.
- [2] Cempel Cz.: *Metody badań i minimalizacji drgań*. Wyd. Polit. Poznańskiej 1975.
- [3] Radkowski S., Tylikowski A.: *Mjera koliczjestwa informacji — funkcji cjeli w planirowanji wibroizmjerjenija sluczajnych koljebanji plastinok*. X Konferencja Dynamiki Maszyn. Referaty WPW Warszawa str. 235—243.
- [4] Skalmierski B., Tylikowski A.: *Procesy stochastyczne w dynamice*. PWN Warszawa 1972.
- [5] Stratonowicz R.L.: *Teoria informacji*. Moskwa. Sowietskoje Radio 1975.

Summary

In the paper there is shown the method determining the optimal points for making fast the gauges in the measurements of the vibrations continual structures.

This method is put on taking advantage of the information theory experiments. As a basic indicator of the optimization quality, there is accepted the minimum of the information quantity, contained in one measurement result — about the other one.

In the paper there is also shown the exemplary solution of the problem respecting the vibration measurements of the rectangular plate loading by the random acoustic area.

The exacton parameters have been accepted on base of the measurement results.

О НЕКОТОРОМ МЕТОДЕ ИЗМЕРЕНИЙ СЛУЧАЙНЫХ КОЛЕБАНИЙ НЕПРЕРЫВНЫХ СИСТЕМ.

В работе рассматривается определения оптимальных пунктов для укрепления датиков в измерениях колвбаний непрерыванных систем, основанный на использовании опытов теории информации.

Основным указателем качества оптимализации, принято считать минимум количества информации содержаемых в одном результате измерения о другом.

В работе представляется также примерное решение вопроса измерний колебаний прямоугольной пластинки, нагружённой случауным акустическим полям.

Параметры вынуждения примняты на основе результатов полученных из экспериментальных исследований.

O GRANICZNYM WZROŚCIE PODZIAŁKI ŁAŃCUCHA PŁYTKOWEGO (ROLKOWEGO, TULEJKOWEGO)

Przedstawiono metodę wyznaczania granicznego wzrostu podziałki łańcucha. Graniczny wzrost podziałki wynika z warunku sprzężenia.

WYKAZ SYMBOLI

d_1	— średnica rolki (tulejki) łańcucha,
d_p	— średnica podziałowa koła,
d_{max}	— maksymalna średnica koła,
n	— miara położenia przegubu na zębie koła,
p	— nominalna podziałka koła oraz łańcucha,
p_i	— podziałka łańcucha, odpowiadająca stykowi przegubu łańcucha z kołem w odległości r_i od osi koła,
r_1	— promień dna wrębu zęba koła,
r_{e1}	— promień zarysu części roboczej zęba,
z	— ilość zębów koła,
α_1	— kąt ograniczający dno wrębu zęba.

Wprowadzenie

Podziałka łańcucha osiąga wartość graniczną [4] gdy związana z tym wytrzymałość elementów lub sprzężenie łańcucha z kołem osiąga stan graniczny. Wartość granicznego wzrostu podziałki Δp , uwarunkowaną ząbieniem łańcucha z kołem określają zależności [1, 2, 3, 4].

$$\Delta p \leq (0,025 \div 0,03)p \quad (2)$$

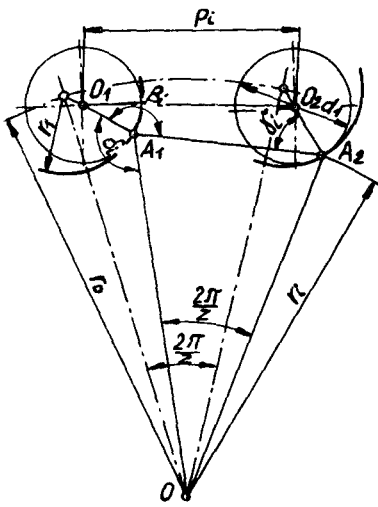
$$\Delta p = 200/z \quad (2)$$

$$\Delta p = 128 / \left(\frac{r}{d_1} \right)^{z^{0,9}} \quad \text{dla} \quad z > 30 \quad (3)$$

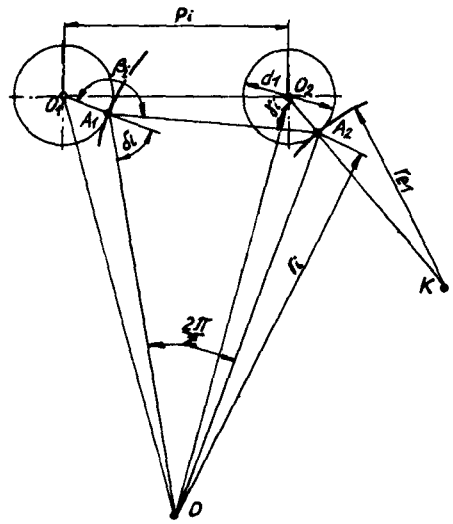
$$\Delta p = 65 / \left(\frac{p}{d_1} \right)^{z^{0,7}} \quad \text{dla} \quad 10 \leq z < 30 \quad (4)$$

Zależność (3), (4) dotyczą zarysu zęba łukowo—prostoliniowego (GOST 591—61). Zarys zęba określony normą PN—73/M—84161 jest zarysem łukowym. W referacie przedstawiono metodę wyznaczania granicznego wzrostu podziałki dla zarysu koła wykonanego zgodnie z PN.

Analiza ząbienia koła z łańcuchem o zwiększonej podziałce.



Rys. 1.



Rys. 2.

Rys. 1 przedstawia położenie ogniw łańcucha we wrębie międzyzębnym, rys. 2 na powierzchni roboczej zęba. Ustalony związek wzrostu podziałki łańcucha Δp_i oraz promienie położenia przegubu r_i ma postać

$$\Delta p_i = \frac{\left\{ \left[2r_i \sin \frac{\pi}{z} - \frac{d_1}{2} (\cos \beta_i + \cos \gamma_i) \right]^2 + \left[\frac{d_1}{2} (\sin \beta_i - \sin \gamma_i) \right]^2 \right\}^{\frac{1}{2}} - p}{p} \quad (5)$$

dla $\frac{dp - d_1}{2} \leq r_i < \left(r_0^2 + r_1^2 - 2r_0 r_1 \cos \frac{\alpha_1}{2} \right)^{\frac{1}{2}}$

$$\beta_i = \frac{3}{2}\pi + \frac{\pi}{z} - \delta_i; \quad \gamma_i = -\frac{\pi}{2} + \frac{\pi}{z} + \delta_i; \quad \delta_i = \arccos \left(\frac{-r_0^2 + r_i^2 + r_1^2}{2r_i r_1} \right)$$

dla $\left(r_0^2 + r_1^2 - 2r_0 r_1 \cos \frac{\alpha_1}{2} \right)^{\frac{1}{2}} < r_i \leq \frac{d \max}{2}$

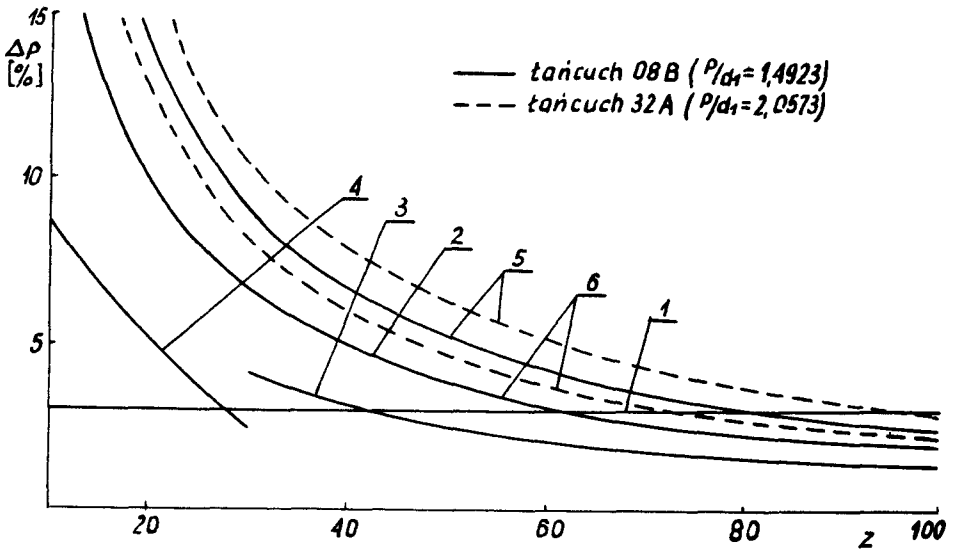
$$\beta_i = \frac{\pi}{2} + \frac{\pi}{z} + \delta_i; \quad \gamma_i = \frac{\pi}{2} + \frac{\pi}{z} - \delta_i; \quad \delta_i = \arccos \left(\frac{r_i^2 + r_{e1}^2 - r_k^2}{2r_i r_{e1}} \right)$$

gdzie $r_k = \left[r_0^2 + (r_1 + r_{e1})^2 - 2r_0(r_1 + r_{e1}) \cos \frac{\alpha_1}{2} \right]^{\frac{1}{2}}; \quad r_0 = 0,5d_p + \left(r_1 - \frac{d_1}{2} \right).$

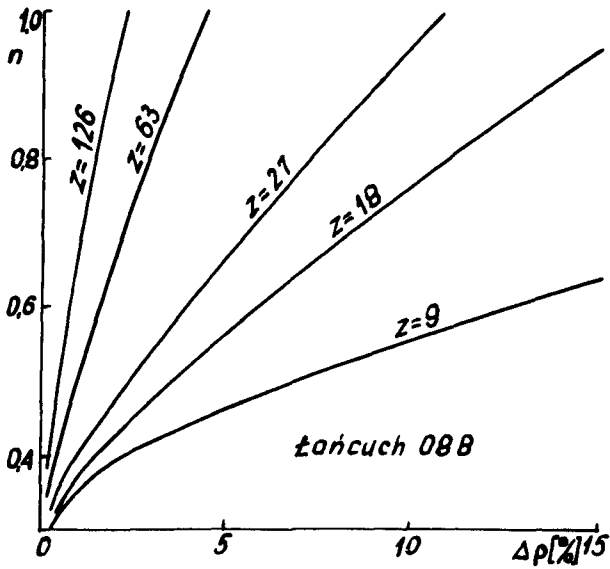
Graniczną wartość wzrostu podziałki otrzymamy przyjmując $r_i = \frac{d_{\max}}{2}$.

Porównanie metod ustalania granicznego wzrostu podziałki
 Porównanie zależności przedstawia rys. 3 (cyfry 1—5 odpowiadają przytaczanym zależnościom). Do praktycznych obliczeń jako wartość graniczna może być przyjęta wartość wzrostu podziałki odpowiadająca podniesieniu się ogniwa o 80% wysokości

zęba ($n = 0,8$, krzywe 6) [4]. Dla $z > 30$ możemy przyjąć proporcjonalność wzrostu podziałki do względnego położenia ogniwa na kole (rys. 4.)



Rys. 3.



Rys. 4.

1. Uproszczona zależność (2) nie określa dopuszczalnego (teoretycznego) wzrostu podziałki łańcucha.
2. Graniczny wzrost podziałki zależny jest od stosunku $\frac{p}{d_1}$ łańcucha oraz zarysu zębów koła łańcuchowego.
3. Przedstawiona zależność (5) może być podstawą do racjonalnego doboru granicznego wzrostu podziałki (przyjmując dopuszczalne „podniesienie się” ogniw łańcucha).

LITERATURA

- [1] Głuszczenko I. P.: *Osnovy projektirovanija cepnych pieriedacz s plastinczatymi cepiami*. Rozprawa habilitacyjna.
- [2] Korewa W.: *Przekładnie łańcuchowe*. Podstawy konstrukcji maszyn Część III WNT Warszawa 1966. Praca zbiorowa.
- [3] Stołbin G. B.: *Wybor paramietrow i rasczot cepnych priwodow*. Detali maszin T. I. pod red. N. S. Aczerkana. Maszgiz. Moskwa 1953.
- [4] Worobiew N. W.: *Cepnyje pieriedaczi*. Maszgiz. Moskwa 1962.

ÜBER GRENZEN DER ZUNAHME DER KETTENSTEIGUNG (ROLLEN — UND HÜLSEN — KETTEN)

Zusammenfassung

Es wurde die Methode für Ermittlung der Zunahmegrenzen der Kettensteigung dargestellt. Die Zunahmegrenzen sind von der Verzahnungsvermögen abhängig.

О ПРЕДЕЛЬНОМ ШАГЕ ПЛАСТИНЧАТОЙ ЦЕПИ (ВТУЛОЧНО-ПОЛИКОВОЙ, ВТУЛОЧНОЙ)

Резюме

Дан метод определения предельного шага цепи. Предельное увеличение шага обусловлена зацеплением цепи со звёздочкой.

WZDŁUŻNE BECZKOWANIE ZĘBÓW PRZEKŁADNI KĄTOWYCH

Referat zawiera analizę wzdluznego beczkowania zębów przekładni kątowych wykonanych metodami stosowanymi przez firmę Oerlikon. Analiza dotyczy sposobu modyfikacji wzdluznej linii zęba w metodach Spiromatic-N oraz Spiroflex.

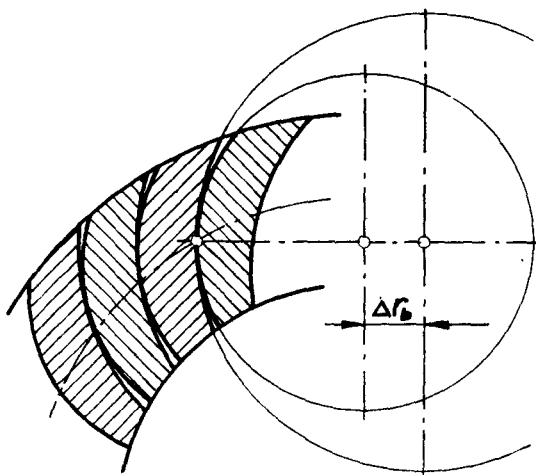
WYKAZ SYMBOLI

Wprowadzone oznaczenia są oznaczeniami firmy Oerlikon i zostały przyjęte w celu łatwiejszego śledzenia literatury tej firmy.

A	– nóż wykańczak do obróbki wklęsłej strony zęba
E_b	– promień koła tocznego epicykloidy
E_M	– rzut promienia koła tocznego epicykloidy
E_y	– promień koła zasadniczego epicykloidy
F	– stała beczkowatości głowicy nożowej
I	– nóż wykańczak do obróbki wypukłej strony zęba
R_p	– obliczeniowa tworząca stożka podziałowego
V	– nóż zgrubny głowicy nożowej
b	– szerokość wieńca zębatego
f	– stosunek długości śladu dolegania do długości zęba
l_b	– wielkość luzu na krańcach wieńca zębatego
m_n	– moduł normalny
m_p	– moduł w punkcie obliczeniowym
r_b	– promień krzywizny epicykloidy w punkcie obliczeniowym
Δr_b	– zmiana promienia krzywizny
r_w	– promień średni głowicy nożowej
t	– podziałka w punkcie obliczeniowym
z_w	– ilość grup nożowych głowicy nożowej
α_n	– kąt przyporu w przekroju normalnym
β_p	– obliczeniowy kąt pochylenia linii zęba
β_r	– kąt działania noży głowicy nożowej
δ_w	– kąt wynikający z ustawienia głowicy nożowej
κ	– kąt pochylenia osi głowicy nożowej przy metodzie Spiroflex
τ_w	– kąt rozstawienia grup nożowych głowicy nożowej
τ_{wi}	– kąt rozstawienia noży wykańczających głowicy nożowej
$\Delta \tau_w$	– zmiana kąta rozstawienia noży wykańczających.

Sytem Oerlikona przyjmuje za podstawową linię wzdluzną zębów kół stożkowych wydłużoną epicykloidę. Przy rozpatrywaniu zagadnień związanych z beczkowaniem, zastępuje się odcinek epicykloidy okręgiem o promieniu r_b równym promieniowi krzywizny epicykloidy w punkcie obliczeniowym.

Konieczność uzyskania prawidłowego śladu współpracy zębów wymaga wzdluznego beczkowania uzębienia polegającego na pocienieniu zębów na krańcach wieńca



Rys. 1

zębatego. Uzyskuje się to przez stosowanie różnych promieni krzywizn wklęsłej i wypukłej strony zębów współpracujących kół. Wielkość różnicy promieni określa się na podstawie wzoru:

$$\Delta r_b = (0,001 - 0,002) r_b \left(\frac{\cos \beta_p \cdot r_b}{f \cdot b} \right)^2 \quad (1)$$

Firma Oerlikon w metodzie Spiromatic dla przekładni typu *N*, w celu uzyskania beczkowatości zębów stosuje zmianę kąta rozstawienia noży wykańczających głowicy nożowej, w wyniku czego następuje zmiana promieni działania noży.

Na podstawie rys. 2 można napisać zależność

$$\frac{\Delta r_b}{0,5 \Delta \tau_w} = \frac{t}{\tau_w}$$

po podstawieniu $t = \pi m_p$ oraz $\tau_w = \frac{360}{z_w}$ uzyska się

$$\Delta r_b = F \frac{\pi}{720} m_p \quad (2)$$

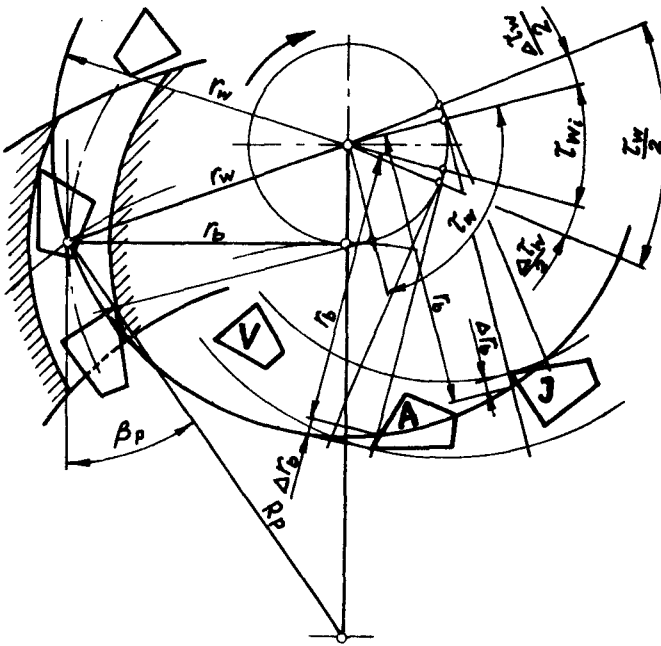
gdzie $F = \Delta \tau_w z_w$ jest stałą beczkowatości głowicy nożowej.

Podstawiając zależność (2) do wzoru (1) przyjmuje się

$$(0,001 \div 0,002) \frac{r_b}{f^2} \frac{\pi}{720} \approx r_b + 20$$

co jest słuszne dla $f = 0,6$ i średnich wielkości promienia r_b . Uwzględniając, że w metodzie Spiromatic beczkowane są obydwa koła przekładni, uzyskuje się stosowaną przez firmę Oerlikon zależność, służącą do określania wielkości beczkowatości głowicy nożowej:

$$2 \Delta \tau_w z_w = (r_b + 20) \frac{\cos^2 \beta_p r_b^2}{m_p b^2} \quad (3)$$



Rys. 2.

W metodzie Spiroflex uzyskuje się beczkowanie zębów poprzez pochylenie osi główicy nożowej, dzięki czemu noże na krańcach wieńca zębatego zagłębiają się bardziej w materiał powodując zmniejszenie grubości zęba. Przy tej metodzie beczkowane jest mniejsze koło przekładni. W celu wyznaczenia wielkości l_b zastępuje się zębatkę pierścieniową prostopadłościannem o szerokości

$$\frac{b}{\cos(\beta_p - \delta_w)}$$

gdzie

$$\sin \delta_w = \frac{E_m}{r_w} \quad (4)$$

W oparciu o rys. 3 wyprowadza się zależność

$$l_b = y t g \alpha_n = (1 - \cos \beta_v) t g \kappa t g \alpha_n$$

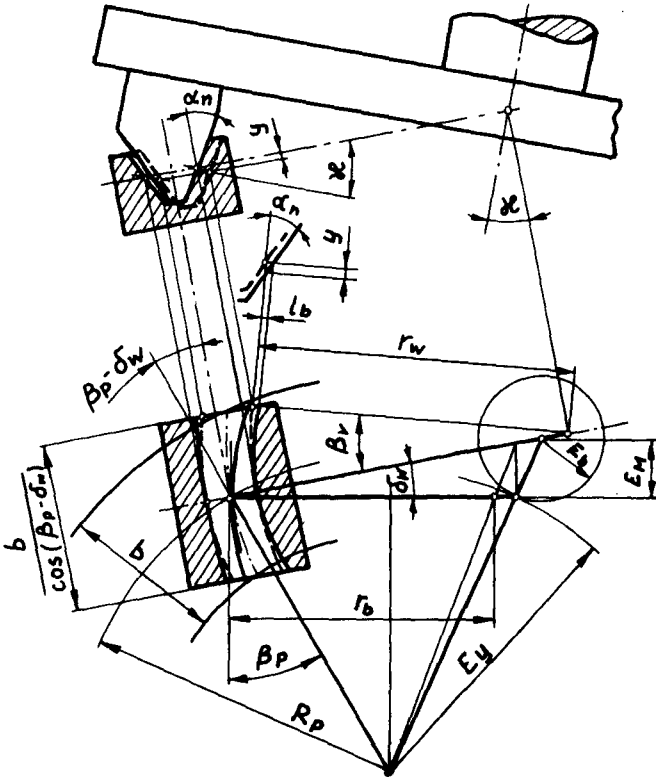
Po przekształceniu uzyskuje się wzór na wielkość kąta pochylenia główicy nożowej

$$t g \kappa = \frac{l_b}{r_w (1 - \cos \beta_v) t g \alpha_n} \quad (5)$$

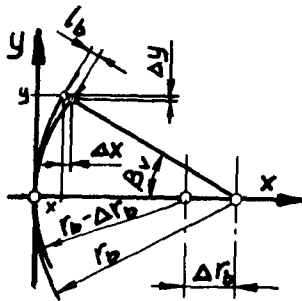
gdzie kąt β_v wyznacza się z zależności

$$\sin \beta_v = \frac{b}{2 r_w \cos(\beta_p - \delta_w)} \quad (6)$$

Firma Oerlikon przyjmuje $l_b = (0,006 + 0,020)m_n$, w zależności od obciążenia i sztywności łożyskowania przekładni. Zależność między różnicą promieni krzywizn Δr_b , a wielkością ścicia l_b wyprowadza się w oparciu o rys. 4. Dla wypukłej strony zęba można napisać



Rys. 3.



Rys. 4

$$\Delta r_b = r_b \frac{(x + \Delta x)^2 + (y + \Delta y)^2}{2(x + \Delta x)} \quad (7)$$

gdzie

$$\begin{aligned}x &= r_b(1 - \cos\beta_v) & \Delta x &= l_b \cos\beta_v \\y &= r_b \sin\beta_v & \Delta y &= -l_b \sin\beta_v\end{aligned}$$

Po podstawieniu i uproszczeniu uzyska się wzór:

$$\Delta r_b = \frac{l_b \left(1 - \frac{l_b}{2r_b}\right)}{1 - \cos\beta_v \left(1 - \frac{l_b}{r_b}\right)} \quad (8)$$

Analogicznie wyprowadza się zależność dla wklęsłej strony zęba, która przyjmuje postać

$$\Delta r_b = \frac{l_b \left(1 + \frac{l_b}{2r_b}\right)}{1 - \cos\beta_v \left(1 + \frac{l_b}{r_b}\right)} \quad (9)$$

Ponieważ $l_b \ll r_b$ można przyjąć że $1 + \frac{l_b}{r_b} \approx 1$ i uproszczyć wzory (8) i (9) do postaci.

$$\Delta r_b = \frac{l_b}{1 - \cos\beta_v} \quad (10)$$

Podstawiając (10) do (5) uzyskuje się ostateczny wzór na wielkość kąta pochylenia głowicy nożowej

$$\operatorname{tg} \kappa = \frac{\Delta r_b}{r_w \operatorname{tg} \alpha_n} \quad (11)$$

gdzie wielkość różnicy promieni krzywizn Δr_b wyznacza się ze wzoru (1).

LITERATURA

- [1] Kiedrzyński W.N., Pismanik K.M.: *Stanki dlia nariezania koniczeskich zubczatych kolies*. Maszgiz. Moskwa 1975.
- [2] Kotthaus E.: *Spiral — und Hypoidkegelr' der nach dem Spiroflex — Verfahren*. Werkstatt und Betrieb Heft 8 1967.
- [3] *Oerlikon — Spiromatic. Allgemeine Theorie*. Wydawnictwo f-my Oerlikon.
- [4] *Oerlikon — Spiroflex. Berechnung*. Wydawnictwo f-my Oerlikon. Zurich 1975.
- [5] *Berechnung der Vorschneider und deren Einstellung für das Schneiden von N-Getrieben*. Wydawnictwo f-my Oerlikon.

TOOTH TRACE CROWNING OF BEVEL GEARS

Summary

Report contains an analyses of tooth trace crowning bevel gears generated by Oerlikon's methods. An analyses described the way of tooth modification at Spiromatic—N and Spiroflex.

БОЧКОВАНИЕ ДЛИН ЗУБЦОВ КОНИЧЕСКИХ ПЕРЕАЧИ

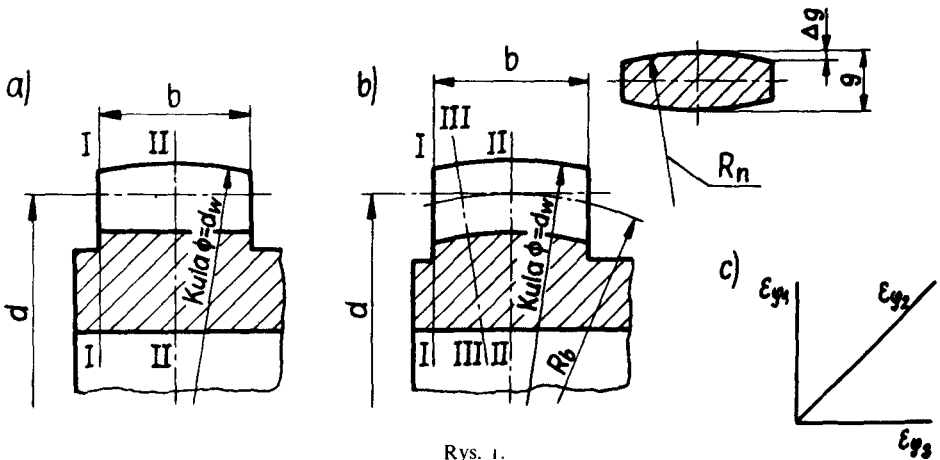
Краткое содержание

Доклад указывает анализ бочкования длины зубцов конических передачи изготовляющих методами фирмы Оэрликон. Анализ относится к способу модификации длины зубца по методу Спироматки Н и Спирофлекс.

OKREŚLENIE WSPÓŁCZYNNIKÓW OCENY STANU NAPRĘŻEŃ W UZĘBIENIACH O MODYFIKOWANEJ LINII I ZRÓŻNICOWANEJ WYSOKOŚCI ZĘBA

W badaniach wpływu geometrycznych cech konstrukcyjnych na rozkład naprężeń u podstawy zębów określono współczynniki nierównomierności rozkładu, wpływu beczułkowatości oraz wpływu kąta wychylenia. Wprowadzone współczynniki pozwalają na uściślenie dotychczasowych metod obliczeń rozważanych uzębień.

Określone w tytule referatu uzębienia stanowią elementy ząbów sprzęgieł zębatych. Zróźnicowanie wysokości jest skutkiem kulistego zarysu powierzchni wierzchołków zębów, a linia zębów ustalona jest w wyniku beczułkowania (rys. 1).



Rys. 1.

Względne ustawienie współdziałających zębów uzębienia zewnętrznego i wewnętrznego opisują zależności:

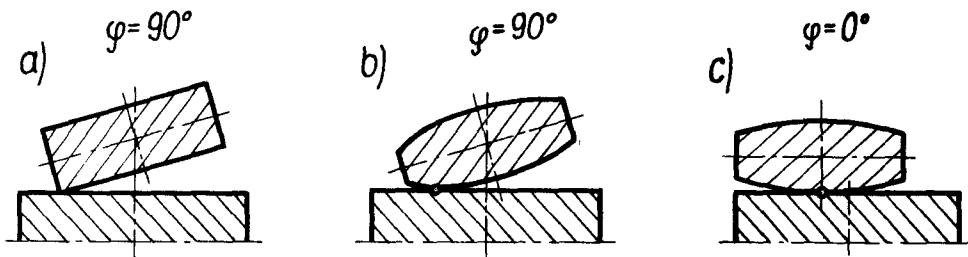
- przemieszczenie środka zęba (ruch wychylania)

$$u(\phi) = \frac{1}{2} d \operatorname{tg} \psi \cos \phi \quad (1)$$

- przemieszczenie katowe (obrót zęba)

$$\psi(\phi) = \psi \sin \phi \quad (2)$$

W zależnościach tych: d — średnica podziałowa, ψ — kąt wychylenia uzębienia zewnętrznego względem wewnętrznego, ϕ — współrzędna katowa określająca położenie współdziałającej pary zębów na obwodzie ($\phi = 0 \div 2\pi$).



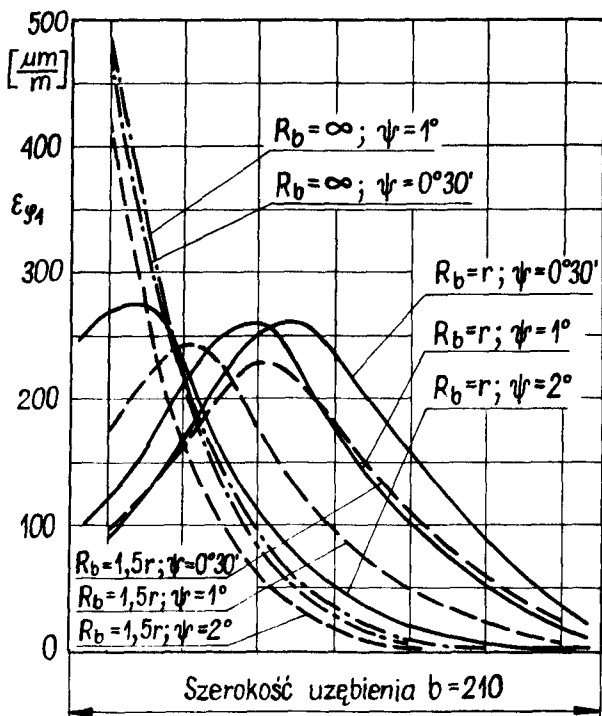
Rys. 2.

Charakterystyczne względne położenia współdziałających zębów przedstawiono

Ocena stanu naprężeń rozpatrywanych uzębień, wobec różnic międzyzębnego stanu obciążenia w odróżnieniu od przekładni zębatych, wymagała przeprowadzenia badań, zapewniających:

- określenie wpływu stopnia skupienia obciążenia, wynikającego z różnej krzywizny powierzchni bocznej zębów, na rozkład naprężeń u podstawy,
- określenie zmienności rozkładu tych naprężeń przy przemieszczaniu się strefy styku, wynikającym ze zmienności $u(\phi)$ oraz $\psi(\phi)$.

Badania te przeprowadzono na segmentach uzębień wykonanych z żywicy epoksydowej. Zasadnicze dane uzębień: moduł $m = 32$, liczba zębów (całego koła) $z = 48$, szerokość uzębienia $b = 210$ mm, kąt zarysu $\alpha = 20^\circ$. Krzywizny powierzchni



Rys. 3.

bocznych, określone za pomocą promieni bezzałkowania R_b wynosiły $R_b = \infty$ (zęby proste), $R_b = 1,5 r$ (krzywizna mała), $R_b = r$ (krzywizna duża). Pomiarów dokonywano za pomocą tensometrów oporowych w punktach wzdłuż tzw. linii krytycznej, będącej miejscem geometrycznym punktów krytycznych u podstawy zęba, w przekrojach promieniowych (przekroje III—III na rys. 1b).

Z trzech mierzonych wielkości $\varepsilon_{\phi 1}$, $\varepsilon_{\phi 2}$ i $\varepsilon_{\phi 3}$ (rys. 1c) do określenia charakterystycznych współczynników wykorzystano odkształcenia względne $\varepsilon_{\phi 1}$, a współczynniki zdefiniowano tak, jak opisują zależności (3) i (4).

– Współczynnik wpływu bezzałkowatości K_R

$$K_R = \frac{\sigma_B^o}{\sigma_p^o} \quad (3)$$

gdzie:

σ_B^o – naprężenia w przekroju środkowym zęba (przekrój II—II na rys. 1) o danym stopniu skupienia obciążenia zależnym od krzywizny powierzchni bocznej,

σ_p^o – analogiczne naprężenia w zębie o boku prostym.

– Współczynnik wpływu wychylenia K_ψ

$$K_\psi = \frac{\sigma^\psi}{\sigma^o} \quad (4)$$

gdzie:

σ^ψ – maksymalna wartość naprężeń na krzywej rozkładu wzdłuż szerokości zęba (rys. 3),

σ^o – naprężenia w przekroju środkowym zęba przy symetrycznym obciążeniu jego boku (tzn. przy $\psi = 0$).

Wyznaczono ponadto współczynniki nierówności rozkładu naprężeń K_b ,

$$K_b = \frac{\sigma^o}{\sigma_{sr}^o} \quad (5)$$

gdzie:

σ^o – naprężenia jak w zależności (4),

σ_{sr}^o – wartość średnia rozkładu naprężeń wzdłuż szerokości użębienia

Wartości współczynników K_b , K_R i K badanych zębów są następujące:

a) Zęby proste ($R_b = \infty$)	$K_b = 1,25$; $K_R = 1,00$;	$K_\psi = 2,40$ $K_\psi = 2,47$	przy $\psi = 0^\circ 30'$ przy $\psi = 1^\circ$
b) Krzywizna mała ($R_b = 1,5 r$)	$K_b = 1,72$; $K_R = 1,16$;	$K_\psi = 1,02$ $K_\psi = 1,05$ $K_\psi = 1,87$	przy $\psi = 0^\circ 30'$ przy $\psi = 1^\circ$ przy $\psi = 2^\circ$
c) Krzywizna duża	$K_b = 1,81$; $K_R = 1,28$;	$K_\psi = 1-1,02$	przy $\psi = 0^\circ$ $- 1^\circ$

$(R_b = r)$

$K_\psi = 1,08$

przy $\psi = 2^\circ$

masz.438

– 441 powyżej

Wprowadzone współczynniki pozwalają na uściślenie dotychczasowych metod obliczeń rozważanych uzębień.

DETERMINATION OF THE STRESS EVALUATION FACTORS FOR THE TEETH WITH MODIFIED FLANK LINE AND VARIOUS TOOTH HEIGHT

In the investigation of design feature influence on the stress pattern at the tooth base, factors of inequality of the stress pattern, effect of barreling and effect of the deflection angle, has been determined. These factors were experimentally determined in the tests of three — dimensional models of the teeth with large curvature of the flanks. Such factors make possible to precise existing calculating methods of the teeth considered.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦЕНТОВ ОЦЕНКИ НАПРЯЖЁННОГО СОСТОЯНИЯ В ЗАЦЕПЛЕНИЯХ С ПРОДОЛЬНОЙ МОДИФИКАЦИЕЙ И ПЕРЕМЕННОЙ ВЫСОТОЙ ЗУБА

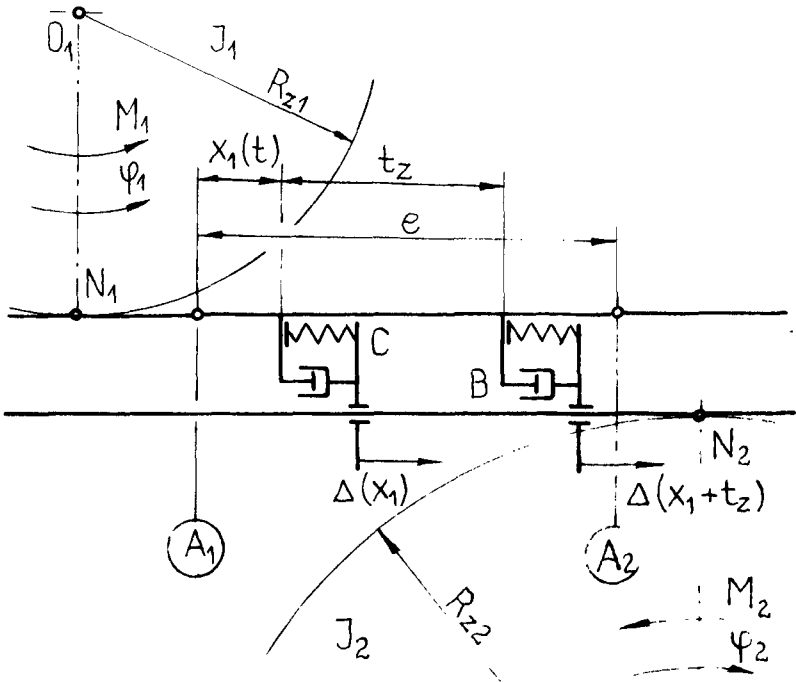
В исследованиях влияния геометрических признаков конструкции на распределение напряжений у основания зубьев определены коэффициенты неравномерности распределения напряжений, влияния бочкообразности и влияния угла отклонения. Значения этих коэффициентов определены на основе экспериментальных исследований пространственных моделей с большими кривизнами боковых поверхностей зубьев. Введённые в работу коэффициенты позволяют уточнить методы расчёта зубьев, рассматриваемых в статье.

ZASTOSOWANIE MODELU L. MÜLLERA DO BADANIA ROZKŁADU OBCIĄŻENIA NA ZĘBACH PRZEKŁADNI

W pracy zawarto opis dynamiki przekładni oraz modelu. Wykazano, że przy pewnych założeniach równania różniczkowe dla przekładni i modelu są podobne. Podane wzory na skale umożliwiają modelowe badanie rozkładu siły dynamicznej na zębach w przypadku występowania systematycznych błędów podziałki. Uzupełniono opis modelu dla przypadku, gdy wystąpi rozwarcie współpracujących powierzchni zębów.

Przekładnię w obecnych rozważaniach stanowią dwa współpracujące koła o promieniach kół zasadniczych R_{z1} , R_{z2} i bezwładnościach J_1, J_2 , na które działają wymuszenia zewnętrzne $M_1(t)$, $M_2(t)$. Współpracę kół dla dwuparowego ząbienia przedstawiono na rys. 1, na którym sztywne występy ze sprężynami i tłumikami zastępują sztywność i tłumienie dla pary zębów. Błędy ząbienia opisuje, powtarzająca się na odcinku przyporu funkcja

$$\Delta(x_1) = t_{z2} - t_{z1} \quad (1).$$



Rys. 1.

Błędy wynikają z różnicy podziałek przyporu koła drugiego o podziałce t_{z2} względem zębniaka o podziałce t_{z1} . Ruch kół określają zmienne ϕ_1, ϕ_2 lub odpowiadające im drogi po łukach kół zasadniczych $x_1 = R_{z1}\phi_1, x_2 = R_{z2}\phi_2$. Przyjmując w chwili $t = 0, x_1 = x_2 = 0, \dot{x}_1 = \dot{x}_{10}, \dot{x}_2 = \dot{x}_{20}$ i rozwiązując równania ruchu dla dwuparowego zazębienia $0 \leq t \leq t_{10}$ otrzymujemy dla czasu $t = t_{10}$ $x_1(t_{10}), x_2(t_{10}), \dot{x}_1(t_{10}), \dot{x}_2(t_{10})$. Wielkości te są warunkami początkowymi ruchu dla równań dotyczących jednoparowego zazębienia trwającego w czasie $t_{10} \leq t \leq t_{20}$. Rozwiązując równania dla jednoparowego zazębienia otrzymujemy znowu warunki początkowe dla równań dwuparowego zazębienia.

Odształcenia zębów z uwzględnieniem systematycznych błędów dla dwuparowego zazębienia wynoszą zgodnie z rys. 1.

$$\Delta l_1 = R_{z1}\phi_1 - R_{z2}\phi_2 - \Delta(x_1); \quad \Delta l_2 = R_{z1}\phi_1 - R_{z2}\phi_2 - \Delta(x_1 + t_2) \quad (2)$$

a energia kinetyczna, potencjalna i dysypacyjna będzie

$$E = \frac{1}{2}(I_1\dot{\phi}_1^2 + I_2\dot{\phi}_2^2); \quad U = \frac{1}{2}C(\Delta l_1^2 + \Delta l_2^2); \quad T = \frac{1}{2}B(\dot{\Delta l}_1^2 + \dot{\Delta l}_2^2) \quad (3)$$

W oparciu o równania Lagrange'a [6], [8], [9]

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\delta E}{\delta \dot{\phi}_i} \right) + \frac{\delta U}{\delta \phi_i} + \frac{\delta T}{\delta \dot{\phi}_i} = M_i; \quad i = 1, 2 \quad (4)$$

po przekształceniach i przyjęciu oznaczeń

$$\begin{aligned} \phi &= \phi_1 - \phi_2 \frac{R_{z2}}{R_{z1}}; & M_1 &= M_0 + \eta_1(t); & M_2 &= [M_0 + \eta_2(t)] \frac{R_{z2}}{R_{z1}}, \\ m_1 &= I_1 / R_{z1}^2; & m_2 &= I_2 / R_{z2}^2; & \frac{1}{m} &= \frac{1}{m_1} + \frac{1}{m_2} \end{aligned} \quad (5)$$

otrzymujemy równanie ruchu względnego przekładni w formie

$$\begin{aligned} \ddot{\phi} + \frac{C}{m} \left(\phi - \frac{\Delta(x_1)}{R_{z1}} \right) + \frac{C}{m} \left(\phi - \frac{\Delta(x_1 + t_2)}{R_{z1}} \right) + \frac{B}{m} \left(\dot{\phi} - \frac{\dot{\Delta}(x_1)}{R_{z1}} \right) + \\ \frac{B}{m} \left(\dot{\phi} - \frac{\dot{\Delta}(x_1 + t_2)}{R_{z1}} \right) = \frac{M_0}{R_{z1}^2 m} + \left(\frac{\eta_1(t)}{m_1} + \frac{\eta_2(t)}{m_2} \right) \frac{1}{R_{z1}^2} \end{aligned} \quad (6)$$

W analogiczny sposób można wyprowadzić równanie ruchu względnego dla jednoparowego zazębienia

$$\ddot{\phi} + \frac{C}{m} \left(\phi - \frac{\Delta(x_1)}{R_{z1}} \right) + \frac{B}{m} \left(\dot{\phi} - \frac{\dot{\Delta}(x_1)}{R_{z1}} \right) = \frac{M_0}{R_{z1}^2 m} + \left(\frac{\eta_1(t)}{m_1} + \frac{\eta_2(t)}{m_2} \right) \frac{1}{R_{z1}^2} \quad (7)$$

gdzie przez M_0 oznaczono średnią wartość momentu przeniesioną przez przekładnię.

Dla modelu Müllera [3], [4], dwuparowe zazębienie modelowane jest układem jak na rys. 2. Energia kinetyczna, potencjalna i dysypacyjna dla modelu wynosi

$$E = \frac{1}{2} m_0 \dot{z}^2; \quad U = \frac{1}{2} c [z - \Delta(y)]^2 + \frac{1}{2} c [z - \Delta(y + t_z)]^2 \quad (8)$$

$$T = \frac{1}{2} \beta [\dot{z} - \dot{\Delta}(y)]^2 + \frac{1}{2} \beta [\dot{z} - \dot{\Delta}(y + t_z)]^2$$

skąd równanie ruchu masy m

$$\ddot{z} + \frac{c}{m_0} (z - \Delta(y)) + \frac{c}{m_0} (z - \Delta(y + t_z)) + \frac{\beta}{m_0} (\dot{z} - \dot{\Delta}(y)) + \quad (9)$$

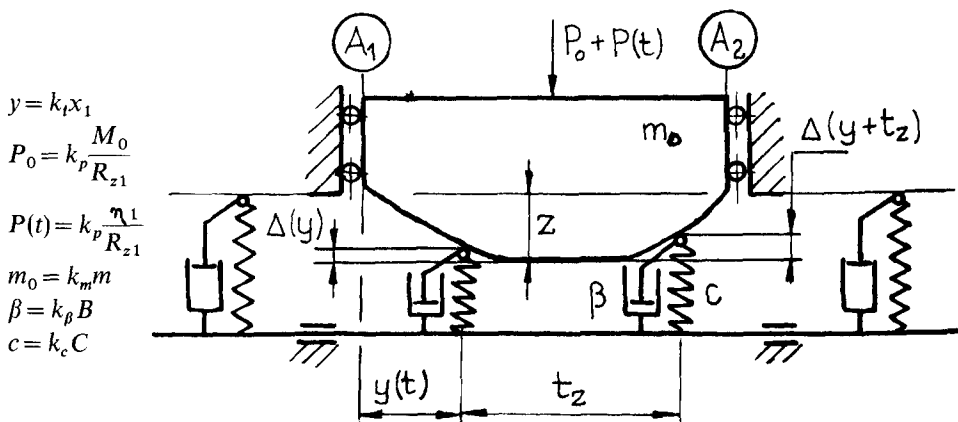
$$\frac{\beta}{m_0} (\dot{z} - \dot{\Delta}(y + t_z)) = \frac{P_0}{m_0} + \frac{P(t)}{m_0}$$

i analogicznie gdy z masą m współpracuje jedna sprężyna

$$\ddot{z} + \frac{c}{m_0} (z - \Delta(y)) + \frac{\beta}{m_0} (\dot{z} - \dot{\Delta}(y)) = \frac{P_0}{m_0} + \frac{P(t)}{m_0} \quad (10)$$

Po wprowadzeniu skal [1], [2], [7] otrzymujemy związki

$$z = k_t R_{z1} \phi \quad (11)$$



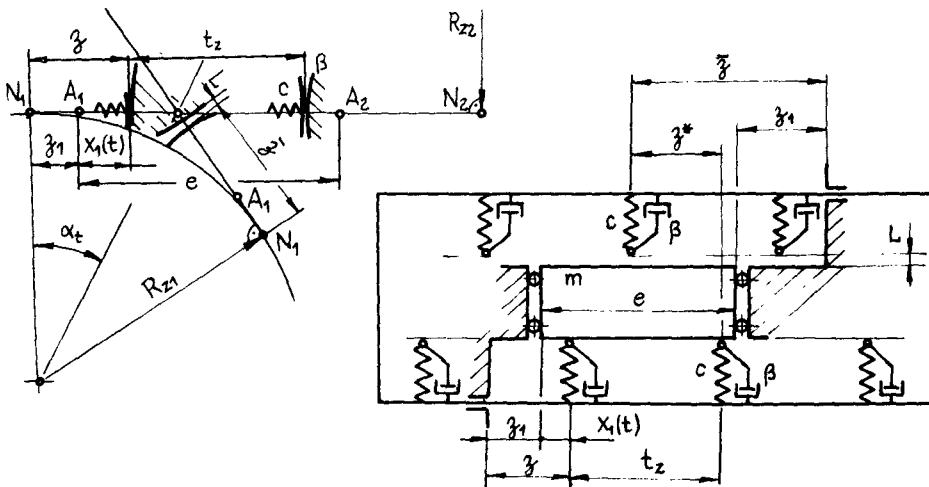
Rys. 2.

$$\frac{k_m k_t}{k_p k_t^2} = \frac{k_t k_c}{k_p} = \frac{k_t k_\beta}{k_t k_p} = 1 \quad (12)$$

Na rys. 3 wprowadzono uzupełnienie do modelu Müllera przez wprowadzenie drugiej palisady sprężyn. W tym przypadku wielkości dla przekładni i modelu

oznaczono identycznie. Druga palisada sprężyn stwarza możliwość współpracy zębów wzdłuż drugiego odcinka przyporu w przypadku rozwarcia styku zębów (np. w rezonansie). Przesunięcie górnej palisady sprężyn względem dolnej zgodnie z rys. 3 będzie:

$$\bar{z}^* = 2R_{z1}\alpha_t + g_{z1} - e \quad (13)$$



Rys. 3.

Doświadczalne wyznaczenia rozkładu obciążenia wzdłuż odcinka przyporu wymaga rejestracji przemieszczenia $z(y)$ wg rys. 2, co odpowiada rejestracji ruchu względnego kół przekładni w funkcji kąta obrotu koła. W przypadku konieczności badania wpływu błędów przypadkowych ilość sprężyn w palisadzie pierścieniowej powinna być równa najmniejszej wspólnej wielokrotności z ilości zębów obu współpracujących kół.

LITERATURA

- [1] Johnstone R.E., Thring N.W.: *Doświadczalne modele i metody powiększania skali*. PWN, Warszawa 1960.
- [2] Kasprzak W. i inni: *Formalne zasady budowy modelu matematycznego i identyfikacji obiektów*. Arch. Autom. i Telemek., z. 4, 1970.
- [3] Müller L.: *Przekładnie zębate*. WNT, Warszawa 1972.
- [4] Müller L.: *Nowy model dynam. przekładni walcowej.*, z. 21, Przegl. M. 1974.
- [5] Nadolski W.: *Sily występujące w przekładni jednostopniowej o osiach równoległych.*, z. 3, Rozpr. Inżynierskie 1971.
- [6] Piszczek K.: *Drgania w budowie maszyn*. PWN, Warszawa 1975.
- [7] Praca zbiorowa: *Modele matematyczne i identyfikacja procesów*, Ossolineum, t. 1, 2, 1972
- [8] Wejc L.W. i inni: *Obliczenia dynamiki napędów masz.* WNT, W-wa 1975.
- [9] Ziemia St.: *Analiza drgań*. PWN, Warszawa 1957.

APPLICATION MÜLLER'S MODEL TO ANALYSIS THE CHANGE OF LOAD IN TOOTHED GEARS

Differential equations for the gear and the gear-model have been derived. The complete analogy between the gear and the model has been proved. The derived formulae may be used for the analysis of dynamic teeth-load with the systematic errors of teeth taken into account.

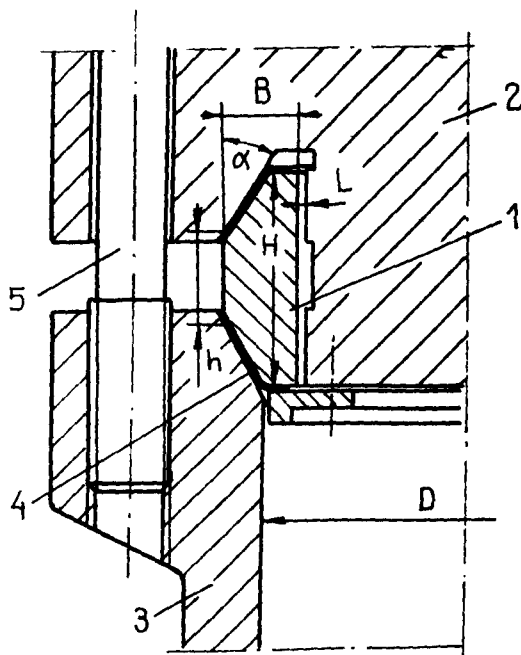
ПРИМЕНЕНИЕ МОДЕЛИ МИЛЛЕРА В АНАЛИЗУ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ НАГРУЗКИ МЕЖДУ ЗУБЦАМИ СОПРЯЖЕННЫХ КОЛЕС

В работе приведены дифференциальные уравнения для передачи и модели. Из уравнений возникает полный аналог модели и передачи. Полученные формулы были применены в анализе распределения динамической нагрузки на поверхности учитывая погрешность.

ANALIZA PRACY WYSOKOCIŚNIENIOWEGO POŁĄCZENIA ŚRUBOWEGO Z USZCZELKĄ DWUSTOŻKOWĄ

W opracowaniu badano zachowanie się połączenia śrubowego z tuleją dwustożkową stosowanego w naczyniach wysokociśnieniowych. Przeprowadzono obliczenia naprężeń i przemieszczeń w układzie, oraz sił w śrubach w czasie montażu i pracy połączenia. Wyniki obliczeń potwierdzono doświadczalnie.

Przedmiotem pracy jest analiza teoretyczna i doświadczalna połączenia śrubowego z tuleją dwustożkową (rys. 1) stosowanego w naczyniach wysokociśnieniowych. Tuleja 1 osadzona w gniazdach pokrywy 2 i kołnierza 3 dociskana jest do nich śrubami 5. Pomiedzy tuleją a gniazdami znajdują się uszczelki 4 wykonane z aluminium lub miedzi. W czasie pracy zbiornika ciśnienie odsuwa pokrywę od kołnierza rozszerzając jednocześnie tuleję 1, co wywołuje samodoszczelnianie zbiornika. Aby uszczelki 4 uległy w czasie montażu uplastycznieniu konieczne jest wprowadzenie na śruby 5 naciągu montażowego:



Rys. 1.

$$N_m = \pi D_u b q' (\sin \alpha + \mu \cos \alpha)$$

gdzie b – czynna szerokość uszczelki $b = \frac{H-h}{2 \cos \alpha}$, D_u – średnia średnica uszczelki, –

naciski wywołujące uplastycznienie uszczelki i jej dopasowanie się do gniazd, μ – określony doświadczalnie odpowiednik współczynnika tarcia w układzie gniazdo – uszczelka – tuleja (wg dośw. autorów $\mu \sim 0,5$).

Naciąg montażowy odkształca tuleję mogąc wywołać jej uplastycznienie. Aby temu zapobiec należy ograniczyć przemieszczenie promieniowe tulei odpowiednio dobranym luzem L (rys. 1). Obliczenie naprężeń tulei w czasie montażu i pracy połączenia, oraz określenie luzu L było tematem pracy [3].

Tuleję potraktowano jako grubościenną krótką powłokę o zastępczej grubości, odpowiednio ścisakaną i zginaną. Obliczenia numeryczne wykonano dla danych: $D = 600$ [mm], $B = 32$ [mm], $h = 28$ [mm], $H = 80$ [mm], $\alpha = 30^\circ$, $i = 8$ śrub o średnicy $d = 50$ mm (wymiary stanowiska doświadczalnego). Określono początek uplastycznienia tulei przy naciągu $N_m = 192$ [T] wywołującym przemieszczenie promieniowe tulei $u_{pt} = 0,24$ [mm]. Stosowany w doświadczeniu naciąg montażowy $N_m = 412$ [T] wywołałby więc niekorzystne uplastycznienie tulei gdyby nie ograniczyć go luzem $L \leq u_{pt}$.

Obciążenie połączenia spowoduje również deformację kołnierza i pokrywy wywołując dającą się doświadczalnie zaobserwować redystrybucję nacisków na szerokości uszczelki. W celu określenia wielkości tej deformacji podzielono układ kołnierz – pokrywa na kołową płytę, dwa pierścienie i powłokę walcową (rys. 2). Zakładając obciążenie tego układu jak na rysunku obliczono przemieszczenia i obroty elementów połączenia. Dla danych wymienionych wyżej i naciągu $N_m = 150$ [T] uzyskano $\theta_1 = 3'10''$, $\theta_2 = 6'50''$.

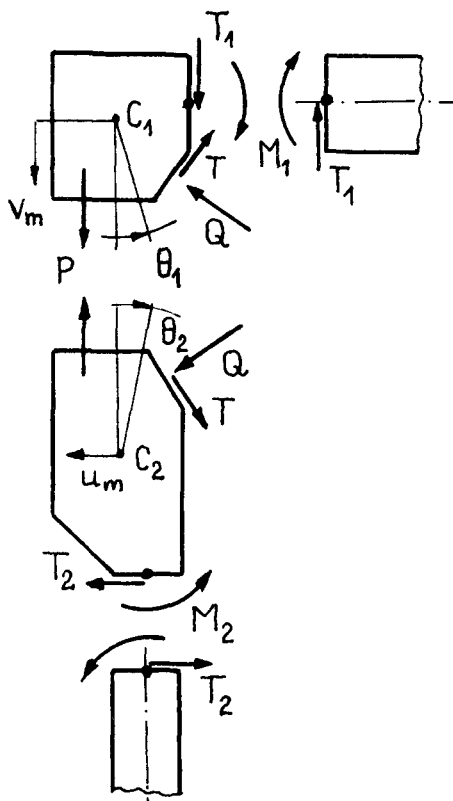
W czasie pracy zbiornika kąty te ulegną dalszemu zwiększeniu wywołując częściowe odciążenie uszczelki na jej szerokości (obserwacja doświadczalna). Tej niekorzystnej redystrybucji można uniknąć korygując odpowiednio kąt α tulei w stosunku do kątów w gniazdach kołnierza i pokrywy.

Przy założeniu, że penetracja czynnika w czasie pracy połączenia zachodzi do ok. połowy szerokości uszczelki otrzymamy wzór na naciąg ruchowy połączenia:

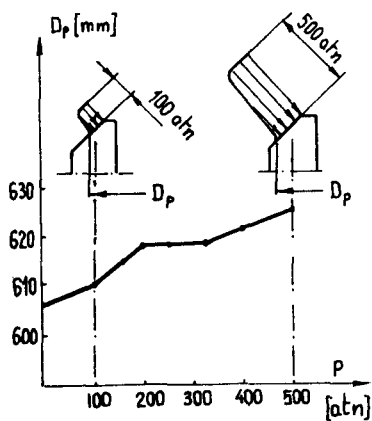
$$N_r = \frac{1}{4} \pi D_p^2 p + \frac{1}{2} \pi (D_w + \frac{1}{2} b \sin \alpha) b q'' (\sin \alpha - \mu \cos \alpha)$$

Dla ciśnienia $p = 500$ [atn] wyliczono potwierdzony doświadczalnie naciąg $N_r = 1504$ [T], przy czym nacisk na uszczelce — q'' otrzymano z warunku równości przemieszczenia osiowego pokrywy względem kołnierza zbiornika z odpowiadającym mu wydłużeniem śrub. Przeszczenie promieniowe tulei wynosiło $u_r = 0,03$ [mm] a więc było znacznie mniejsze niż analogiczne w czasie montażu. Oznacza to rozszerzenie się tulei po wprowadzeniu ciśnienia i samoduszczelnienie układu ($q' = 7,83$ [kG/mm²], $q'' = 9,70$ [kG/mm²]).

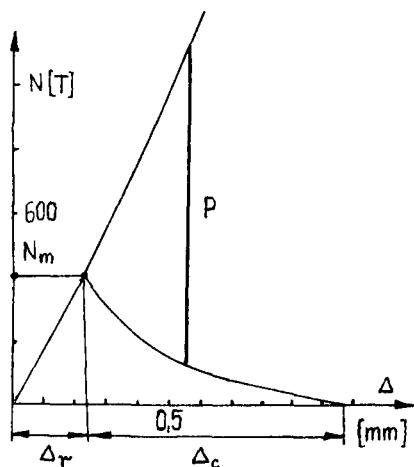
Badania doświadczalne uszczelnienia przeprowadzono w komorze wysokociśnieniowej umieszczonej pomiędzy dwoma płytami połączonymi przy pomocy ośmiu napinanych hydraulicznie śrub. Stosowano uszczelkę aluminiową o grubości 1 [mm] i dwustożkową tuleję ze stali 20. Średni luz promieniowy wynosił $L = 0,27$ [mm]. Naprężenia w śrubach i w dwustożkowej tulei mierzono tensometrycznie, a wydłużenia śrub — czujnikami zegarowymi.



Rys. 2.



Rys. 3.



Rys. 4.

Penetrację czynnika na szerokości uszczelki związaną z odkształceniem się układu w czasie pracy badano odprowadzając go poprzez punkty pomiarowe nawiercone wzdłuż szerokości uszczelki. Przebieg tej penetracji w funkcji ciśnienia

obciążającego komorę pokazuje rys. 3. Należy podkreślić, że układ zachował pełną szczelność do ciśnienia $p = 500$ [atn]. Na rys. 4 przedstawiono zdjęty doświadczalnie wykres układu podatnego śruby — uszczelka dla analizowanego połączenia. Jak widać połączenie z tuleją dwustożkową charakteryzuje się dużą podatnością, co zmniejsza jego reakcje na zmiany temperatury. Korzystnym również, zwłaszcza przy znacznych ciśnieniach, jest stosunkowo mały naciąg montażowy i samodoszczelnienie się połączenia.

LITERATURA

- [1] Dueres M.H.: *Rascziot naprjaženij w korpusach i sosudach s razjemnymi flancewymi sojedinenijami. Eksperimentalnyje issledowanija i rascziot naprjaženij w konstrukcjach*. Nauka, Moskwa 1975.
- [2] Kłębowski Z.: *Obliczenie wytrzymałościowe naczyń ciśnieniowych*. PWT, Warszawa 1969.
- [3] Ryś J., Zieliński A.: *Analiza pracy połączenia śrubowego z tuleją dwustożkową stosowanego w połączeniach wysokociśnieniowych*. Przegląd Mechaniczny, w druku.
- [4] Timoshenko S., Wojnowski-Krieger S.: *Teoria płyt i powłok*, Arkady, Warszawa 1962
- [5] Zalecenia normalizacyjne RWPG. *Zbiorniki i aparaty wysokociśnieniowe*. Komisja Maszynowa, Praga 1968.

AN ANALYSIS OF WORK OF A HIGH-PRESSURE SCREW COUPLING WITH A BI-CONICAL RING

Summary

The paper deals with an investigation of behaviour of a screw coupling with a bi-conical ring, used in high-pressure vessels. Stresses and displacements are calculated in the system, and also forces in screws during the fitting and the work of the coupling. The results have been confirmed in the experimental way.

АНАЛИЗ РАБОТЫ ВИНТОВОГО СОЕДИНЕНИЯ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ С ДВУХКОНУСНЫМ УПЛОТНЕНИЕМ

Содержание

В работе исследовали поведение винтового соединения с двухконусной втулкой, применяемого в сосудах высокого давления. Проведены расчеты напряжений и перемещений в системе, а также сил в винтах во время монтажа и работы соединения. Результаты подтверждены экспериментом.

DOŚWIADCZALNE WYZNACZANIE NAPRĘŻEŃ W ELEMENTACH WYSIEGNIKA W 19 JAKO METODA OPTYMALIZACJI JEGO KONSTRUKCJI

W referacie przedstawiono badania wysięgnika W 19 do transportu betonu. Celem badań było wyznaczenie naprężeń w najbardziej obciążonych elementach wysięgnika, w różnych warunkach pracy, dla umożliwienia optymalizacji jego konstrukcji. Badania obejmowały pomiary naprężeń przy obciążeniu statycznym i dynamicznym wywieranym przez masy zastępcze oraz w warunkach eksploatacyjnych. Ponadto wyznaczano doświadczalnie ciężar ramienia wysięgnika i częstości jego drgań własnych. Badania przeprowadzono przy pomocy metod tensometrii oporowej.

Instytut Mechaniki i Podstaw Konstrukcji Maszyn Politechniki Gdańskiej od wielu lat współpracuje z Gdańskimi Zakładami Mechanizacji Budownictwa ZREMB, producentem wielu unikatowych maszyn budowlanych. W ciągu ostatnich kilku lat współpraca ta dotyczyła głównie udoskonalenia konstrukcji wibromłotów i wysięgników do transportu betonu. Wysięgnik do transportu betonu (rys. 1) jest to samojezdne urządzenie służące do transportu płynnej masy betonowej do miejsca jej zalewania. Składa się ono z rozkładanego hydraulicznie trójczłonowego ramienia i pompy do masy betonowej, umieszczonych na podwoziu samochodu ciężarowego. Do ramienia o wysięgu 19 m zamocowany jest rurociąg, którym tłoczony jest płynny beton. Trzy belki ramienia połączone są między sobą przegubowo. Pierwsza belka zamocowana jest przegubowo do konsoli. Przegubowe połączenia belek umożliwiają obrót ramienia wysięgnika w płaszczyźnie pionowej o 120° i w płaszczyźnie poziomej o 270° . Wydajność urządzenia wynosi $60 \text{ m}^3/\text{h}$. Urządzenie to ze względu na swoje zalety stosowane jest obecnie na wszystkich dużych budowach przemysłowych w Polsce. Wysięgnik produkowany jest przez ZREMB w kooperacji z firmą Stetter z RFN. Ustrój nośny wysięgnika skonstruowany został w ZREMBIE i jest tam całkowicie wytwarzany, natomiast pompa betonu, wyposażenie hydrauliczne i elektroniczne, dostarczane są przez firmę Stetter. Całość montowana jest na podwoziu samochodu Jelcz 315 M.

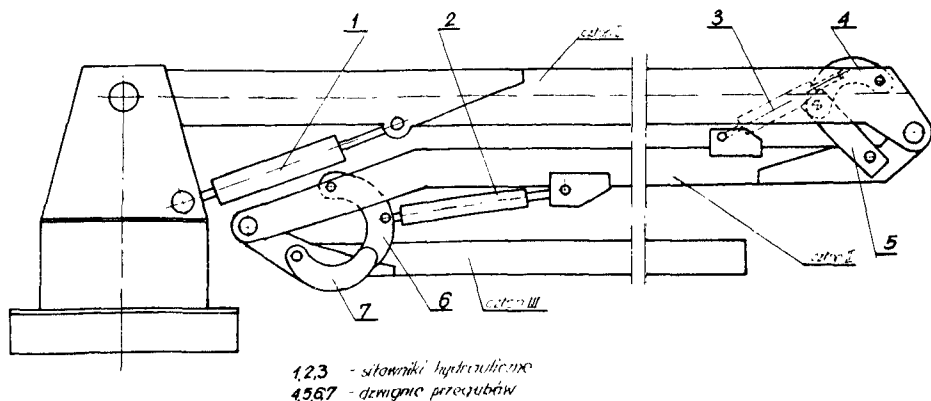
Badania prowadzone przez Instytut Mechaniki i P.K.M. miały charakter kompleksowy. Rozpoczęto je w 1972 r. od prototypu wysięgnika bez pompy, zamocowanego na stanowisku badawczym.

Następnie w 1973 r. i 74 r. przeprowadzono badania pierwszych kompletnych egzemplarzy wysięgników, ostatnie zaś badania wykonane zostały w 1975 i 76 r. na seryjnych egzemplarzach. Przedmiotowe badania obejmowały pomiar naprężeń w elementach wysięgnika, doświadczalne wyznaczenie ciężaru ramienia wysięgnika oraz pomiar częstości drgań własnych ramienia.

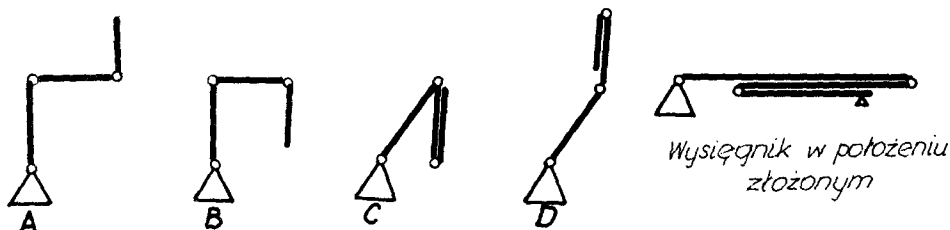
Doświadczalne wyznaczenie naprężeń było konieczne ze względu na wymagany stopień bezpieczeństwa ustroju nośnego wysięgnika i brak możliwości dostatecznie dokładnego wyznaczenia naprężeń w jego elementach metodami analitycznymi. Trudności z analitycznym wyznaczeniem naprężeń dotyczyły głównie konsoli wysięgnika oraz dźwigni w przegubach belek. Człony ramienia wysięgnika mimo pozornie prostego modelu obliczeniowego wymagały również dokładnego sprawdzenia rzeczywistych naprężeń ze względu na możliwość utraty stateczności zamkniętego, skrzynekowego przekroju belek.

Naprężenia w elementach wysięgnika mierzono przy obciążeniach statycznych i dynamicznych symulowanych masami zastępczymi zamocowanymi do belek ramienia. Masy zastępcze powodowały przeciążenie wysięgnika o 10% w stosunku do obciążenia eksploatacyjnego, wywieranego przez rurociąg wypełniony betonem. Obciążenia dynamiczne wywołymano przez odpowiednie manipulowanie członami ramienia wysięgnika przy ich rozkładaniu, składaniu i obrocie.

Badania przeprowadzono przy pomocy metod tensometrycznych. W badaniach tych poza trudnościami natury technicznej, związanymi z przygotowaniem punktów pomiarowych do badań, zasadniczym problemem było zerowanie układów pomiarowych. Jest to problem podstawowy we wszystkich doświadczalnych metodach wyznaczania naprężeń w ustrojach dźwigowych o dużej masie i wysięgu, pracujących na otwartej przestrzeni. Demontaż poszczególnych elementów dla przeprowadzenia zerowania był technicznie niemożliwy. W położeniu złożonym ramienia wysięgnika występowały naprężenia związane z ciężarem belek, tarcieniem w przegubach oraz resztkowym obciążeniem wywieranym przez siłowniki. W niektórych elementach zerowanie układów pomiarowych przeprowadzono wyznaczając średnią arytmetyczną pomiarów z dwu położen elementu, przy których naprężenia były równe co do wartości i przeciwne co do znaku, np. dla II członu ramienia w położeniu A i B, zaś dla III członu położenie C i D na rys. 2. W innych elementach zerowania dokonywano przez kilkakrotny pomiar naprężeń o stanie złożonym ramienia i statystyczne oszacowanie wyników.



Rys. 1 Ramię wysięgnika.



Rys. 2 Położenie członów ramienia wysięgnika przy zerowaniu układów pomiarowych.

Wyniki badań poza dostarczeniem konstruktorom ogólnych informacji o stanie wyciężenia poszczególnych elementów umożliwiły przeprowadzenie optymalizacji cech konstrukcyjnych urządzenia takich jak:

- wymiary i kształty elementów dźwigniowych,
- kształt geometryczny konsoli,
- wymiary i kształt nakładek wzmacniających poszczególne człony,
- materiały najbardziej obciążonych elementów dźwigniowych.

Kryterium optymalizacji stanowił wymagany stopień pewności wszystkich elementów wysięgnika.

Analiza wyników badań dynamicznych pozwoliła konstruktorom urządzenia opracować zalecenia eksploatacyjne, które włączono do instrukcji obsługi wysięgnika.

Summary

Investigations on outrigger W 19 to transport poured concrete are described in this article. Calculation of stresses in the most loaded elements of outrigger for its design optimization was the aim of these investigations.

The investigations included measurements of stresses under static and dynamic load exerted by substitute masses and under exploitation load. The weight of outrigger arm and frequency of its free vibration were also measured. The investigations were carried out using electric resistance wire strain gauge methods.

Содержание

В работе дано описание конструкционных испытаний транспортирующего жидкий бетон хобота В 19, с целью определить напряжения в наиболее нагруженных элементах. Исследования были проведены тензометрическим методом, для статического и динамического режимов работы, применяя заменяющие массы и в эксплуатационных условиях работы. Была взрешена стрела и определена частота собственных колебаний. Результаты испытаний были основой оптимализации хобота.

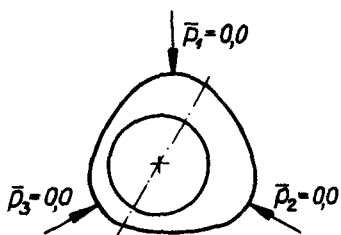
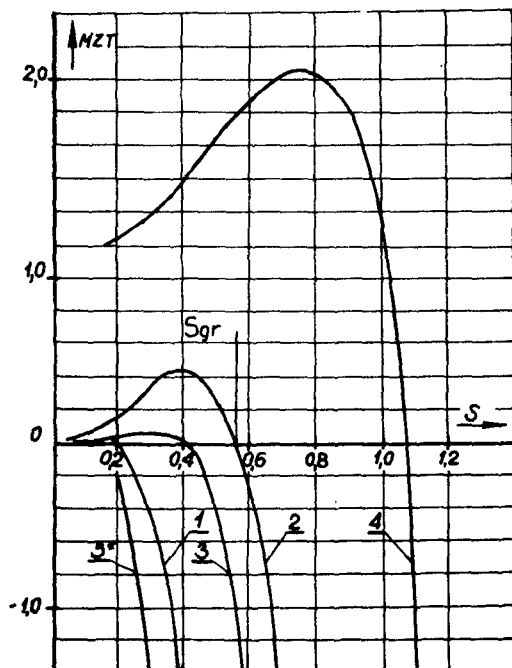
OBLICZENIA GEOMETRYCZNE PRZEKŁADNI HIPOIDALNEJ HG — OERLIKON

Referat omawia obliczenia geometryczne przekładni hipoidalnej ogólnej HG — Oerlikon, mającej zastosowanie głównie w układach napędowych samochodów, ciągników i lokomotyw spalinowych.

WYKAZ SYMBOLI

A_1, A_2	– odległości montażowe
A_{i1}	– odległości czola zębника od osi koła dużego
A_{ka1}, A_{ka2}	– wymiar konstrukcyjny
A_{ki2}	– wymiar konstrukcyjny
A_{p1}, A_{p2}	– wymiar konstrukcyjny
R	– długość tworzącej stożka podziałowego
R_{p1}	– długość tworzącej stożka podziałowego zębника w punkcie obliczeniowym
R_{p2}	– długość tworzącej stożka podziałowego koła dużego w punkcie obliczeniowym
$\Delta A_1, \Delta A_2$	– odległości wierzchołków stożków podziałowych zębника i koła dużego od płaszczyzny osiowej koła dużego i zębника
ΔA_{s1}	– odległość wierzchołka stożka głównego zębника od płaszczyzny osiowej koła dużego
a	– przesunięcie hipoidalne
b_1, b_2	– szerokość wieńca zębника i koła dużego
d_2	– średnia średnica podziałowa koła dużego
h_{f1}, h_{f2}	– wysokość stopy zęba zębника i koła dużego
h_{k1}, h_{k2}	– wysokość głowy zęba zębника i koła dużego
k	– współczynnik wzmocnienia zębника
r'_b	– średni promień krzywizny wzdłużnej linii zęba
r_b^A	– promień krzywizny epicykloidy kształtowanej przez głowicę nożową
r_M, r_{M2}	– nominalny promień głowicy nożowej
r_{p2}	– średni promień podziałowy koła dużego
z_1, z_2	– liczba zębów zębника i koła dużego
z_w	– liczba grup nożowych głowicy nożowej
$\Delta\alpha$	– poprawka kąta przyporu
β_{p1}, β_{p2}	– kąt pochylenia wzdłużnej linii zęba w punkcie obliczeniowym
δ_1, δ_2	– półkąt stożka podziałowego zębника i koła dużego
η	– kąt zawarty między płaszczną osiową zębника przechodzącą przez punkt obliczeniowy a płaszczyzną osiową koła dużego równoległą do osi zębника
a	– kąt przesunięcia hipoidalnego

Przekładnia HG — Oerlikon rys. 1. jest przekładnią hipoidalną ogólną. Cechą charakterystyczną przekładni jest niesymetryczność zarysu zęba, co oznacza, że poprawka kąta przyporu $\Delta\alpha$ jest różna od zera:



$$MZT = f(\gamma_{ik}, \beta_{jk})$$

L_D	$\frac{L}{D}$	λ^*	β°	S_{gr}
1	0,5	0,5	0,0	0,202
2	0,5	0,25	0,0	0,543
3	0,5	0,5	1,5	0,440
4	1,0	0,5	0,0	1,072
5*	0,5	-	0,0	0,119

Rys. 1

$$\Delta\alpha \neq 0 \tag{1}$$

$$R_{p1} \sin \beta_{p1} \neq R_{p2} \sin \beta_{p2} \tag{2}$$

Dane wejściowe do obliczeń geometrycznych muszą spełniać następujące warunki:

$$z_1 + z_2 > 34 \tag{3}$$

$$z_1 > 5 \tag{4}$$

$$0,13 < i = \frac{z_1}{z_2} < 0,33 \tag{5}$$

$$0,285R \leq b_2 \leq 0,3R \tag{6}$$

-dla samochodów osobowych i półciężarowych:

$$\frac{1}{7}d_2 \leq a \leq \frac{1}{5}d_2 \tag{7}$$

$$a_{max} = 0,4R \tag{8}$$

– dla samochodów ciężarowych, autobusów, ciągników, lokomotyw:

$$a \cong 0,1d_2 \quad (9)$$

– odległości A_{i1} i A_{ka1} powinny być tak dobrane aby:

$$b_1 \geq b_2 + 2(0,33 \div 0,1)b_2 \quad (10)$$

Pozostałymi danymi są: odległości montażowe A_1, A_2 , typ głowicy nożowej (EH, EHN, HC), kierunek oraz kąt pochylenia wzdłużnej linii zęba zębniaka β_1 przyjmowany równy $50^\circ, 48^\circ$ a nawet przy silnie obciążonych przekładniach 45° . Obliczenia przekładni polegają na wyznaczeniu średniego obliczeniowego promienia krzywizny wzdłużnej linii zęba r_b' wg wzoru:

$$r_b' = \frac{Rp_1 \sin \beta p_1 Rp_2 \sin \beta p_2}{(Rp_2 \cos \beta p_2 - Rp_1 \cos \beta p_1)(\cos \beta p_1 \cos \beta p_2 + \sin \beta p_2)} \quad (11)$$

i porównanie go z promieniem r_b'' epicykloidy kształtowanej przez głowicę nożową:

$$r_b'' = \frac{r_{m2} \frac{z_2}{2z_w} + r_{p2} \sin \beta p_2}{\frac{z_2}{2z_w} + \sin \delta_2} \quad (12)$$

Jeśli r_b' i r_b'' nie spełniają warunku

$$0,03 < \left| \frac{r_b' - r_b''}{r_b'} \right| < 0,05 \quad (13)$$

konieczna jest korekta współczynnika k oraz kąta η w celu wykonania kolejnej iteracji obliczeń.

LITERATURA

[1] *Oerlikon Spiral Bevel Gear Cutting. Gear desing HG*. Wydawnictwa f-my Oerlikon, Zurich. Szwajcaria

DESIGN CALCULATION OF HYPOID GEARS HG OERLIKON

Summary

Report discuss design calculation of hypoid gears HG — Oerlikon used particularly for automotive rear axle drives.

ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ВЫЧИСЛЕНИЯ ГИПОИДАЛЬНОЙ ПЕРЕДАЧИ ХГ-ОЭРЛИКОН

Доклад указывает геометрические вычисления гипоидальной передачи ХГ-ОЭРЛИКОН применяемой в автомобильной промышленности.

METODA WYZNACZANIA CHARAKTERYSTYKI KIERUNKOWEJ NIESTACJONARNEGO ŹRÓDŁA DŹWIĘKU W ZASTOSOWANIU DO BADAŃ KONSTRUKCYJNYCH ELEKTROSTALOWNICZYCH PIECÓW ŁUKOWYCH.

W referacie przedstawiono metodę wyznaczania charakterystyki kierunkowej niestacjonarnego źródła dźwięku. Opisano zastosowanie tej metody w badaniach konstrukcyjnych elektrostalowniczych pieców łukowych.

W Instytucie Podstaw Konstrukcji Maszyn Politechniki Śląskiej prowadzone są badania elektrostalowniczych pieców łukowych. Celem badań jest weryfikacja konstrukcji pieca w świetle kryterium zmniejszenia zagrożenia załogi hałasem. Przedmiotem badań jest źródło hałasu tj. łuk elektryczny oraz czynniki warunkujące jego działanie i emisję hałasu. Analizując działanie pieca stwierdzono, że ściany i sklepienie pieca stanowiące naturalną przegrodę dla fal akustycznych emitowanych przez łuk elektryczny są niejednorodne, co powoduje, że tłumienie fal akustycznych w różnych kierunkach względem pieca jest różne. W efekcie piec łukowy jest bryłą emitującą fale akustyczne o różnym natężeniu w różnych kierunkach, co powoduje występowanie wokół pieca obszarów o różnym zagrożeniu hałasem. W związku z tym podjęto badania charakterystyki kierunkowej pieca łukowego w celu zidentyfikowania głównych dróg przenikania energii akustycznej poprzez obudowę pieca.

Trudność wyznaczania charakterystyki kierunkowej dla takiego obiektu jak piec łukowy polega na tym, że efekt akustyczny obiektu jest niestacjonarnym sygnałem losowym.

Zmiany poziomu sygnału w czasie topienia dochodzą do 25dB. W związku z tym poziom ciśnienia akustycznego mierzony w określonym punkcie w pobliżu pieca zależy nie tylko od usytuowania tego punktu względem pieca, ale jest również funkcją czasu.

Dla wyznaczenia charakterystyki kierunkowej niestacjonarnego źródła dźwięku opracowano metodę, której istotą jest pomiar tzw. względnego poziomu ciśnienia akustycznego, czyli różnicy wartości poziomu ciśnienia akustycznego mierzonego w określonym punkcie pomiarowym i wartości poziomu ciśnienia akustycznego mierzonego jednocześnie w stałym punkcie kontrolnym.

Tak wyznaczony względny poziom ciśnienia akustycznego w określonym punkcie pomiarowym nie zależy od wartości chwilowej poziomu ciśnienia akustycznego emitowanego przez źródło dźwięku, a więc jest stały również dla niestacjonarnego źródła dźwięku o stałej charakterystyce kierunkowej. Względny poziom ciśnienia akustycznego w określonym punkcie pomiarowym zależy jedynie od

usytuowania tego punktu względem źródła dźwięku przy stałym punkcie kontrolnym. Podczas badań źródła dźwięku ustala się jeden stały punkt kontrolny a następnie mierzy się poziom ciśnienia akustycznego w dowolnie wielu punktach pomiarowych rozmieszczonych wokół źródła dźwięku i w punkcie kontrolnym jednocześnie. Mierzone przebiegi zmienności poziomu ciśnienia akustycznego w określonym punkcie pomiarowym i w stałym punkcie kontrolnym można rejestrować jednocześnie przy pomocy dwukanałowego rejestratora. Następnie określa się względny poziom ciśnienia akustycznego w określonym punkcie pomiarowym jako różnicę odtworzonych w postaci wykresów przebiegów zmienności poziomów ciśnienia akustycznego w określonym punkcie pomiarowym i w stałym punkcie kontrolnym. Podobną operację wykonuje się dla wszystkich punktów pomiarowych. Rozkład względnych poziomów ciśnienia akustycznego wokół źródła dźwięku pozwala wyznaczyć charakterystykę kierunkową tego źródła. Względne poziomy ciśnienia akustycznego można wyznaczać bezpośrednio w czasie pomiaru poprzez zastosowanie odpowiedniego sumatora poziomów wartości skutecznych napięć odpowiadających mierzonym wartościom ciśnienia akustycznego i miernika poziomu.

Zastosowanie odpowiedniego sumatora z dwoma przetwornikami liniowo-logarytmicznymi umożliwia wyznaczenie charakterystyki kierunkowej źródła dźwięku z pominięciem rejestracji. Opisana metoda wymaga stosunkowo prostej aparatury tj. dwóch torów pomiarowych oraz dwukanałowego rejestratora lub odpowiedniego sumatora i miernika poziomu.

W wyniku przeprowadzonych badań opisaną wyżej metodą zidentyfikowano główne drogi przenikania energii akustycznej poprzez obudowę pieca.

Stwierdzono, że największa emisja hałasu następuje poprzez okno wsadowe a w szczególności na kierunkach odpowiadających krawędziom pokrywy okna wsadowego. Stanowiło to podstawę do weryfikacji cech konstrukcyjnych pokrywy okna wsadowego i jego zamknięcia w świetle kryterium chłonności i szczelności akustycznej. Weryfikacja polegała na wprowadzeniu podwójnych ścian pokrywy okna wsadowego i wypełnieniu go wodą chłodzącą oraz na zastosowaniu odpowiednich przewodnic pokrywy okna wsadowego, o takiej postaci, która zapewnia właściwe uszczelnienie pomiędzy pokrywą a ramą okna wsadowego. Ponadto stwierdzono zwiększoną emisję hałasu na kierunku odpowiadającym połączeniu sklepienia ze ścianami pieca.

Zaproponowano szereg koncepcji uszczelnienia tego połączenia. Ze względu na zagrożenie hałasem obsługi pieca zbadano rozkład obszarów o największym natężeniu hałasu wokół pieca. Stwierdzono, że umieszczenie kabiny sterowniczej pieca na wprost okna wsadowego jest niewłaściwe ze względu na kryterium zagrożenia hałasem.

Zaproponowano zmianę położenia kabiny sterowniczej. Kabina powinna być umieszczona z boku pieca, gdzie zagrożenie hałasem jest znacznie mniejsze.

LITERATURA

- [1] Praca badawcza: „Budowa skutecznego zabezpieczenia załogi przed skutkami nadmiernego hałasu przy piecach łukowych 50 T” — Instytut Podstaw Konstrukcji Maszyn Politechniki Śląskiej, Gliwice 1973— —1976.
- [2] Praca badawcza: „Akustyczne metody badania cech konstrukcyjnych szalowniczych pieców łukowych” — Instytut Podstaw Konstrukcji Maszyn Politechniki Śląskiej, Gliwice 1976 r.

Summary

Paper reports the method to estimate the directional characteristic of a non — stationary sound source. The application of the presented method for the constructional investigations of electric arc furnace for steelmaking is discussed.

Краткое содержание

В работе представлено описание метода определения диаграммы направленности нестационарного источника звука. Описано применение метода в конструкционных исследованиях электрических печей для производства стали.

WPŁYW PARAMETRÓW KONSTRUKCYJNYCH NA CHARAKTERYSTYKI DYNAMICZNE ŁOŻYSKA PERYCYKLOIDALNEGO

Przedstawiono sposób wyznaczania charakterystyk dynamicznych łożyska ślizgowego określonych przez współczynniki sprężystości i współczynniki tłumienia filmu smarnego. W oparciu o obliczone współczynniki przeanalizowano stateczność i nośności graniczne prostego wirnika symetrycznego. Obliczenia numeryczne wykonano dla łożyska perycykloidalnego o trzech powierzchniach smarnych uwzględniając różne parametry konstrukcyjne panewki tj. L/D , λ^* , β , $\bar{p}z$.

WYKAZ SYMBOLI

$D = 2R$	– średnica łożyska
F_1, F_2	– bezwymiarowe składowe przyrostu nośności
$H = \frac{h}{R - R'}$	– bezwymiarowa grubość szczeliny smarnej
L	– szerokość łożyska
P	– obciążenie łożyska
R'	– promień czopa
$S = P \frac{\psi^2}{\eta \cdot \omega \cdot D \cdot L}$	– bezwymiarowa nośność
h	– grubość szczeliny smarnej
$\bar{p} = p \frac{\psi^2}{\eta \cdot \omega}$	– bezwymiarowe ciśnienie
$\bar{p}z = pz \frac{\psi^2}{\eta \cdot \omega}$	– bezwymiarowe ciśnienie zasilania
\bar{z}	– bezwymiarowa współrzędna wzdłuż osi łożyska
α	– kąt położenia linii środków czopa i panewki
β	– kąt obciążenia
β_k	– bezwymiarowe współczynniki tłumienia
γ_k	– bezwymiarowe współczynniki sprężystości
η	– współczynnik lepkości dynamicznej
λ	– mimośrodowość względna łożyska
λ^*	– mimośrodowość względna perycykloidy
ϕ	– współrzędna obwodowa
$\psi = \frac{R - R'}{R}$	– luz względny
ω	– prędkość kątowa czopa

Pełna charakterystyka łożyska ślizgowego obejmuje charakterystyki statyczne i charakterystyki dynamiczne uzależnione od parametrów konstrukcyjnych i eksploatacyjnych.

Łożysko perycykloidalne [1] należy do łożysk wielopowierzchniowych a przy zastosowaniu zasilania ciśnieniowego zaliczane jest do łożysk hybrydowych łącząc zalety łożysk hydrostatycznych (duża nośność) oraz łożysk wielopowierzchniowych

(rozszerzenie zakresu statecznej pracy). Ciśnienie zasilania wywiera wpływ na pracę łożyska w warunkach obciążeń statycznych i dynamicznych [2].

Korzystając z równań ciągłości i ruchu oraz przeprowadzając jakościową analizę wymiarową dla laminarnego filmu smarnego otrzymano [3] w postaci bezwymiarowej równanie rozkładu ciśnienia w izotermicznym filmie smarnym.

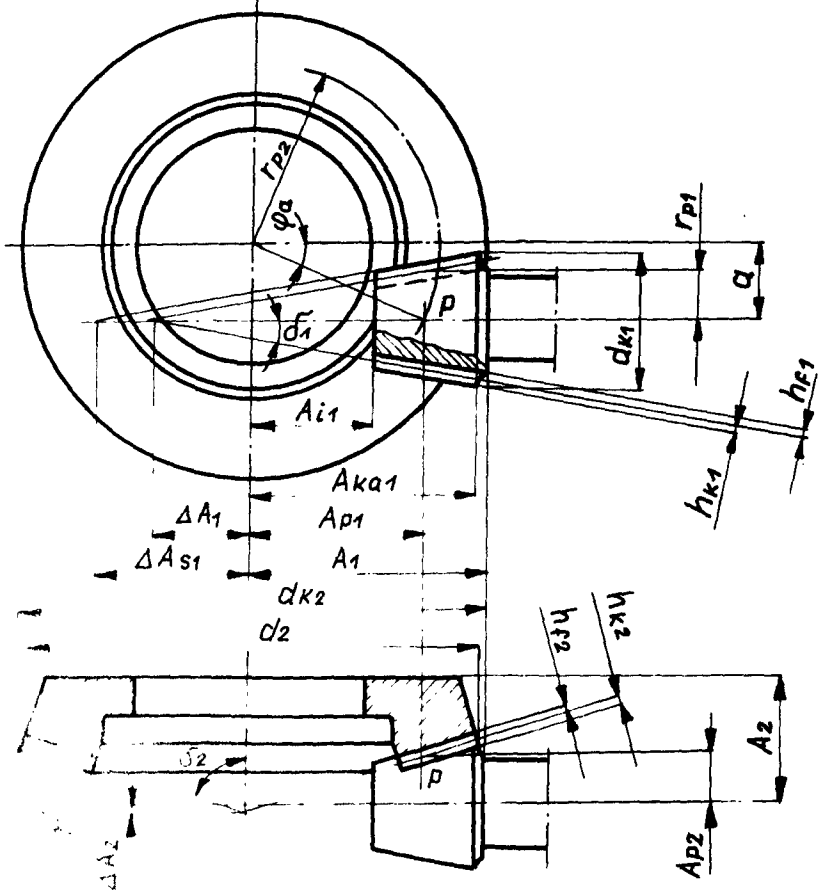
$$\frac{\delta}{\delta\phi} \left[H^3 \frac{\delta\bar{p}}{\delta\phi} \right] + \left(\frac{D}{L} \right) \frac{\delta}{\delta\bar{z}} \left[H^3 \frac{\delta\bar{p}}{\delta\bar{z}} \right] = 6 \frac{\delta H}{\delta\phi} + \frac{12}{\omega} \frac{\delta H}{\delta\delta\bar{z}} \quad (1)$$

gdzie

$$H = 1 + \lambda \cdot \cos(\phi - \alpha) + \lambda^* (1 + \cos 3\phi) \quad (2)$$

Dla rozpatrywanego filmu smarnego przyjęto, że ciśnienie oleju na krawędziach panewki jest równe zero oraz ciśnienie w całym filmie smarnym jest większe lub równe zero [3, 4]. Założono również, że w miejscach punktowego doprowadzenia oleju istnieje ciśnienie p_z . W oparciu o wyznaczone z równań (1) i (2) rozkłady ciśnienia bezwymiarowego obliczono rzuty bezwymiarowej nośności oraz wyznaczono punkty leżące na linii statycznych położenia równowagi.

Przyrosty nośności w chwilowym położeniu czopa są funkcjami przemieszczenia i prędkości przemieszczenia czopa, czyli



Rys. 1

$$F_i = F_i(\lambda, \alpha, \lambda, \alpha) \quad i = 1, 2 \quad (3)$$

Rozwijając F_1 i F_2 w szereg, w otoczeniu położenia równowagi, względem przemieszczenia jego prędkości oraz pomijając pochodne wyższego rzędu otrzymamy:

$$F_i \simeq F_i \Big|_r \rightarrow \frac{\delta F_i}{\delta \lambda} \Big|_r \Delta \lambda + \frac{\delta F_i}{\delta \alpha} \Big|_r \Delta \alpha + \frac{\delta F_i}{\delta \dot{\lambda}} \Big|_r \dot{\lambda} + \frac{\delta F_i}{\delta \dot{\alpha}} \Big|_r \dot{\alpha} \quad i = 1, 2 \quad (4)$$

– położenie równowagi $\Delta \lambda$, $\Delta \alpha$ – przyrosty przemieszczenia.

Występujące w wyrażeniu (4) pochodne cząstkowe określono jako współczynniki sprężystości i współczynniki tłumienia (γ_{ik} , β_{ik}).

Wychodząc z równań ruchu układu wirnika otrzymano równanie częstości 6-go rzędu. W oparciu o równanie częstości oraz obliczone współczynniki sprężystości i tłumienia przeanalizowano stateczność i nośność graniczne S_{gr} wirnika symetrycznego. Wirnik łożyskowany w łożyskach z panewkami perycykloidalnymi uwzględniając różne parametry konstrukcyjne panewek jak: $L/D, \lambda^*, \beta, \bar{p}_z$. Przykładowe wyniki obliczeń wpływu parametrów konstrukcyjnych i eksploatacyjnych na nośności graniczne z uwzględnieniem tłumienia w filmie smarnym pokazano na rys. 1 (5*-wg [4]).

LITERATURA

- [1] Kaniewski W.: *Das Mehrgleitflächenlager mit perizykloidischem Profil*. Conference de Mecanique Applique. Resumes des Travaux, Bucarest 1969.
- [2] Strzelecki S.: *Wpływ ciśnienia zasilania na charakterystyki dynamiczne łożyska perycykloidalnego*. Praca doktorska w PŁ. Łódź 1976.
- [3] Roszkowski M.: *Dynamika płaskiego ruchu czopa w łożysku z panewką częściową*. Praca habilitacyjna. Łódź 1968.
- [4] Schaffrath G.: *Das Gleitlager mit beliebiges Schmierspaltform*. Dissertation, Karlsruhe 1967.

THE INFLUENCE OF DESIGN PARAMETERS ON THE DYNAMICAL CHARACTERISTICS OF PERICYCLOID BEARING

Summary

This paper presents method of determining of the spring and damping coefficients of perycycloid bearing. Calculations for the chosen design parameters were made.

ZASADY DOBORU KSZTAŁTU OPRAWY ŁOŻYSKA ŚLIZGOWEGO I JEJ WPŁYW NA OBCIĄŻALNOŚĆ.

W referacie przedstawiono zarys analitycznej metody doboru geometrycznych cech oprawy łożyska, spełniającej kryteria odkształceń i naprężeń dopuszczalnych, która zapewnia uzyskanie zmiany obciążalności węzła łożyskowego na skutek zmiany kształtu odkształconej szczeliny smarnej.

WYKAZ SYMBOLI

- h — grubość filmu smarnego, macierz przemieszczenia
 b — grubość żeberka
 g — grubość oprawy i panewki na brzegu
 α — kąt pochylenia powierzchni oprawy
 B — długość panewki, macierz odkształceń — przemieszczeń
 D — średnica panewki, macierz sprężystości

Badania doświadczalne mające na celu znalezienie relacji między kształtem oprawy łożyska a jego obciążalnością były prowadzone między innymi przez Buskiego [1]. Jednakże ich wyniki nie posiadały niezbędnych cech uniwersalności, które umożliwiłyby nieograniczoną ich stosowalność. Podjęte badania teoretyczne [2] pozwoliły usystematyzować wpływ poszczególnych cech geometrycznych i rozwiązań konstrukcyjnych oprawy łożyska na jego obciążalność.

Generalną zasadą przedstawionej metody jest powiązanie pola skalarnego ciśnienia w filmie smarnym z polem wektorowym odkształceń ośrodka sprężystego oprawy, przy pomocy układu transformującego. Zastosowano do opisu modelu matematycznego filmu smarnego rozszerzone równanie Reynoldsa:

$$\nabla \left(\frac{\rho h^3}{12\eta} \nabla p \right) = \nabla \left(\frac{\rho^2 h^3}{12\eta} \bar{F} \right) + \nabla (\rho h \bar{U}) + \frac{\partial (\rho h)}{\partial t} \quad (1)$$

Rozwiązano je w oparciu o rachunek wariacyjny, znajdując jego funkcyjną realizację ekstremum oparto o warunki Eulera, Jacobiego i Legendrea. Zastosowanie dyskretyzacji obszaru filmu smarnego płaskimi elementami skończonymi, pozwoliło znaleźć rozkład ciśnienia w filmie smarnym w postaci ciśnień węzłowych:

$$\{p\}^e = [K]^{-1} (\{H\} + \{U\} + \{F\}) \quad (2)$$

Do opisu modelu matematycznego ośrodka sprężystego oprawy zastosowano uogólnione równanie prawa Hooke'a:

$$\delta_{r,\sigma,z} = \varepsilon_r D_{r,r,r,\sigma,r,z} + \varepsilon_\sigma D_{\sigma,r,\sigma,\sigma,\sigma,z} + \varepsilon_z D_{z,r,z,\sigma,z,z}$$

$$\tau_{r\sigma, \sigma z z r} = \gamma_{r\sigma, \sigma z z r} G_{r\sigma, \sigma z z r} \quad (3)$$

Rozwiązano je w oparciu o rachunek wariacyjny i dla stwierdzenia czy ekstremala realizuje ekstremum funkcjonału wprowadzono wymienione już trzy warunki. Zastosowanie dyskretyzacji obszaru kontinuum sprężystego przestrzennymi elementami skończonymi pozwoliło określić przemieszczenia węzłowe oraz naprężenia w elementach.

$$\{\delta\} = [D](\{\varepsilon\} - \{\varepsilon_o\}) + \{\delta_o\} \quad (4)$$

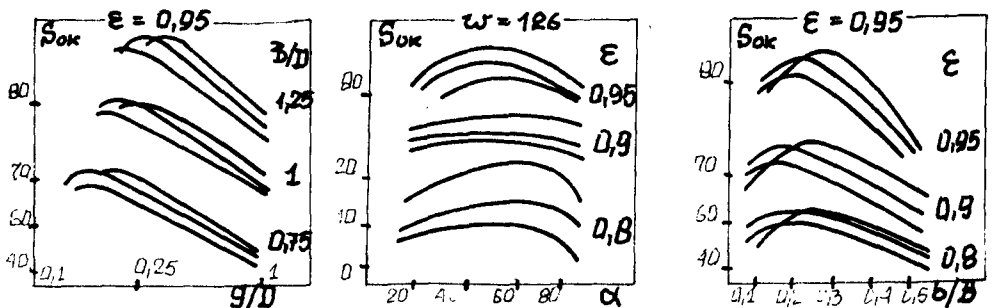
$$\{\varepsilon\} = [B]\{h\} \quad (5)$$

Przedstawione powyżej niezależne zagadnienia filmu smarnego i oprawy zostały w opisywanej metodzie rozwiązane na drodze ingerowanego procesu iteracyjnego, w którym punktem wyjścia jest łożysko nieodkształcone. Dostarcza ono danych wyjściowych obciążenia oprawy. Następne obciążenia otrzymywane były przez wprowadzanie odkształconej szczeliny smarnej. Zbieżność prowadzonego procesu oceniona została przez kryteria odkształceń i naprężeń dopuszczalnych.

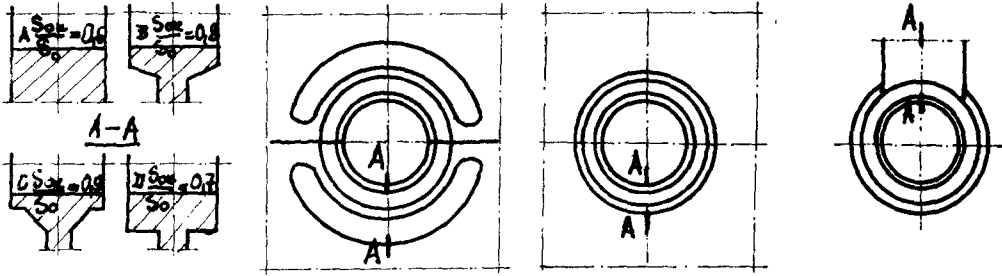
Z przeprowadzonych badań teoretycznych wynika, że jeżeli obciążalność jest wprost funkcją kształtu szczeliny smarnej h to ta z kolei zależy od:

$$h = F(h_o, \varepsilon, B, D, d, L, m, b, g, \alpha, f, v, E) \quad (4)$$

Ograniczając się tylko do kształtu oprawy łożyska wyznaczono następujące cechy geometryczne decydujące o obciążalności: B/D , b/B , g/D , α . Przykładowe wyniki badań teoretycznych [2] przedstawione poniżej (S_{ok} w funkcji g/D oraz S_{ok} w funkcji α):



Duże znaczenie ma typ rozwiązania konstrukcyjnego opraw łożysk, które można przedstawić i uszeregować ich wpływ na obciążalność w sposób następujący [2]:



Z przedstawionych rozważań wynika szczególna ważność warunków podziału oprawy, warunków utwardzenia oprawy i panewki w oprawie a przede wszystkim doboru b , g , α , w aspekcie zmian obciążalności węzła łożyskowego.

LITERATURA

- [1] Buske A.: *Stahl und Eisen*, vol. 71, no. 26, 1951
 [2] Studziński A.: *Rozprawa doktorska*, Gdańsk: 1976

A SELECTION OF THE JOURNAL BEARING HOUSING GEOMETRICAL FEATURES.

Summary

An experimental optimization of the bearing housing with the load criterion appeared to be expensive and durable. For that reasons theoretical work of the elastic deformation effects in the bearing housing on the journal bearing performance was taken.

ПРИНЦИПЫ ПОДБОРА ГЕОМЕТРИЧЕСКОЙ ФОРМЫ ПОДШИПНИКОГО КОРПУСА ЕГО ВЛИЯНИЕ НА ГРУЗОПОДЪЕМНОСТЬ ПОДШИПНИКА

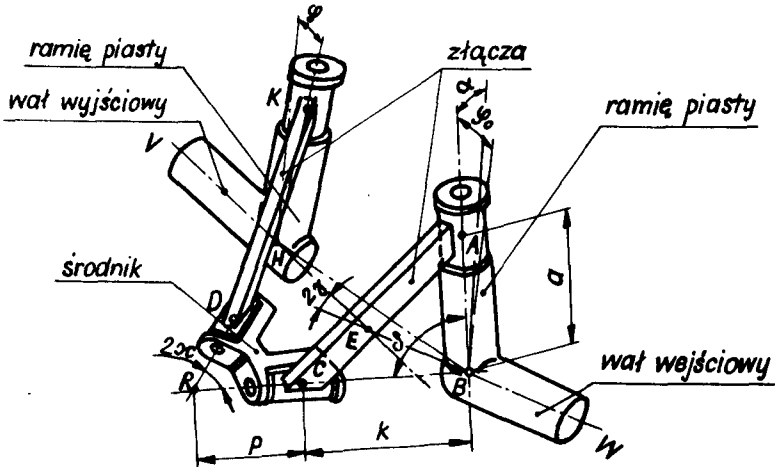
Краткое содержание

В докладе дан очерк аналитического метода подбора геометрических параметров подшипникового корпуса. Метод учитывает влияние на грузоподъемность изменения геометрической формы зазора, затем деформации подшипника. Метод обоснован на удовлетворении критериям предельных деформаций и напряжений.

POSTAĆ KONSTRUKCYJNA A WŁASNOŚCI KINEMATYCZNO-EKSPLOATACYJNE SYNCHRONICZNEGO SPRZĘGŁA WIELORAMIENNEGO

Nowy typ sprzęgła homokinetycznego stanowiącego odmianę sprzęgła typu Cardana umożliwi pracę przy dużych kątach wychylenia — do 90° . Postać konstrukcyjną takiego sprzęgła opisuje 8 niezależnych parametrów geometrycznych decydujących o jego własnościach. Analiza tych parametrów umożliwia dobór ich wartości odpowiadających przewidywanemu zastosowaniu.

Synchroniczne sprzęgło wieloramienne, którego pierwowzorem jest sprzęgło „Uni-Tru” [1], jest odmianą sprzęgła Cardana [2] zapewniająca synchroniczność pracy i możliwość dużych wychyleń — do 90° . Sprzęgło (rys. 1) zbudowane jest z dwóch piast z ramionami oraz łącznika. Łącznik składa się z jednakowych gałęzi, z których każda składa się z trzech elementów: dwóch jednakowych skrajnych złączy i elementu je łączącego nazwanego środkiem.



Rys. 1. Zasada budowy sprzęgła

Wszystkie elementy połączone są ze sobą poprzez przeguby pozwalające wyłącznie na obrót względem jednej osi (pary kinematyczne V klasy).

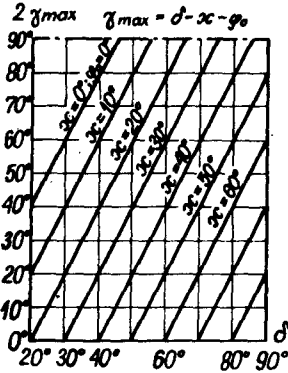
Zasadniczą cechą całego układu (rys. 1) jest to, że oś obrotu węzła środknik-złącze przecina się z osią wału w punkcie przecięcia się osi ramienia piasty z osią wału. Dlatego trójkąt HRB o stałych bokach wyznaczony przez środknik nie zmienia swego względnego położenia w sprzęgle i tworzy wyobraźalny wał pośredni BH.

Geometrię sprzęgła opisuje jednoznacznie 8 niezależnych parametrów konstrukcyjnych (rys. 1): a , k , p , δ , κ , ϕ_o , z (liczba gałęzi), w (odległość podpory zewnętrznej od sprzęgła), a jego chwilowy stan pracy: α (kąt obrotu), 2γ (kąt wychylenia), ω_1 (prędkość kotowa wału wejściowego), M_1 (moment napędowy na wejściu).

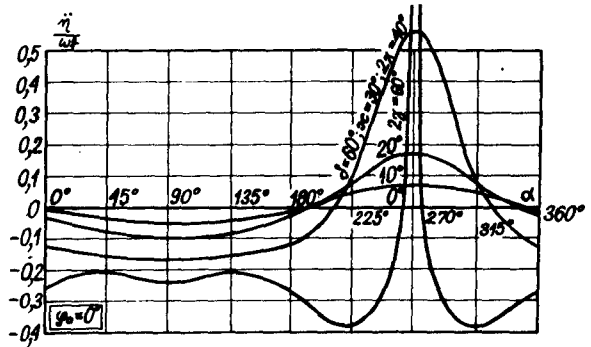
Maksymalny kąt wychylenia sprzęgła $2\gamma_{max}$ określa zależność (rys. 2):

$$\gamma_{max} = \delta - \kappa + \phi_o \quad (1)$$

Elementy gałęzi wykonują ruchy oscylacyjne, zależne od wszystkich parametrów sprzęgła. Ruchy te wywołują m.in. dynamiczne obciążenie siłami masowymi. Rys. 3 przykładowo przedstawia przyspieszenie kątowe wahania środnika przy pewnych wybranych wartościach parametrów.

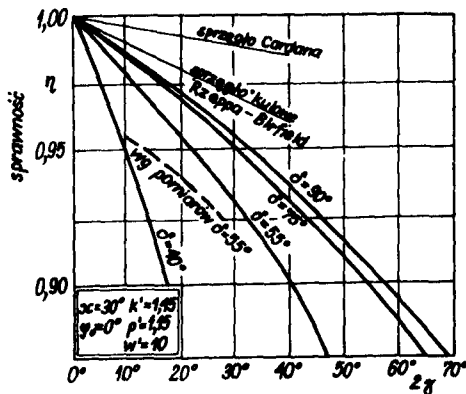


Rys. 3. Przyspieszenie kątowe wahania środnika

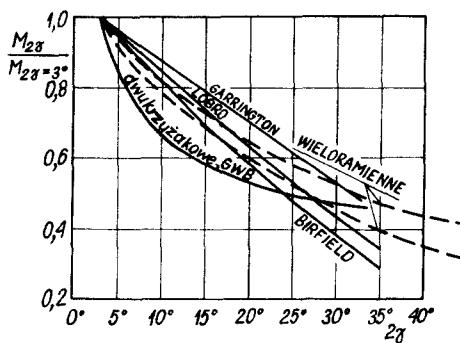


Rys. 2. Maksymalny kąt wychylenia

W analizie własności eksploatacyjnych sprzęgła przyjęto za kryteria porównawcze sprawność i ociążalność. Wielkości te są funkcją zarówno stanu obciążenia i jego wewnętrznego rozkładu, jak również stosunków kinematycznych. Na rys. 4 przedstawiono analitycznie obliczoną sprawność sprzęgła przy różnych wartościach kąta wychylenia 2γ i przykładowo jednego z kątowych parametrów geometrycznych (kąta δ). Dla porównania naniesiono też sprawność sprzęgła Cardana i sprzęgła kulowego.



Rys. 4. Sprawność sprzęgła



Rys. 5. Obciążalność sprzęgła

Na rys. 5 przedstawiono zdolność sprzęgła do przenoszenia obciążenia po wychyleniu w porównaniu z innymi sprzęgłami synchronicznymi.

Analiza wielkości kinematycznych i eksploatacyjnych umożliwia określenie charakteru wpływu poszczególnych parametrów na własności sprzęgła.

Przeprowadzenie takiej analizy jest warunkiem uzyskania postaci konstrukcyjnej sprzęgła optymalnej w przewidywanych warunkach zastosowania.

LITERATURA

- [1] *Patent USA* Nr. 3.477.249 cl. 64—21, Nov. 1968 Constant velocity universal joint.
 [2] Stupin A.: *Wpływ parametrów geometrycznych na obciążenia i niektóre własności eksploatacyjne synchronicznego sprzęgła wielokamiennego*. Praca doktorska. Instytut Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn Politechniki Wrocławskiej 1975 r.

КОНСТРУКЦИОННАЯ ФОРМА И КИНЕМАТИЧЕСКИЕ И ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ СВОЙСТВА СИНХРОННОЙ МНОГОЗВЕННОЙ МУФТЫ

Новый вид синхронной муфты выводющийся из карданного шарнира дает возможность работы при углах отклонения в пределах 90°. Конструкционная форма этой муфты определяется 8 независимыми геометрическими параметрами от которых, в главном, зависят свойства муфты, а оптимальные условия работы получается для некоторых значений этих параметров.

ANALIZA PROCESU PROJEKTOWO-KONSTRUKCYJNEGO URZĄDZENIA DO USUWANIA NAROSTU Z HEŁMU KONWERTORA

W opracowaniu przedstawiono opis działań przy projektowaniu urządzenia do usuwania narostu z hełmu konwertora — od identyfikacji potrzeby do oceny projektu wstępnego — ze szczególnym uwzględnieniem etapu poszukiwania koncepcji optymalnej. Na podstawie oceny warunków pracy urządzenia, możliwości eksploatacyjnych i wykonawczych Huty im. Lenina zaproponowano konstrukcję manipulatora szczękowego, którego działanie oparto na typowych układach hydrauliki siłowej.

WYKAZ SYMBOLI

R_o	— prawdopodobieństwo wykonywania zadanej funkcji, jako miara odchylenia od ustalonych norm; $R_o \leq 1$
$R(O)$	— prawdopodobieństwo, że urządzenie będzie funkcjonować po jego wykonaniu; $R(O) \leq 1$
$R(t)$	— niezawodność urządzenia wyrażona przez prawdopodobieństwo pracy bezawaryjnej;
U	— funkcja optymalizacyjna
X	— ogólna funkcja celu
x_i, x_{imax}	— ocena danej cechy i jej wartość maksymalna
w_i	— waga danej cechy
λ_i	— intensywność uszkodzeń

Analiza stanu istniejącego

W czasie wytopu stali w konwertorze występują wyrzuty z kąpieli, tworząc skrzepy, które osiadają na hełmie konwertora. Ze względów eksploatacyjnych zachodzi konieczność usuwania ich kilka razy na dobę. Stosowane obecnie metody oczyszczania hełmu konwertora są z jednej strony mało skuteczne (mała operatywność, długi czas oczyszczania) a z drugiej niebezpieczne dla obsługi i szkodliwe dla konwertora i jego napędu.

Podejmowane w ostatnich latach próby rozwiązania zasygnalizowanego problemu nie przyniosły spodziewanych efektów.

Założenia konstrukcyjne

Uwzględniając wady występujące w dotychczasowych urządzeniach, przy projektowaniu nowego urządzenia założono następujące wytyczne konstrukcyjne:

- układ sił — zamknięty,
- zakres oczyszczania — częściowy,
- czas oczyszczania — maksymalnie skrócić (orientac. ok. 10 min.),
- warunki pracy — prosta konstrukcja posiadająca zabezpieczenie przed wysoką temperaturą i zapyleniem.

Przy opracowywaniu konstrukcji urządzenia (po uprzednim ustaleniu cech ogólnych i szczególnych, ujętych w kartę struktur i po wyeliminowaniu struktur sprzecznych i nieprzydatnych) rozpatrzono szereg koncepcji powstałych z powiązania cech szczególnych pod kątem:

- stopnia spełnienia założeń,
- szkodliwości oddziaływania na wymurówkę,
- wykorzystania istniejących urządzeń,
- możliwości wykonawczych i eksploatacyjnych,
- bezpieczeństwa obsługi.

Po przeprowadzeniu analizy przyjęto koncepcję manipulatora szcękowego, opierając jego działanie na układach siłowników hydraulicznych. Po analizie wstępnej wybrano cztery wersje rozwiązań konstrukcyjnych manipulatora, przy optymalizacji których oparto się na funkcji [1]:

$$U = R_o \cdot R(O) \cdot R(t) \cdot X$$

Wartości R_o i $R(O)$ oceniano szacunkowo, natomiast $R(t)$ wyznaczono na podstawie przyjętych wartości liczbowych intensywności uszkodzeń — λ_i [2], N elementów składowych i założonego czasu efektywnej pracy $t = 2000h$ (ok. 3 lata).

$$R(t) = \prod_{i=1}^N e^{-\lambda_i t}$$

Dla wyliczenia ogólnej funkcji celu:

$$X = \frac{\sum_{i=1}^k x_i w_i}{\sum_{i=1}^k x_{imax} w_i}$$

rozpatrzono szereg kryteriów przy uwzględnieniu wag i wartości x_{imax} przyjętych szacunkowo dla każdej z wersji.

Kolejno uzyskano wartości funkcji U :

- | | |
|--------------|---------------|
| — wersja I | — $U = 0,492$ |
| — wersja II | — $U = 0,507$ |
| — wersja III | — $U = 0,493$ |
| — wersja IV | — $U = 0,648$ |

W wyniku ponownej analizy wybranych (czterech) wersji, zaproponowano nowe rozwiązanie manipulatora (wersja ostateczna), którego wartość funkcji $U = 0,776$. Przy opracowywaniu wersji ostatecznej eliminowano słabe ogniwa oraz zastąpiono poszczególne podzespoły i zespoły rozwiązaniami, które uzyskały wyższe wartości liczbowe przy ocenie poszczególnych kryteriów ogólnych i weryfikujących.

LITERATURA

- [1] Warszyński M.: *Optymalizacja decyzji konieczności mechanizacji prac uciążliwych oraz wyboru koncepcji urządzenia*. Zeszyty Naukowe AGH (w druku)
- [2] Sotskow B.S.: *Niezawodność elementów i urządzeń automatyki*. WNT Warszawa 1973

ANALYSIS OF THE DESIGNING AND CONSTRUCTING PROCESS OF THE MECHANISM ASSIGNED TO REMOVE THE BEAR FROM THE BOWL OF THE CONVERTER

The paper shows the description of the operations involved in designing the mechanism assigned to remove the bear from the bowl of a converter. The description begins from the identification of the need and it ends with the estimation of the initial design particularly underlining the stadium of searching for the optimum conception. The construction of the jaw manipulator which operates on the typical hydraulic systems, has been proposed on basis of estimating the work conditions of the mechanism, the possibilities of exploitation and realization of the Lenin's Ironworks.

АНАЛИЗ ПРОЕКТНО — КОНСТРУКТИВНОГО ПРОЦЕССА ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ УДЛЕНИЯ НАПЛИВУ СО ШЛЁМА ПЕРЕГОННОГО КУБА

В разработке представлено описание действий во время проектировки оборудования для удаления наплыву со шлёта перегонного куба, с идентификации потребности до оценки передового проекта, обращая особое внимание на этап поисков оптимальной концепции. На основании оценки условий работы оборудования эксплуатационных и исполнительных возможностей Металлургического завода им. Ленина предложено конструкторскую конструкцию щёчного манипулятора, которого действие основано на типичной системе силовой гидравлики.

O PEWNEJ KLASIE GRAFÓW NIESPÓJNYCH I JEJ ZASTOSOWANIU DO SYNTEZY DWUKROTNYCH PRZEKŁADNI PLANETARNYCH O OSIACH RÓWNOLEGLYCH

W artykule omówiono pewną klasę grafów niespójnych, symetrycznych i zbiór relacji tworzących tę klasę oraz przedstawiono algorytm syntezy dwukrotnych przekładni planetarnych o osiach równoległych z zastosowaniem w/w klasy grafów wraz z przykładem ilustrującym powyższe rozważania.

WYKAZ SYMBOLI

- DPP — dwukrotna przekładnia planetarna
- E — koło epicykloidalne przekładni planetarnej
- G — graf G
- H — koło hipocykloidalne przekładni planetarnej
- J — jarzmo przekładni planetarnej
- PPP — proste przekładnie planetarne
- S_e — satelita o użębieniu zewnętrznym
- S_k — satelita o użębieniu wewnętrznym

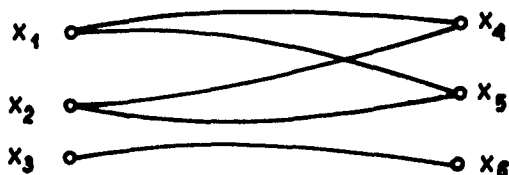
1. Wprowadzenie

W zagadnieniach syntezy dwukrotnych przekładni planetarnych, sposób realizacji więzi kinematycznych między elementami dwóch prostych przekładni planetarnych można przedstawić w postaci grafu symetrycznego, niespójnego (rys. 1).

2. Charakterystyka pewnej klasy grafów.

Rozpatrzmy pewną klasę grafów, której reprezentantem jest graf przedstawiony na rys. 1. Graf ten posiada następujące własności:

- jest niespójny,
- jest symetryczny,
- $\text{card } X = 6$



Rys. 1

$$U = \{(x_1, x_4) \cup (x_1, x_5) \cup (x_2, x_4) \cup (x_2, x_5) \cup (x_3, x_6) / x_3 \Gamma x_6 \Rightarrow x_2 \Gamma x_5\}$$

Dokonajmy podziału zbioru X na dwa niepuste podzbiory; takie, że:

$$\{x_1, x_2, x_3\} \cup \{x_4, x_5, x_6\} = X \quad \{x_1, x_2, x_3\} \cap \{x_4, x_5, x_6\} = \phi \quad (1)$$

Dalsze rozważania oparte będą na tak określonych podzbiorych.

3. Zbiór relacji tworzących omówioną klasę grafów.

Niech będą dane następujące podzbiory:

$$A = \{a_1, a_2, a_3\}; \quad B = \{b_1, b_2, b_3\}; \quad C = \{c_1, c_2, c_3\} \quad (2)$$

Określmy następujące produkty kartezjańskie na tych podzbiorych; W tabeli tej symbole $(\Gamma_1, \dots, \Gamma_6)$ oznaczają pewne zbiory relacji, którym odpowiadają grafy (G_1, \dots, G_6) będące grafami częściowymi grafu G . Zbiory relacji Γ_i można przedstawić tabelarycznie, jak w tabeli 2.

Tabela 1

	A	B	C
A	Γ_1	Γ_2	Γ_3
B	0	Γ_4	Γ_5
C	0	0	Γ_6

Tabela 2

	$a_1 \cup b_1 \cup c_1$	$a_2 \cup b_2 \cup c_2$	$a_3 \cup b_3 \cup c_3$
$a_1 \cup b_1 \cup c_1$	1	1	0
$a_2 \cup b_2 \cup c_2$	1	1	0
$a_3 \cup b_3 \cup c_3$	0	0	1

Tabela utworzona została w oparciu o wzory (3), (4)

$$\begin{aligned} a_i \cup b_i \cup c_i / \Gamma_i &\Rightarrow w(\Gamma_i) = 1 \\ -a_i \cup b_i \cup c_i / \Gamma_i &\Rightarrow w(\Gamma_i) = 0 \end{aligned} \quad (3)$$

$$a_i \cap b_i \cap c_i = \phi \quad (4)$$

Każdy zbiór relacji $\{\gamma_i\}$ takich, że $\gamma_i \in \Gamma_i$, a więc zbiór grafów częściowych $\{g_i\}$ takich, że $g_i \in G_i$ posiada następujące własności:

$$\text{card} u \in U \leq 3 \quad \text{card} u = 1 \cup 2 \cup 3 \quad (5)$$

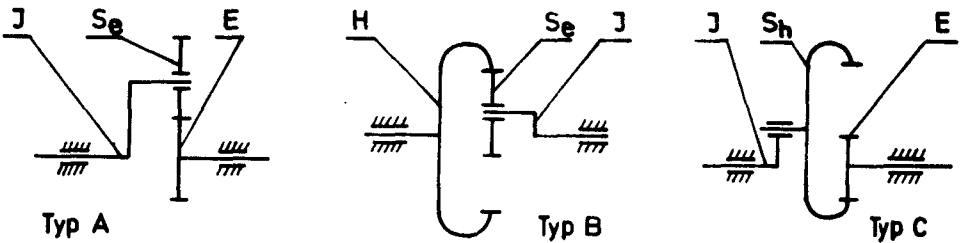
$$x_3 \gamma_i x_6 \Rightarrow x_2 \gamma_i x_5 \quad (6)$$

4. Algorytm syntezy dwukrotnych przekładni planetarnych

Jeżeli zbiory (2) określimy w następujący sposób:

$$\begin{aligned} \{a_1, a_2, a_3\} &\equiv \{E, J, S_e\} \\ \{b_1, b_2, b_3\} &\equiv \{H, J, S_e\} \\ \{c_1, c_2, c_3\} &\equiv \{E, J, S_h\} \end{aligned} \quad (7)$$

z zachowaniem w nich porządku, to elementy zbiorów po prawej stronie znaku tożsamości będą elementami składowymi *PPP*, których możliwe typy przedstawiono na rys. 2. W omówionej klasie grafów łuki odpowiadają narzuconym więzom,



Rys. 2.

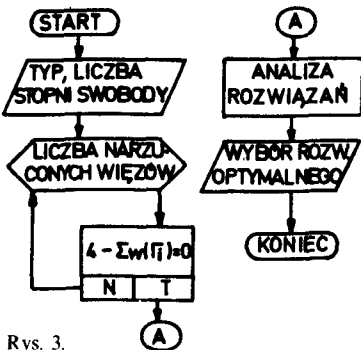
odbierającym tworzoną przekładniom stopnie swobody. Znajdując zbiory relacji $\gamma_i \in \Gamma_i$ oraz mając na uwadze zależności wyżej podane, tworzymy *DPP* wg algorytmu przedstawionego na rys. 3. Dla *DPP* słuszny jest wzór na obliczenie liczby stopni swobody:

$$s = 4 - \sum w(\Gamma_i) \quad (8)$$

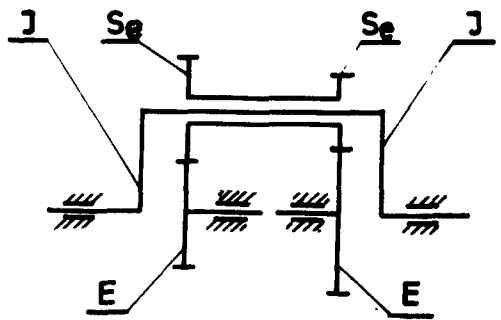
gdzie: s – liczba stopni swobody *DPP*
 $w(\Gamma_i)$ – jak we wzorze (3)

Ze względu na ograniczenie w objętości opracowania, na rys. 4 podano jako przykład jedynie reprezentanta klasy *DPP* utworzonych w wyżej podany sposób.

Zbiór relacji tworzących przykładową przekładnię określony jest niżej podaną macierzą połączeń, utworzoną w oparciu o tabelę 2.



Rys. 3.



Rys. 4.

$$T = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \quad (9)$$

Podanie typu relacji ($\Gamma_1, \dots, \Gamma_6$) z tabeli oraz macierzy połączeń wg tabeli 2 jednoznacznie wyznaczają tworzoną przekładnię oraz jej schemat kinematyczny.

Literatura

[1] Szamkołowicz L.: *Teoria grafów skończonych*, Ossolineum 1971.

Summary

In the paper certain class of undirected, unconnected graphs as the set of relations among their nodal points are discussed and the algorithm of synthesis of double planetary gear trains with parallel axes by use of the above mentioned graphs with the illustrating example of consideration are presented.

Содержание

В статье рассматривается некоторый класс несвязных, симметрических графов и множество релации, создающее этот класс. Показан алгоритм синтеза двукранных планетарных передач с параллельными осями вращения, в котором применяется пример такого синтеза.

SYSTEMOWE UJĘCIE ZAPISU KONSTRUKCJI

Przedmiotem pracy jest zidentyfikowanie układu relacji sprzężeń i relacji przekształceń w zapisie konstrukcji ze względu na jego formalizację. Wyróżniono elementy zapisu konstrukcji. Dokonano klasyfikacji obiektów. Zdefiniowano ich transformację przestrzenną ze względu na układ wymiarów i generatory.

1. Elementy zapisu cech geometrycznych.

Wyróżnia się następujące elementy:

- obiekt O ,
- układ odniesienia U ,
- wymiar W ,
- generator postaci G_p ,
- generator obiektu G_o ,

2. Klasyfikacja obiektów

- obiekt elementarny O_e ,
- obiekt prosty O_p ,
- obiekt złożony O_z ,
- obiekt główny O_g .

Obiektem elementarnym nazwano niepodzielną postać konstrukcyjną w przestrzeni dwuwymiarowej.

Obiekt prosty jest utworzony w wyniku działania generatora na obiekt elementarny.

$$O_p = G_p(O_e)$$

Obiekt złożony jest sumą obiektów prostych zdefiniowanych poprzednio lub obiektów prostych powstających bezpośrednio przez zdefiniowanie obiektu elementarnego i odpowiedniego generatora.

$$O_z = (U O_p) \cup (U G_p(O_p))$$

Obiekt główny jest układem złożonym z obiektów prostych, lub obiektów złożonych.

$$O_g = (U O_p) \cup (U O_z)$$

3. Lokalizacja przestrzenna obiektu.

Lokalizacja przestrzenna O_c

Obiektowi elementarnemu O_e odpowiada transformacja T_c lokalnego bazowego układu odniesienia U_b na układ, w którym opisany jest O_c .

$$\bigwedge_{O_e, T_e} U_{lb} = T_e(U_{lb})$$

Dla każdego O_e istnieje taka transformacja T_e , że układ lokalny opisujący O_e powstaje poprzez transformację wybranego układu lokalnego bazowego U_{lb} dla tego elementu.

Lokalizacja przestrzenna O_p

Położenie przestrzenne O_p wyznacza transformacja T_e obiektu elementarnego O_e

Lokalizacja przestrzenna O_z

Przestrzenne położenie obiektu złożonego O_z jest wyznaczone jednoznacznie, jeżeli dla każdego O_p należącego do O_z istnieje taka transformacja T_p (która jest złożeniem transformacji T_e obiektów elementarnych), że układ lokalny O_p jest transformacją T_p przyjętego układu lokalnego bazowego.

$$\bigwedge_{O_p \in O_z, T_p} U_{lp} = T_p(U_{lb})$$

Wynika stąd, że przestrzenne położenie O_z jest wyznaczone przez przestrzenne położenie O_p , z których składa się obiekt złożony.

Operowanie złożeniami transformacji T_p pozwala na wyszczególnienie w ramach lokalnych układów odniesienia U_l pewnych U_b i umiejscowienie wszystkich O_p względem wybranych U_b .

Powiązania transformacji z generatorami i wymiarami.

Transformacja T_e zależy od:

- obiektu elementarnego O_e
- układu wymiarów W
- generatora G_p

Transformacja identyfikuje relacje między

$$(O_e, W, G_p) a U$$

Wymiar służy do:

- przyporządkowania obiektom wymiarów geometrycznych,
- definiowania transformacji układów współrzędnych.

Generator postaci G_p służy do tworzenia obiektów prostych w przestrzeni dwuwymiarowej lub do definiowania obiektów prostych w przestrzeni trójwymiarowej zadanych obiektów elementarnych w przestrzeni dwuwymiarowej.

Generator obiektów G_e generuje obiekty na dowolnym poziomie ich złożoności oraz pozwala na dołączenie obiektu poprzednio zdefiniowanego do aktualnie zapisywanej konstrukcji.

Alfanumeryczny zapis konstrukcji

W zakres alfanumerycznego zapisu konstrukcji wchodzi klasa W , klasa S , klasa K , klasa M .

$$zf = \{W, S, K, M\}$$

W przestrzeni zapisu konstrukcji wyróżniono cztery klasy, przy czym każda klasa jest nośnikiem zidentyfikowanych informacji dla wyróżnionych cech konstrukcyjnych o danych własnościach.

Każdą z klas nazwano ogólnie blokiem

$$W = W_{i_w}; i_w = 1, 2, \dots, N_w$$

$$S = S_{i_s}; i_s = 1, 2, \dots, N_s$$

$$K = K_{i_k}; i_k = 1, 2, \dots, N_k$$

$$M = M_{i_m}; i_m = 1, 2, \dots, N_m$$

LITERATURA

- [1] Dietrych J.: *Projektowanie i konstruowanie*. WNT Warszawa 1974.
- [2] Dietrych J.: *Podstawowe problemy projektowania i konstruowania*.
„Problemy Postępu Technicznego”
1. Cechy konstrukcyjne. PPT nr 1 49 1973.
 2. Pojęcie systemu. PPT nr 50 1974.
 3. Podstawowy system informacyjny. PPT nr 3 51 1974.
 4. Układ działający i system. PPT nr 6 66 1976.
- [3] Szołtysek A.: *Alfanumeryczny język zapisu konstrukcji w systemie automatycznego projektowania technologii*. W: III Krajowy przegląd zastosowań techniki komputerowej w przemyśle maszynowym. Materiały konferencyjne. SIMP Poznań 1976.

Zusammenfassung

In dieser Beitrag werden die Relationen den Umwandlung und Relationen der Kopplung im Beschreibung der Konstruktion als Grund zur programmorientierter Werkstückbeschreibung identifiziert ES werden die Konstruktionselementen Klassifiziert sowie ihre rawmliche Transformation angegeben wird.

Резюме

В работе представлено идентификацию системы заниси конструкции и его формализации. Сделано классификацию объектов. Сформулировано их трансформацию пространственную в отношении до систему размеров и генераторов.

SYMULACYJNA METODA PROGNOZOWANIA NIEZAWODNOŚCI PRZEKŁADNI WIELOPASOWEJ

W oracowaniu przedstawiono zastosowanie metody symulacji do oceny wpływu napięcia wstępnego pasów na niezawodność zespołu pasów przekładni wielopasowej. Podano sieć działań programu i wyniki eksperymentu symulacyjnego.

Duża złożoność procesów prowadzących do niesprawności obiektu mechanicznego znacznie utrudnia zbudowanie jego analitycznego modelu niezawodnościowego, a także jego rozwiązanie. Zdolności do przewyciężenia tych trudności mają teoretyczne metody symulacyjne. Poniżej przedstawia się przykład praktycznego zastosowania metod symulacji do oceny wpływu napięcia wstępnego pasów na niezawodność zespołu pasów przekładni wielopasowej.

Przełożenie nominalne rozważanej przekładni $v = 1$. Liczba pasów klinowych $z = 2$ o wymiarach $b \times h \times L = 17 \times 11 \times 2800$; odległ. osi obojętnej $y_0 = 3,25$; moduły spręż. wzdłużnej i giętej pasa wynoszą $E = 400 \left[\frac{MN}{m^2} \right]$, $E_{gr} = 90 \left[\frac{MN}{m^2} \right]$. Wytrzymałość na zmęczenie W pasa klinowego jest zawarta w przedziale T_w od 6 do $12 \left[\frac{MN}{m^2} \right]$. Średnice nominalne kół pasowych D_1 i D_2 wynoszą po $180 [mm]$, a pola tolerancji różnic ΔD_1 i ΔD_2 średnic skutecznych rowków dla każdego z kół mają wartości $T_{d1} = T_{d2} \equiv T_d = 3 [mm]$. Przekładnia może rozpocząć pracę z jednakowym prawdopodobieństwem w jednym ze stanów s_1 i s_2 , dla których nominalne naprężenia użyteczne w każdym z pasów wynoszą odpowiednio $\sigma_{um1} = 1,4 \left[\frac{MN}{m^2} \right]$ i $\sigma_{um2} = 1,8 \left[\frac{MN}{m^2} \right]$. Po zakończeniu każdego z zadań przekładnia może ponownie rozpocząć wykonanie zadania poprzedniego lub może z tym samym prawdopodobieństwem rozpocząć zadanie drugie. Czasy trwania każdego z zadań są zmiennymi losowymi o rozkładach normalnych uciętych dla $t_s = \pm \sqrt{D^2 t_s}$. Parametry rozkładów obu zmiennych są jednakowe i wynoszą $Et_s = 700 [h]$, $\sqrt{D^2 t_s} = 50 [h]$. Nominalna prędkość pasa, stała i jednakowa dla obu stanów pracy, $v = 12 [m/s]$. OOkres eksploatacji, dla którego należy dokonać oceny niezawodności, $t_k = 900 [h]$. Praca przekładni w okresie eksploatacji jest ciągła. Oceny niezawodności należy dokonać dla następujących wartości napięcia pasa $\sigma_o = 2,1; 2,3; 2,5 \left[\frac{MN}{m^2} \right]$.

Model matematyczny

Model początkowego stanu technicznego dany jest przez rozkłady zmiennych losowych: $\Delta D_i, W_i, \phi_{gr_i}$ ($i = 1, 2$). Na podstawie danych doświadczalnych można

przyjąć, że rozkłady ich są normalne ucięte z parametrami jednakowymi dla obu pasów (rowków): $E(\Delta D) = 0$, $\sqrt{D^2(\Delta D)} = \frac{1}{6} T_1 = 0,5 [mm]$, $EW = 9 \left[\frac{MN}{m^2} \right]$, $\sqrt{D^2 W} = \frac{1}{6} T_w = 1 \left[\frac{MN}{m^2} \right]$, $E\phi_{gr} = 0,6$, $\sqrt{D^2 \phi_{gr}} = 0,03$.

Model eksploatacji. Po czasie t_s pracy w jednym ze stanów (z $p=0,5$), przekładnia przechodzi do drugiego stanu pracy z $p=0,5$ lub pozostaje w stanie poprzednim.

Model obciążeń zewnętrznych przekładni dany jest przez wartości σ_{um1} dla s_1 i σ_{um2} dla s_2 .

Model obciążeń zewnętrznych pasa. Największe naprężenia w cięgnię czynnym są równe (dla małych v):

$$\sigma_{max} = \frac{1}{2} \sigma_u + \sigma_0 + \sigma_g = \frac{1}{2} \sigma_{um} (1 + \alpha) + \sigma_0 + E_{gr} \frac{2y_0}{D_1}, \quad (1)$$

gdzie współczynnik α dla pasa i -tego

$$\alpha_i = \frac{E}{\sigma_{um}} \left[1 - \frac{2}{1 + \left(\frac{v_{n2}}{v_{n1}} \right)^{(-1)i}} \right]. \quad (2)$$

Stosunek przełożeń geometrycznych:

$$\frac{v_{n2}}{v_{n1}} \approx \frac{1 - \frac{\Delta D_1}{D_1}}{1 - \frac{\Delta D_2}{D_2}}. \quad (3)$$

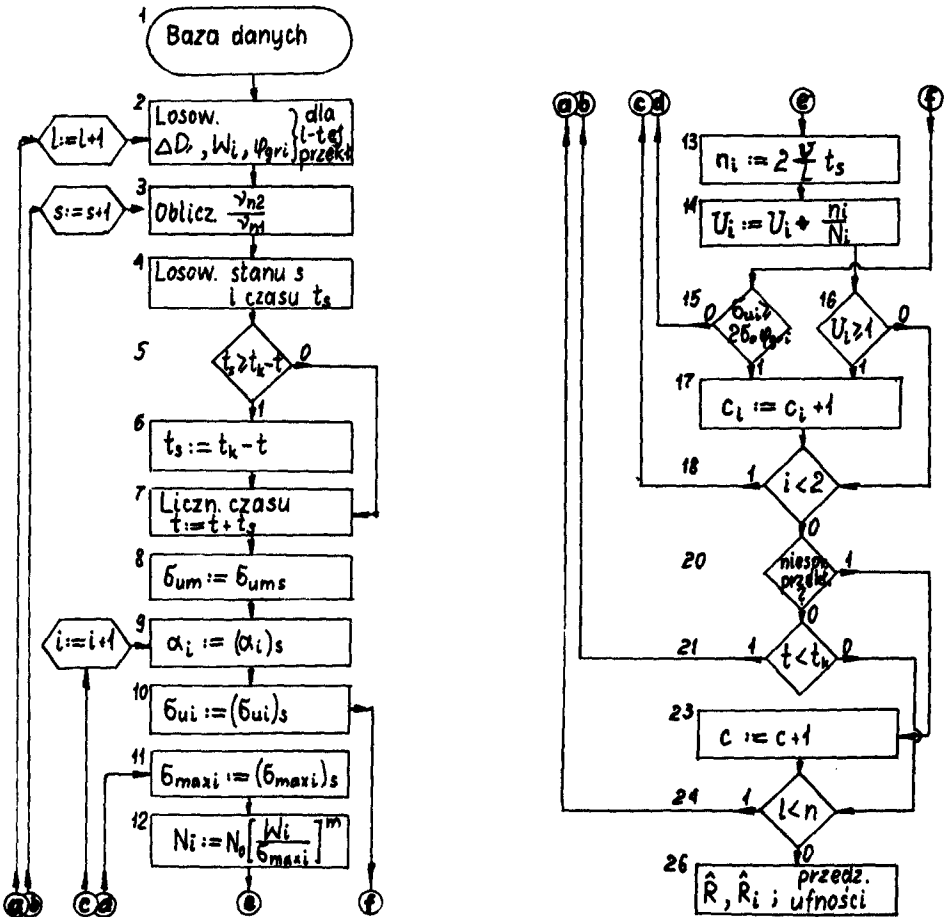
Model zmian stanu technicznego pasa zbudowany jest na podstawie hipotezy o liniowym sumowaniu się uszkodzeń zmęczeniowych.

Model procesu uszkodzeń. Niesprawność zespołu pasów i sprzężenia pasów z kołami występuje, gdy spełniona jest dowolna z relacji: $U_i \geq 1$, $\sigma_{ui} \geq 2\sigma_0 \phi_{gri}$ ($i=1,2$).

Na podstawie znajomości modelu matematycznego została zbudowana sieć działań programu (rys. 1). Przeprowadzono $n=45$ prób symulacyjnych. Wyniki eksperymentu przedstawione są w postaci wykresu (rys. 2). Na rys. 2 prócz wartości R zaznaczone są również granice przedziału ufności R dla poziomu ufności $\beta=0,95$.

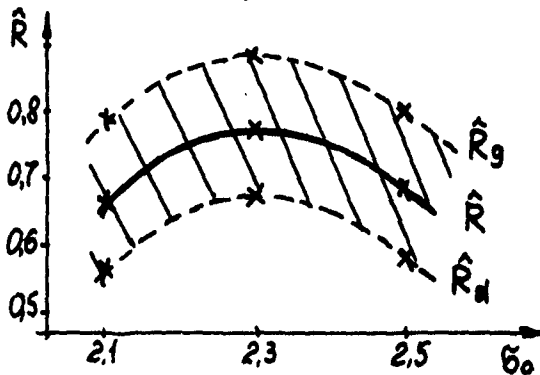
Symulacyjna metoda prognozowania niezawodności przekładni wielopasowej, a w ogólności dowolnego obiektu mechanicznego: a. umożliwia stosowanie stochastycznych modeli tych procesów i zjawisk, które prowadzą do niesprawności przekładni obiektu; dzięki temu staje się możliwa ocena niezawodności już w fazie projektowania takiego obiektu; b. pozwala na bardziej racjonalne projektowanie przekładnie obiektu niż w przypadku stosowania analitycznych metod deterministycznych, a to dzięki możliwości stosowania modeli stochastycznych, które znaczenie

wierniej odwzorowują rzeczywistość niż modele deterministyczne, i dzięki możliwości odwzorowywania przebiegu realizacji eksploatacji każdego egzemplarza obiektu (z populacji).



R i R_i – estymatory funkcji niezawodn. zesp. pasów i i-tego pasa, c , i , c_i – liczby niesprawności, U – względne uszkodz. pasa, $N_0 = 10^7$, $m = 8$.

Rys. 1



Rys. 2

Im Beitrag wird es eine Anwendung der simulationsmethode auf die Beurteilung des Einflusses der Riemenvorspannung auf die Zuver tässigkeit des Riemensatzes im Mehrkeilriemengetriebe dargestellt. Es wird die Ergebnisse der Simulation angegeben.

Содержание

В работе предложено применение метода статистического моделирования к оценке влияния предварительного напряжения ремней на надёжность системы ремней многоклиноремённой передачи. Представлена процедура расчётов и результаты статистического эксперимента.

OBLICZENIE PRZEMIESZCZEŃ ORAZ SIŁ NAPRĘŻEŃ WYSTĘPUJĄCYCH MIĘDZY CZĘŚCIAMI TOCZNYMI I BIEŻNIAMI W ŁOŻYSKU KULKOWYM SKOŚNYM.

Przedstawiono analityczny opis zależności pomiędzy obciążeniem zewnętrznym łożyska i przemieszczeniem pierścienia wewnętrznego względem zewnętrznego. Jednocześnie obliczono siły występujące między częściami tocznymi i bieżniami. Przyjęto obciążenie składające się z siły poprzecznej o składowych P_y i P_z , siły wzdłużnej P_x oraz momentu M_z działającego w płaszczyźnie siły P_y i P_x . Uwzględniono kąt ugięcia wału (kąt ϕ), luz w łożysku oraz niedokładności wykonania bieżni (falistość bieżni).

WYKAZ SYMBOLI

zgodnie z rys. 1 oraz:

$a_{ewm}, a_{ezm}, b_{ewm}, b_{ezm}$	— półosie elips ograniczających powierzchnie styku kuli z bieżniami,
α_p	— kąt określający położenie kulki oznaczonej indeksem $n = 0$
h_w, h_{wm}, h_z, h_{zm}	— amplitudy makro i mikrofalistości bieżni wewnętrznej i zewnętrznej,
i	— liczba kulek w łożysku,
l	— pomontażowy luz,
n	— indeks dodawany do parametrów związanych z położeniem kulki ($n = 0, 1, 2, \dots, i-1$),
P_{xo}	— osiowy zacisk wstępny łożyska (kG),
q_1, q_2, q_3, q_4	— liczby fal nierówności na okręgu bieżni,
x_0	— osiowy zacisk wstępny łożyska (mm),
$\eta_1, \eta_2, \eta_3, \eta_4$	— kąt określający położenie falistości bieżni względem kulki oznaczonej indeksem $n = 0$,
σ_{wn}, σ_{zn}	— jednostkowe maksymalne naciski powierzchniowe na wewnętrznej i zewnętrznej bieżni od kulki oznaczonej indeksem n .

Łożysko przedstawione na rys. 1 obciążono siłami P_x, P_y, P_z oraz momentem M_z , przyłożonym do pierścienia wewnętrznego. Zakładamy, że łożysko jest sztywno zamocowane w obudowie. Wobec tego tylko pierścień wewnętrzny przemieszcza się pod wpływem obciążenia o x, y, z i kąt ϕ w kierunkach jak pokazano na rys. 1. Zależności między obciążeniami, przemieszczeniami i siłami naciskającymi na bieżnie i części toczne zapisano układem równań (1), (2), (3), (4).

$$P_x + \sum_{n=0}^{n=i-1} P_n \cos \gamma_{xn} = 0 \quad (1)$$

$$P_y + \sum_{n=0}^{n=i-1} P_n \cos \gamma_{yn} = 0 \quad (2)$$

$$P_z + \sum_{n=0}^{n=i-1} P_n \cos \gamma_{zn} = 0 \quad (3)$$

$$M_z + \sum_n^{n=i-1} (-P_n \cos \gamma_{yn} \cdot X_{zn} + P_n \cos \gamma_{xn} \cdot Y_{zn}) = 0 \quad (4)$$

Siłę P_n działającą na kulkę obliczamy ze wzoru Herza w ujęciu Palgrena.

$$P_n = \frac{a_n^{3/2}}{A^{3/2}}$$

gdzie:

$$a_n = O_{own} O_{zn} - O_{wn} O_{zn} - l_n,$$

$$O_{own} O_{zn} = \sqrt{(X_{own} - X_{zn})^2 + (Y_{own} - Y_{zn})^2 + (Z_{own} - Z_{zn})^2};$$

$$O_{wn} O_{zn} = \sqrt{(X_{wn} - X_{zn})^2 + (Y_{wn} - Y_{zn})^2 + (Z_{wn} - Z_{zn})^2};$$

$$X_{zn} = 0, Y_{zn} = \left[\frac{Ds}{2} \div (r_z - r_o) \cos \beta \right] \sin \alpha_n;$$

$$Z_{zn} = \left[\frac{Ds}{2} \div (r_z - r_o) \cos \beta \right] \cos \alpha_n;$$

$$X_{wn} (r_z - 2r_o + r_w) \sin \beta;$$

$$Y_{wn} = \left[\frac{Ds}{2} + (r_w - r_o) \cos \beta \right] \sin \alpha_n;$$

$$Z_{wn} = \left[\frac{Ds}{2} + (r_w - r_o) \cos \beta \right] \cos \alpha_n;$$

$$X_{own} = X_{wn} + X + 2 \left[\frac{Ds}{2} + (r_w - r_o) \cos \beta \right] \sin \alpha_n \frac{\sin \frac{\phi}{2} \cos \left(V_n + \frac{\phi}{2} \right)}{\cos V_n}$$

$$Y_{own} = Y_{wn} + Y - 2 \left[\frac{Ds}{2} + (r_w - r_o) \cos \beta \right] \sin \alpha_n \frac{\sin \frac{\phi}{2} \sin \left(V_n + \frac{\phi}{2} \right)}{\cos V_n}$$

$$Z_{own} = Z_{wn} + Z,$$

$$V_n = \arctg \frac{(r_w + r_z - 2r_o) \sin \beta}{\left[\frac{Ds}{2} + (r_w - r_o) \cos \beta \right] \sin \alpha_n}$$

$$\cos \gamma_{xn} = \frac{X_{zn} - X_{own}}{O_{own} - O_{zn}}$$

$$\cos \gamma_{yn} = \frac{Y_{zn} - Y_{own}}{O_{own} - O_{zn}}$$

$$\cos \gamma_{zn} = \frac{Z_{zn} - Z_{own}}{O_{own} - O_{zn}}$$

$$r_z = r_o(k_z + 1), \quad r_w = r_o(k_w + 1)$$

A — współczynnik zależny od materiału i głównych promieni krzywizn stykających się powierzchni w opracowaniu Palmgrena,

$$\alpha_n = \frac{2\pi n}{i} + a_p \quad (n = 0, 1, 2, \dots, i - 1)$$

$$ln = l - [h_w \sin(\varepsilon_1 + \eta_1) + h_{wm} \sin(\varepsilon_2 + \eta_2)] + [h_z \sin(\varepsilon_3 + \eta_3) + h_{zm} \sin(\varepsilon_4 + \eta_4)]$$

$$\varepsilon_1 = \alpha_n \cdot q_1, \quad \varepsilon_2 = \alpha_n \cdot q_2, \quad \varepsilon_3 = \alpha_n \cdot q_3, \quad \varepsilon_4 = \alpha_n \cdot q_4$$

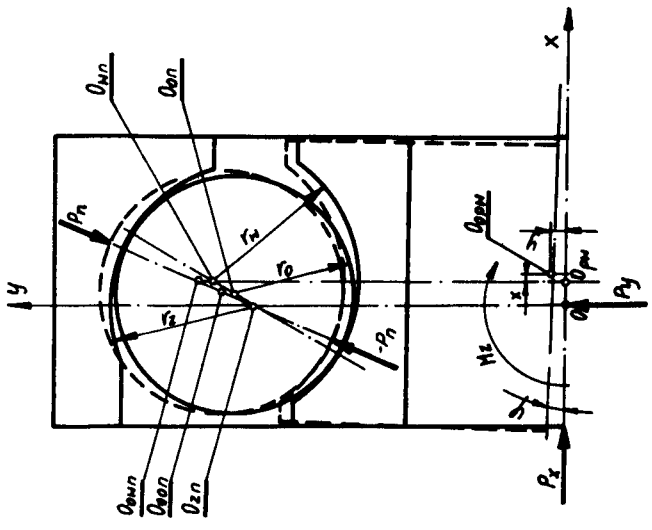
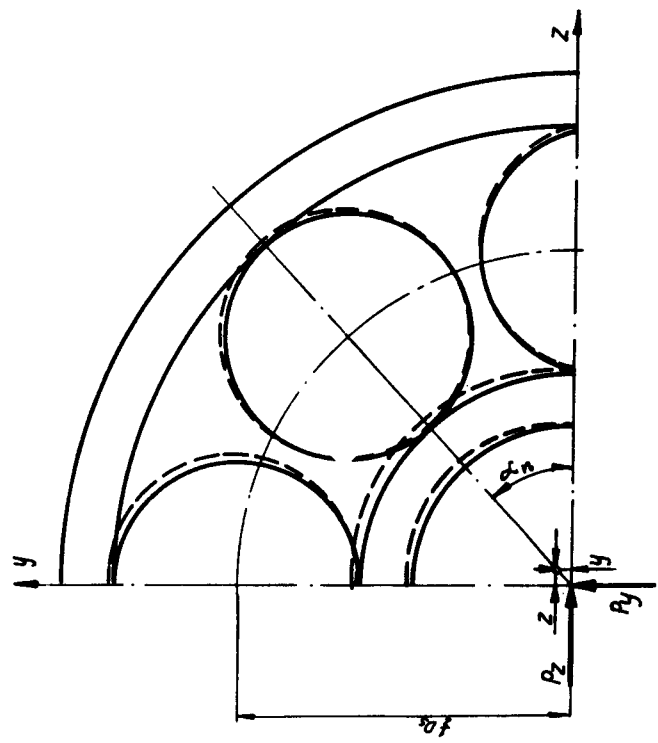
W równaniach (1), (2), (3) i (4) pominięto siły tarcia odśrodkowe i momenty żyroskopowe. Układ równań (1), (2), (3), (4) rozwiązano sposobem przybliżonym metodą Newtona, przyjmując jako niewiadome przemieszczenie x , y , z oraz moment M_z . Omawiane łożysko jest rozłącznym, wobec tego obliczenia przeprowadzamy narzucając warunek, że x nie być może mniejsze do x_o , gdzie x_o charakteryzuje zacisk wstępny łożyska zabudowanego przed obciążeniem. Ponadto do programu maszynowego wprowadzono zależności Hertza na obliczenie pól sił elips powierzchni styku kulki z bieżnią zewnętrzną i wewnętrzną oraz wzory określające wielkości jednostkowych nacisków powierzchniowych między kulką i pierścieniami. Obliczenia przeprowadzono na maszynie matematycznej Odra 1325. Danymi wejściowymi w programie są: D , r_o , k_w , k_z , i , β , l , a_p , x_o , h_w , h_z , h_{wm} , h_{wz} , q_1 , q_2 , q_3 , η_1 , η_2 , η_3 , η_4 , P_x , P_y , P_z , ϕ .

Wartościami obliczonymi są: r , z , x , M_z , P_{x0} , P_n , a_{cwn} , a_{czn} , b_{cwn} , b_{czn} ,

Obliczone wyniki na rys. 2 i 3.

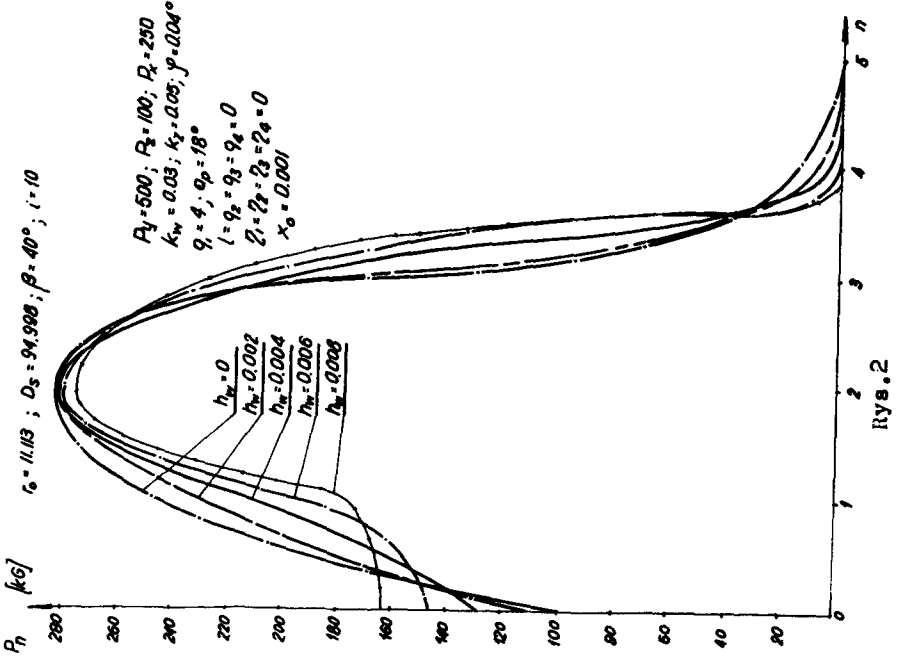
LITERATURA

- [1] Szucki T.: *Obliczanie sztywności łożyska kulkowego zwykłego*. Zeszyty Naukowe Politechniki Warszawskiej Budownictwo Nr 27 W-wa 1965
 [2] Palmgren A.: *Łożyska Toczone*, PWT, W-wa 1951.

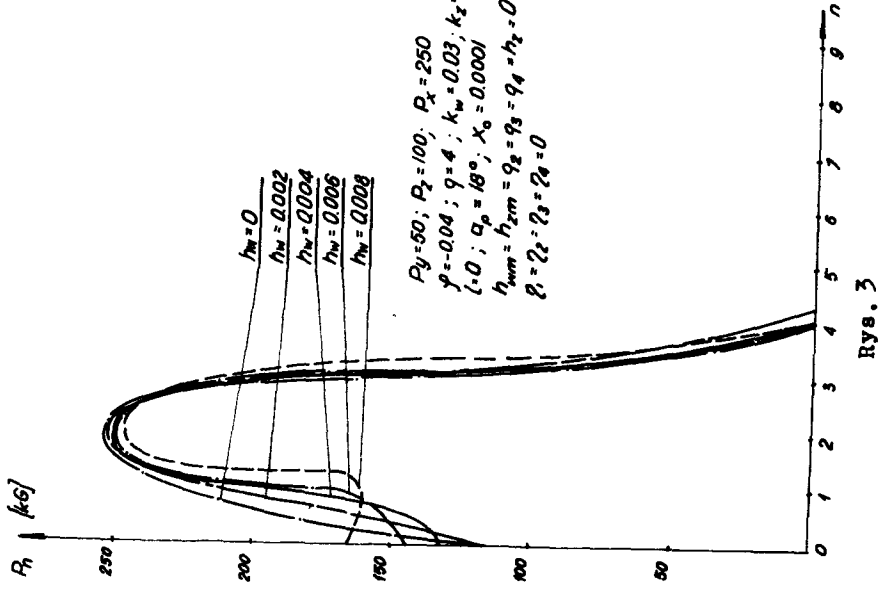


Rys. 1

$\rho_0 = 11.113$; $D_S = 94.998$; $\beta = 40^\circ$; $i = 10$



$\rho_0 = 11.113$; $D_S = 94.998$; $\beta = 40^\circ$; $i = 10$



CALCULATING OF DISPLACEMENTS AND OF FORCES
AND OF STRESSES APPEAR BETWEEN BALLS AND RACES
IN THE BALL ANGULAR BEARING.

Summary

The authors present analytical equations, deduced by themselves, which describe relations between external force of bearing and displacement of inner ring in relation to outer ring. Besides forces, which are acting to the balls, had been calculated. The bearing charges are presented by a transverse forces P_y and P_z and a longitudinal P_x and a moment M_z , which is acting in plane of component forces P_y and P_z . Deflexions of shaft (angle ϕ) and bearing clearances and tolerances of raceways (wave race) are taken into consideration.

РАСЧЁТ ПЕРЕМЕЩЕНИЙ СИЛ И НАПРЯЖЕНИЙ
ВЫСТУПАЮЩИХ МЕЖДУ ТЕЛАМИ КАЧЕНИЯ И КОЛЬЦАМИ
В РАДИАЛЬНО-УПОРНОМ ШАРИКОПОДШИПНИКЕ

Краткое содержание

Авторы представляют краткое описание зависимостей между наружной нагрузкой подшипника и перемещением внутреннего кольца относительно наружного. Одновременно вычислено силы выступающие между телами качения и кольцами. Принято, что нагрузка подшипника состоит из составляющих P_y и P_z , осевой силы P_x , а также момента M_z действующего в плоскости сил P_y и P_z . Учтён угол сгиба вала (угол ϕ), зазор в подшипнике, а также точность изготовления рабочих поверхностей (волнистость поверхностей).

PROJEKTOWANIE PROCESÓW ODNOWY W KONSTRUOWANIU MASZYN

W opracowaniu przedstawiono problem optymalizacji konstrukcji w aspekcie zwiększenia jego podatności na odnowę. Podatność na odnowę jest ważnym kryterium oceny i optymalizacji konstrukcji urządzeń technicznych i powinno być uwzględniane w procesie projektowania.

1. Wstęp

Utrzymanie urządzeń technicznych w stanie zdatności wymaga bardzo dużych nakładów finansowych, znacznie większych od kosztów ich wytwarzania (wg danych Komisji Planowania przy URM). Wysokość tych nakładów głównie uzależniona jest od racjonalnej eksploatacji tych urządzeń, ale nie można pomijać wpływu jakości konstrukcji urządzenia na koszty jego eksploatacji. Niekiedy korzystne — z ekonomicznego punktu widzenia — bywa zwiększenie kosztów procesu projektowo — konstrukcyjnego i produkcji urządzenia tak, aby minimalizować koszty jego późniejszej eksploatacji.

Poniżej zostanie tylko zasygnalizowany problem optymalizacji, konstrukcji urządzenia w aspekcie zwiększenia jego podatności na odnowę.

2. Wpływ konstrukcji na podatność urządzenia technicznego na odnowę

Jednym z istotniejszych etapów w procesie projektowo — konstrukcyjnym [3] rzutującym na ostateczną postać wytworu jest etap formułowania wymagań, życzeń, ograniczeń oraz kryteriów oceny i optymalizacji. Wśród nich powinno znaleźć się kryterium podatności na odnowę.

Wymagania związane z procesami odnowy koncentrują się wokół takiego skonstruowania urządzenia technicznego, aby w procesie jego eksploatacji ułatwić i skrócić czas:

- zabiegów profilaktyczno — konserwacyjnych,
- identyfikacji i lokalizacji uszkodzeń,
- naprawy lub wymiany uszkodzonych elementów.

Konieczność porównania wariantów konstrukcyjnych w aspekcie tego kryterium powoduje, że niezbędnym staje się sformułowanie jego parametrów w sposób ilościowy. Charakterystyki ilościowe podatności na odnowę to:

- funkcja naprawialności $G(t) = P\{\tau_n < t\}$
- wartość oczekiwana czasu naprawy $T_o = E(\tau_n)T_o = E(\tau_n)$
- współczynnik gotowości $k_g = \frac{T_d}{T_d + T_o}$

T_d - średni czas pracy urządzenia

Wyznaczenie wartości tych parametrów jest możliwe na podstawie danych statystycznych zebranych w fazie badania prototypów (lub w fazie eksploatacji) bądź oszacowanych na podstawie analizy struktury niezawodnościowej urządzeń [4]. Ze względu na trudności natury formalnej i analitycznej korzystniejsze jest — do określenia średniego czasu odnowy (T_o) — zastosowanie metody normatywów elementarnych MTM-1 (Methods Time Measurement) [1]. Metoda ta na podstawie znanych normatywnych czasów wykonywania ruchów roboczych pozwala na oszacowanie czasu trwania odnowy (przy pracy ręcznej). Jeżeli w zakresie odnowy wykonuje się zabiegi technologiczne, których szybkość wykonania nie jest zależna od człowieka, to dodatkowo należy uwzględnić pomiary chronometrażowe tych zabiegów.

Wymagania, wiążące się z procesami odnowy, mogą być spełnione przez konstruktora poprzez różne rozwiązania konstrukcyjne, z których kilka zasadniczych wymieniono poniżej:

- a) budowa „panelowa” — konstruktor powinien oszacować lub ustawić na drodze badań podzespoły U.T., które stanowią „słabsze ogniwa”, bądź ze względu na ich odbiegającą od przeciętnej trwałość, bądź ze względu na dużą intensywność uszkodzeń. Podzespoły takie, a także elementy urządzenia wymagające częstych wymian, powinny stanowić odrębne całości łatwe do wymontowania i zamontowania. Podstawowym zadaniem dla konstruktora jest tu konstrukcja połączeń rozłącznych oraz zapewnienie wygodnego dostępu. Ze względów ekonomicznych należy dążyć do wyrównania trwałości elementów wchodzących w skład „paneli”.
- b) podatność na diagnostykę — konstruktor musi przewidzieć jakie czynności diagnostyczne są konieczne w projektowanym U.T. oraz zaprojektować „wejścia” czujników aparatury diagnostycznej pozwalającej na skrócenie czasu potrzebnego na stwierdzenie, zlokalizowanie, zidentyfikowanie ewentualne prognozowanie uszkodzenia. Ponadto konstruktor powinien uwzględnić:

— optymalizację struktury U.T. polegającą na minimalizacji ilości elementów koniecznych do realizacji założonych zadań oraz wprowadzanie elementów dodatkowych (rezerwowych, kontrolno-sygnalizacyjnych) w celu podwyższenia niezawodności [2]

— dążenie do minimalizacji liczby wymaganych narzędzi do przeprowadzania czynności obsługiwanego,

— przeprowadzanie szczegółowych badań prototypowych lub symulacyjnych, m.in. w aspekcie optymalizacji liczby elementów zamiennych i oszacowania intensywności uszkodzeń.

— ergonomiczności konstrukcji pod kątem przeprowadzanej odnowy.

3. Zakończenie

Eksploatacja jest celem konstrukcji i sprawdzeniem jej jakości. Procesy odnowy stanowią podstawowy element w eksploatacji urządzeń. Działalność konstrukcyjna

wymaga zatem uwzględnienia podatności na odnowę urządzeń, ponieważ podstawowym kryterium przy ocenie rozwiązania konstrukcyjnego U.T. jest stosunek czasu jego zdadności do pracy do całego okresu eksploatacji.

LITERATURA

- [1] Drażkiewicz A.: *Metoda normatywów elementarnych MTM-1*. WNT Warszawa 1972
- [2] Kasprzyk S., Zbichorski Z.: *Ekonomika i organizacja procesu unowocześniania wyrobów*. PWE Warszawa 1976
- [3] Lenkiewicz W., Machowski B.: *Metoda projektowania Lemach 2 IPBM*, AGH Kraków, 1975
- [4] Haring M. G., Greenman L. R.: *Mointainability Engineering*, Mortin — Morreta Corp., Orlando 1965.

RENEVAL PROCESS IN MECHANICAL DESIGN

The paper presents problems of optimization design in aspects of mointainability. The mointainability ist important criterion for estimation in order of optimization process in engineerign disign.

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ВОЛЕТАНОВКИ В КОНСТРУИРОВАНИ МАШИН

Резюме

В работе представлено праблемы оптимализации конструкции в аспекте увеличения её податливостьи на восстановление. Податливось на восстановление — это важный критерий оценки и оптимализации конструкции технических оборудований и должен учитываться в процессе проектирования.

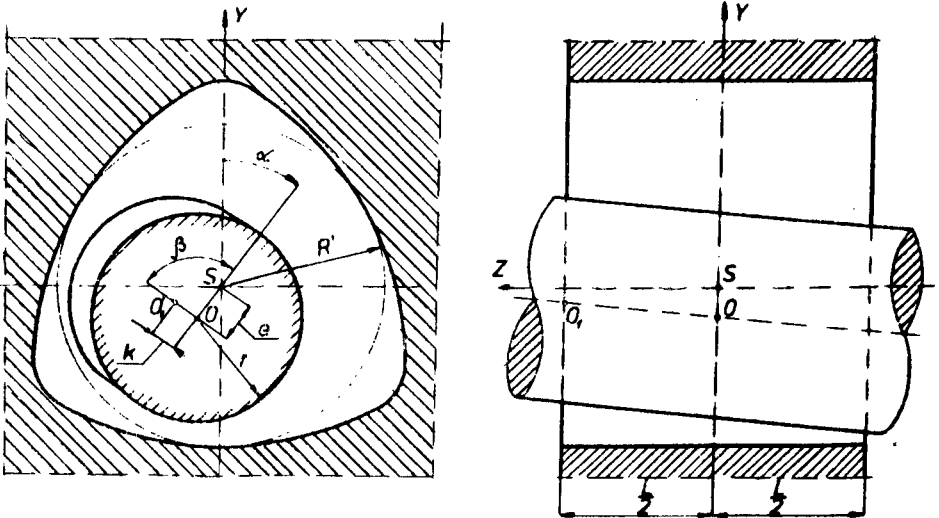
ROZKŁAD TEMPERATURY W HYBRYDOWYM ŁOŻYSKU PERYCYKLOIDALNYM

W referacie przedstawiono metodę obliczania rozkładu ciśnienia i temperatury dla stacjonarnego, płaskiego przepływu adiabaticznego w hybrydowym łożysku perycykloidalnym skończonej długości, przy dowolnym usytuowaniu osi czopa i panewki.

WYKAZ SYMBOLI

- c – ciepło właściwe
- h – grubość filmu olejowego
- p – ciśnienie
- q – współczynnik przekoszenia osi czopa względem osi panewki
- T – temperatura
- v – prędkość
- xyz – współrzędne prostokątnego układu współrzędnych
- δ – mimośrodowość względna łożyska
- δ^* – współczynnik kształtu panewki
- η – lepkość dynamiczna
- λ – przewodność cieplna
- ρ – gęstość właściwa
- ω – częstość obrotów

Temperatura filmu olejowego ustala się samoczynnie w wyniku równowagi między ciepłem wytworzonym wskutek tarcia ciepłem unoszenia oraz ciepłem przewodzenia. Udział ciepła odprowadzonego przez przepływający olej w łożyskach



Rys. 1

z panewką cylindryczną wynosi $70 \div 80\%$. W hybrydowych łożyskach wielopowierzchniowych w wyniku ciśnieniowego ich zasilania intensyfikuje się odprowadzenie ciepła przez przepływający olej. Fakt ten skłania do przyjęcia w obliczeniach tych łożysk modelu adiabatycznego.

Przedmiotem rozważań jest łożysko z panewką perycykloidalną z trzema wnikami smarowymi rys. 1, dla którego grubość szczeliny smarnej opisano wzorem(1)

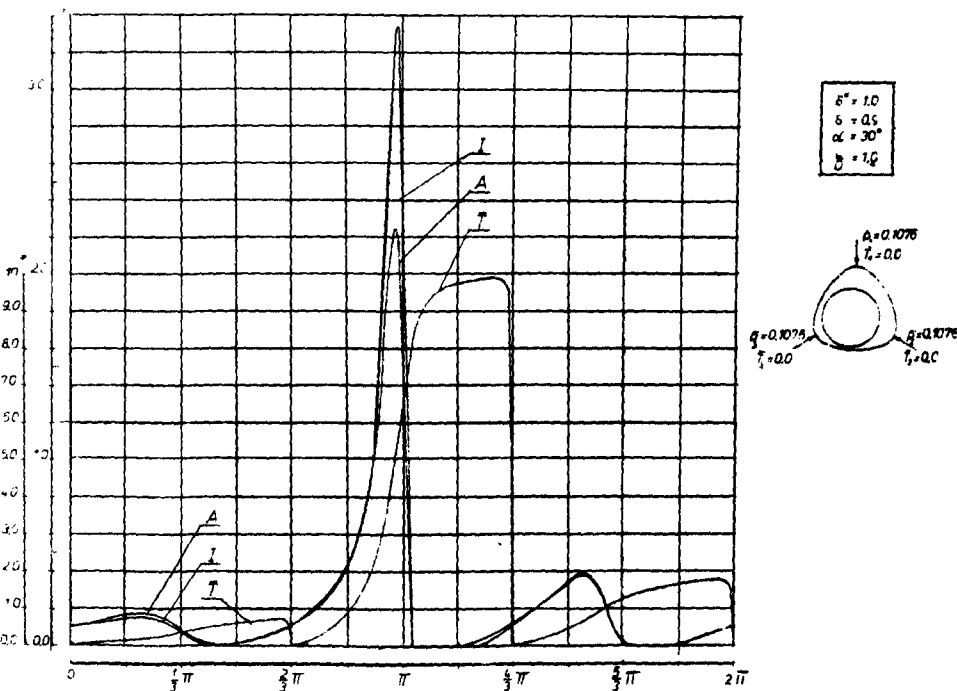
$$H = 1 + \delta \cos(x - a) + \delta^*(1 + \cos 3x) - qz \cos[x - (a - \beta)] \quad (1)$$

Zamknięty układ równań opisujący rozkład temperatury i ciśnienia uzyskano stosując teorię podobieństwa, wychodząc z równań: zachowania masy, zachowania ilości ruchu, zachowania energii. Przyjęto obok klasycznych założeń [HTS [1], że cała szczelina wypełniona jest wyłącznie olejem o zmiennej lepkości, zależnej od temperatury.

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

$$\rho c (v_x \frac{\partial T}{\partial x} + v_z \frac{\partial T}{\partial z}) = \lambda \nabla^2 T + \eta \left[\left(\frac{\partial v_x}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial v_z}{\partial y} \right)^2 \right] \quad (3)$$

$$\eta = e^{AT + BT^2} \quad (4)$$



Rys.2

Jako warunki brzegowe dla równania rozkładu ciśnienia przyjęto [2, 3]

- wartość ciśnienia w miejscu zasilania
- wartość ciśnienia w płaszczyznach wylotowych jest równa ciśnieniu otoczenia
- ciśnienie przyjmuje wartości nieujemne.

Rozkład temperatury wzdłuż osi łożyska, w pobliżu płaszczyzn wylotowych aproksymowano parabolą, natomiast w miejscu zasilania przyjęto, że jest ona równa temperaturze oleju zasilającego.

Układ równań (2, 3, 4) rozwiązano metodą różnic skończonych.

Wnioski

1. Również dla hybrydowego filmu olejowego stwierdzono istotne ilościowe różnice w wartości pola ciśnienia między modelem izotermicznym i adiabatycznym. Rozkład izotermiczny, zwłaszcza w obszarze maksymalnych ciśnień, może być znacznie wyższy od odpowiadającego rozkładu ciśnienia dla modelu adiabatycznego, rys. 2.

2. Zwiększenie ciśnienia doprowadzonego oleju zwiększa obszar i lokalną wartość ciśnienia filmu olejowego — zwiększa nośność łożyska, a jednocześnie obniża wartość pola temperaturowego.

3. Intensywniejszy wpływ na rozkład ciśnienia filmu olejowego i jego temperaturę ma ciśnienie niż temperatura zasilającego oleju. Najefektywniejszy wpływ na podniesienie nośności łożyska ma jednoczesne podwyższenie ciśnienia i obniżenie temperatury zasilającego oleju.

4. Ze względu na nośność łożyska optymalna względna długość panewki znajduje się w przedziale $L/D = 0,5 \div 1,0$. Dalsze wydłużenie łożyska nie daje proporcjonalnego przyrostu ciśnienia w filmie smarnym.

LITERATURA

- [1] Kaniewski W.: *Hydrodynamiczna teoria smarowania*. Podstawy teoretyczne Łódź 1971.
- [2] Kaniewski W.: *Warunki brzegowe w diatermicznym filmie olejowym*. ZN-PŁ Mechanika.
- [3] Świdorski W. K.: *Wpływ ciśnienia zasilania na rozkład temperatury w łożysku perycykloidalnym*. Praca doktorska PŁ. Łódź 1976.

Summary

In this paper the derivation method of pressure and temperature distribution for stationary, two-dimensional adiabatic flow in the hybrid, perycykloid sliding bearing is shown. It is done for finite length bearing of an arbitrary position shaft and bush axis.

РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ В ГИБРИДОВОМ ПЕРИЦИКЛОИДАЛЬНОМ ПОДШИПНИКЕ.

В статье представлены методы решения распределения давления и температуры масляного слоя в гибридовом перicyклоидальном подшипнике, работающим при стационарном режиме. Принято адиабатическую плоскую модель потока для подшипника конечной длины при любой геометрии масляного слоя.

MECHANICZNE URZĄDZENIA LOGICZNE

Tematem referatu są mechanizmy realizujące funkcje logiczne. Przedstawiono ich systematykę i klasyfikację, przedyskutowano zastosowania i pokazano przykłady rozwiązań konstrukcyjnych.

WYKAZ SYMBOLI

- X, Y, Z – siła uogólniona, będąca odpowiednio sygnałem wejściowym, wyjściowym i zasilaniem układu,
 x, y, z – przesunięcie uogólnione, będące odpowiednio sygnałem wejściowym, wyjściowym i zasilaniem układu,
–
 \bar{X}, \bar{x} – logiczna funkcja negacji.

Wprowadzenie

W przeciwieństwie do maszyn roboczych i silników, których głównym zadaniem jest przetwarzanie energii i wykonywanie pracy, tzw. maszyny informatyczne służą do przetwarzania sygnałów. Jeśli sygnały mają charakter sił lub przesunięć, a działanie jest nieciągłe (dyskretne), to możemy mówić o mechanicznym urządzeniu logicznym.

Historycznie biorąc, funkcje logiczne najwcześniej realizowane były na drodze mechanicznej (np. mechanizm bicia zegara, mechaniczny arytmometr, mechaniczne zabawki, zamki do drzwi, wybieraki linotypów itp.). Jednak ze względów konstrukcyjnych nie można było realizować urządzeń o wielu wejściach i wyjściach i ze złożonymi algorytmami działania. Stało się to możliwe dopiero przy użyciu elementów elektromechanicznych (pierwsza maszyna cyfrowa była zbudowana na przekaźnikach), a potem elektronicznych i pneumonicznych. Lecz i obecnie mechaniczne urządzenia logiczne mogą okazać się konkurencyjne w następujących przypadkach:

- gdy liczba sygnałów wejściowych i wyjściowych jest niewielka a wymagana funkcja logiczna jest dość prosta,
- i gdy energia sygnału wejściowego jest dostatecznie duża, tak, że nie jest potrzebne osobne zasilanie, a sygnały mają charakter sił lub przesunięć liniowych lub kątowych.

Mechanizmy logiczne są konstruowane indywidualnie do określonego celu, a nie jako uniwersalne typowe bloki, jak w systemach elektronicznych lub pneumoni-

cznych. Z reguły elementy konstrukcyjne obiektu są wykorzystywane jako elementy układu logicznego: są to elementy maszyny lub przedmioty obrabiane lub transportowane. One też dostarczają potrzebnej energii, np. w postaci stałego ruchu,

Typowe przykłady mechanizmów logicznych:

- urządzenia do porcjowania, paczkowania, sortowania itp.,
- urządzenia szyfrujące (np. dalekopis, pianola), liczące,
- impulsatory (np. tarcza telefoniczna),
- różne automaty użytkowe (np. taksometr, automaty sprzedające),
- broń automatyczna, zabawki mechaniczne, instrumenty muzyczne,
- różne mechanizmy blokady i zabezpieczenia, itp.

Podział

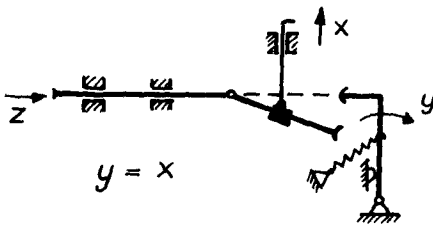
1. Ze względu na charakter sygnałów mamy elementy siłowe, przesunięciowe i mieszane.

2. Wymuszenie (zasilanie) — przesunięciowe lub siłowe — może pochodzić od: a) specjalnego układu napędowego (np. silnika), b) przedmiotu obrabianego lub maszyny, c) bezpośrednio od człowieka (np. energia ręki wprowadzającej sygnał wejściowy).

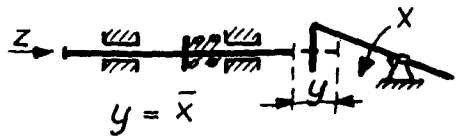
3. Mogą być wykorzystane zjawiska kinematycznego zazębienia się elementów, ograniczania wzajemnych ruchów, siłowego sprzęgnięcia elementami sprężystymi lub siłami tarcia (Rys. 1, 2, 3, 4).

4. Zależnie od realizowanej funkcji logicznej mamy elementy powtórzenia, negacji, koniunkcji i dysjunkcji.

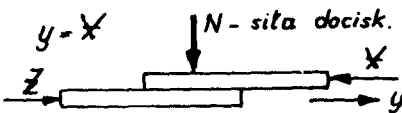
Przykłady rozwiązań i zastosowań



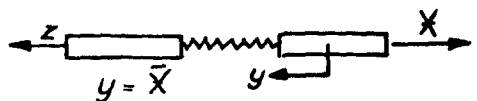
Rys. 1. Element powtórzenia. Wzmacniacz.



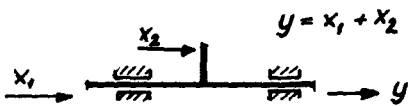
Rys. 2. Element negacji. Ogranicznik.



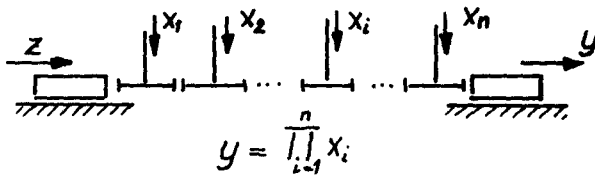
Rys. 3. Element powtórzenia: $y = \bar{x}$, gdzie \bar{x} jest definiowane: $\bar{x} \triangleq 0$ gdy $x > N, \mu$, oraz $\bar{x} \triangleq 1$ gdy $x < N, \mu/0$ i 1 są wielkościami logiczn. μ — wsp. tarcia).



Rys. 4. Element negacji, ze sprężyną. x siła reakcji jest sygnałem wejściowym

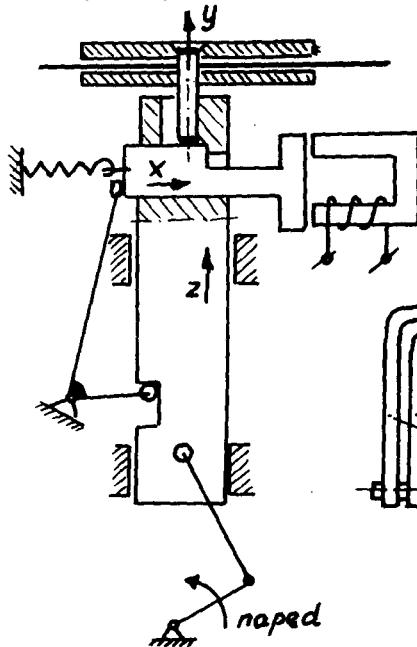


Rys. 5. Element dysjunkcji (logiczne dodawanie)

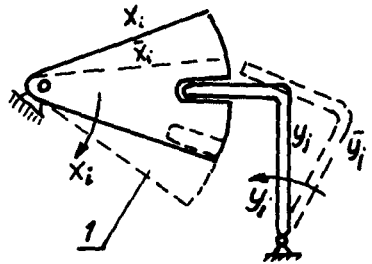
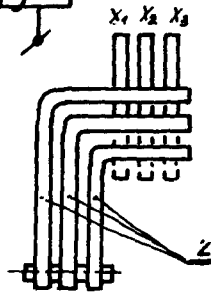


Rys. 6. Element koniunkcji (logiczne mnożenie).

Niżej pokazano przykłady zastosowań: mechanizm dziurkowania taśmy papierowej sterowany b. słabym sygnałem magnetycznym oraz deszyfrator z krzywkami i pałkami.



Rys. 7. Element powtórzenia. Wzmacniacz mechaniczny w dziurkarkę taśmy perforowanej; x – sygnał sterujący od elektromagnesu, y – ruch stempla (wzmocniony sygnał wyjśc.), z – wymuszony ruch zasilający



Rys. 8. Mechaniczny deszyfrator. Sygnał wejśc. realizowany jest przez krzywki 1, wyjściowy przez pałki 2.

LITERATURA

- [1] *Handbook of Precision Engineering*, vol. 6: Mechanical Design Applications. The Macmillan Press Ltd., London 1972.
- §2 Ковбасюк В. В.: Некоторые вопросы классификации, анализа и синтеза логических механизмов. В сборнике: Анализ и синтез механизмов и теории передач. Издат. Наука, Москва 1965.
- [3] Tarnowski W.: *Technika Drobnych Konstrukcji*. Wydawnictwa Politechniki Warszawskiej. Warszawa 1977.

Summary:

LOGICAL FUNCTIONS MECHANISMS.

The systematics, features of applications and some basic kinds of mechanisms that realize logic functions are presented.

ЛОГИЧЕСКИЕ МЕХАНИЗМЫ.

В работе представлена систематика, свойства применения, а также некоторые виды логических механизмов.

ZAPIS CECH ŚRODKA TECHNICZNEGO,
JAKO ZBIÓR INFORMACJI NIEZBĘDNYCH W PROCESACH:
WYTWARZANIA, SPRAWDZANIA, ROZPROWADZENIA
I EKSPLOATACJI

W pracy wprowadzono i zdefiniowano pojęcie zapisu cech środka technicznego jako zbioru informacji niezbędnych w procesie zaspakajania materialnych potrzeb społecznych. Wskazano również na celowość uwzględnienia tej problematyki w procesie nauczania Podstaw Konstrukcji Maszyn.

Pierwszym ogniwem w łańcuchu działań, których celem jest zaspokojenie określonej materialnej potrzeby społecznej jest tworzenie koncepcji konstrukcyjnej oraz konstruowanie środka technicznego. Na tym etapie zostają sprecyzowane jego własności i właściwości. Przyjmując za J. Dietrychem [1], że własności oraz właściwości są cechami środka technicznego, ich zbiór określa w sposób jednoznaczny zarówno postać konstrukcyjną jak i możliwości działania tego środka technicznego a więc możliwość zaspokojenia określonej potrzeby materialnej. Cechy te reprezentowane są przez zbiór informacji podanych w formie zapisów werbalnych, graficznych, analitycznych, lub modelowych.

Każde z następných ogniw łańcucha działań, którymi są: wytwarzanie, sprawdzanie, rozprawadzanie i eksploatacja, wymaga odpowiedniego podzbioru informacji, podanego w formie właściwej dla tego działania. Można więc wyróżnić cztery podzbiory informacji, niezbędne w procesie zaspakajania określonej materialnej potrzeby społecznej:

- podzbiór Z_w , zawierający informacje dla celów wytwórczych. Są to informacje o postaci konstrukcyjnej wytworu, oraz jego elementów, informacje technologiczne wynikające z wymogów konstrukcyjnych n.p. sposób montażu, informacje o sposobie pakowania, transportu itp.
- podzbiór Z_s , informacji o rodzajach i sposobach sprawdzania wytworu, oraz dopuszczalnych wynikach tego sprawdzania.
- podzbiór Z_g , utworzony przez informacje konieczne dla prawidłowego rozprawadzania wytworu. Są nimi wybrane informacje o postaci geometrycznej wytworu oraz jego wyposażenia, jak również niezbędne informacje o cechach eksploatacyjnych.
- podzbiór Z_e , informacji dla celów eksploatacyjnych, zawierający szczegółowe informacje o użytkowaniu i obsłudze wytworu.

Można przyjąć, że zapis cech środka technicznego, podany w formie analitycznej, graficznej, modelowej, werbalnej lub kombinowanej, jest to zbiór informacji

niezbędnych dla prawidłowego przebiegu procesu zaspakajania materialnej potrzeby społecznej, przy udziale tego środka technicznego.

Tak interpretowany zapis cech środka technicznego określa zależność

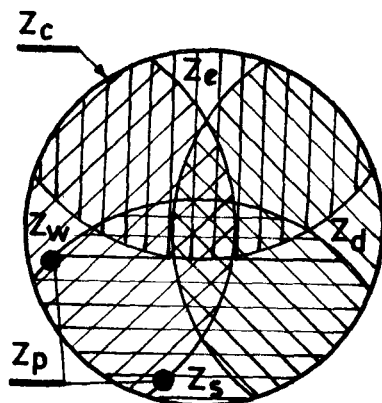
$$Z_c = Z_w \cup Z_s \cup Z_r \cup Z_e \dots (1)$$

gdzie jest zbiorem informacji zawartych w zapisie cech środka technicznego, przy czym w przypadku ogólnym spełniony jest warunek:

$$Z_w \cap Z_s \cap Z_r \cap Z_e \neq \emptyset \dots (2)$$

Jakościową interpretację zależność (1) i (2) w formie graficznej przedstawia Rys. 1.

Uwzględnione tam podzbiory Z_p są to nie omówione powyżej informacje dotyczące nowych rozwiązań technicznych, które należy chronić patentami.

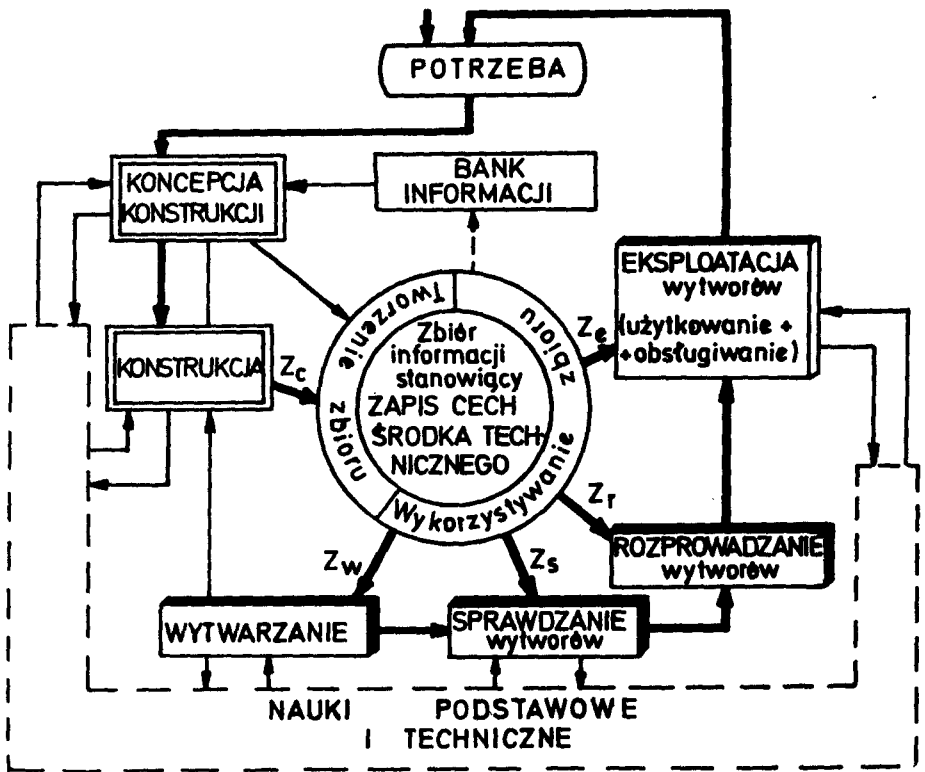


Rys. 1

Schemat powstawania i wykorzystywania zbioru informacji, którym jest zapis cech środka technicznego, ilustruje Rys. 2.

Rysunek ten uwidacznia również kluczową rolę zapisu cech środka technicznego w łańcuchu działań, jako łącznika między sferą abstraktu i konkretności.

Rozpatrując zagadnienie nauczania zapisu cech środka technicznego z punktu widzenia procesu dydaktycznego, w bloku przedmiotowym Podstaw Konstrukcji Maszyn, należy stwierdzić że obecnie nacisk położony jest głównie na nauczanie zapisu informacji dla potrzeb procesu wytwórczego, dotyczących postaci konstrukcyjnych wytworu i jego elementów. Na skutek tego studenci nie tylko nie potrafią opracować we właściwy sposób informacji niezbędnych w procesie sprawdzania, rozprowadzania i eksploatacji wytworów, lecz często nie wiedzą, co powinny te informacje zawierać. Ponieważ żaden z bloków przedmiotowych nie zajmuje się tymi problemami w sposób kompleksowy, absolwenci mają również poważne braki w omawianym zakresie. Wydaje się celowe podjęcie próby usunięcia tego niedociągnięcia, przykładowo przez wprowadzenie w ramach zajęć projektowych z Podstaw Konstrukcji Maszyn, obowiązku opracowywania przez studentów przy wytypowanych projektach instrukcji użytkownika i obsługi oraz tekstu ulotki informacyjno-reklamowej projektowanego wytworu. Może również okazać się celowe wprowadzenie



Rys. 2.

dzenie obowiązku sporządzania opisu patentowego dla wskazanego rozwiązania, występującego w projekcie.

LITERATURA

- [1] Dietrych J.: *Wprowadzenie do nauki konstrukcji*. Przegląd Mechaniczny Nr 15/77.
- [2] Dietrych J.: *Minisłownik nauki konstrukcji*. Problemy Postępu Technicznego Nr 5/76.

Zusammenfassung

In dem Aufsatz einführt man und erklärt man ein Begriff des Technischpunkt einschreibungs, welcher als Auskunftsammlung im Befriedigungprozess zu sozialen Bedürfnissen unerlässlich ist. Man zeigt auch die Zweckmässigkeit des Berücksichtigens dieser Problemen im Unterrichtenprozess der Maschinenelementen.

Содержание

В работе введено и сформулировано понятие записи черт технического средства, как скопления информации необходимых в процессе обеспечения в материальных и общественных средствах. Показано также целесообразность учёта этой проблематики в процессе обучения Основам машинных конструкций.

PRÓBA INTENSYFIKACJI PROCESU DYDAKTYCZNEGO W ZAKRESIE PRZEKAZYWANIA WIADOMOŚCI Z PODSTAW GRAFICZNEGO ZAPISU CECH GEOMETRYCZNYCH ELEMENTÓW MASZYNOWYCH

W pracy omówiono zmodernizowaną metodę prowadzenia wykładów z Geometrii Wykreślnej oraz wyniki uzyskane przy jej zastosowaniu. Zwrócono uwagę na związek między prowadzeniem wykładów tą metodą, a przygotowaniem studentów do ćwiczeń.

Opanowanie przez studentów umiejętności posługiwania się graficznym zapisem cech geometrycznych elementów maszynowych, jest czynnikiem niezbędnym w procesie nauczania graficznego zapisu konstrukcji. Umiejętność tę zdobywają oni w ramach przedmiotu Geometria Wykreślna. Obowiązujący na Wydziale Budowy Maszyn program ograniczył znacznie liczbę godzin wykładów z tego przedmiotu, co zmusza do poszukiwania metod umożliwiających intensyfikację procesu przekazywania wiadomości na wykładzie.

W zakładzie Zapisu Konstrukcji Politechniki Częstochowskiej, przy omawianiu złożonych konstrukcji geometrycznych, przeprowadzono próby zastosowania foliogramów wymienianych, przenoszonych na ekran przez rzutopis. W metodzie tej, każda złożona konstrukcja geometryczna podzielona zostaje na szereg kolejnych kroków. Krokiem jest jedna, lub kilka konstrukcji elementarnych. Dla każdego kroku przygotowany jest osobny foliogram. Jednocześnie studenci otrzymują arkusze z założeniami konstrukcyjnymi identycznymi z założeniami podanymi na pierwszym foliogramie. Na arkuszach tych nanoszą kolejne kroki konstrukcji.

W pierwszych próbach (po których przeprowadzono wśród studentów ankietację), okazało się, że 80% słuchaczy oceniło tę metodę jako bardziej komunikatywną niż metoda tradycyjna (kreda + tablica). Prowadzący wykłady ocenili, że w zależności od problemu, zwiększenie intensywności przekazywania informacji, zawiera się w granicach $30 \div 45\%$.

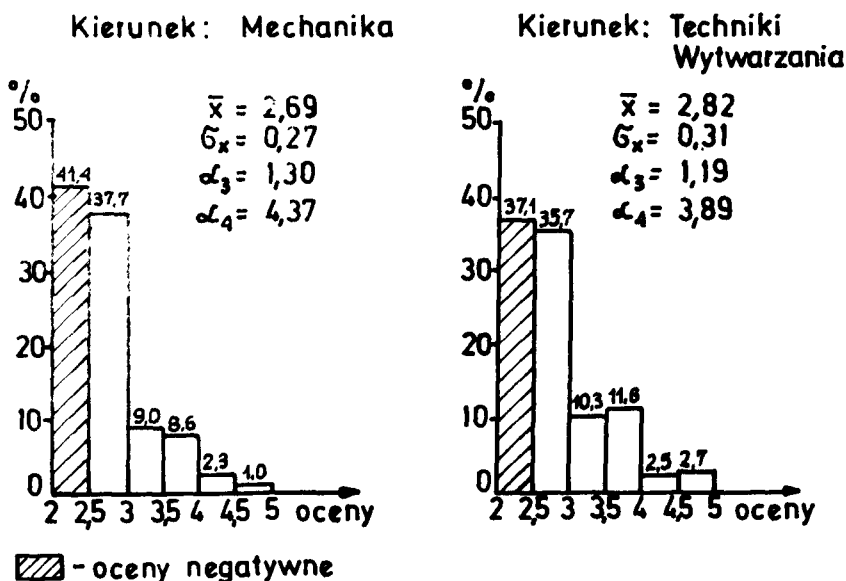
Następne próby miały za zadanie wykazać, czy istnieje zależność między metodą prowadzenia wykładu, a wynikami osiąganymi przez studentów na ćwiczeniach projektowych z Geometrii Wykreślnej. Wykłady prowadzono osobno dla kierunków Mechanika oraz Techniki Wytwarzania. Zagadnienia: odwzorowania, elementy wspólne i przynależne, prostopadłość, równoległość, aksonometria — omawiana na obu kierunkach stosując metodę tradycyjną. Transformację, przekroje brył płaskościennych i obrotowych, przenikanie brył płaskościennych i obrotowych oraz brył obrotowych omawiano na Technikach Wytwarzania stosując metodę tradycyjną.

a na Mechanice — wykorzystując foliogramy. Wykłady na obu kierunkach prowadził ten sam wykładowca, a ćwiczenia projektowe — ten sam zespół pracowników dydaktycznych — w identyczny sposób dla obu kierunków. Uzyskane przez studentów każdego z kierunków oceny, przy pierwszym zaliczeniu każdego z ćwiczeń projektowych, zestawiono w szeregi rozdzielcze, w których przedziały $2 \div 2,5$ zawierały oceny negatywne, zaś pozostałe — pozytywne.

Histogramy prezentujące procentowy udział ocen dla obu kierunków przy prowadzeniu zajęć metodą tradycyjną podano na Rys. 1, zaś histogramy procentowych udziałów ocen, gdy na Technikach Wytwarzania stosowano metodę tradycyjną, a na Mechanice — foliogramy, podaje Rys. 2.

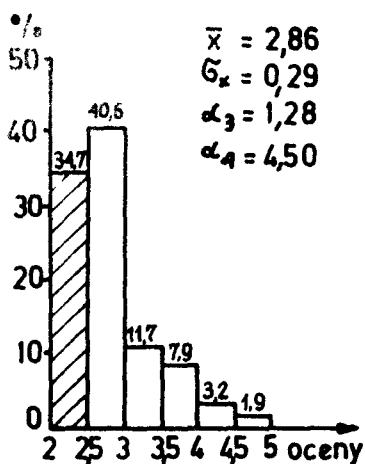
Badania statystyczne zebranego materiału pozwoliły stwierdzić na poziomie istotności 0,01, że studenci kierunku Technika Wytwarzania lepiej przyswajali sobie materiał podawany na wykładach metodą tradycyjną, natomiast po zastosowaniu foliogramów — lepsze opanowanie materiału występowało u studentów kierunku Mechanika.

O pozytywnym wpływie zastosowania foliogramów podczas wykładu, na przygotowanie studentów świadczyć może również liczba zaliczeń wykładów oraz ćwiczeń w pierwszym terminie — co ilustruje Rys. 3.

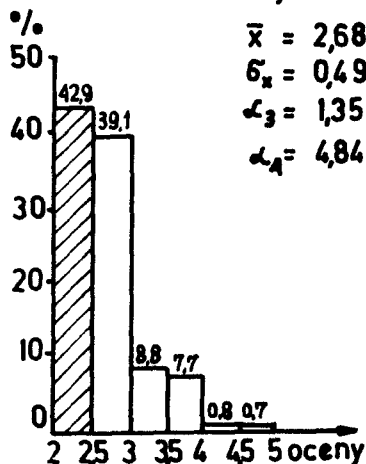


Rys. 1.

Kierunek: Mechanika



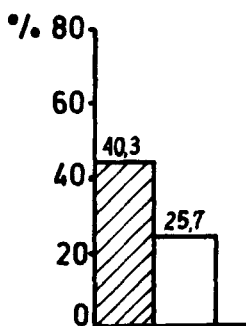
Kierunek: Techniki Wytwarzania



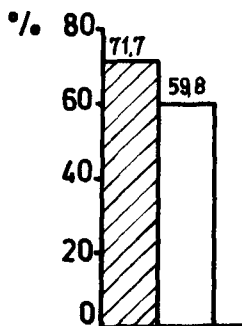
Rys. 2.

Zaliczenia w pierwszym terminie:

Wykładów



Ćwiczeń projektowych



- Mechanika

- Techniki Wytwarzania

Rys. 3.

Na podstawie przeprowadzonej próby można przypuszczać, że prócz intensyfikacji przekazywania informacji na wykładzie, zastosowana metoda ma wpływ na uzyskiwanie przez studentów lepszych wyników w nauce przedmiotu Geometria Wykreślna.

Summary

In the work the modernized method of lectures in the field of descriptive geometry is presented as well as the results obtained by its use. The especial attention has been paid to the connection between lecturing according to the above method and preparation of students to practical classes.

Содержание

В работе обсуждается модернизированный метод чтения лекции по начертательной геометрии, а также результаты этого метода. Обращено внимание на связь между проведением лекций этим методом, и подготовкой студентов к занятиям.

STOPIEŃ PEWNOŚCI POŁĄCZEŃ KLEJONYCH
W PORÓWNANIU Z POŁĄCZENIAMI WCISKOWYMI

W referacie przedstawiono wyniki czteroletnich badań połączeń klejonych, na podstawie których można ocenić wytrzymałość kleju i określić prawdopodobieństwo uzyskania odpowiedniej wytrzymałości połączenia z uwagi na rozrzut wyników. Przeprowadzono porównanie prawdopodobieństwa uzyskania wymaganej nośności złącza klejonego i wciskowego.

WYKAZ SYMBOLI

C	– stała zależna od materiałów i wymiarów złącza
D, D, D_n	– średnica połączenia zewnętrzna tulei, wewn. czopa
H	– wysokość połączenia (stała)
p	– nacisk
P_i	– losowa wartość nośności połączenia
R_{it}, \bar{R}_t	– losowa, średnia wartość wytrzym. na ścinanie złącza
S_{Rt}	– średnie odchylenie wytrzymałości na ścinanie
S_{Rzop}, S_{Rzc}	– średnie odchylenie wysokości chropow. otworu i czopa
R_{zo}, R_{zo}	– wartość średniej chropow. czopa i otworu
S_e, S_o	– średnie odchylenie wymiaru średnicy czopa i otworu
u	– kwantyl rozkładu normalnego
\bar{W}	– średni wcisk mierzony
W_{skit}, \bar{W}_{sk}	– losowa, średnia wartość wcisku skutecznego
$\mu_i, \bar{\mu}$	– losowa i średnia wartość współczynnika tarcia
v_{μ}, v_w	– współczynnik zmienności wartości średniej współczynnika tarcia oraz wcisku
$v_{\mu w}$	– współcz. zmienności iloczynu wartości średnich W_{sk} i μ

Cechy materiałowe jak wytrzymałość, twardość, nośność połączeń itp. są wielkościami losowymi.

Istnieje do dziś opinia, że połączenia klejone charakteryzują się bardzo dużym rozrzutem nośności, w związku z czym stosowanie ich napotyka często znaczne opory. Celem niniejszego opracowania jest wykazanie na przykładzie analizy połączeń klejonych i wciskowych niewłaściwość tradycyjnej opinii.

Niech nośność P_i jako zmienna losowa połączenia klejonego tulejowego o zdeterminowanych wymiarach D i H wynosi:

$$P_i = \pi \cdot D \cdot H \cdot R_{it} \quad (1)$$

Nośność P_i zależy zatem od zmiennej losowej wytrzymałości złącza na ścinanie R_{it} .

Na podstawie opracowania statystycznego wyników otrzymanych z przeprowadzonych badań stwierdzono, że zmienna losowa R_{ii} posiada rozkład normalny. w związku z czym można zapisać, że:

$$P_i = \Pi \cdot D \cdot H \cdot \bar{R}_i (1 + u \cdot v_{R_i}) \quad (2)$$

W oparciu o przeprowadzone badania w latach 1974–77 uzyskano wartości \bar{R}_i i v_{R_i} dla złącz metalowych o wymiarach $D = 30$ mm, $H = 15$ mm i 45 mm, grubości warstwy kleju ok. 0,05 mm klejonych klejem E-5 i E-100 zamieszczone w tabeli 1. Należy zaznaczyć, że w latach 1974–75 używano do klejenia te same kleje przechowywane w temp. -12°C .

Największe współczynniki zmienności uzyskano dla kleju E-5 – $v_{R_i} = 0,2$ oraz dla E-100 – $v_{R_i} = 0,1$.

tabela 1

Rok	klej E5		klej E100	
	\bar{R}_i N/mm ²	v_{R_i}	\bar{R}_i N/mm ²	v_{R_i}
1974	1870	0,16	4398	0,10
1975	2300	0,20	4400	0,07
1976	2930	0,17	4940	0,08
1977	2980	0,12	4320	0,07

Nośność połączenia wciskowego zależy natomiast od większej ilości zmiennych losowych a mianowicie: uzyskanego losowo wcisku, wykonanej chropowatości powierzchni oraz współczynnika tarcia.

Nośność połączenia wciskowego można zapisać w postaci:

$$P_i = \Pi \cdot C \cdot H \cdot W_{sk_i} \cdot \mu_i \quad (3)$$

Przyjmując, że zmienne losowe podlegają rozkładowi normalnemu, wzór (3) można napisać:

$$P_i = \Pi \cdot C \cdot H \cdot \bar{W}_{sk} \cdot \bar{\mu} (1 + u v_{wu}) \quad (4)$$

gdzie

$$v_{wu} = \sqrt{v_w^2 + v_\mu^2 + (v_w \cdot v_{w\mu})^2}$$

$$v_w = \frac{1}{W_{sk}} \cdot \sqrt{S_o^2 + S_c^2 + S_{Rzc}^2 + S_{Rzo}^2}, \quad v_\mu = \frac{S_\mu}{\bar{\mu}}$$

$$\bar{W}_{sk} = \bar{W} - 1,2(\bar{R}_{zc} + \bar{R}_{zo})$$

W tabeli 2 podano dla wybranych pasowań spoczynkowych ($D = 25$ mm) wartości obliczeniowe wcisków skutecznych, współczynników zmienności tych wcisków, współczynników zmienności iloczynu $\bar{W}_{sk} \cdot \bar{\mu}$ oraz dla porównania doświad-

Tabela 2

Lp.	Pasowanie Φ 25 mm	W_{sk} mm	S_w mm	v_w	v_{wm}	Doświadczalnie	
						W_{sk}	v_{wm}
1	2	3	4	5	6	7	8
1	H7/p6	0,009	0,004	0,44	0,46	0,012	0,31
2	H7/r6	0,015	0,004	0,27	0,3	0,014	0,29
3	H7/s6	0,022	0,004	0,18	0,22		
4	H7/s7	0,026	0,0045	0,17	0,21	0,028	0,18
5	H7/u7	0,039	0,0045	0,12	0,17	0,039	0,14
6	H6/u7	0,043	0,004	0,09	0,15		

czalnie uzyskane współczynniki zmienności dla złączy wciskowych o wymiarach $D = 25$ mm, $D_z = 80$ mm, $D_w = 0$, $H = 15$ mm. Do obliczeń przyjęto $\mu = 0,08-0,16$, $R_w = 1,6-3,2 \mu m$, $R_w = 3,2-6,3 \mu m$.

Jak wynika z porównania kolumn 3 i 6 z 7 i 8, wartości obliczone są bliskie eksperymentalnym.

W tabeli 3 podano nośność połączeń klejonych i wciskowych przy założonym 95% oraz 80% poziomie prawdopodobieństwa uzyskania nośności odniesionej do wartości średniej (przyjęto dla klejów największą wartość v_{RT}).

Tabela 3

Lp.	Połączenie	$P_{0,95}$	$P_{0,8}$
1	klejone E5	0,67 P	0,83 P
2	klejone E100	0,83 P	0,92 P
3	H7/p6	0,25 P	0,61 P
4	H7/r6	0,51 P	0,75 P
5	H7/s6	0,64 P	0,81 P
6	H7/s7	0,66 P	0,82 P
7	H7/u7	0,72 P	0,86 P
8	H6/u7	0,75 P	0,87 P

Jak wynika z tabeli 3 dopiero pasowanie od poz. Lp. 6 do 8 są równoważne co do poziomu ufności połączeniom klejonym.

Należy zwrócić uwagę, że dla badanych złączy klejonych o wymiarach połączenia $D = 30$ mm, $D_z = 60$ mm, $D_w = 0$, nie ma odpowiednika nośności złącza wciskowego, gdyż przekroczone byłoby naprężenie dopuszczalne w pierścieniu zewnętrznym wykonanym ze stali 55. Niezbędny nacisk w złączu wciskowym dla zrównania nośności ze złączem wykonanym klejem E 100 musiałby wynieść $p_{0,95} = 435$ N/mm², a naprężenie zastępcze w tulei wynosiłoby aż 1015,3 N/mm². Tak duży nacisk można byłoby uzyskać dopiero przy wcisku $W_{sk} = 0,138$ mm (układ pasowań normalnych nie przewiduje takiego wcisku).

THE GLUE JOINTS DEGREE OF RELIABILITY IN COMPARE OF FORCED IN JOINTS

The paper shows the four-years investigation results of glue joints, on which is possible to estimate glue strength and determinate the probability of joint adequate strength according to scatter results. The comparison of probability to obtain requisite capacity of glue and forced-in joints is done.

СТЕПЕНЬ НАДЁЖНОСТИ КЛЕЕВЫХ СОЕДИНЕНИЙ ПО СРАВНЕНИЮ С НАТЯЖНЫМИ СОЕДИНЕНИЯМИ.

В реферате представлены результаты четырёхгодичных исследований клеевых соединений, на основании которых можно оценить прочность клея после периода времени хранения его на складе и определить вероятность получения соответствующей прочности соединения, принимая во внимание разброс результатов. Произведено сравнение вероятности получения требуемой сопротивляемости клеевого и натяжного соединения.

OKREŚLENIE ENERGII UDERZENIA PNEUMATYCZNEGO PRZEBIJAKA GRUNTU „KRET 140”

Ocena efektywności pracy przebijaka gruntu znanego pod nazwą „Kret” wymagała określenia jego energii uderzenia. W referacie opisano zastosowanie przebijaka, metodę i urządzenia do pomiaru energii uderzenia oraz przedstawiono wyniki pomiarów.

Samobieżny przebijak gruntu „Kret” opatentowany jest w kraju i licznych zagranicznych urzędach patentowych. Konstrukcja jego powstała w Zakładzie Podstaw Konstrukcji Maszyn Politechniki Gdańskiej, a wersja „Kret 140”, będąca przedmiotem badań, oparta na tym samym patencie, jest rozwinięciem wcześniejszej konstrukcji. Wersja ta została opracowana przez prof. T. Gerlacha i zespół pracowników „Polmo — Gniezno”.

Urządzenie „Kret” działa na zasadzie pracy młotka. Napędzany sprężonym powietrzem bijak, spełniający rolę młotka, porusza się wewnątrz korpusu i uderza w kowadło związane trwale z korpusem. Energia uderzenia powoduje wbijanie „Kreta” w grunt i uzyskanie otworu przez zagęszczenie gruntu.

Urządzenie to jest stosowane do wykonywania przebić gruntu w różnych położeniach, a w szczególności poziomych i pionowych.

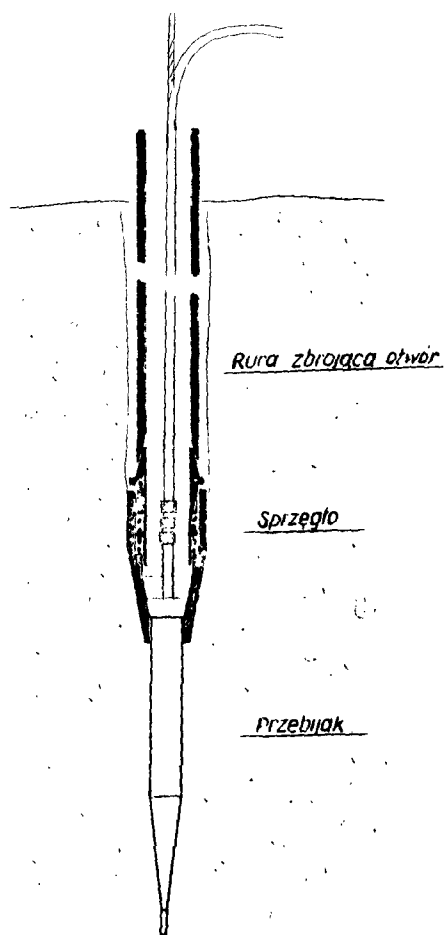
W układzie poziomym istnieje możliwość wykonania otworów, najczęściej przelotowych, do zakładania rur i kabli bez wykonywania kosztownych wykopów. W układzie pionowym zachodzi często potrzeba wykonania otworów nieprzelotowych. Zastosowanie dodatkowego oprzyrządowania, chronionego patentem, umożliwia wykonanie otworów zbrojonych rurą użytecznych np. przy wykonywaniu studni (rys. 1). Szczególnie przydatne są wówczas przebijaki mogące pracować zarówno do przodu jak i do tyłu.

Dla określonych warunków gruntowych efektywność wykonania otworów jest zależna od energii uderzenia, a ta z kolei zależna jest od rodzaju i właściwości gruntu, ciśnienia zasilania, cech rozrządu. Warunki gruntowe wpływają też na wartość naprężeń w elementach przebijaka.

Energję uderzenia można określić znając masę bijaka i jego prędkość tuż przed uderzeniem (metoda I) lub też znając zmienność wypadkowej siły działająca na bijak w funkcji przemieszczenia bijaka (metoda II). W tym przypadku niezbędny jest jednoczesny pomiar ciśnień w przedniej i tylnej komorze i przemieszczenia bijaka.

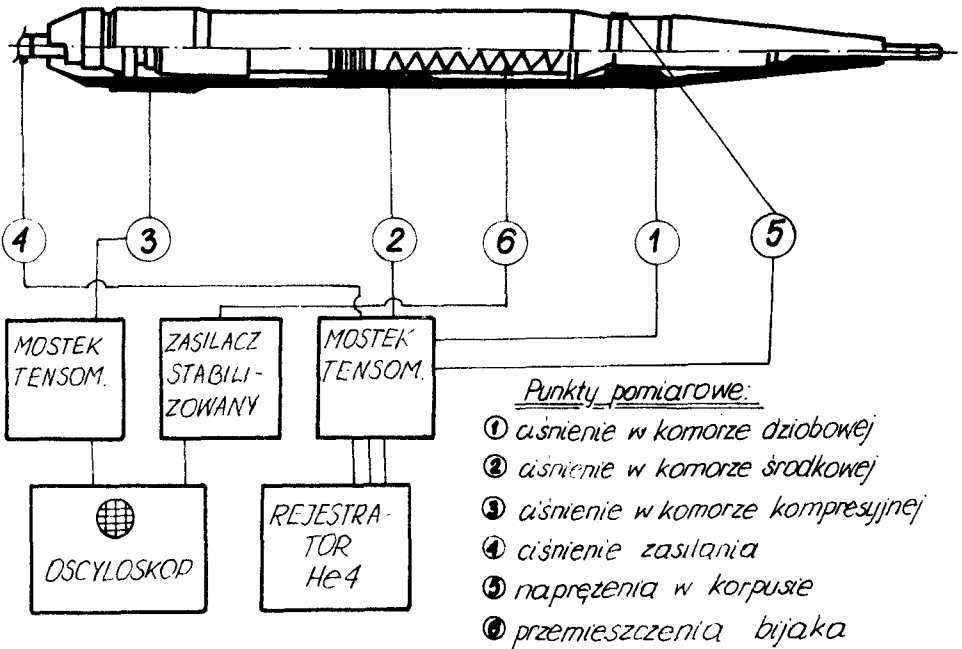
Pomiary w przypadku prowadzenia ich w gruncie byłyby bardzo skomplikowane ze względu na konieczność wyprowadzenia przewodów od czujników na zewnątrz

i dlatego skonstruowano specjalne stanowisko badawcze — hamulec symulujący warunki pracy w gruncie.



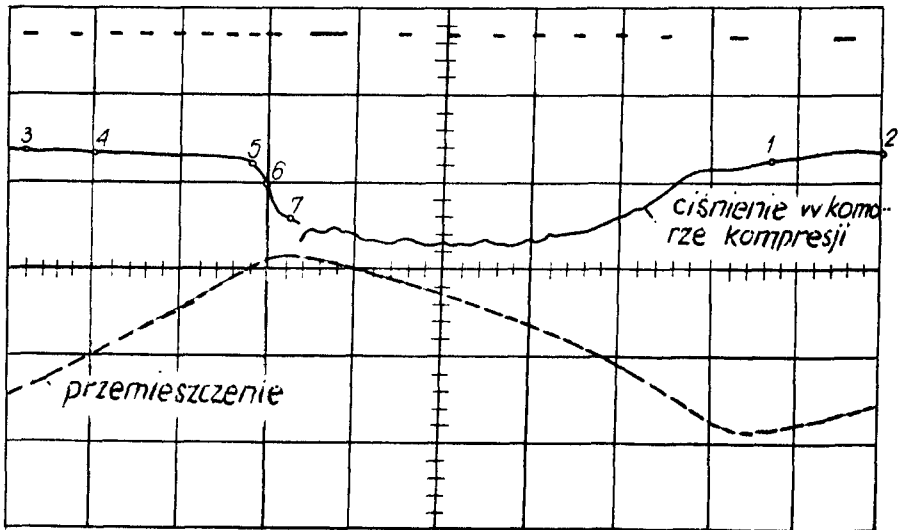
Rys. 1.

W przebijaku zastosowano czujniki 6 do pomiaru przemieszczeń bijaka, ciśnienia w komorze dziobowej 2, ciśnienia w komorze kompresji 3, ciśnienia zasilania 4, naprężeń w korpusie 5. Schemat całego układu pomiarowego przedstawiono na rys. 2. Przemieszczenie bijaka określono przez znakowanie wybranych jego położeń względem kowadła w funkcji czasu.



Rys. 2.

Na oscylogramie otrzymano rozkład ciśnień w funkcji drogi bijaka (rys. 3).



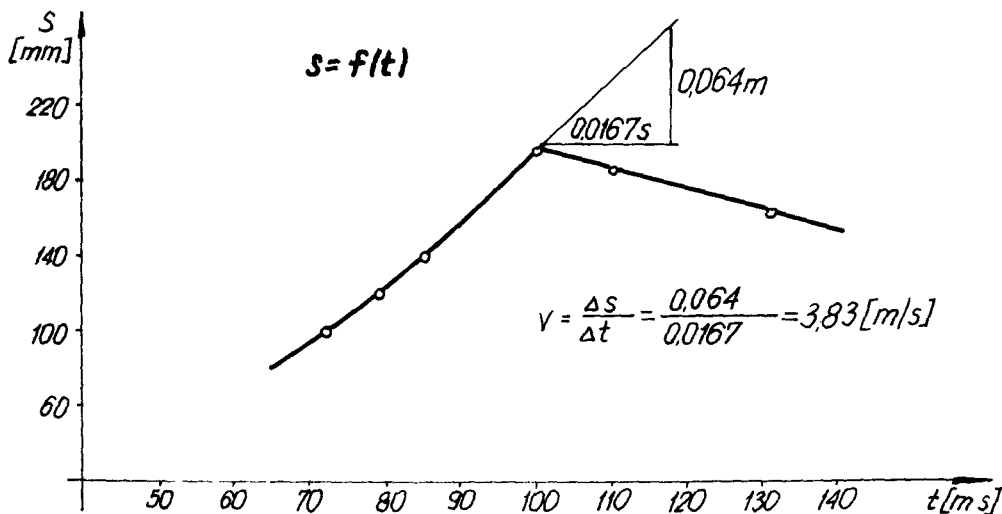
Rys. 3.

Przeliczając wskazania wykresów otrzymano:

a) dla I metody wg $E_t = \frac{mV^2}{2}$

Na podstawie wykresu drogi bijaka w funkcji czasu (rys. 4) znaleziono prędkość tuż przed momentem uderzenia. Znając ciężar bijaka równy 24,8 kG ~ 250N obliczono energię uderzenia

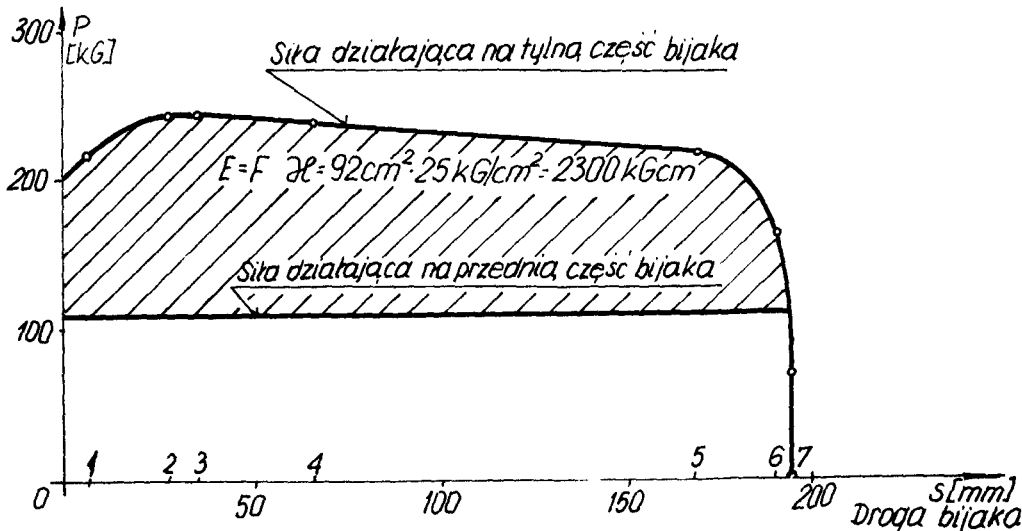
$$E_1 = 18 \text{ kGm} \approx 175 \text{ J}$$



Rys. 4.

b) dla II metody wg $E_{II} = \text{siła} \times \text{droga}$ bijaka.

Wykres na rys. 5. przedstawia siły działające na przednią i tylną powierzchnię bijaka w funkcji drogi bijaka. Planimetrując powierzchnię wykresu uzyskano energię uderzenia $E_{II} = 23 \text{ kGm} \approx 235 \text{ J}$.



Rys. 5.

Analiza wykresów pozwoliła ustalić, że dalsze zwiększenie energii uderzenia wywoła zbyt duży wzrost naprężeń.

Summary

To estimate the running efficiency of the pneumatic punch known under trade mark „Kret” it was necessary to Study its striking energy. The paper presents the method and testing equipment used during measurements of the striking energy likewise some experimental results.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭНЕРГИИ УДАРА ПНЕВМАТИЧЕСКОГО ПРОБОЙНИКА ГРУНТА „КРЕТ”

В докладе описаны: применение пневматического пробойника грунта, метод и испытательная установка для измерения энергии удара. Даются также результаты проведенных измерений.

OBLICZANIE WYTRZYMAŁOŚCIOWE PRZEKŁADNI HIPOIDALNYCH WG TEORII NIEMANNA

Referat zawiera streszczenie metody obliczania wytrzymałościowego przekładni hipoidalnych i kątowych w oparciu o teorię wyężenia materiału Niemanna. Przekładnia obliczana jest ze względu na łuszczenie, zażeranie i złamanie zmęczeniowe zębów.

WYKAZ SYMBOLI

- A — współczynnik obciążenia zależny od maszyny napędzającej, urządzenia napędzanego i wielkości geometrycznych
- B — współczynnik zależny od prędkości obwodowej zębniaka, lepkości oleju i materiału, z którego wykonane są koła zębate
- B_{w1} — skuteczna wartość obciążenia zębniaka
- B_{e1} — wartość obciążenia zębniaka
- K_D — zastępcza wytrzymałość zmęczeniowa boków zębów
- L_{HB} — trwałość godzinowa przekładni ze względu na pęknięcie zmęczeniowe
- L_{hg} — trwałość godzinowa przekładni ze względu na łuszczenie
- M_{Test} — moment obrotowy wynikający z testu A (8.3) 90 zależny od lepkości oleju i zastosowania przekładni
- P_u — siła obwodowa występująca na zębniaku, przyjmowana jako mniejsza z sił wynikających z momentu obrotowego silnika i z przyczepności kół napędowych
- S_B — stopień pewności ze względu na pęknięcie zmęczeniowe
- S_F — stopień pewności ze względu na zażeranie zębów
- S_g — stopień pewności ze względu na łuszczenie zębów
- S_{f1} — szerokość podstawy zęba w przekroju niebezpiecznym
- b_{k1} — szerokość zęba korygowanego
- d_{e1} — średnica zastępcza zębniaka
- e_{f1} — odległość działania siły od przekroju niebezpiecznego
- i_e — położenie zastępczej liczby zębów
- k_o — granica wytrzymałości zmęczeniowej ze względu na łuszczenie zębów
- k_{Test} — nacisk powierzchniowy na bok zęba w środku przyporu
- n — prędkość obrotowa zębniaka
- y_c — współczynnik nacisku wynikający z kąta przyporu
- y_F — graniczny wskaźnik odporności na zażeranie zależny od wielkości geometrycznych
- y_{w1} — współczynnik nacisku na bok zęba zależny od wielkości geometrycznych
- Z_{e1} — zastępcza liczba zębów zębniaka
- β_{m1} — kąt pochylenia linii zęba zębniaka
- σ_o — granica wytrzymałości zmęczeniowej ze względu na złamanie
- q_w — współczynnik obciążenia stopy zęba zależny od wielkości geometrycznych

1. Założenia teorii wyężenia

Założeniem metody obliczeń Niemanna jest to, iż najniebezpieczniejsza ze względu na wytrzymałość przekroju zęba u podstawy siła międzyzębna przenoszona jest przez ząb po wyjściu z przyporu zęba poprzedniego. Wielkości geometryczne występujące w podanych niżej zależnościach wynikają z obliczeń geometrycznych przekładni.

2. Obliczenie trwałości zębów przekładni ze względu na łuszczenie

Trwałość zębów przekładni ze względu na łuszczenie obliczana jest z następującej zależności:

$$L_{hg} = \frac{K_D S_g^2}{n} \quad \text{gdy } S_g < 1 \quad [1]$$

Stopień pewności na łuszczenie powinien przyjmować następujące wartości:

$S_g = 0,4 \dots 1$ — dla przekładni czasowej

$S_g = 1,3 \dots 2,5$ — dla przekładni trwałej

Określony jest zależnością:

$$S_g = \frac{K_D}{B_{w1} y_{w1}} \frac{i_e}{i_e + 1} \quad [2]$$

Skuteczna wartość obciążenia wyraża się wzorem:

$$B_{w1} = B_{e1} A \quad [3]$$

Wartość obciążenia B_{e1} wyrażona jest wzorem:

$$B_{e1} = \frac{P_{u1}}{b_{k1} d_{e1}} \quad [4]$$

Zastępcza wytrzymałość zmęczeniowa boku zęba określona jest zależnością:

$$K_{\sigma} = 0,9 k_{\sigma} B \quad [5]$$

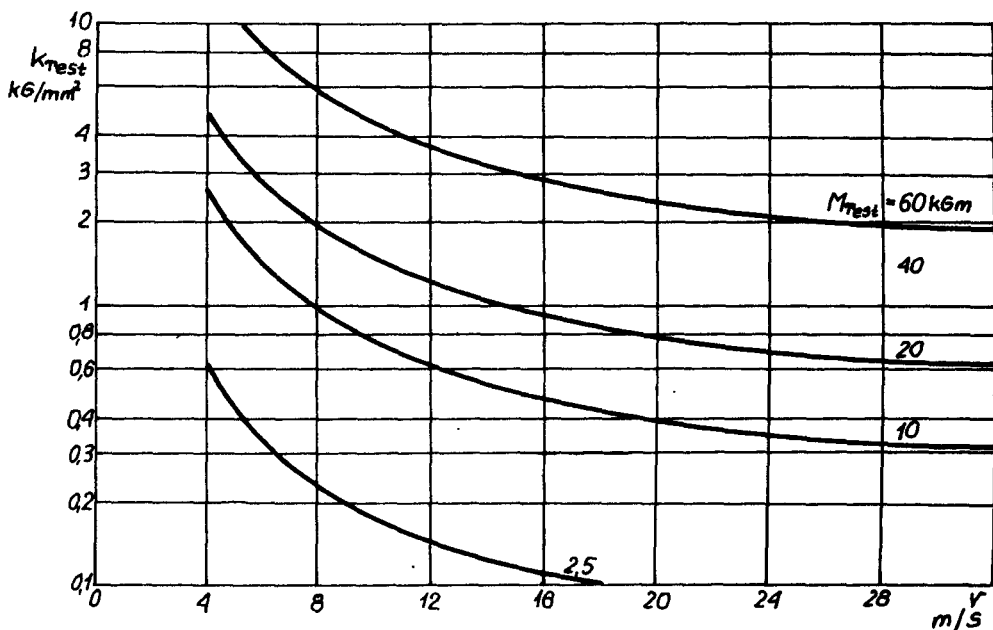
3. Obliczanie odporności przekładni na zażeranie

Stopień pewności na zażeranie S_F określony jest wzorem:

$$S_F = \frac{k_{Tst} \cos \beta_{m1}}{y_c y_F B_{w1}} \frac{i_e}{i_e + 1} \quad [6]$$

Powinien on dla przekładni czasowej i trwałej zawierać się w przedziale 3...5.

Nacisk powierzchniowy k_{Tst} zależny jest od momentu obrotowego M_{Tst} wynikającego z testu A (8.3) 90. Przebieg zmienności nacisku k_{Tst} zilustrowany jest na rys. 1.



Rys. 1

4. Obliczenie trwałości przekładni ze względu na zmęczenie złamanie zębów

Ilość godzin pracy przekładni doprowadzająca do pęknięcia zmęczeniowego zębów będących pod działaniem pełnego obciążenia wyrażona jest wzorem:

$$l_{hB} = \frac{S_B^5}{n} \quad \text{gdyn } S_B < 1 \quad [7]$$

Stopień pewności S_B powinien przybierać następujące wartości:

$S_B = 1,5 \dots 2$ — dla przekładni czasowej

$S_B = 1,8 \dots 4$ — dla przekładni trwałej

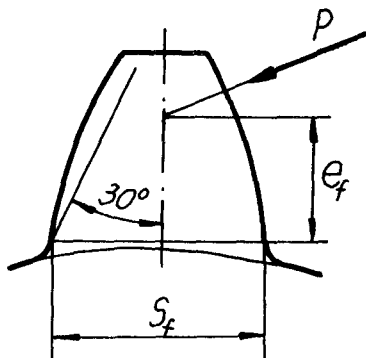
Stopień pewności S_B określony jest zależnością:

$$S_B = \frac{\sigma_o}{B_{w1} Z_{e1} q_w} \quad [8]$$

Współczynnik q_w zależny jest od wartości geometrycznych zębów koła zębatego i co bezpośrednio wynika z założeń teorii Niemann'a od odległości działania siły od przekroju niebezpiecznego e_n i od szerokości podstawy zęba w przekroju niebezpiecznym S_n .

Wielkości te ilustrowane są na rys. 2.

Przekrój niebezpieczny ze względu na złamanie zmęczeniowe zęba wyznaczony jest przez styczne do zarysu boku zęba nachylone pod $\alpha 30^\circ$ do osi jego symetrii.



Rys. 2

LITERATURA

[1] Maschinennumer. Oerlikon, spirofex. Werkzeugmaschinenfabrik. Oerlikon — Buhrle A. 6. 1976.

CALCULATING TRANSMISSION CAPACITY ACC. TO PROF. NIEMANN

Summary

Report discuss design calculating transission capacity acc. to Prof. Niemann for automotive rear axle drives.

РАСЧЁТ ПРОЧНОСТИ ГИПОИДАЛЬНЫХ ПЕРЕДАЧ

Доклад содержит изложение метода расчёта прочности гипоидальных и угловых передач согласно теории Неманна. Передача рассчитывается в отношении выкрашивания, разъедания и усталости рабочих поверхностей зубьев.

NOWY KIERUNEK W ANALIZIE POŁĄCZEŃ KSZTAŁTOWYCH

Praca prezentuje podstawy zastosowania metody elementów skończonych w analizie zagadnień kontaktowych. Zawiera przykłady rozwiązań dotyczących typowych połączeń kształtowych lub kształtowociernych.

WYKAZ SYMBOLI

- $[K]$ — macierz sztywności układu
 $\{R\}$ — macierz obciążeń zewnętrznych
 $\{W\}$ — macierz wielkości poszukiwanej

1. Podstawy zagadnienia

W piśmiennictwie można zauważyć renesans zainteresowania elementarnymi węzłami maszyn. Wiąże się to z rozwojem zastosowań metody elementów skończonych [1], której zaletą jest m.in. pokonanie bariery kształtu przy zachowaniu wysokiej poprawności wyników.

Wspólnym problemem występującym w rzeczywistych połączeniach kształtowych jest rozwiązanie zagadnień kontaktu najczęściej w warunkach statycznej niewyznaczalności oddziaływań wewnętrznych (wielospójność) i nieliniowości zachowań (luzy) przy działaniu obciążeń zewnętrznych. Według metody elementów skończonych rozwiązać należy układ równań:

$$[K(W)]\{W\} + \{R(W)\} = 0 \quad (1)$$

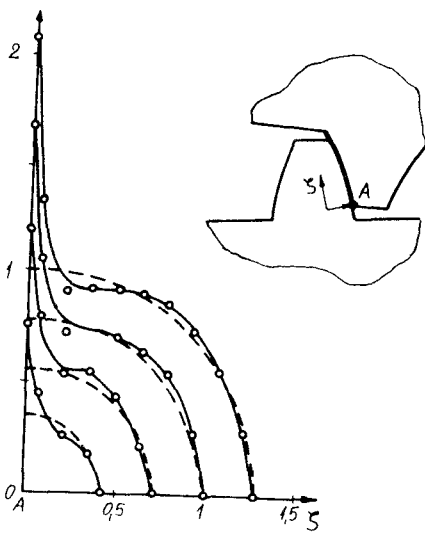
wyrażających minimum całkowitej energii potencjalnej układu badanego. Może to być osiągnięte drogą superpozycji „i” rozwiązań układów liniowych:

$$[K_i]\{\Delta W_i\} + \{\Delta R_i\} = 0 \quad (2)$$

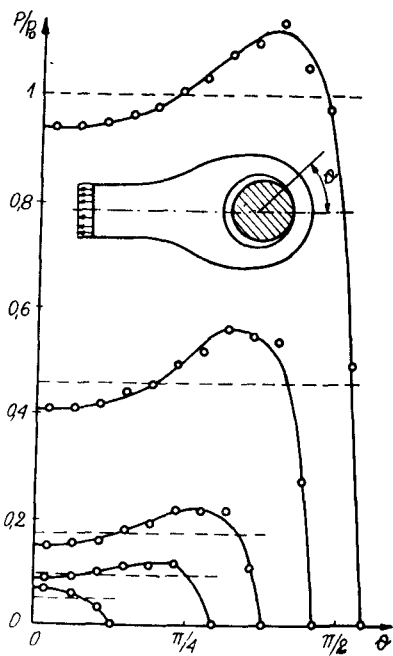
Warunki ciągłości zachowań układu oraz warunki brzegowe, konieczne do spełnienia można zapisać związkami:

$$[K_i]^{-1}\{\Delta R_i\} + \{W_0\} = 0 \quad (3)$$

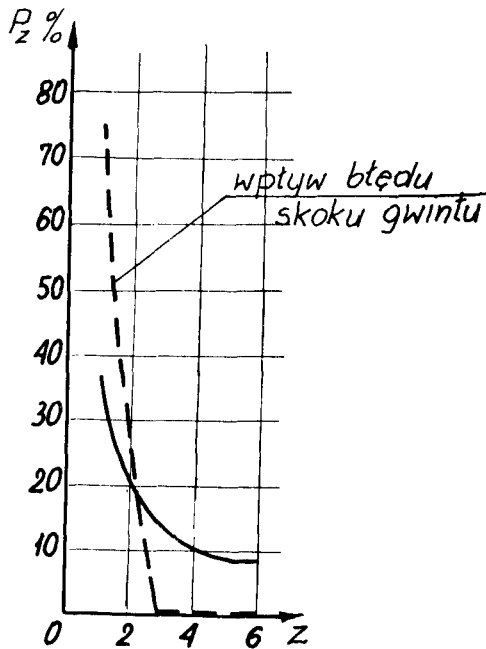
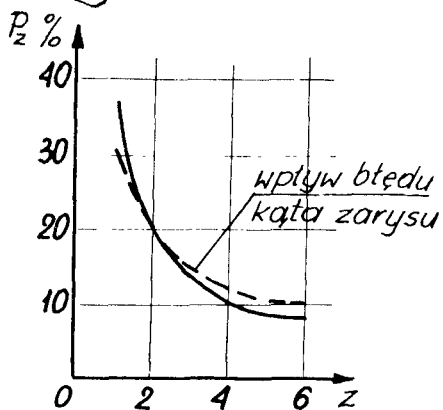
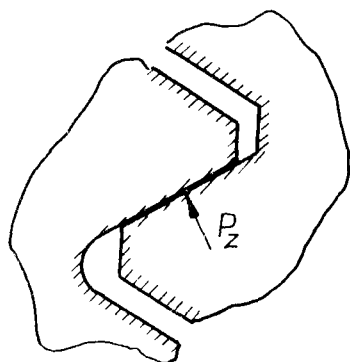
Przy analizie metodą przemieszczeń wielkościami poszukiwanymi są przemieszczenia punktów materialnych układu. Wtedy związek (3) opisuje zmiany luzów początkowych układu i pozwala określić przyrosty obciążeń zewnętrznych wywołujących dyskretny rozwój lub zanik tych luzów.



Rys. 2



Rys. 1



Rys. 3

2. Przykłady zastosowań

Przytoczony schemat zastosowano w analizie niektórych połączeń m.in. w pracach [2], [3], [4], [5]. Niektóre rozwiązania (rys. 1 i 2 w/g [4], rys. 3 w/g [5]) zamieszczono w celu zasygnalizowania zakresu możliwości stosowanej zasady. Temat ten znajdzie się również w innych pracach prezentowanych na VIII Sympozjonie Podstaw Konstrukcji Maszyn.

LITERATURA

- [1] Zienkiewicz O.C.: *Metoda elementów skończonych*. Warszawa, Arkady 1972.
- [2] Witkowski J.: *Charakterystyka eksploatacyjnych zmian obciążeń elementów złącza śrubowego*. ABM, z. 3, 1974.
- [3] Fredriksson B.: *Finite element solution of linearly elastic contact problems with friction* Report LiTH—IKP—R—033, Linköping Institute of Technology, 1075.
- [4] Francavilla A., Zienkiewicz O.C.: *A note on numerical computation of elastic contact problems*. Int. J. Num. Math. Engng. 9, 1975.
- [5] Maruyama K.: *Stress analysis of a bolt-nut joint by the finite element method and the copper-electroplating method*. 3 rd report. Influence of pith error or flank angle error Bull. JSME, 1976, 19 No 30.

A NUMERICAL ANALYSIS OF MACHINE JOINTS

Summary

This paper presents numerical solutions of contact problems by finite element method.

ЧИСЛЕННЫЙ АНАЛИЗ СОЕДИНЕНИЙ

В работе рекомендуется применение метода конечных элементов в контактных задачах. Приводятся некоторые примеры решения напряженного состояния элементов соединений.

POŁĄCZENIE WIELOKARBOWE — ANALIZA I SYNTEZA NUMERYCZNA

W pracy przedstawiono analizę płaskiego połączenia wielokarbowego. W oparciu o otrzymane wyniki zaproponowano zasadę racjonalnego kształtowania zarysu karbów.

WYKAZ SYMBOLI

- [*K*] — macierz sztywności obszaru materialnego,
R — obciążenie zewnętrzne,
 {*W*} — macierz dowolnej wielkości fizycznej,
 {*P*} — macierz nacisków powierzchniowych.

1. Wprowadzenie

Prezentowane opracowanie jest fragmentem rozwiązania zadania naukowo-badawczego zleconego przez przemysł silników spalinowych. Dotyczy połączenia wielokarbowego części głowy korbowodu silnika. Obejmuje analizę i syntezę powtarzalnego wycinka połączenia w wybranym przypadku wymiarowym.

2. Podstawy syntezy

Badania połączenia wykonano przy użyciu programów metody elementów skończonych [1]. Zadanie rozwiązywano jako problem płaskiego stanu naprężeń wycinka połączenia o izotropowych własnościach materiału. Celem zadania było określenie nacisków powierzchniowych przy zadanej geometrii układu. Wykorzystano zasady analizy numerycznej opracowane w [2]. Wyniki analizy pozwoliły wysnuć wniosek o możliwości syntezy połączenia prowadzącej do wyboru takiego zarysu karbów, przy którym możliwe jest otrzymanie zadanego rozkładu nacisków.

U podstaw zagadnienia leżą zasady rozwiązania problemu dyskretnego rozwoju kontaktu dwu odkształconych obszarów materialnych znajdujących się początkowo (przed obciążeniem) w kontakcie punktowym (rys. 1). Wystąpienie i wzrost (quasistatyczny) obciążenia zewnętrznego spowoduje zbliżenie się obszarów. Np. odległość punktów $i+1, j+1$ wyniesie:

$$\delta_{(i+1, j+1)}^2 = \delta_{0(i+1, j+1)}^2 - \Delta R \cdot \delta_{0(i+1, j+1)} \cdot k_{(i+1, j+1)} \quad (1)$$

Punkty te wejdą w kontakt, gdy obciążenie osiągnie wartość:

$$\Delta R = k^{-1}_{(i+1, j+1)} \cdot \delta_{0(i+1, j+1)} \quad (2)$$

Dalszy wzrost obciążenia wywoła kontakt następnych par punktów. W podobny sposób określić można jakim przyrostem obciążenia będzie to odpowiadać. Zatem zmiany stanu fizycznego obszarów przedstawi związek:

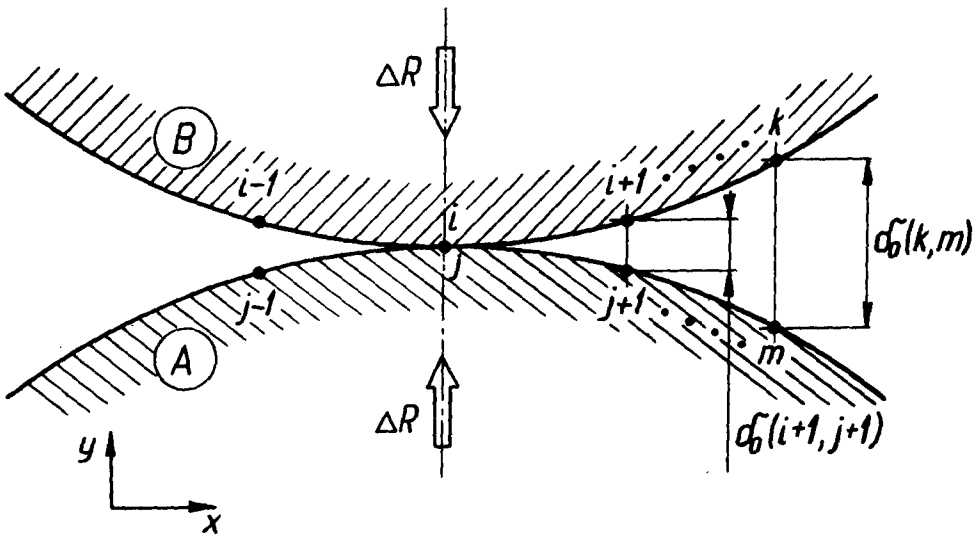
$$\{W\} = [K] \{\delta_0\} \quad (3)$$

Jeśli związek (3) dotyczyć będzie nacisków powierzchniowych, których rozkład zadamy, to możliwe będzie wyznaczenie początkowych odległości między punktami brzegowymi obszarów z układu równań:

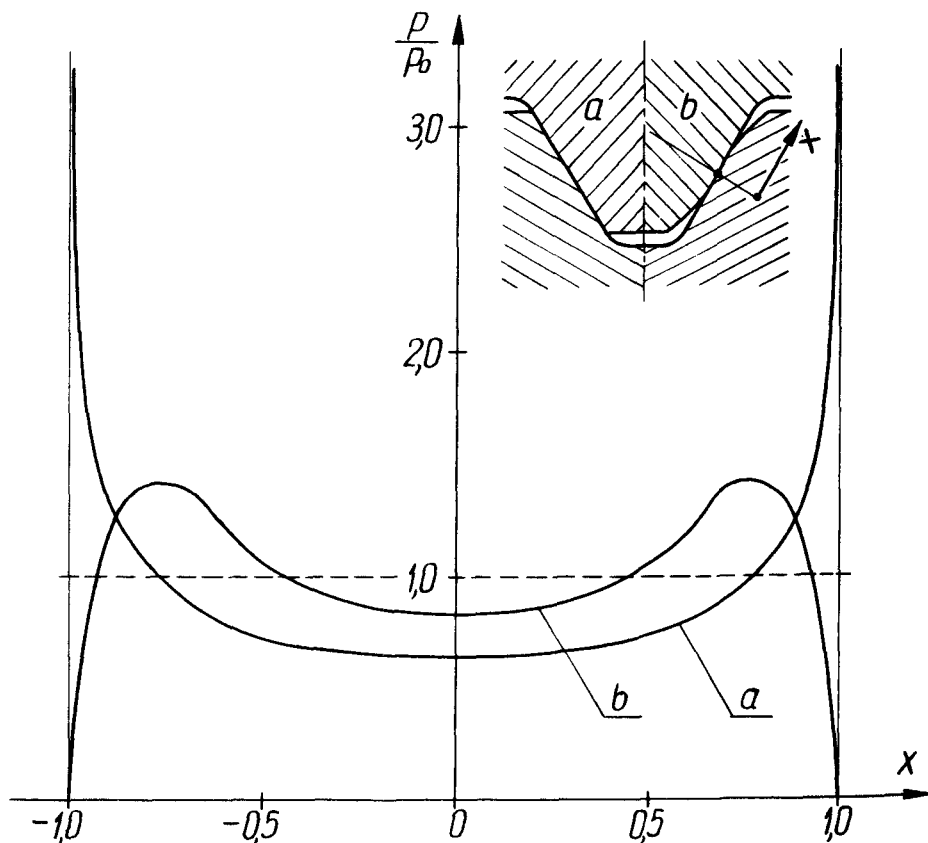
$$\{\delta_0\} = [K]^{-1} \{p\} \quad (4)$$

3. Wyniki

Na rys. 2 przedstawiono wynik rozwiązania. Krzywa „a” odnosi się do rozkładu nacisków w przypadku zerowych odległości początkowych zarysu karbów (kontakt płaski). Krzywa „b”, to wynik postępowania przedstawiony w punkcie 2. Dotyczy on łatwego technologicznie przypadku, tj. liniowego rozkładu wzdłuż zarysu odległości początkowych.



Rys. 1



Rys. 2

LITERATURA

- [1] Szmelter J. i inni: *Programy metody elementów skończonych*. Arkady, Warszawa, 1974.
 [2] Witkowski J.: *Charakterystyka eksploatacyjnych zmian obciążeń elementów złącza śrubowego*. ABM z. 3, 1974.

A NOTE ON NUMERICAL SYNTHESIS OF CONTACT PROBLEMS

Summary

This paper presents numerical investigations of principle of synthesis of contact problems

МЕЛКОШЛИЦЕВОЕ СОЕДИНЕНИЕ-ЧИСЛЕННЫЙ АНАЛИЗ И СИНТЕЗ

Содержание

В статье произведено численный анализ соединения. Рекомендуется тоже основы синтеза формы шлицев.

ZASTOSOWANIE GRAFÓW I LICZB STRUKTURALNYCH W MODELOWANIU UKŁADÓW MECHANICZNYCH Z KINEMATYCZNYM PRZEKSZTAŁCENIEM

W referacie opracowano modele w postaci grafów obciążonych układów mechanicznych z kinematycznym przekształceniem. Wykazując, że grafy podukładów prostych są połączone w k-klice przedstawiono oryginalną metodę modelowania złożonych przekładni zębatych za pomocą grafów i liczb strukturalnych.

WYKAZ SYMBOLI

A	– liczba strukturalna
a_j	– element liczby strukturalnej przyporządkowany j -tej krawędzi grafu
DZ	– wyznacznik grafu biegunowego określony na zbiorze sztywności dynamicznych Z
$\det \left(\begin{matrix} \\ Z \end{matrix} \right)$	– symbol funkcji wyznacnikowej
1_j^j	– j -ta biegunowa wielkość fizyczna
2_j^j	– j -ta przepływowa wielkość fizyczna
$i_{kl}^i, i_{kl}^{(m)}$	– przełożenie (transmitancja)
Mr	– moment obrotowy członu r
n	– liczba dżew grafu
n_2	– liczba krawędzi dżewa grafu
r_{s_i}	– współczynnik postaci drgań własnych
$\text{Sim} \left(\begin{matrix} \\ Z \end{matrix} \right)$	– symbol funkcji jednoczesności
X	– graf biegunowy
ϵ_{s_i}	– sztywność dynamiczna przyporządkowana elementowi a_i , liczby strukturalnej A

1. Wprowadzenie

W technice stosowane są układy mechaniczne, w których prędkość jakiegoś członu zmienia zwrot na przeciwny względem prędkości członu napędzającego. Układy takie, do których m.in. zaliczamy przekładnie zębate będziemy nazywać układami z kinematycznym przekształceniem.

Układy z kinematycznym przekształceniem, zależnie od stopnia ruchliwości w , mogą być proste ($w = 1$), czyli o jednym członie napędzającym lub złożone ($w > 1$), czyli o dwóch lub więcej takich członach [1]. Jeśli w prowadzeniu analizy dynamicznej nie stosować uprzednio redukcji tych układów na jeden z członów, to różnią się one od dotychczas omawianych dwubiegunowych układów. W wielu jednak przypadkach układy te można wprost modelować za pomocą grafów biegunowych i liczb strukturalnych. Pokażemy to na układach o ruchliwości $w = 1$ i $w = 2$.

2. Modelowanie układów z kinematycznym przekształceniem.

Rozważmy małe drgania skrętne układu o ruchliwości $w=1$ z przekładnią o osiach stałych. Bez naruszenia ogólności rozważań przyjmijmy trzy stopnie swobody (rys. 1a).

Stosując metodę redukcji momentów bezwładności (mas) i sił otrzymujemy dynamiczny model przekładni, zredukowany do jednego wału (rys. 1b), który można już opisać grafem biegunowym i liczbą strukturalną (rys. 1c).

Graf biegunowy rozważanego układu możemy również uzyskać dokonując dekompozycji układu. W takim przypadku po zastąpieniu wzajemnego oddziaływania

podukładów na siebie, parę sił o wartościach $\frac{M_1}{r_1}, \frac{M_2}{r_2}$, konstruujemy grafy biegunowe

$X_{\sigma\sigma 1}$ i $X_{\sigma\sigma 2}$ opisane zmiennymi należącymi do różnych układów odniesienia (rys. 2). Chcąc sprowadzić zmienne opisujące graf biegunowy $X_{\sigma\sigma 2}$ do wspólnego układu odniesienia wykorzystamy równania więzów kinematycznych.

Wtedy

$${}_1s_{1'} = {}_1s_{2'}^{(1)} = \frac{1}{i_{12}} {}_1s_{2'}, \quad (1)$$

$${}_2s_{1'} = {}_2s_{2'}^{(1)} = i_{12} {}_2s_{2'} \quad (2)$$

lub w zmiennych ϕ, M

$$\phi_{1'} = \phi_{2'}^{(1)} = \frac{1}{i_{12}} \phi_{2'}, \quad (1)_1$$

$$M_{1'} = M_{2'}^{(1)} = i_{12} M_{2'}, \quad (1)_2$$

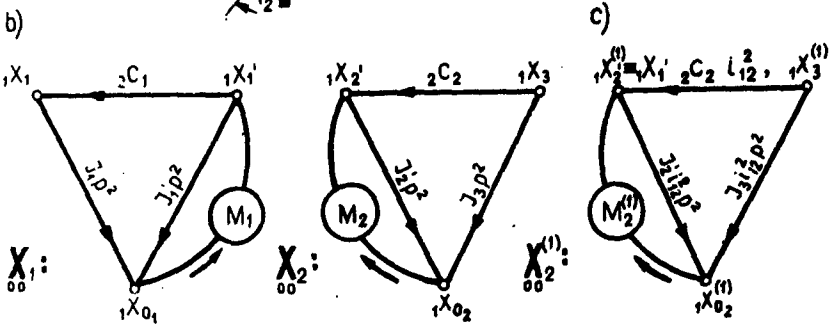
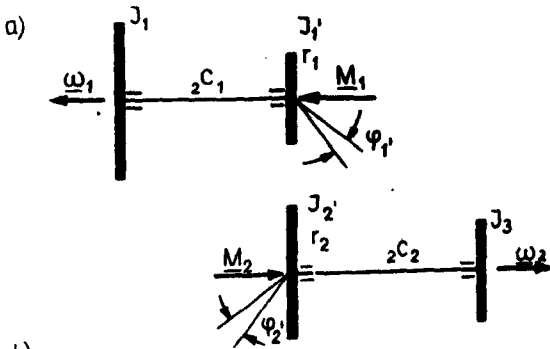
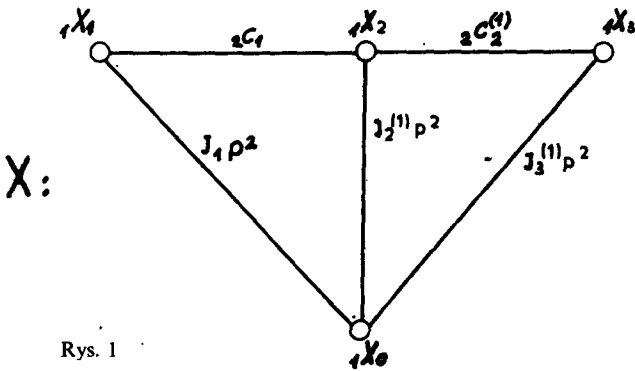
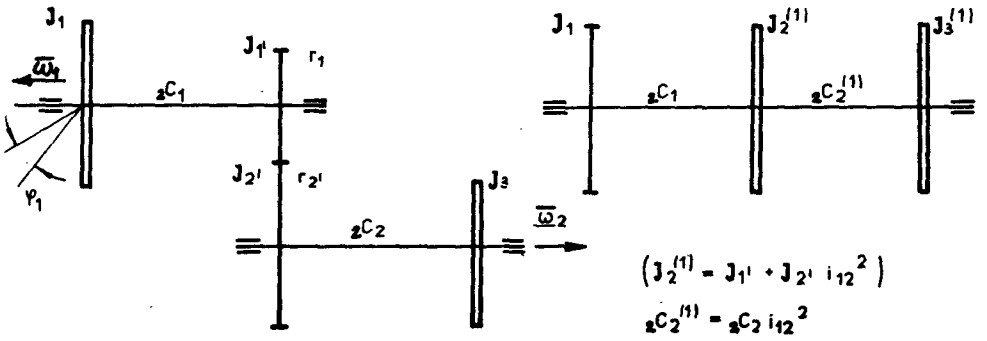
oraz sprowadzamy współczynnik równania biegunowego

$$\frac{M_{1'}}{\phi_{1'}} = i_{12}^2 \frac{M_{2'}}{\phi_{2'}}, \quad (3)$$

gdzie:

$i_{12} = -\frac{r_1}{r_2}$ jest przełożeniem,

r_1, r_2 są promieniami kół podziałowych przekładni.



Rys. 2

Jeśli w grafie biegunowym X_{002} :

- 1) podzielimy zmienne biegunowe $1s_i^{(2)}$ przez i_{12} ,
- 2) pomnożymy zmienne przepływowe $2s_i^{(2)}$ przez i_{12} ,
- 3) pomnożymy wagi krawędzi przez i_{12}^2 ,

to otrzymany graf $X_{002}^{(1)}$ (rys. 2c) opisuje podukład drugi w zmiennych przekształconych do układu współrzędnych związanego z podukładem pierwszym modelowanym grafem X_{001} .

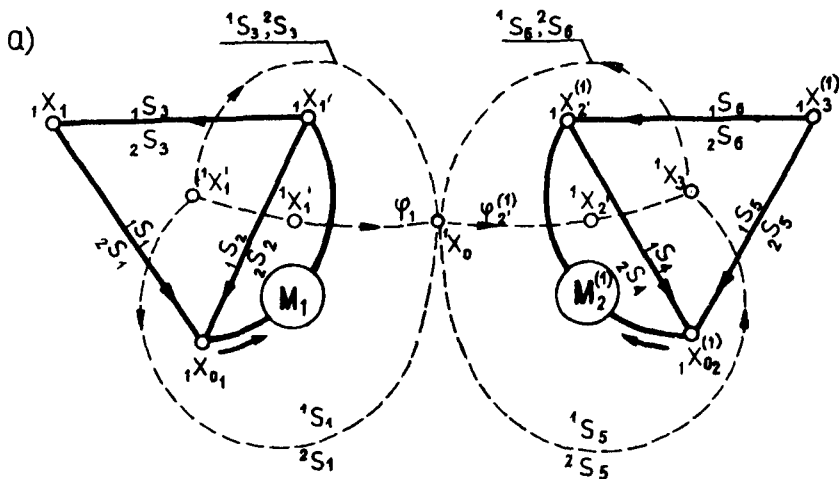
Wyznaczone grafy X_{001} , $X_{002}^{(1)}$ posiadają tę cechę, że nie są połączone żadną krawędzią, lecz mają $k=2$ wierzchołki wspólne i każda para tych wierzchołków jest połączona w X_{001} i w $X_{002}^{(1)}$ krawędzią o tej samej wadze z dokładnością do znaku. O takich grafach mówimy, że są załączone w k -klice [2, 3].

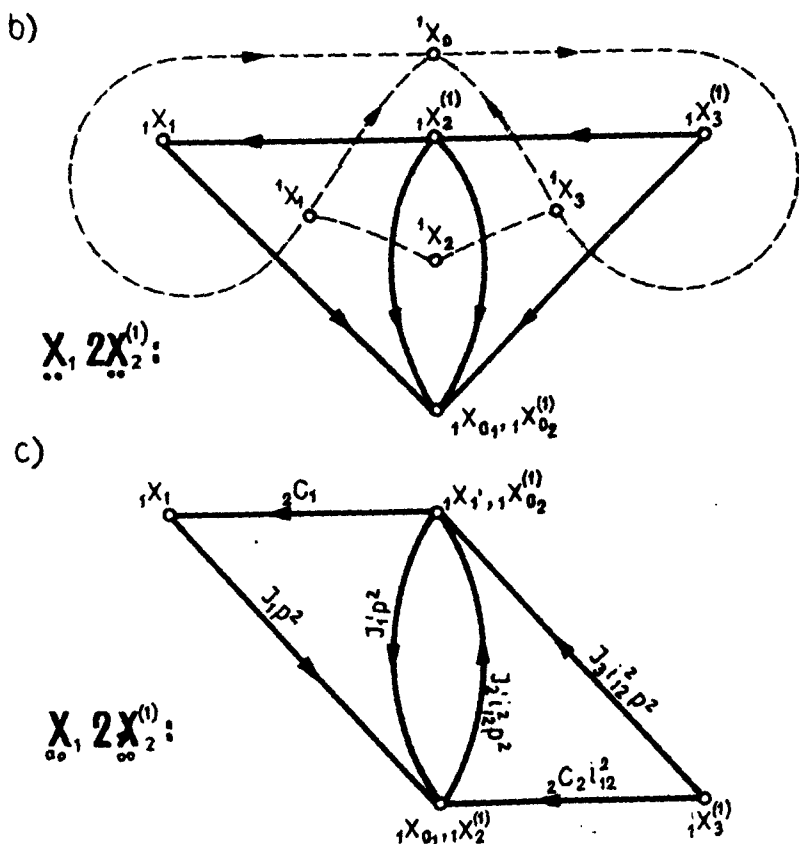
Graf spójny utworzony w wyniku złączenia przez k wspólnych wierzchołków odrębny przez X_{001} i $X_{002}^{(1)}$ i będący parą k -klic jest k-klucem.

Można wykazać, że złączenie grafów X_{001} , $X_{002}^{(1)}$ przez wspólne pary wierzchołków $(1x_1, 1x_0) + (1x_2^{(1)}, 1x_0^{(1)}) >$ prowadzi do grafu spójnego $X_{001} \cup X_{002}^{(1)}$, w którym krawędzie M_1 i $M_2^{(1)}$ można pominąć [1].

Otrzymany graf $X_{001} \cup X_{002}^{(1)}$ (rys. 2b) jest równoważny grafowi X_{00} (rys. 1b) i można go zorientować zgodnie z przyjętymi zasadami (por. [1] rozdz. 3 i 2).

Jeśli dokonać orientacji podgrafów X_{001} i $X_{002}^{(1)}$, to przy równoczesnym uwzględnieniu kierunku obrotów przekładni ($i_{12} < 0$) otrzymujemy graf (rys. 2c), w którym struktury trójkątne grafów wyjściowych utworzą strukturę czwórnikową.





Rys. 3

Przedstawiony sposób modelowania z przekształceniem kinemarycznym można uogólnić na układy o ruchliwości $w > 1$. W takim przypadku uzyskujemy struktury trójkątowe grafów $X_{oo^k}, X_{oo^l}, X_{oo^m}$ poszczególnych, wydzielonych podukładów, k, l, m [1]. Grafy te będą miały tylko większą liczbę wierzchołków i krawędzi przy zachowanej strukturze trójkątowej. Sposób łączenia grafów sprowadzonych jest analogiczny, natomiast liczba wierzchołków grafu biegunowego układu z przekształceniem kinemarycznym jest zależna od jego ruchliwości.

Opracowany sposób konstruowania grafów biegunowych złożonych układów mechanicznych umożliwia prowadzenie dla nich analizy dynamicznej przy zastosowaniu algebry liczb strukturalnych w zakresie wyznaczania:

1. Szywności dynamicznej i -tego elementu w układzie

$$Z = \frac{Dz}{D^2z} = \frac{\det A}{\det \frac{\partial A}{\partial u_i}}$$

2. Podatności dynamicznej i-tego elementu w układzie

$$Y_i = \frac{D_{ii}^Z}{D^Z} = \frac{\det \frac{\partial A}{\partial a_i}}{\det A}$$

3. Ruchliwości dynamicznej i-tego elementu w układzie

$$V_i = \frac{D_{ii}^V}{D^V} = \frac{\det \frac{\partial A}{\partial a_i}}{\det A}$$

gdzie:

a_i – element liczby strukturalnej przyporządkowanej krawędzi wymuszenia siłowego.

4. Równania charakterystycznego (określonego na zbiorze sztywności dynamicznych Z)

$$D(\gamma^2) = \det A = \sum_{k=1}^n \prod_{l=1}^n z_{a_{kl}} = 0,$$

gdzie:

- $z_{a_{kl}}$ – sztywność dynamiczna przyporządkowana elementowi a_{kl} liczby strukturalnej A , której graf jest obrazem geometrycznym układu mechanicznego,
- n_2 – liczba gałęzi j -tego drzewa,
- n – liczba drzew.

5. Współczynników głównych postaci drgań

$$r_{s(i)} = \frac{\text{Sim}_z \left(\frac{\partial A}{\partial a_p}, \frac{\partial A}{\partial a_s} \right)}{\text{Sim}_z \left(\frac{\partial A}{\partial a_p}, \frac{\partial A}{\partial a_t} \right)}$$

3. Zakończenie

Przedstawione oryginalne modele układów z kinematycznym przekształceniem można zastosować do formułowania i formalizacji zadań modelowania złożonych przekładni zębatych.

LITERATURA

- [1] Wojnarowski J.: *Grafy i liczby strukturalne jako modele układów mechanicznych*. Zeszyt naukowy Inst. PKM Pol. Śląskiej PTMTS, nr 38, Gliwice 1977.
- [2] Rose D.J.: *On simple characterization of k-trees*. Disc. Math. 7 1974.
- [3] Drożdż A.: *O minimalizacji pewnej klasy sieci niezorientowanych*. Wyd. Uczelniane Pol. Rzeszowskiej, Rozprawy 10, s.: Konferencje 1 Rzeszów (1976), 1—6.

THE APPLICATION OF GRAPHS AND STRUCTURAL NUMBERS IN THE OF MECHANICAL SYSTEMS WITH KINEMATIC TRANSFORMA- TION

Summary

In the paper there have been models in the shape of load of the graphs mechanical systems with kinematic transformation. When proving as graphs simple of the systems are junction in the k-clique the original method is applied to modelling of complicated gearing by means of graphs and structural numbers is presented.

ПРИМЕНЕНИЕ ГРАФОВ И СТРУКТУРНЫХ ЧИСЕЛ В МОДЕЛИРОВАНИИ МЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМ С КИНЕМАТИЧЕСКОЙ ТРАНСФОРМАЦИЕЙ

В статье даются модели в виде нагруженных графов механических систем с кинематической трансформацией. Показывается, что графы прямых подсистем соединены в k-клике. Приведено тоже оригинальный метод моделирования сложных зубчатых передач с помощью графов и структурных чисел.

EKSPERYMENTALNE BADANIA SPRAWNOŚCI I RODZAJU TARCIA W ZAZĘBIENIU PRZEKŁADNI ŚLIMAKOWYCH

Przebadano sprawność przekładni ślimakowych ewolwentowych wysoko korygowanych o rozstawie 127 mm i przeloczeniu 33. Przekładnie pracowały przy zalaniu Transolem 130, 170, 300 oraz Hipolem 15 F i 30. W dalszej części referatu przedstawiono badanie identyfikacji rodzaju tarcia w przekładni ślimakowej.

Sprawność i rodzaj tarcia w zazębieniu przekładni ślimakowych są ze sobą ściśle związane; zależą bowiem od tych samych czynników. Wzrost udziału tarcia płynnego w zazębieniu powoduje spadek współczynnika tarcia.

Sprawność przekładni ślimakowych zależy między innymi od warunków geometryczno-kinematycznych zazębienia, od rodzaju materiałów współpracujących elementów oraz od rodzaju i lepkości oleju. Istotne znaczenie w tym względzie ma prędkość poślizgu i kąt jaki ona tworzy z linią styku. Na ogół absolutne wartości prędkości poślizgu są dość znaczne, a wspomniany kąt mały. Stąd też składowa prędkości poślizgu wzdłuż linii styku jest duża i ona w przeważającej części decyduje o cieplnych warunkach pracy przekładni. Jednocześnie przy małych kątach między prędkością poślizgu a linią styku składowa normalna tej prędkości przyjmuje niskie wartości; a ona decyduje o grubości filmu olejowego i wielkości udziału tarcia płynnego w całym obszarze zazębienia.

Warunki pracy przekładni ślimakowych można znacznie poprawić przez zastosowanie odpowiedniej korekacji zazębienia lub odpowiedniego zarysu. A dla zaprojektowanej już przekładni można stworzyć jeszcze korzystniejsze warunki pracy i uzyskać wyższą sprawność, jeśli zastosuje się odpowiedni olej o odpowiedniej lepkości.

Badaniem sprawności przekładni ślimakowych zajmowało się wielu badaczy. Autor pracy [1] ujął badania pod kątem materiałowym oraz pod kątem przydatności środków smarowych włącznie z olejami syntetycznymi. Podobnie w pracy [2] przebadano środki smarowe, głównie syntetyczne, w zastosowaniu do różnych rodzajów przekładni ślimakowych.

W niniejszym referacie przedstawiono wyniki badań sprawności przekładni ślimakowych ewolwentowych wysoko korygowanych ujemnie o rozstawie osi 127 mm i przeloczeniu 33. Eksperymenty prowadzono po dotarciu przekładni przy różnych prędkościach poślizgu zmieniających się w zakresie od 1,4 m/sek. do 4,2 m/sek. Badanie prowadzono na olejach przekładniowych typu Transole, mianowicie na Transolu 130, 170, 300 oraz na olejach typu Hipole, mianowicie na Hipolu 30 i 15 F. Ślimak wykonano ze stali 15 H_N, nawęglano, hartowano

i odpuszczono do twardości 55—60 HRC. Następnie szlifowano do chropowatości $R_a=0,32 \mu\text{m}$. Ślimacznice wykonano z brązu B 101 odlewane go odśrodkowo. Chropowatość powierzchni zębów po obróbce wynosiła $R_a=1,25\mu\text{m}$.

W wyniku badań stwierdzono, że przekładnia pracująca przy prędkości poślizgu 1,4 m/sek. uzyskała najwyższą sprawność w granicach 78% przy smarowaniu Transolem 300, nieznacznie niższą przy smarowaniu Transolem 170 natomiast najniższą sprawność ok. 72% wykazała przekładnia przy smarowaniu Hipolem 15 F.

Przekładnia pracująca przy wyższej prędkości poślizgu rzędu 2,8 m/sek. uzyskała najwyższą sprawność 81,5%, gdy była smarowana transolem 170. Natomiast, gdy była smarowana pozostałymi olejami posiadała sprawność zdecydowanie niższą w granicach 76%.

I wreszcie przekładnia pracująca przy prędkości poślizgu 4,2 m/sek. uzyskała najwyższą sprawność rzędu 80% gdy była smarowana Transolem 130 i 170, niższą sprawność 79% wykazała przy smarowaniu Hipolem 15 F, a najniższą 76% wykazała przy smarowaniu gęstymi olejami Transolem 300 i Hipolem 30.

Badania identyfikacji rodzaju tarcia były prowadzone na stanowisku zaadaptowanym ze stanowiska do badań zużycia przekładni ślimakowych w układzie mocy krążącej. Badania prowadzono metodą opornościową. Ślimacznice odizolowano za pomocą przekładek rezokartowych. Wartość przykładanego napięcia wynosiła 50 mV. W czasie badań mierzono następujące wielkości: — moment na ślimaku i ślimacznicy, temperaturę oleju przed wejściem do współpracy i po wyjściu, temperaturę ślimaka i ślimacznicy, ciśnienie oleju, spadek napięcia prądu na parze ślimak-ślimacznica, prędkość obrotową ślimaka, oraz wrywkowo dla danej chwili mierzono wydatek oleju. Obserwowano także obraz warunków tarcia na ekranie oscyloskopu.

W celu zorientowania się we wpływie takich czynników jak; lepkość oleju, prędkość obwodowa ślimaka, obciążenie, dodatki uszlachetniające na grubość filmu olejowego, badane oleje podzielono na dwie grupy różniące się lepkością. Natomiast w każdej z grup zestawiono oleje o zbliżonej lepkości różniące się dodatkami. W pierwszej grupie znalazły się oleje: Hipol 30 i Transol 170, a w drugiej Transol 80, Hydrol 70, Hipol 10. Należy zaznaczyć, że metodyka pomiarowa zastosowana w tych badaniach nie umożliwia określenia grubości filmu olejowego, a jedynie pozwala zorientować się w zaistniałych warunkach tarcia. Pierwszym etapem było docieranie przekładni. Proces ten prowadzono długo w celu zapewnienia bardzo starannego dotarcia przekładni. Znaczna zmiana oporności elektrycznej w zazębieciu, która wystąpiła po tym okresie świadczy o istotnych zmianach w mikro- i ewentualnie makro-geometrii przekładni zachodzących podczas procesu docierania.

Jak już wspomniano zmiany spadku napięcia na grubości filmu olejowego obserwowano między innymi na ekranie oscyloskopu. Obserwacje te przeprowadzono dla stałego obciążenia i zmiennej prędkości obrotowej oraz dla stałej prędkości obrotowej i zmiennego obciążenia.

Na podstawie przeprowadzonych badań i obserwacji można wyciągnąć następujące wnioski.

W czasie pracy przekładni ślimakowych istnieje w zazębieniu tarcie mieszane z dużym udziałem tarcia płynnego. Świadczą o tym wysokie wartości oporności filmu olejowego. Przeciętna wartość wynosi $\sim 60 \text{ k}\Omega$, a największe wartości wahały się w granicach $200 \div 300 \text{ k}\rho$.

Duży wpływ na grubość filmu olejowego ma prędkość poślizgu w zazębieniu.

Duży wpływ ma także lepkość oleju.

Natomiast na podstawie dotychczas przeprowadzonych badań trudno udzielić jednoznacznej odpowiedzi co do wpływu obciążenia i gatunku oleju na grubość filmu olejowego.

LITERATURA

- [1] Böhnert H.: *Temperaturgrenzleistung und Verschleiss bei Zylinderschneckengetrieben*. Schmierun-
stechnik 5 (1974) 9.
- [2] Wilkesman H.: *Berechnung von Schneckengetrieben mit unterschiedlichen Zahnradprofil-formen* 1974
T. U. München.

UNTERSUCHUNGEN DES WIRKUNGSGRADES UND DER REIBUNGSART IN DEN SCHNECKENGETRIEBEN

Zusammenfassung

Es wurde Wirkungsgrad der hochnegativkorrigierten Schnickengetriebe mit den Evolventenzähnen mit Abstand 127 MM und Übersetzung 33 überprüft. Die Schneckengetriebe arbeiteten mit Transol 130, 170, 300 und Hipol 15 F und 30.

In folgendem Referatteil wurden Ergebnisse der Reibungsart-überprüfung im Eingriff der Schneckengetriebe dargestellt.

Содержание

В статье описано испытание к.п.д. червячной передачи с эвольвентной винтовой поверхностью с нижним расположением червяка и межосевым расстоянием 127 мм при передаточном отношении 33. Испытания проводятся при смазке маслами: траусол 130, 170, 300 и хиполь 15Ф, 30.

В работе проводятся также исследования вида трения в зацеплении червячных передач.

PRZEKŁADNIE OBIEGOWE Z MOŻLIWOŚCIĄ ZMIANY MOCY NA WAŁACH WYJŚCIOWYCH

Wykorzystując własności przekładni planetarnych można rozszerzyć zakres ich zastosowań do napędu dwóch odbiorników mocy z jednego źródła. Może się to odbywać przy jednoczesnej zmianie parametrów ruchu wałów wyjściowych przekładni.

WYKAZ SYMBOLI

A	— stała — wielkości geometrycznych przekładni
B	— stała — wielkość geometrycznych przekładni
F	— siła zewnętrzna obciążająca
I_{zr}	— zredukowany masowy moment bezwładności
M	— moment obrotowy
$\Delta M'$	— nadwyżka momentu obrotowego
PG	— przekładnia główna
PK	— przekładnia korekcyjna
P	— moc na wałę
R	— promień działania siły
Spe	— sprzęgło elektromagnetyczne
i	— przełożenie kinematyczne przekładni
i_0	— przełożenie stałe przekładni
a, b, c, i, k, sk	— indeksy oznaczające poszczególne wały i przekład.
p	— ilość kół satelitowych
ε	— przyśpieszenie kątowe wirującego wału
ω	— prędkość kątowa
η	— współczynnik sprawności

Dogodny sposób przekazywania mocy można realizować przy pomocy przekładni obiegowych. Przekładnie te posiadają szereg znanych zalet, a zatem nie wyliczając ich, warto zwrócić uwagę na możliwość rozszerzenia zakresu stosowania tych przekładni do napędu dwóch i więcej współpracujących maszyn.

Takie rozszerzenie zakresu zastosowania przekładni obiegowych wymaga rozwiązania problemu sterowania stosunkiem prędkości obrotowych lub stosunkiem mocy odbiorników zasilanych z jednego źródła.

Układy napędowe złożone ze źródła mocy, przekładni obiegowej i dwóch odbiorników, można podzielić na trzy rodzaje w zależności od charakteru odbiorników mocy.

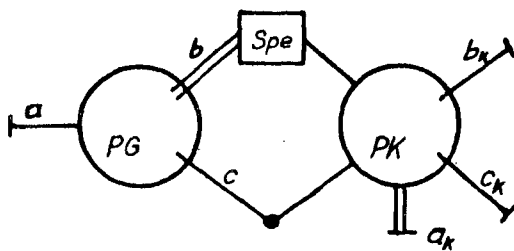
Wynikają z tego następujące rodzaje układów:

- I — układy z dwoma odbiornikami mocy bez charakterystyki typu $M = f(\omega)$;
- II — układy z jednym odbiornikiem bez charakterystyki $M = f(\omega)$ i drugim posiadającym taką zależność;
- III — układy z dwoma odbiornikami o charakterystyce $M = f(\omega)$.

W związku z tym opracowano układ napędowy, w którym wykorzystuje się przekładnie obiegowe. Układ ten ma zastosowanie ogólne niezależnie od charakteru odbiorników. Przekładnia ta jest mechanizmem o 2-wu kinetycznych stopniach swobody.

Przekładnie obiegowe z możliwością zmiany mocy na wałach wyjściowych podlegają tym samym zasadom budowy co zwykle przekładnie planetarne.

Ogólnie układ napędowy złożony z dwóch prostych przekładni obiegowych — można przedstawić przy pomocy schematu Wolfa — rys. 1:



Rys. 1

Przekładnia z rys. 1 spełnia zasadniczą zależność przekładni obiegowych, a mianowicie:

$$\omega_a = \omega_b \cdot i_{ab}^c + \omega_c \cdot i_{ac}^b \quad (1)$$

oraz

$$\sum M_i = M_a + M_b + M_c + \dots = 0 \quad (2)$$

przy czym zachodzą związki:

$$\frac{\omega_b}{\omega_c} = \text{const} \quad \text{lub} \quad \frac{\omega_b}{\omega_c} \neq \text{const} \quad (3)$$

gdzie

$$\frac{\omega_b}{\omega_c} = k_{bc} = f(k_o) \quad (4)$$

Równania ruchu będą:

– w ruchu ustalonym:

$$\sum M_i \cdot \omega_i = M_a \cdot \omega_a + M_b \cdot \omega_b \cdot \eta_{ab} + M_c \cdot \omega_c \cdot \eta_{ac} = 0 \quad (5)$$

– w stanie przejściowym:

$$\sum F_i \cdot R_i = M_a \pm I_{azr} \cdot \varepsilon_a \quad (6)$$

Ze względu na możliwość przypadkowej wielkości momentów obciążających wały wyjściowe przekładni — ich prędkość obrotową należy uzależnić — co spełnia

przekładnia korekcyjna – również obiegowa. Fakt ten powoduje, że obroty wałów wyjściowych b i c pozostają w stałym stosunku do siebie, tzn. wielkość $k_{bc} = \frac{\omega_b}{\omega_c}$ jest stała względem jarzma przekładni korekcyjnej. Poza tym zmiana strumienia dostarczanej mocy odbywa się również przez przekładnię

Stąd prędkości wałów wyjściowych będą:

– w ruchu ustalonym:

$$\omega_b = \left[\omega_a - \frac{\omega_{sk} \cdot i_k (1 - i_{ok})}{(k_{bc} - i_{ok}) \cdot i_o} \right] \cdot \frac{i_o}{i_o - 1} \quad (7)$$

$$\omega_c = \left[\omega_a - \frac{\omega_{sk} \cdot i_k \cdot k_{bc} (i_o - 1) (1 - i_{ok})}{(k_{bc} - i_{ok}) \cdot i_o} \right] \cdot i_o \quad (8)$$

– w stanie przejściowym:

$$|\omega_b| = \frac{|\omega_a| \cdot (|M_a| \cdot B - |M_b|) \cdot I_{czt} \cdot i_o}{(|M_a| \cdot A - |M_c|) \cdot I_{bzt} - (|M_a| \cdot B - |M_b|) \cdot I_{czt} \cdot (1 - i_o)} \quad (9)$$

$$|\omega_c| = \frac{|\omega_a| \cdot (|M_a| \cdot A - |M_c|) \cdot I_{bzt}}{(|M_a| \cdot B - |M_b|) \cdot I_{czt} - (|M_a| \cdot A - |M_c|) \cdot I_{bzt} \cdot \frac{1}{1 - i_o}} \quad (10)$$

$$\text{gdzie: } A = f_1(p, R_i) \quad \text{oraz} \quad B = f_2(p, R_i) \quad (11)$$

A więc spełnienie warunków obciążalności przekładni oraz uwzględnienie bezwładności poszczególnych ruchomych elementów układu napędowego – pozwala na określenie ich ruchu.

Nowy stan obciążenia przekładni będzie się przedstawiał:

$$M_b' = M_b + \Delta M_b' \quad M_c' = M_c - \Delta M_c' \quad (12)$$

lub

$$M_b' = M_b - \Delta M_b \quad M_c' = M_c + \Delta M_c' \quad (13)$$

gdzie potrzebna nadwyżka momentu napędowego na przekładni korekcyjnej będzie wynosiła:

$$M_{sk} = \pm \Delta M_{b'c} \cdot \frac{2 \cdot P_k}{i_k \cdot \eta_k} \cdot (1 \pm i_{bc}^H \cdot 2k) \quad (14)$$

Jak widać z zależności (7) ÷ (13) zmieniają się również moce – co było celem tego układu napędowego.

I tak możliwe jest:

$$\frac{P_b}{P_c} = const \quad \text{lub} \quad \frac{P_b}{P_c} \neq const \quad (15)$$

oraz

$$\begin{aligned}
 P_{b_1} + P_{c_1} &= P_{a_1} = P_a \\
 P_{b_2} + P_{c_2} &= P_{a_2} = P_a \\
 \dots + \dots &= P_{a_n} = P_a
 \end{aligned}
 \tag{16}$$

Zmiany parametrów ruchu na wałach wyjściowych przekładni po wprowadzeniu ω_{sk} przedstawiają tabele 1 i 2:

Tabela 1

a_k	b	c	Wał napędza
0	+	-	r
+	$+ <, (+ - +)$	$> -, (- + -)$	c
-	$+ >, (+ + +)$	$< -, (- - - -)$	b

r — równowaga

Tabela 2

	$-\omega_{sk}$	$+\omega_{sk}$
ω_{b_k}	$> \omega_{b_o}$	$< \omega_{b_o}$
ω_{c_k}	$< \omega_{c_o}$	$> \omega_{c_o}$
M_{b_k}	$> M_{b_o}$	$< M_{b_o}$
M_{c_k}	$< M_{c_o}$	$> M_{c_o}$
P_{b_k}	$> P_{b_o}$	$< P_{b_o}$
P_{c_k}	$< P_{c_o}$	$> P_{c_o}$

LITERATURA:

- [1] Müller H.W.: *Die Umlaufgetriebe*. Band 28. Springer-Verlag. Berlin — Heidelberg — New York 1971.
- [2] Terplan Z.: *Dimensionierungsfragen der Zahnrad-Planetengetriebe*. Akademiai Kiado. Budapest 1974.

PLANETS GEARS WITH CHANGE OF THE POWER OF THE OUTPUT SHAFTS

Summary

Using properties of the planet gear it is possible of expend the range of their applications in order to drive two power receivers from one source. It can carry on with simultaneous change of parameters of the motion of the output shafts of the gear.

ПЛАНЕТАРНЫЕ ПЕРЕДАЧИ С ВОЗМОЖНОСТЬЮ ПЕРЕМЕНЫ МОЩНОСТИ НА ВЫХОДНЫХ ВАЛАХ

Содержание

Используя свойства планетарной передачи, можно расширить область её применения на системы, в которых привод двух приёмников мощности имеет один источник питания. Это может происходить при одновременном изменении параметров движения ведомых валов передачи.

OBLICZANIE KÓŁ ZĘBATYCH NA ZATARCIE — PROPOZYCJA NOWEJ METODY OBLICZENIOWEJ

W referacie podano uzasadnienie podjęcia próby opracowania nowej metody obliczeniowej kół zębatach na zatarcie oraz omówiono zasadę proponowanej metody, opartej o krótki test badawczy na modelowej przekładni zębatej. Podano sposób wyznaczania współczynnika bezpieczeństwa w oparciu o przyjęte obliczeniowe kryterium zatarcia.

Wprowadzenie

Wszystkie znane metody obliczeniowe kół zębatach na zatarcie charakteryzują się dużą uniwersalnością, co z jednej strony jest oczywiście zaletą ale budzi poważne zastrzeżenia dotyczące dokładności tych metod. Uwzględnienie wszystkich czynników wpływających na graniczne obciążenie zatarcia w uniwersalnej metodzie obliczeniowej wydaje się praktycznie niemożliwe, co musi prowadzić do wielu koniecznych uproszczeń. Aby móc zastosować te metody musimy ponadto znać wartości bardzo wielu współczynników wyznaczanych doświadczalnie, co przy dużych liczbach stosowanych materiałów, olejów, technologii nie jest praktycznie możliwe.

W związku z powyższym zaproponowano zastosowanie metody obliczeniowej, której zasadę opisano poniżej. Ze względu na czasochłonność i koszty, z metody tej należy korzystać tylko w przypadkach istotnego zagrożenia zatarciem przekładni obliczanej. Stopień zagrożenia możemy stwierdzić przy pomocy uniwersalnej metody obliczeniowej.

Obliczeniowe kryterium zatarcia i jego weryfikacja

Przy poszukiwaniu ostatecznej postaci kryterium, po przeanalizowaniu znanych obliczeniowych kryteriów zatarcia oraz stosowanych metod obliczeniowych postanowiono:

- a) z opracowań teoretycznych przyjąć jedynie jakościowe zależności czynników wpływających na zjawisko zatarcia;
- b) jako czynniki składowe kryterium przyjmować jedynie wielkości powszechnie stosowane w obliczeniach kół zębatach;
- c) uzyskać możliwie prostą postać kryterium.

Ostatecznie przyjęto następującą postać kryterium:

$$V_p^X \cdot P_H \cdot e_{\max} = \text{const}$$

V_p^X [m/s] – maksymalna prędkość poślizgu
 P_H [N/m²] – naciski wg Hertz'a w biegunie zazębienia
 e_{max}^H [m] – większy z cząstkowych odcinków przyporu
 X – wykładnik potęgi

Weryfikację doświadczalną przeprowadzono na podstawie wyników badań doświadczalnych (L. 1, 2).

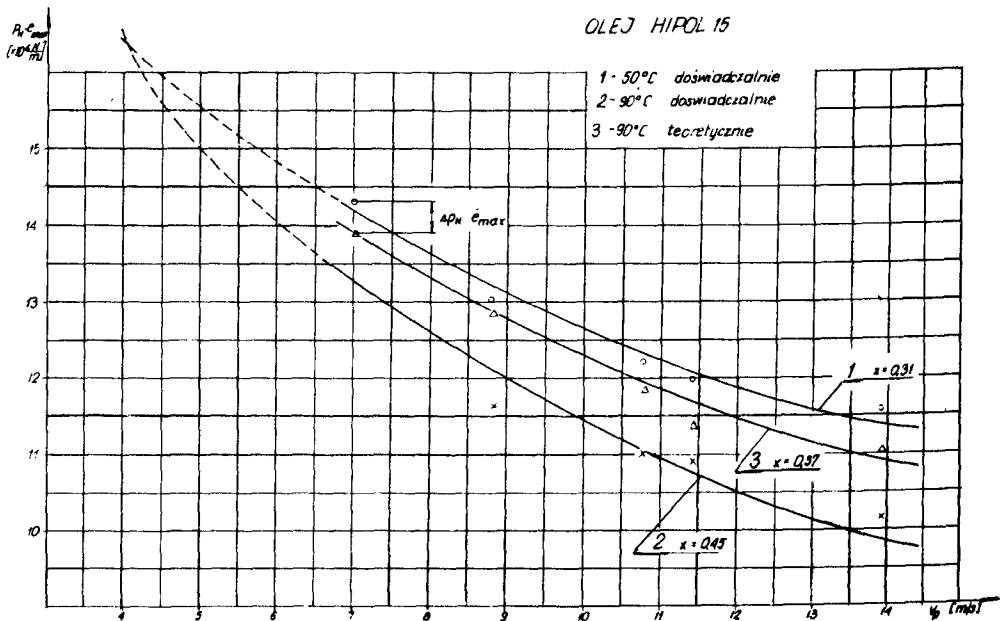
Ze względu na wykładniczy charakter kryterium, analizę przeprowadzono dla postaci zlogarytmowanej, co umożliwiło oparcie weryfikacji kryterium na ustaleniu, czy istnieje korelacja liniowa pomiędzy $\lg(P_H \cdot e_{max}^H)$ i $\lg V_p$.

Na podstawie opracowania statystycznego (dla kilku olejów) stwierdzono, że hipotezę o nieistnieniu korelacji możemy odrzucić z prawdopodobieństwem popełnienia błędu nie większym niż 2%.

Stwierdzono ponadto zmianę wartości wykładnika potęgi X w zależności od gatunku oleju oraz od jego temperatury na dolocie.

Przykładowy przebieg zależności $P_H \cdot e_{max}^H$ w funkcji V_p pokazano na rys. 1.

O poprawności przyjętego kryterium możemy mówić oczywiście tylko w zakresie parametrów objętych badaniami (L. 1, 2).



Rys. 1.

Zasada proponowanej metody obliczeniowej

Krótki test badawczy przeprowadzamy na kołach modelowych wykonanych z tych samych materiałów, tą samą technologią co koła obliczane. Dodatkowo

smarowanie odbywa się tym samym olejem o temperaturze możliwie bliskiej przewidywanej temperaturze pracy przekładni obliczanej.

Współczynnik bezpieczeństwa jest to stosunek granicznej wartości liczby kryterialnej (obliczeniowego kryterium zatarcia) wyznaczonej na stanowisku badawczym do wartości tej liczby dla obliczanej pary kół.

$$X_z = \frac{p_H^* \cdot e_{max}^* (V_p^*)^x}{p_H \cdot e_{max} \cdot V_p^x}$$

gdzie wielkości oznaczone gwiazdką dotyczą przekładni modelowej a pozostałe obliczanych kół zębatych.

Zależność nie uwzględnia istniejących zarówno w przekładni modelowej jak i w przekładni obliczanej zmian obciążeń wynikających z dokładności wykonania, pochylenia zębów, charakteru obciążenia zewnętrznego itp.

Ponieważ niemożliwe było przeprowadzenie szerokich badań w tym zakresie, postanowiono uwzględnić wyżej wymienione zmiany w oparciu o znaną i sprawdzoną metodę obliczeniową. Po przeanalizowaniu różnych możliwości przyjęto do tego celu metodę Niemanna [L. 3] Po wprowadzeniu współczynników wg Niemanna i przekształceniu, wzór obliczeniowy na współczynnik bezpieczeństwa wygląda następująco:

$$X_z = \frac{W_{test} \cdot r_{tz}^x}{A \cdot V^x \cdot \sqrt{k} \cdot e_{max}^{x+1} \cdot C_D \cdot C_S \cdot C_T \cdot C_\beta}$$

gdzie:

- | | |
|--|---|
| $W_{test} = P_H^* e_{max}^* (V_p^*)^x C_D^*$ | – wielkość charakterystyczna dla danego gatunku oleju wyznaczona doświadczalnie |
| $r_{tz} = \frac{r_{t1} \cdot r_{t2}}{r_{t1} + r_{t2}}$ | – zastępczy promień toczy |
| A | – stała materiałowa |
| $V [m/s]$ | – prędkość obwodowa |
| C_D, C_S, C_T, C_β | – współczynnik wg Niemann'a [L. 3] |
| $k [N/m^2]$ | – naciski wg Stribeck'a |

LITERATURA

- [1] Maciakowski R., Wójcik M., Siwek B.: *Badania przeciwzatarciowych własności krajowych olejów przekładniowych* „Technika Smarownicza” Nr 5. 1975.
- [2] Maciakowski R., Wójcik M., Siwek B.: *Próba oceny stosowanych metod obliczeniowych kół zębatych na zatarcia w oparciu o badania doświadczalne* „Technika Smarownicza” Nr 1. 1976.
- [3] Niemann G.: *Maschinenelemente* B. II. Getriebe „Springer Verlag” Berlin 1967.

ZUR BERECHNUNG DER FRESSTRAGFAHIGKEIT VON STIRNARADERN – PROPOSITON DER NEUE BERECHNUNGSMETHODE

Zusammenfassung

Im Beitrag wird Begründung von Bearbeitung der neue Berechnungsmethode zur Fresstragfähigkeit von Stirnrädern dargestellt und auch das Hauptprinzip der Methode gezeigt, dieser Schwerpunkt auf dem kurtzen Test in der Modellzahnradgetriebe liegt. Es wird auch Berechnungsverfahren bei Bestimmung den Sicherheits — Faktor mit bestimmter rechnerischer Fress—Kenn grösse dargestellt.

РАСЧЕТ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС НА ЗАЕДАНИЕ НОВЫЙ РАСЧЕТНЫЙ МЕТОД

В докладе обосновано попытку разработки некоторого метода расчета зубчатых колес на заедание. Коэффициент полезного действия определяют на основе короткого испытания модельной зубчатой передачи, применяя некоторый расчетный критерий заедания.

WPLYW GEOMETRII PARY KINEMATYCZNEJ NARZĘDZIE — KOŁO ZĘBATE NA WIELKOŚĆ NAPRĘŻEŃ W PODSTAWACH ZĘBÓW KÓŁ ZĘBĄTYCH

W referacie przedstawiono wyniki badań analitycznych wpływu niektórych wielkości geometrycznych pary kinematycznej narzędzie — obrabiane koło zębate na wielkość i charakter zmian naprężeń w podstawach zębów kół zębatach o ewolwentowym uzębieniu zewnętrznym.

WYKAZ SYMBOLI

α_n	— nominalny kąt przyporu
h_a	— współczynnik wysokości głowy zęba
c	— współczynnik luzu wierzchołkowego
r_N	— promień zaokrąglenia naroża zęba narzędzia
n_Z	— wielkość zukosowania naroża zęba narzędzia
v	— kąt zukosowania naroża zęba narzędzia
z_F	— liczba zębów narzędzia — Fellowsa
z_Z	— zastępcza liczba zębów koła
z_1	— liczba zębów zębnika
z_2	— liczba zębów koła
Y_f	— współczynnik kształtu zęba
Y_{zK}	— zastępczy współczynnik kształtu zęba
$x_{n1,2}$	— współczynniki przesunięcia zarysu, normalne zębnika i koła
Y_s	— współczynnik spiętrzenia naprężeń w podstawie zęba
σ_{max}	— naprężenia maksymalne w podstawie zęba
σ_F	— naprężenia nominalne w podstawie zęba

Celem pracy było zbadanie na drodze analitycznej wpływu geometrii narzędzia i koła zębatego na wielkość i charakter zmian naprężeń w podstawach zębów kół zębatach o ewolwentowym uzębieniu zewnętrznym.

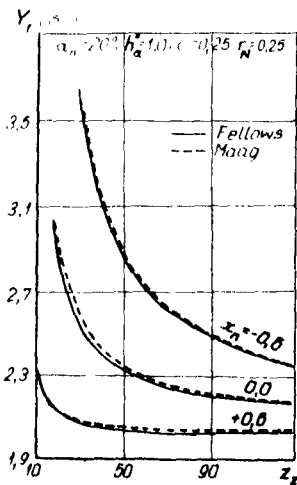
W badaniach uwzględniono głównie niedostatecznie naświetlony, pomijany lub różnie interpretowany w literaturze wpływ takich cech konstrukcyjnych, jak r_N , z_F , z_Z , n_Z , v , x_n .

Badania przeprowadzono w oparciu o algorytmy [1], wiążące geometrię pary kinematycznej narzędzie — obrabiane koło przy założeniach określonych w normie DIN 3990 [2]. Uzyskane wyniki przedstawiają wykresy na rys. 1 ÷ 6. Rysunek 1 zawiera zestawienie porównawcze krzywych zmian współczynnika kształtu Y_f w zależności od liczby zębów z_z oraz współczynnika x_n przy założeniu, że koło zostało nacięte narzędziem Fellowsa (krzywe ciągłe) oraz narzędziem typu zębatkowego Maaga (krzywe przerywane). Na rys. 1 nie widać istotnego wpływu geometrii

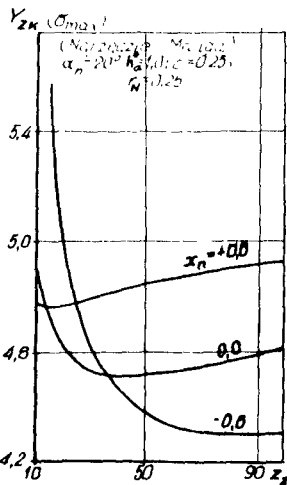
narzędzi na wielkość Y i σ . Wpływ ten okazał się wyraźny wówczas, gdy badaniom poddano współczynnik Y_{zK} reprezentujący wielkość i charakter zmian naprężeń maksymalnych w podstawach zębów kół zębatach (rys. 2). Z porównania wykresów na rysunkach 1 i 2 wynika, że posługują się np. zgodnie z [2] metodą obliczeń opartą tylko na naprężeniach nominalnych (przy $Y_1 = 1$) ulega się mylnej sugestii. Okazuje się bowiem, że naprężenia w podstawie zęba nie zawsze maleją ze wzrostem liczby zębów koła i wartości współczynnika x_n , jak to wynika z rys. 1. Ilustrują to kolejne rysunki. Na rys. 3 widać wyraźny i istotny wpływ różnych geometrii narzędzi na wielkość i charakter zmian Y_{zK} oraz naprężeń maksymalnych w podstawach zębów; na rys. 4 — wpływ różnych geometrii naroży zębów narzędzi, a na rys. 5 — liczby zębów z_F narzędzia Fellowsa. Współpraca technologa i konstruktora przy projektowaniu kół zębatach jest więc konieczna.

Rys. 6 przedstawia wpływ wartości współczynników x_n na wielkość Y_{zK} i naprężeń maksymalnych w podstawach kół zębatach o 17 i 36 zębami przy założeniu, że siła obliczeniowa przyłożona jest w punkcie początkowym pojedynczego przyporu. Rezultaty badań przedstawione na tym rysunku pozwalają na optymalny dobór współczynników x_{n1} oraz x_{n2} ze względu na najmniejsze i jednakowe naprężenia w podstawach zębów obu kół, oraz najmniejszą odległość osi tych kół (najmniejsze wymiary przekładni).

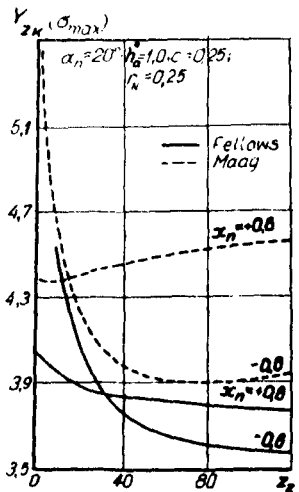
W pracy wykorzystano wyniki badań Y , podane w pracy [3].



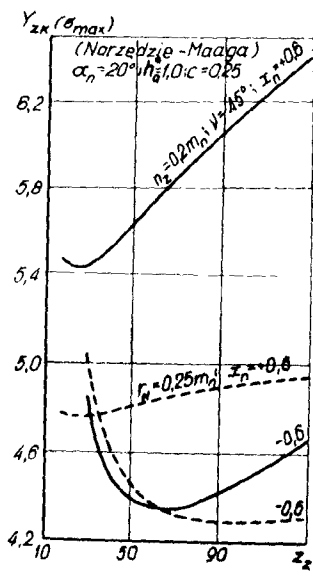
Rys. 1



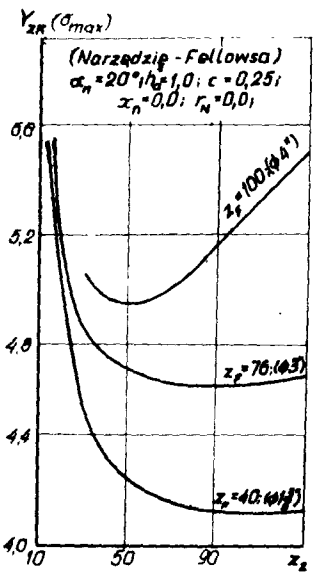
Rys. 2



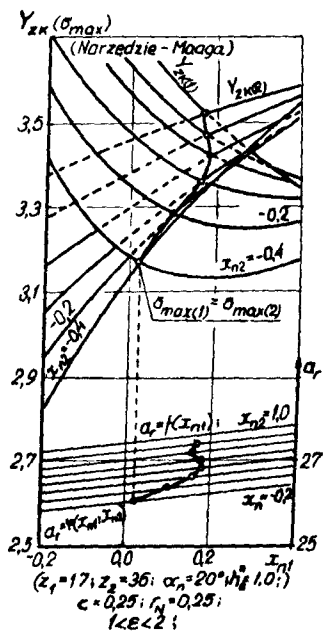
Rys. 3



Rys. 4



Rys. 5



Rys. 6

LITERATURA

- [1] Żbikowski A.: *Analiza współczynnika kształtu zęba w obliczeniach kół zębatych*. Rozprawa doktorska. WAT, Warszawa 1975.
- [2] DIN 3990. Grudzień 1970.
- [3] Winter H., Hirt M.: *Zahnfußtragfähigkeit auf der Grundlage der wirklichen Spannungen*. VDI—Z, Nr 2, 1974

Zusammenfassung

In dem Vortrage wurden die Ergebnisse der analytischen Untersuchungen des Einflusses einiger geometrischen Faktoren des kinematischen Paares: Zahnrad — Werkzeug auf die Größe und Verteilung der Spannungen in dem Bereich des Zahnfußes dargestellt.

Содержание

В докладе представлены результаты аналитических испытаний влияния некоторых геометрических параметров пары: зуборежущий инструмент — зубчатое колесо на величину и характер изменения напряжений в ножках зубьев эвольвентных зубчатых колёс с наружным зацеплением.



SPIS TREŚCI

1. Baczyńska M.: Numeryczno-wykreslna metoda określania stref pracy i rozkładu obciążeń w połączeniu gwintowym z uwzględnieniem błędów podziałki	5
2. Banasiak J.: Współpraca paska napędowego z kołem pasowym w przekładni pasowej	9
3. Banet Z.: Metody badań zębniaka giętno-skrętnego w układzie trójdrożnym	12
4. Bąk R., Grajek K., Zacharski M.: Algorytm numeryczny analizy konstrukcyjnej kolejowych zestawów kołowych	14
5. Boda A., Warszyński M.: Niektóre kierunki modernizacyjne złożonego obiektu mechanicznego w świetle wstępnych badań niezawodnościowych	16
6. Bogdański S.: Analiza odształceń w strefie elastohydrodynamicznego kontaktu dwóch walców ..	19
7. Borkowska G., Kopyt T., Mierzejewski W., Witkowski J.: Badanie rozdziału sił międzyzębnych w wybranym wieńcu zębatym	23
8. Brezko T.: Wpływ zmian współczynnika lepkości dynamicznej oleju na pole prędkości w filmie olejowym łożyska ślizgowego	26
9. Broniec Z.: Planowanie eksperymentu w badaniach konstrukcyjnych	30
10. Brzechowski E.: Cyfrowe metody dobierania geometrycznych cech konstrukcyjnych	33
11. Buczyński L.: Wytyczne do konstruowania mechanizmów piszących z głowicą wirującą	36
12. Budzyński A.F.: O uniwersalności pojęć nauki konstrukcji	39
13. Budzyński A.F., Orbiej J.: Racja możliwości wytwórczych małych otworów	42
14. Budzyński A.F., Sajdak A.: O zewnętrznym wspomaganiu serca	45
15. Budzyński A.F., Szydłowski A., Wocianiec R.: Uniwersalna obrabiarka do obróbki wykańczającej cylindrów	48
16. Bukowski L.: Modernizacja konstrukcji wielkopieczowych zasuw gorącego dmuchu w oparciu o wyniki badań niezawodnościowych	51
17. Chodasewicz W.: Metody oceny wpływu cech konstrukcyjnych tarczy piły tarczowej na efekt akustyczny cięcia	55
18. Chomczyk W.: System wywołujący zapotrzebowanie człowieka na środki techniczne	58
19. Cichoński A., Skorupa A., Skorupa M.: Teoretyczna ocena wytrzymałości zmęczeniowej złączy z poprzecznymi spoinami pachwinowymi	60
20. Czachórska E.: Przykład algorytmu obliczeń połączeń — podstawą budowy programów na EMC ..	64
21. Ćwik Z.: Problemy niezawodności elementów z tworzyw sztucznych	68
22. Darski A., Pasiński J.: Program obliczeń na EMC dla doboru cech konstrukcyjnych wału obciążonego zmiennie	72
23. Dąbrowski Z.: Sprzęgło podatne jako eliminator rezonansów nieliniowych	75
24. Dąbrowski Z., Henke J., Zalewski R.: Kompleksowy algorytm doboru sprzęgieł podatnych w oparciu o technikę grafów więzów	78
25. Dietrich M.: Pewien przypadek dynamicznego obciążenia sprzęgła	81
26. Dietrych J.: Nauka konstrukcji w ujęciu systemowym	85
27. Dudek A., Sendyka B.: Określenie niektórych parametrów geometrycznych oraz sprawności walcowej przekładni zębatej o jednostronnym zazębieniu cykloidalnym	88

28. Dziama A., Kaźmierczak J., Koziański Cz.: Badania porównawcze pasów klinowych.....	92
29. Forowicz A., Golenko A.: Stan obciążenia przekładni zębatej odwadniarki do mialu Nael 3 .	96
30. Gawryś T.: Konstrukcyjna metoda wnioskowania o wyężeniu w niejednorodnym i zmiennym połu naprężeń na przykładzie analizy konstrukcji kolejowego zestawu kołowego	100
31. Gendarz P., Stawinoga A.: Analiza zmian cech geometrycznych istniejących suwnie typopochodnych ze względu na wspomaganie komputerowe w procesie projektowo-konstrukcyjnym	104
32. Giemza H.: Struktura zewnętrzna użębień a efekt akustyczny w działaniu ząbienia	106
33. Gruszczyński P., Wójcik Z.: Bieżkowanie zębów w metodzie KLINGELNBERG'A ZYKLO-PALLOID	108
34. Guliński E.: Kryteria doboru łożysk osi i wałów	113
35. Gunia Z.: Konstrukcja systemu zmechanizowanego sterowania prasą węgierską do materiałów ogniotrwałych	117
36. Hann J.: Weryfikacja doświadczalna wpływu błędu kołowości czopa na dokładność pracy hydrostatycznego łożyska poprzecznego	121
37. Idzikowski M.: Metodyka badań eksperymentalnych ślizgowych łożysk wzdłużnych.....	125
38. Iwanowski K., Rigall A., Gerlach T., Wesolowski S., Chrzan A.: Badanie prototypu pneumatycznego urządzenia „Dzięcioł” do zagłębiania i wyrywania grodzic stosowanych przy robotach ziemnych	128
39. Jarża S., Mazanek E.: Analiza rozkładu naprężeń w połączeniach włączanych przy niektórych przypadkach obciążenia osiowego	134
40. Jasica G.: Niektóre relacje w systemie zaspokajania potrzeb: projektowanie — eksploatacja..	138
41. Jaskóła Z.: Badania doświadczalne przekładni zębatych w świetle zalecenia RWPG	141
42. Jaszczuk W., Soltyskiński J., Zadara J.: Przyrząd do wyznaczania charakterystyk mechanicznych elektromagnesów	145
43. Jonkisz W.: Elastohydrodynamiczny film smaru plastycznego	148
44. Jurkiewicz A.: Dobór elementów układu treści kształcenia w przedmiocie rysunek techniczny	151
45. Jurkiszewicz Z.: Analityczne oraz doświadczalne metody doboru cech konstrukcyjnych uszczelnienia specjalnego	154
46. Kucperski T.: Promieniowe przemieszczenia i naprężenia w cienkościennej tulei obciążonej na brzegu siłami skupionymi	158
47. Kaczan B.: Lepkościomierz do pomiarów przy wysokich temperaturach	162
48. Kalek S.: Nieizotermiczny semielastohydrodynamiczny film olejowy	166
49. Kamiński J., Łoś W., Steinborn J.: Weryfikacja doświadczalna pieców przelotowych łańcuchowych	169
50. Kasprowicz Z., Szala J., Zawisłak K.: Konstrukcyjne badania zmęczeniowe maszyn	171
51. Kaźmierczak J.: Analiza możliwości wykorzystania efektu akustycznego maszyny w procesie weryfikacji cech konstrukcyjnych na przykładzie elektrostalowniczego pieca lukowego	175
52. Kisiel S.: Samohamowność złącz śrubowych w warunkach drgań	178
53. Kisiel S., Pączka K., Tworzydło M.: Konstrukcja stanowiska do badań symulacyjnych zestawów kołowych	181
54. Klimek T., Winkler T.: Przykład zastosowania komputera w realizacji projektowania szczególnego rodzaju	185
55. Knopik M., Łoś W.: Próba doboru geometrycznych cech konstrukcyjnych układu kierowniczego pojazdu jednośladowego w aspekcie stateczności	189
56. Knosala R., Zmysłowski A.: Zastosowanie maszyny cyfrowej a ograniczenie twórczego charakteru działań technicznych — identyfikacja problemu	193
57. Kocańda S., Tutaj J.: Wytrzymałość zmęczeniowa i nośność połączenia wału i piasty przy pomocy dwóch par pierścieni stożkowych	196
58. Koch P.: Kuželové nalisované spoje a ich základné vlastnosti	199
59. Kopyt T., Mierzejewski W., Witkowski J.: Obliczanie odkształceń elementów przekładni planetarnej	204
60. Korytkowski B., Krzemiński K.: Trwałość krajowych łożysk samosmarujących spiekanych z proszku żelaza	207

61. Kossakowska A., Stępiński B.: Analiza obciążeń połączenia śrubowego korbowodu silnika spalinowego	210
62. Kozakiewicz Z.: Niektóre problemy doboru cech konstrukcyjnych ciernych sprzęgieł rozłącznych	213
63. Krasnowski B.: Koncentracja obciążenia w złączu wielowypustowym	218
64. Kraus J., Krzys W., Łączek S.: Koncepcja ciągnowego wzmocnienia linii zszycia rozgałęzionych naczyń ciśnieniowych	221
65. Król M.: Łożyska o mechanicznie modyfikowanej powierzchni ślizgowej	225
66. Krukowski A.: Koncepcja systemu programów EMC obliczeń i projektowania optymalnego przekładni zębatych	229
67. Krukowski A., Myszka K.: Badania zmęczeniowe kł zębatych przy użyciu konwencjonalnego pulsatora	232
68. Kruszyńska J.: Kształtowanie optymalnych konstrukcji piły wykorzystaniu modeli elastooptycznych	235
69. Krzys W.: Zagadnienie przystosowania się połączeń ciernych	238
70. Krzys W., Skrzyszowski Z.: Redystrybucja sił w połączeniu śrubowo-kolnierzowym w wyniku odkształceń giętych kołnierza	241
71. Kulezycy S.: Metoda doświadczalnych badań konstrukcyjnych pił tarczowych do cięcia metalu w świetle kryterium minimalizacji emitowanego hałasu	245
72. Kwaśniak E.: Zjawiska trybologiczne podstawą optymalizacji układu krzywka – popychacz płaski	249
73. Lenkiewicz W.: Podstawy konstrukcji maszyn — próba analizy i wnioski	252
74. Lewiński A.: Metody symulacyjne w projektowaniu	257
75. Lubczyński M. G., Panacewicz J.: Osobliwości konstrukcyjne siłowników hydraulicznych urządzeń przechylu skrzyń ładunkowych samochodów	260
76. Lubiński T., Olszewski O.: Kryteria doboru łożysk skąpo smarowanych i suchych	263
77. Machowski B., Maziarz M., Porębska M., Salwiński J., Tylek R., Warszyński M.: Konfrontacja koncepcji z badaniami prototypu na przykładzie urządzenia do krawędziowania piłników ...	266
78. Maciakowski R., Zajączkowski J.: Badania doświadczalne zmodernizowanego ślizgowego łożyska okrętowej linii wałów	269
79. Maćkiewicz J.: Sztywność wału z piastą osadzoną z luzem dodatnim	272
80. Makomski M.: Badania konstrukcyjne elektrostalowniczych pieców lukowych w świetle kryterium minimalnego poziomu hałasu	275
81. Markowski T., Mijał M., Rejman E.: Analiza kinematyczna i rozplyw mocy w stoiskowej czterobiegowej przekładni zębatej	278
82. Markowski T., Mijał M., Rejman E.: Modyfikacja zarysu na wysokości zęba	283
83. Mazanek E., Jarza S.: Poszukiwanie optymalnych parametrów połączenia wciskowego stożkowego	287
84. Michniewicz M., Niedzwiecki A.: Wyznaczanie parametrów podcięcia zębów ewolwentowych	290
85. Mikula S., Spalek J.: Wybrane zagadnienia trwałości górniczych maszyn urabiających i transportowych	297
86. Moczulski W.: Zastosowanie cyfrowych metod analizy hałasu i drgań w badaniach przekładni zębatych	301
87. Oleksiuk W.: Miniaturyzacja drobnomodulowych przekładni zębatych	304
88. Pikoń Z.: Przetwornik natężenia przepływu z klinem drgającym	308
89. Piotrowski J., Tomasz S., Wróbel J.: Wpływ niektórych parametrów geometrycznych koła zębatego na wartość współczynnika kształtu zęba (analogii stereomechanicznej)	311
90. Porębska M., Sujcecki K., Warszyński M.: Wybór optymalnej koncepcji urządzenia do układania w paczki wybranych profili walcowanych i giętych	317
91. Raczynski A.: Wpływ kształtu powierzchni roboczych na warunki współpracy baryłek z pierścieniem rozdzielającym w łożyskach baryłkowych	321
92. Radkowski S., Wagner B.: O pewnej metodzie pomiarów drgań przypadkowych układów ciągłych	325

93. Rogoziński T.: O granicznym wroście podziałki łańcucha płytkowego (rolkowego, tulejkowego)	330
94. Rutkowski J., Wójcik Z.: Wzdłużne bezczkowanie zębów przekładni kątowych	334
95. Rydzanicz J., Szymankiewicz F.: Określenie współczynników oceny stanu naprężeń w uzębieniach o modyfikowanej linii i zróżnicowanej wysokości zęba	340
96. Ryś J.: Zastosowanie modelu L. Müllera do badania rozkładu obciążenia na zębach przekładni	344
97. Ryś J., Zieliński A.: Analiza pracy wysokociśnieniowego połączenia śrubowego z uszczelką dwustożkową	349
98. Sikora J., Neyman A.: Doświadczalne wyznaczanie naprężeń w elementach wysięgnika W 19 jako metoda optymalizacji jego konstrukcji	353
99. Skawiński P., Wójcik Z.: Obliczenia geometryczne przekładni hipoidalnej HG-Oerlikon	356
100. Słomski M., Cholewa W.: Metoda wyznaczania charakterystyki kierunkowej niestacjonarnego źródła dźwięku w zastosowaniu do badań konstrukcyjnych elektrostalowniczych pieców łukowych	359
101. Strzelecki S.: Wpływ parametrów konstrukcyjnych na charakterystyki dynamiczne łożyska perycykloidalnego	362
102. Studziński A., Olszewski O.: Zasady doboru kształtu oprawy łożyska ślizgowego i jej wpływ na obciążalność	365
103. Stupin A.: Postać konstrukcyjna a własności kinematyczno-eksploatacyjne synchronicznego węzła wieloramiennego	368
104. Sujecki K., Tylek A., Warszyński M.: Analiza procesu projektowo-konstrukcyjnego urządzenia do usuwania narostu z hełmu konwertora	371
105. Sytniewski W., Waczyński S.: O pewnej klasie grafów niespójnych i jej zastosowaniu do syntezy dwukrotnych przekładni planetarnych o osiach równoległych	374
106. Szołtysek A.: Systemowe ujęcie zapisu konstrukcji	378
107. Szopa T.: Symulacyjna metoda programowania niezawodności przekładni wielopasowej	385
108. Szucki T., Staniewski W.: Obliczenie przemieszczeń oraz sił i naprężeń występujących między częściami tocznymi i bieżniami w łożysku kulkowym skośnym	385
109. Szybka J.: Projektowanie procesów odnowy w konstruowaniu maszyn	391
110. Świdorski W. K.: Rozkład temperatury w hybrydowym łożysku perycykloidalnym	394
111. Tarnowski W.: Mechaniczne urządzenia logiczne	397
112. Waczyński S.: Zapis cech środka technicznego jako zbiór informacji niezbędnych w procesach: wytwarzania, sprawdzania, rozprowadzania i eksploatacji	401
113. Waczyński S., Galkowska A., Kołakowska G., Trojanowski G.: Próba intensyfikacji procesu dydaktycznego w zakresie przekazywania wiadomości z podstaw graficznego zapisu cech geometrycznych elementów maszynowych	404
114. Warszyński M., Zych-Porębska M.: Stopień pewności połączeń klejowych w porównaniu z połączeniami wciskowymi	408
115. Wesołowski S., Gerlach T., Chrzan A., Iwanowski K., Rigall A.: Określenie energii uderzenia pneumatycznego przebijaka gruntu „Kret 140”	412
116. Wilkosz K.: Obliczanie wytrzymałościowe przekładni hipoidalnych wg teorii Niemannna	417
117. Witkowski J.: Nowy kierunek w analizie połączeń kształtowych	421
118. Witkowski J.: Połączenie wielokarbowe — analiza i synteza numeryczna	424
119. Wojnarowski J.: Zastosowanie grafów i liczb strukturalnych w modelowaniu układów mechanicznych z kinematycznym przekształceniem	427
120. Woźniak K., Sabinak H.: Eksperymentalne badania sprawności i rodzaju tarcia w ząbieniu przekładni ślimakowych	434
121. Woźniak M.: Przekładnie obiegowe z możliwością zmiany mocy na wałach wyjściowych	437
122. Wójcik M., Maciakowski R.: Obliczanie kół zębatych na zatarcie — propozycja nowej metody obliczeniowej	441
123. Żbikowski A.: Wpływ geometrii pary kinematycznej narzędzie — koło zębate na wielkość naprężeń w podstawach zębów kół zębatych	445

Biblioteka Główna ATR
w Bydgoszczy

CZ	1006
	45/15/1 1977