

Marian DOLIPSKI

SIŁY DYNAMICZNE W ŁAŃCUCHU ZGRZEBŁOWYM WYWOŁANE  
WYMUSZENIEM KINEMATYCZNYM NAPĘDOWEGO KOŁA GNIAZDOWEGO

**Streszczenie:** Wyprowadzono oraz rozwiązano równania sprężystych drgań podłużnych biernej i czynnej gałęzi łańcucha zgrzeblowego utworzonego z łańcucha obniwowego górniczego, których źródłem uster napędowe koło gniazdowe, mające postać geometryczną wieloboku dwuforemnego. Pośród pociągowych układów zawierających łańcuch zgrzeblowy wyróżniono: pociągowe układy łańcuchowe alfa oraz pociągowe układy łańcuchowe beta. Podano wzory umożliwiające wyznaczenie sił dynamicznych w dowolnym punkcie biernej i czynnej gałęzi łańcucha zgrzeblowego. Podano również możliwość zmniejszenia amplitudy wyznaczonych sił dynamicznych.

### 1. Wstęp

Jedną z najliczniejszych grup roboczych maszyn górniczych, wykorzystujących pociągowe układy łańcuchowe są przenośniki zgrzeblowe. Zawierają one łańcuch zgrzeblowy /utworzony jest on z łańcucha pociągowego poprzez przymocowanie do niego zgrzebeł/ w obiegu zamkniętym, współpracującym z napędowym kołem łańcuchowym.

Ze względu na kryterium powtarzalności ogniw wyróżnia się [8] trzy typy łańcuchów pociągowych:

- 1/ łańcuchy powtarzalne
- 2/ łańcuchy łącznikowe zgodne
- 3/ łańcuchy łącznikowe przestępne

Koła łańcuchowe, dostosowane do dwóch pierwszych typów łańcuchów, mają postać geometryczną wieloboku jednoforemnego, różniąc się od siebie jedynie liczbą boków.

Liczba boków wieloboku koła dostosowanego do łańcucha łącznikowego zgodnego jest dwukrotnie większa od liczby boków wieloboku koła dostosowanego do łańcucha powtarzalnego, przy tej samej liczbie zębów. Natomiast koła łańcuchowe dostosowane do łańcuchów łącznikowych przestępnych mają postać geometryczną wieloboku dwuforemnego, co wywiera istotny wpływ na kinematykę ich współpracy. Taką postać posiada właśnie koło gniazdowe [5] współpracujące z łańcuchem ogriwowym, będącym najpowszechniejszym przedstawicielem pociągowych łańcuchów łącznikowych przestępnych.

Dotychczas w literaturze przedmiotu wyznaczanie sił dynamicznych w łańcuchu pociągowym przenośników zgrzeblowych, wywołanych wymuszeniem kine-

matycznym napędowych kół łańcuchowych, było przeprowadzane dla łańcuchów zgrzeblowych powtarzalnych oraz łącznikowych zgodnych. W pracy tej wielkości tych sił dynamicznych wyznaczono dla łańcuchów zgrzeblowych utworzonych z łańcuchów ogniowych, z uwzględnieniem wpływu wartości napięcia wstępnego łańcucha. W tym celu wyróżniono:

1/ pociągowe układy łańcuchowe alfa, w których spełniony jest warunek niezluźnienia się gałęzi biernej łańcucha zgrzeblowego.

Warunek ten ma postać:

$$S_0 > \frac{S_1 + S_2}{2},$$

2/ pociągowe układy łańcuchowe beta, w których występuje luzowanie się gałęzi biernej łańcucha zgrzeblowego w miejscu zbiegania z napędowego koła gniazdowego. Zachodzi to przy:

$$S_0 < \frac{S_1 + S_2}{2},$$

gdzie:

$S_0$  - napięcie wstępne łańcucha zgrzeblowego [7],

$S_1$  - napięcie gałęzi czynnej /ładownej/ łańcucha zgrzeblowego,

$S_2$  - napięcie gałęzi biernej /próżnej/ łańcucha zgrzeblowego.

## 2. Drgania podłużne czynnej i biernej gałęzi łańcucha zgrzeblowego

Łańcuch zgrzeblowy charakteryzuje się znaczną nierównomiernością prędkości ruchu, wynikającą z jego współpracy z napędowym kołem gniazdowym, posiadającym - dla uniknięcia rozbudowy napędu przenośnika - małą liczbę zębów. Powoduje to, że w czasie ruchu ustalonego pociągowego układu łańcuchowego poszczególne elementy łańcucha zgrzeblowego poddawane są działaniu obciążeń inercyjnych, wywołujących drgania podłużne, w wyniku których w łańcuchu zgrzeblowym powstają siły dynamiczne. Osobliwość kinematyki współpracy napędowych kół gniazdowych z łańcuchem zgrzeblowym ogniowym wymaga analizy przebiegu zmian sił dynamicznych wywołanych wymuszeniem kinematycznym napędowego koła gniazdowego w dwóch przedziałach czasowych:

$$\text{I/} \quad 0 < \tau < \frac{\pi}{z\omega}$$

$$\text{II/} \quad \frac{\pi}{z\omega} < \tau < \frac{2\pi}{z\omega}$$

gdzie:

$z$  - liczba zębów koła gniazdowego,

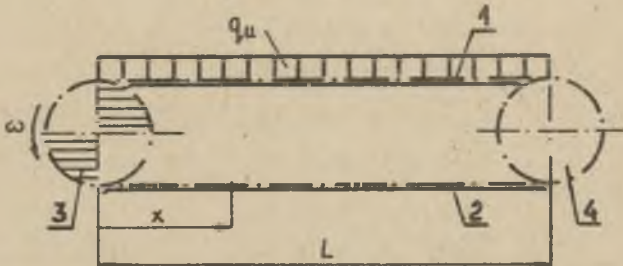
$\omega$  - prędkość kątowa napędowego koła gniazdowego,

$\tau$  - czas.

Pierwszy przedział stanowi czas obrotu napędowego koła gniazdowego od chwili wejścia ogniwa czynnego /poziomego/ łańcucha w zazębienie z powierzchnią roboczą zęba koła / $\tau = 0$ / do chwili obrotu koła o połowę kąta środkowego odpowiadającego jego podziałce / $\tau = \frac{\pi}{z\omega}$ /. Natomiast przedział drugi

stanowi dopełnienie do czasu obrotu koła o całkowity kąt środkowy, odpowiadający podziałce koła gniazdowego /  $\tau = \frac{2\pi}{z\omega}$  /.

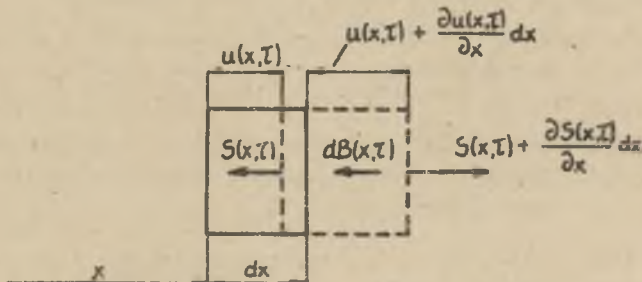
Równanie drgań podłużnych biernej i czynnej gałęzi łańcucha zgrzeblowego wyprowadzono we współrzędnych Lagrange'a, przy założeniach linearyzujących. Początek współrzędnej przestrzennej przyjęto w punkcie zbiegania łańcucha zgrzeblowego z napędowego koła gniazdowego /rys.1/



Rys. 1. Pociagowy układ łańcuchowy zawierający łańcuch zgrzeblowy  
1-gałąź ładowna łańcucha, 2-gałąź próżna łańcucha  
3-napędowe koło gniazdowe, 4-zwrotne koło gniazdowe

W przypadku analizy drgań sprężystych łańcucha pociagowego modeluje się go jednorodnym prętem sprężystym [1,2,3,9] .

Z bilansu sił działających na element różniczkowy  $dx$  łańcucha /rys.2/ otrzymuje się:



Rys.2. Element różniczkowy modelu dynamicznego łańcucha zgrzeblowego

$$\frac{\partial S / x, \tau}{\partial x} dx - dB / x, \tau = 0$$

przy czym

$$S/x, \tau / = E_0 \frac{\partial u/x, \tau /}{\partial x}$$

$$\delta B /x, \tau / = \frac{gdx}{s} \left[ \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \omega^2 R \sin / \frac{\delta_1}{2} - \omega \tau / \right] \text{ w przedziale /I/}$$

$$\delta B /x, \tau / = \frac{gdx}{s} \left[ \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \omega^2 R \sin / \frac{\delta_2}{2} + \frac{\delta_1}{2} - \omega \tau / \right] \text{ w przedziale /II/}$$

gdzie:

- dla  $0 < x < L + s$

$$q = q_1 + k_0 q_2$$

$$u/x, \tau / = u_2/x, \tau /$$

$$S/x, \tau / = S_2/x, \tau /$$

- dla  $L + s \leq x \leq 2L$

$$q = q_1 + k_0 q_2 + k_{qu}$$

$$u/x, \tau / = u_1/x, \tau /$$

$$S/x, \tau / = S_1/x, \tau /$$

$q_2$  - ciężar jednostkowy łańcucha ogniowego

$q_1$  - ciężar jednostkowy zgrzebeł

$k_0$  - liczba udziału zgrzebeł w drganiach podłużnych łańcucha [10]

$k_0 = 0,8 - 0,9$  dla przenośników zgrzebełowych jednołańcuchowych,

$k_0 = 1,0$  dla przenośników zgrzebełowych dwułańcuchowych,

$q_u$  - ciężar jednostkowy urobku

$k$  - liczba udziału urobku w drganiach podłużnych łańcucha:

dla przenośników zgrzebełowych  $k = 0,3 - 0,5$  [10]

$E_0$  - sztywność łańcucha ogniowego

$g$  - przyspieszenie ziemskie

$R$  - promień okręgu podziałowego koła gniazdowego

$$R = \frac{1}{2} \sqrt{ \left/ \frac{t}{\sin \frac{\delta_1}{2}} \right|^2 + \left/ \frac{d}{\cos \frac{\delta_1}{2}} \right|^2 }$$

$\delta_1, \delta_2$  - kąty środkowe odpowiadające odległościom między środkami roboczymi przegubów międzyogniowych łańcucha w czasie jego współpracy z kołem gniazdowym [5]

$$\delta_1 = 2 \arcsin \frac{t + d}{2R}$$

$$\delta_2 = 2 \arcsin \frac{t - d}{2R}$$

$t$  - podziałka łańcucha ogniowego

$d$  - grubość ogniwa

$L$  - odległość między środkami obrotu kół gniazdowych

$s$  - odcinek konturu łańcuchowego [8] obejmującego koło gniazdowe

$$s = \frac{z}{2} \left[ t + d / 1 - \operatorname{tg} \frac{\pi}{z} / + \frac{t-d}{\cos \frac{\pi}{z}} \right]$$

$u_2/x, \tau /$  - funkcja przemieszczeń dynamicznych gałęzi biernej /próżnej/ łańcucha zgrzeblowego

$u_1/x, \tau /$  - funkcja przemieszczeń dynamicznych gałęzi czynnej /ładownej/ łańcucha zgrzeblowego

Wprowadzając oznaczenia:

$$c_2^2 = \frac{E_0 g}{q_2 + k_0 q_2}$$

$$c_1^2 = \frac{E_0 g}{q_2 + k_0 q_2 + k q_u}$$

Otrzymano równania drgań podłużnych gałęzi biernej:

$$c_2^2 \frac{\partial^2 u_2}{\partial x^2} - \frac{\partial^2 u_2}{\partial \tau^2} = \omega^2 R \sin / \frac{\delta_1}{2} - \omega \tau / \quad \text{w przedziale /I/} \quad /1/$$

$$c_2^2 \frac{\partial^2 u_2}{\partial x^2} - \frac{\partial^2 u_2}{\partial \tau^2} = \omega^2 R \sin / \delta_2 + \frac{\delta_1}{2} - \omega \tau / \quad \text{w przedziale /II/} \quad /2/$$

oraz równania drgań podłużnych gałęzi czynnej łańcucha zgrzeblowego

$$c_1^2 \frac{\partial^2 u_1}{\partial x^2} - \frac{\partial^2 u_1}{\partial \tau^2} = \omega^2 R \sin / \frac{\delta_1}{2} - \omega \tau / \quad \text{w przedziale /I/} \quad /3/$$

$$c_1^2 \frac{\partial^2 u_1}{\partial x^2} - \frac{\partial^2 u_1}{\partial \tau^2} = \omega^2 R \sin / \delta_2 + \frac{\delta_1}{2} - \omega \tau / \quad \text{w przedziale /II/} \quad /4/$$

Rozwiązania powyższych równań poszukiwano w postaci iloczynu funkcji miejsca i czasu, które przykładowo dla równania /4/ będzie miało postać:

$$u_1/x, \tau / = X_1/x/ \sin / \delta_2 + \frac{\delta_1}{2} - \omega \tau / \quad /5/$$

Różniczkując dwukrotnie równanie /5/ otrzymano:

$$\frac{\partial^2 u_1}{\partial x^2} = X_1'' /x/ \sin / \delta_2 + \frac{\delta_1}{2} - \omega \tau / \quad /6/$$

$$\frac{\partial^2 u_1}{\partial \tau^2} = -\omega^2 X_1/x/ \sin / \delta_2 + \frac{\delta_1}{2} - \omega \tau / \quad /7/$$

Podstawiając /6/ i /7/ do /4/ mamy:

$$X_1''/x/ + / \frac{\omega}{c_1} /^2 X_1/x/ = / \frac{\omega}{c_1} /^2 R \quad /8/$$

Niejednorodne równanie różniczkowe /8/ rozwiązano metodą wariacji stałej. W związku z tym rozwiązania tego równania poszukiwano w postaci:

$$X_1/x/ = C_{11}/x/ \cos \frac{\omega x}{c_1} + C_{12}/x/ \sin \frac{\omega x}{c_1} \quad /9/$$

Uzmiennione stałe muszą spełniać następujące warunki:

$$C_{11}'/x/ \cos \frac{\omega x}{c_1} + C_{12}'/x/ \sin \frac{\omega x}{c_1} = 0 \quad /10/$$

$$-C_{11}'/x/ \cos \frac{\omega x}{c_1} + C_{12}'/x/ \sin \frac{\omega x}{c_1} = \frac{\omega R}{c_1} \quad /11/$$

Po rozwiązaniu powyższego układu równań /10/ i /11/ oraz po scałkowaniu mamy:

$$C_{11}/x/ = R \cos \frac{\omega x}{c_1} + A_{11} \quad /12/$$

$$C_{12}/x/ = R \sin \frac{\omega x}{c_1} + A_{12} \quad /13/$$

Podstawiając /12/, /13/ i /9/ do /5/ otrzymano:

$$u_1/x, \tau/ = /R + A_{11} \cos \frac{\omega x}{c_1} + A_{12} \sin \frac{\omega x}{c_1}/ \sin \delta_2 + \frac{\delta_1}{2} - \omega \tau/ \quad /14/$$

Podobnie uzyskano rozwiązania równań /1/, /2/, /3/, które mają postać:

$$u_1/x, \tau/ = /R + A_{11} \cos \frac{\omega x}{c_1} + A_{12} \sin \frac{\omega x}{c_1}/ \sin \frac{\delta_1}{2} - \omega \tau/ \quad /15/$$

$$u_2/x, \tau/ = /R + A_{21} \cos \frac{\omega x}{c_2} + A_{22} \sin \frac{\omega x}{c_2}/ \sin \frac{\delta_1}{2} - \omega \tau/ \quad /16/$$

$$u_2/x, \tau/ = /R + A_{21} \cos \frac{\omega x}{c_2} + A_{22} \sin \frac{\omega x}{c_2}/ \sin \delta_2 + \frac{\delta_1}{2} - \omega \tau/ \quad /17/$$

gdzie:

$A_{11}, A_{12}, A_{21}, A_{22}$  - stałe całkowania, które wyznaczono z warunków brzegowych, zależnych od wartości napięcia wstępnego łańcucha zgrzeblowego.

### 3. Pociągowe układy łańcuchowe alfa

W układach tych warunki brzegowe mają postać:

$$u_2 /0, \tau/ = 0 \quad /18/$$

$$u_1 [2L + s, \tau] = 0 \quad /19/$$

Oprócz nich spełniony musi być:

- warunek ciągłości łańcucha zgrzeblowego

$$u_1 [L + s, \tau] = u_2 [L + s, \tau] \quad /20/$$

- oraz warunek równowagi granicznego punktu konturu łańcuchowego

$$\frac{\partial u}{\partial x} [L + s, \tau] = \frac{\partial u}{\partial x} [L + s, \tau] \quad /21/$$

Celem uproszczenia obliczeń przyjęto  $s = 0$ , ponieważ w rzeczywistości  $s \ll L$ . Na podstawie warunków /18/ i /21/ uzyskano:

$$A_{21} = -R \quad /22/$$

$$A_{12} = \frac{R/c_1 - \frac{A^*}{\cos \frac{2\omega L}{c_1}}}{A^* \operatorname{tg} \frac{2\omega L}{c_1} + c_2 \cos \frac{\omega L}{c_1} \sin \frac{\omega L}{c_2} - c_1 \sin \frac{\omega L}{c_1} \cos \frac{\omega L}{c_2}} \quad /23/$$

przy czym

$$A^* = c_2 \sin \frac{\omega L}{c_1} \sin \frac{\omega L}{c_2} + c_1 \cos \frac{\omega L}{c_1} \cos \frac{\omega L}{c_2}$$

$$A_{11} = -\frac{R}{\cos \frac{2\omega L}{c_1}} - A_{12} \operatorname{tg} \frac{2\omega L}{c_1} \quad /24/$$

$$A_{22} = A_{11} \frac{\cos \frac{\omega L}{c_1}}{\sin \frac{\omega L}{c_2}} + A_{12} \frac{\sin \frac{\omega L}{c_1}}{\sin \frac{\omega L}{c_2}} + R \operatorname{ctg} \frac{\omega L}{c_2} \quad /25/$$

Zatem siły dynamiczne w gałęzi biernej są równe:

$$S_{d_2} = \frac{E_0 \omega}{c_2} / R \sin \frac{\omega x}{c_2} + A_{22} \cos \frac{\omega x}{c_2} / \sin \frac{\delta_1}{2} - \omega l / \text{ w przedziale } /I/ \quad /26/$$

$$S_{d_2} = \frac{E_0 \omega}{c_2} / R \sin \frac{\omega x}{c_2} + A_{22} \cos \frac{\omega x}{c_2} / \sin \frac{\delta_2}{2} + \frac{\delta_1}{2} - \omega l / \text{ w przedziale } /II/ \quad /27/$$

zaś w gałęzi czynnej wynoszą:

$$S_{d_1} = \frac{E_0 \omega}{c_1} / A_{12} \cos \frac{\omega x}{c_1} - A_{11} \sin \frac{\omega x}{c_1} / \sin \frac{\delta_1}{2} - \omega l / \text{ w przedziale } /I/ \quad /28/$$

$$S_{d_1} = \frac{E_0 \omega}{c_1} / A_{12} \cos \frac{\omega x}{c_1} - A_{11} \sin \frac{\omega x}{c_1} / \sin \frac{\delta_2}{2} + \frac{\delta_1}{2} - \omega l / \text{ w przedziale } /II/ \quad /29/$$

#### 4. Pociągowe układy łańcuchowe beta:

W układach tych warunki brzegowe mają postać:

$$\frac{\partial u_2}{\partial x} / 0, \tau / = 0 \quad /30/$$

$$u_1 / 2L, \tau / = 0 \quad /31/$$

Oprócz tego muszą być spełnione warunki /20/ i /21/.

Na podstawie warunków /31/, /32/ oraz /20/ i /21/ uzyskano:

$$A_{22} = 0 \quad /32/$$

$$A_{12} = \frac{R}{c_1 \operatorname{tg} \frac{\omega L}{c_1} + c_2 \operatorname{ctg} \frac{\omega L}{c_2} \cdot \cos \frac{2\omega L}{c_1} - \sin \frac{2\omega L}{c_1}} \quad /33/$$

$$\frac{c_1 - c_2 \operatorname{tg} \frac{\omega L}{c_1} \operatorname{ctg} \frac{\omega L}{c_2}}$$

$$A_{11} = -A_{12} \frac{c_1 \operatorname{tg} \frac{\omega L}{c_1} + c_2 \operatorname{ctg} \frac{\omega L}{c_2}}{c_1 - c_2 \operatorname{tg} \frac{\omega L}{c_1} \operatorname{ctg} \frac{\omega L}{c_2}} \quad /34/$$

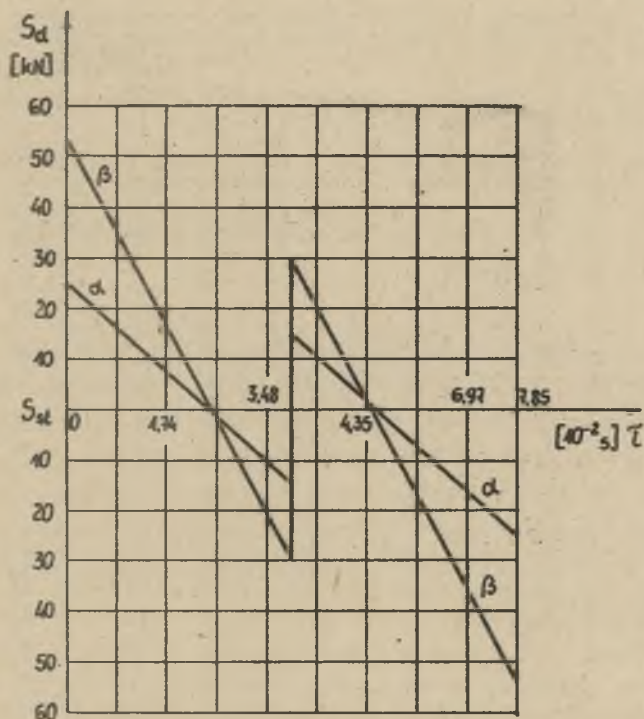
$$A_{21} = \frac{A_{11} \cos \frac{\omega L}{c_1} + A_{12} \sin \frac{\omega L}{c_1}}{\cos \frac{\omega L}{c_2}} \quad /35/$$

Wzory na siły dynamiczne w łańcuchu zgrzeblowym pociągowych układów łańcuchowych beta mają taką samą postać jak podane już wyrażenia /26/ + /29/ z tym że należy w nie wstawić stałe całkowania /32/ + /35/.

#### 5. Uwagi końcowe i wnioski

1. Wzory /26+29/ wraz ze stałymi całkowania /22/ + /25/ pozwalają na wyznaczenie sił dynamicznych w łańcuchu zgrzeblowym pociągowych układów łańcuchowych alfa, wywołanych wymuszeniem kinematycznym napędowego koła gniazdowego. Wyznaczenie tych sił dynamicznych dla pociągowych układów łańcuchowych beta umożliwiają wzory /26/ + /29/ wraz ze stałymi całkowania /32/ + /35/. Przykładowo wartości sił dynamicznych /rys.3/ wyznaczone dla jednołańcuchowych przenośników zgrzeblowych zawierających łańcuch ogólnowy 18 x 64 /na podstawie [6] przyjęto  $E_0 = 2,26 \cdot 10^4 \text{ N}$ / współpracujący z napędowym kołem gniazdowym o liczbie zębów  $z = 8$ , dla przypadku pracy w układzie alfa i beta.
2. Zarówno w pociągowych układach łańcuchowych alfa jak i beta ekstremalne wartości wyznaczanych sił dynamicznych występują w miejscu nabiegania łańcucha zgrzeblowego na napędowe koło gniazdowe. Z tym, że amplituda tych sił jest dwukrotnie wyższa w przypadku pociągowych układów łańcuchowych beta.
3. W aspekcie ograniczenia obciążeń dynamicznych wywołanych wymuszeniem kinematycznym napędowego koła gniazdowego zaleca się pracę pociągowych układów łańcuchowych przy spełnieniu warunku nieluzowania się gałęzi biernej łańcucha zgrzeblowego w miejscu zbiegania z napędowego koła gniazdowego.
4. Zmniejszenie amplitudy sił dynamicznych w łańcuchu zgrzeblowym wywołanych wymuszeniem kinematycznym napędowego koła gniazdowego, uzyskać można [4] poprzez zastosowanie prowadnic łańcucha umieszczonych na wysokości równej promieniowi okręgu podziałowego koła, dobiegających do napędowego koła gniazdowego.





Rys. 3. Przebieg zmian sił dynamicznych w łańcuchu zgrzeblowym 18x64 w miejscu jego nabiegania na napędowe koło gniazdowe  $z = 8$ ,  
 $\omega = 10s^{-1}$ ,  $L = 100$  m,  $q_{\alpha} = 1000$  N/m/,  
 dla:  $\alpha$  - pociągowe układy łańcuchowe alfa  
 $\beta$  - pociągowe układy łańcuchowe beta

## LITERATURA

- [1] Abramow B.M., Fiszin M.E.: Kolebania tjągowych cepiej konwiejerow. Teoria Mechanizmw i Maszin, nr 19/1975.
- [2] Antoniak J.: Przenośniki zgrzeblowe. Śląsk, Katowice 1968.
- [3] Brycki B., Opolski T.: Drgania wzdłużne łańcuchów przenośników. Przegląd Górniczy, nr 3/1960.
- [4] Dolipski M.: Wysokość położenia prowadnicy a ruch łańcucha ogniwowego. Przegląd Mechaniczny /w druku/.
- [5] Dolipski M., Reich K., Adamowicz H., Ziegler H.: Wymuszone nabieganie łańcucha ogniwowego na koło gniazdowe. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, Górnictwo, nr 83/1977.
- [6] Rynik J.: Analityczno-Empiryczne określenie sztywności łańcuchów ogniowych. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej. Górnictwo, nr 36/1969.

- [7] Rynik J.: Napięcie wstępne w łańcuchach przenośników zgrzebłowych. Przegląd Mechaniczny, nr 22/1970.
- [8] Rynik J., Dolipski M.: Wpływ względnego położenia kół w układach łańcuchowych na powstawanie napięć konturowych w łańcuchu. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, Górnictwo, nr 78/1977.
- [9] Sztokman I.G.: Dynamika tżagowych cępiej rudnicznych konwiejerow. Ugletechizdat, Moskwa 1959.
- [10] Sztokman J.G., Kondrachin P.M. i inni.: Rascziet i konstruirowanie gornych transportnych maszin i kompleksow. Niedra, Moskwa 1975.

ДИНАМИЧЕСКИЕ СИЛЫ В СКРЕБКОВОЙ ЦЕПИ ВЫЗВАННЫЕ КИНЕМАТИЧЕСКИМ ВОЗДЕЙСТВИЕМ ГНЕЗДОВОГО ВЕДУЩЕГО КОЛЕСА

Резюме

В статье выведены и решены уравнения упругих продольных колебаний пассивной и активной веток скребковой цепи, источником которых является ведущее гнездовое колесо имеющее форму геометрического двухпрофильного многоугольника. Среди систем с круглозвенной скребковой цепью выделены: тяговые цепные системы альфа и системы бета. Приводятся формулы позволяющие определение динамических сил в любой точке пассивной и активной веток скребковых цепей. Рассматриваются также возможности уменьшения амплитуды определенных динамических сил.

THE DYNAMIC FORCE IN A PUSH PLATE CHAIN EVOKED BY THE KINEMATIC ENFORCEMENT OF THE MOUNTING /SEATING/ DRIVE WHEEL.

Summary

The equations of elastic longitudinal vibrations of the active and passive branch /part/ of a push plate chain were derived and resolved. The mounting /setting drive wheel shaped geometrically into the biregular polygon is believed to be the source of vibrations. Within the driving systems containing a push plate chain the author distinguishes driving systems alpha and beta. The formulas which enable the determination of the dynamic forces in any point of the active and passive part of a push plate chain were given. Also, the possibility of reducing the amplitude of the determined dynamic forces was proposed.