ZESZYTY NAUKOWE POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ 1984

Seria: GÓRNICTWO z. 129 Nr kol. 784

Marian DOLIPSKI

DYNAMIKA STANU USTALONEGO PRZENOŚNIKA ZGRZEBŁOWEGO

Streszczenie. Model fizyczny i matematyczny przenośnika zgrzebłowego. Modelowanie łańcuchowego zazębienia normalnego i specjalnego. Badania modelowe wpływu napięcia wstępnego na obciążenia dynamiczne w łańcuchu zgrzebłowym z uwzględnieniem rodzajów zazębienia łańcuchowego. Źródło przeciążeń dynamicznych w łańcuchu w stanie ustalonym przenośnika zgrzebłowego.

1. Wstęp

Prawidłowe działanie przenośników zgrzebłowych wymaga wstępnego napinania łańcucha obciążeniem nie dopuszczającym do jego luzowania się w miejscu zbiegania z napędowego bębna gniazdowego. Napinanie to odbywa się w sposób niekontrolowany za pomocą odrębnych urządzeń napinających. Konsekwencją tego jest częste zjawisko znacznego przekraczania wymaganej wartości napięcia wstępnego. Zagadnienie to nabiera szczególnego znaczenia podczas współdziałania napędowego bębna gniazdowego z łańcuchem zgrzebłowym przy zazębieniu normalnym, które jest dominującym aktualnie rodzajem zazębienia łańcuchowego. Występujące wówczas nadwyżki obciążeń dynamicznych w łańcuchu powodują obniżenie trwałości zmęczeniowej łańcuchów zgrzebłowych. Uszkodzenia o charakterze zmęczeniowym są jedną z głównych przyczyn zrywania się łańcucha zgrzebłowego. Usunięcie awarii zerwania łańcucha zgrzebłowego w dołowych warunkach eksploatacyjnych związane jest ze stosunkowo długim czasem postoju ścianowych maszyn urabiających.

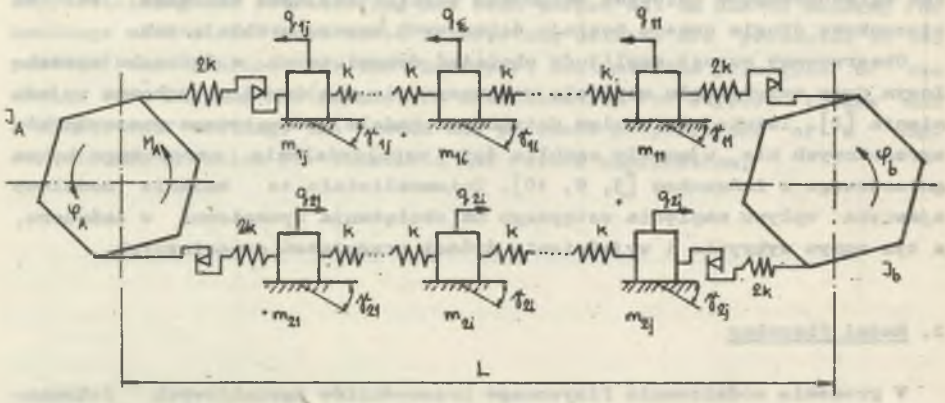
Obserwowany wzrost amplitudy obciążeń dynamicznych w łańcuchu zgrzebłowym przy zwiększaniu napięcia wstępnego nie znajdował dotychczas wyjaśnienia [2]. Istniejące bowiem dotychczas modele matematyczne przenośników zgrzebłowych nie ujmowały osobliwości współdziałania napędowego bębna gniazdowego z łańcuchem [3, 9, 10]. Uniemożliwiało to badanie modelowe zjawiska wpływu napięcia wstępnego na obciążenia dynamiczne w łańcuchu, a tym samym wykrycie i wyjaśnienie źródeł przeciążeń dynamicznych.

2. Model fizyczny

W procesie modelowania fizycznego przenośników zgrzebłowych dokonano następujących idealizacji [4]:

- gałęzie łańcucha zgrzebłowego wykonują tylko ruch podłużny,
- łańcuchy wielopasmowe zastąpiono równoważnym dynamicznie łańcuchem jednopasmowym,
- sztywność właściwa wycinka gałęzi łańcucha zgrzebłowego L/2j w rozpatrywanym przedziale czasu jest niezmienna,
- rozdział obciążenia na poszczególne pasma łańcucha wielopasmowego jest równomierny,
- odkształcalność łańcucha zgrzebłowego opisuje prawo Hooke'a,
- nie występuje zderzenie gniazd bębna napędowego z ogniwami łańcucha,
- przemieszczenia ogniw poziomych w gniazdach bębna napędowego odbywają się w końcowej fazie okresu zazębienia i wyzębienia,
- opory zewnętrzne łańcucha zgrzebłowego zamodelowano tarciem suchym,
- napięcie wstępne jest jednakowe we wszystkich punktach konturu łańcuchowego.

Gałęzie łańcucha zgrzebłowego zastąpiono skończoną liczbą mas skupionych, bezmasowymi więziami sprężystymi o zastępczej sztywności właściwej i elementami stykowymi. Gałęzie łańcucha zgrzebłowego podzielono na j wycinków. Zgodnie z modelem Lagrange'a [1] masę każdego z wycinków skupiono w jego środku. Elementy stykowe występujące w modelu fizycznym (rys. 1) modelują możliwość przenoszenia przez łańcuch zgrzebłowy tylko obciążeń rozciągających. Podukład napędowy zastąpiono sztywnym wielobokiem o zredukowanym momencie bezwładności, do którego przyłożono moment napędowy. Uproszczenie takie jest praktycznie dopuszczalne, ponieważ żadna z więzi sprężystych podukładu napędowego nie jest współmierna z więziami sprężystymi podukładu łańcuchowego [7].



Rys. 1. Model fizyczny przenośnika zgrzebłowego

3. Model matematyczny

Ruch modelu fizycznego przenośnika zgrzebłowego opisują nieliniowe równania różniczkowe zwyczajne o nieliniowości typu geometrycznego wynikające ze współdziałania napędowego bębna gniazdowego z łańcuchem. Równania ruchu mają postać:

$$I_A\ddot{\varphi}_A + H[\,][2k(\varphi_A R_{CoA} - q_{1j}) + S_{1A}]R_{1A} +$$

$$- \delta_A H[\,][2k(q_{21} - \varphi_A R_{CoA}) + S_{2A}]R_{2A} = M_A$$

$$m_{21}\ddot{q}_{21} + H[\,][2k(q_{21} - \varphi_A R_{CoA}) + S_{21}] +$$

$$- H[\,][k(q_{22} - q_{21}) + S_{21}] + W_{21} = 0$$

. . . . . .

$$m_{2i}\ddot{q}_{2i} + H[\,][k(q_{2i} - q_{2(i-1)}) + S_{2i}] +$$

$$- H[\,][k(q_{2(i+1)} - q_{2i}) + S_{2i}] + W_{2i} = 0$$

. . . . . .

$$m_{2j}\ddot{q}_{2j} + H[\,][k(q_{2j} - q_{2(j-1)}) + S_{2j}] +$$

$$- H[\,][2k(\varphi_b R_{Cob} - q_{2j}) + S_{2j}] + W_{2j} = 0$$

$$I_b\ddot{\varphi}_b + H[\,][2k(\varphi_b R_{Cob} - q_{2j}) + S_{2b}]R_{2b} +$$

$$- H[\,][2k(q_{11} - \varphi_b R_{cob}) + S_{1b}]R_{1b} = 0$$

$$m_{11}\ddot{q}_{11} + H[\,][2k(q_{11} - \varphi_b R_{Cob}) + S_{11}] +$$

$$- H[\,][k(q_{12} - q_{11}) + S_{11}] + W_{11} = 0$$

. . . . . .

$$m_{1i}\ddot{q}_{1i} + H[\,][k(q_{1i} - q_{1(i-1)} + S_{1i}] +$$

$$- H[\,][k(q_{1(i+1)} - q_{1i}) + S_{1i}] + W_{1i} = 0$$

. . . . . .

$$m_{1j}\ddot{q}_{1j} + H\left[\,\right]\left[k(q_{1j} - q_{1(j-1)} + S_{1j}\right] +$$

$$- H\left[\,\right]\left[2k(\varphi_A R_{CoA} - q_{1j}) + S_{1j}\right] + W_{1j} = 0$$

$$i = 2,3,\ldots,(j-1)$$

$$I_A = I_a + (I_w + I_s + I_r)\,\eta_A i_r^2$$

$$m_{1i} = \frac{L}{j}\left(i_p m_L + c_u m_{ui} + \frac{m_z}{p_z}\right)$$

$$m_{2i} = \frac{L}{j}\left(i_p m_L + \frac{m_z}{p_z}\right)$$

$$w_{1i} = gm_{1i}\left(f_{1i}\,\mathrm{sign}\,\dot{q}_{1i}\cos\gamma_{1i} \pm \sin\gamma_{1i}\right)$$

$$w_{2i} = gm_{2i}\left(f_{2i}\,\mathrm{sign}\,\dot{q}_{2i}\cos\gamma_{2i} \mp \sin\gamma_{2i}\right)$$

$$M_A = \frac{M_n i_r\,\eta_A(\dot{\varphi}_o - i_r\dot{\varphi}_A)}{\dot{\varphi}_o - \dot{\varphi}_n}$$

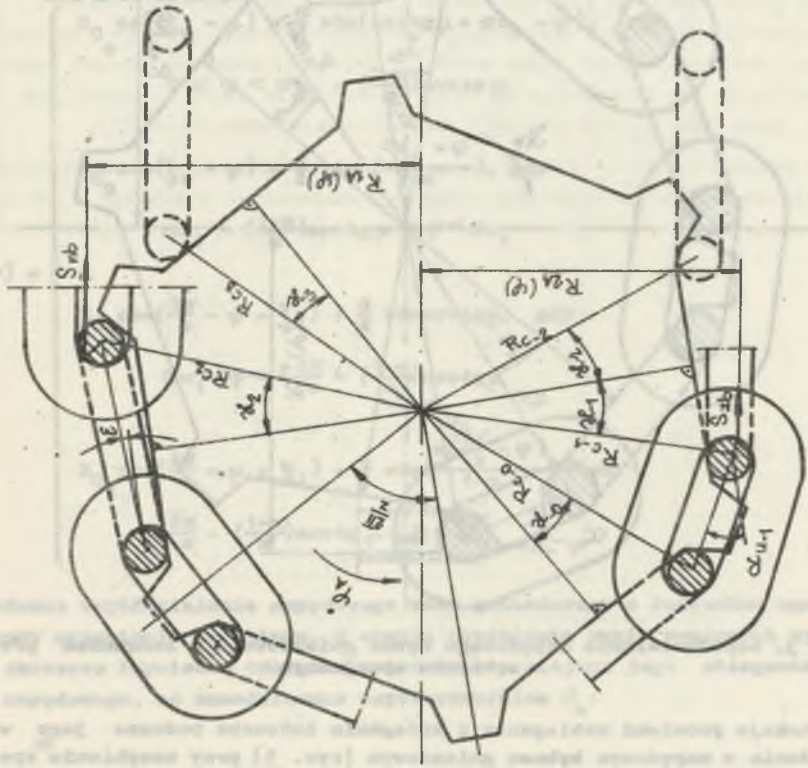
gdzie:

L jest długością zgrzebłowego układu łańcuchowego, i_p - liczbą pasm łańcucha zgrzebłowego, m_L - jednostkową masą łańcucha ogniwowego, m_{ui} - jednostkową masą nosiwa, c_u - współczynnikiem udziału masy nosiwa w drganiach łańcucha zgrzebłowego, m_z - masą zgrzebła, p_z - podziałką zgrzebeł, I_A - zredukowanym momentem bezwładności podukładu napędowego I_a - momentem bezwładności bębna gniazdowego, I_w - momentem bezwładności wirnika silnika elektrycznego, I_s - momentem bezwładności sprzęgła I_r - momentem bezwładności przekładni zębatej zredukowanym na jej wał wejściowy, η_A - sprawnością podukładu napędowego, i_r - przełożeniem przekładni zębatej, M_n - nominalnym momentem obrotowym silnika elektrycznego, $\dot{\varphi}_n$ - nominalną prędkością kątową wirnika silnika elektrycznego, $\dot{\varphi}_o$ - prędkością kątową wirującego pola magnetycznego.

3.1. Modelowanie zazębienia łańcuchowego

Współdziałanie napędowego bębna gniazdowego z łańcuchem zgrzebłowym przy zazębieniu normalnym zamodelowano zmiennymi w czasie obrotu promieniami nabiegania i zbiegania łańcucha (rys. 2). Funkcja promienia nabiegania łańcucha ma postać:

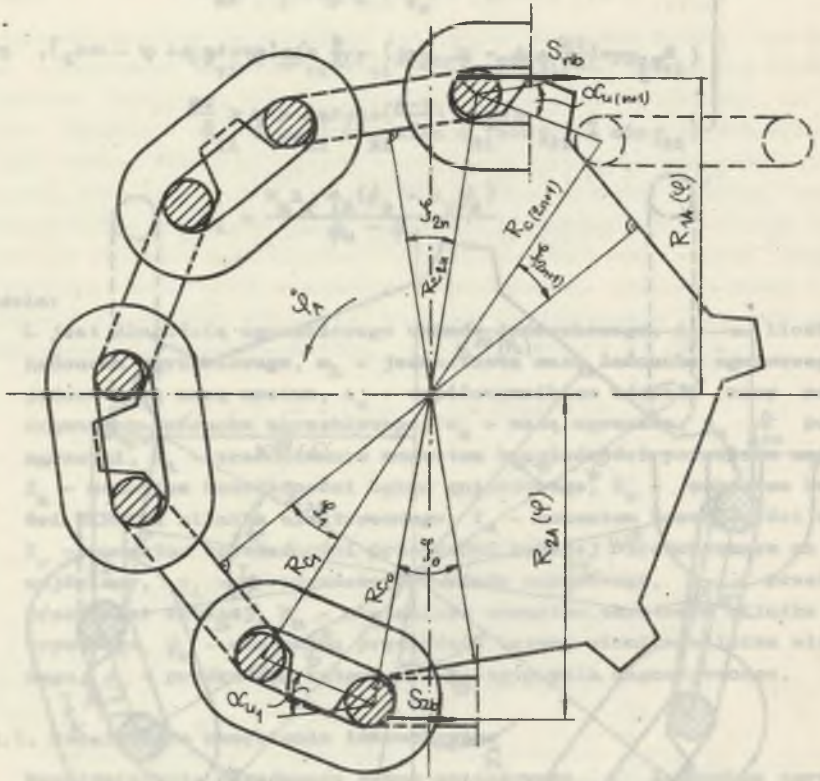
$$R_{1A}(\varphi) = \begin{cases} R_{C_2}\cos(\varkappa_2 + \varepsilon - \varphi) + \frac{d}{2}\sin(\frac{m\varphi}{1-m}), & \text{gdy} \\ \qquad 0 \leqslant \varphi < (\frac{1-m}{m})\operatorname{arctg}\mu \\ R_{C_2}\cos(\varkappa_2 + \varepsilon - \varphi) + \frac{d}{2}\sin\operatorname{arctg}\mu, & \text{gdy} \\ \qquad (\frac{1-m}{m})\operatorname{arctg}\mu \leqslant \varphi < \alpha u_2 \\ R_{C_2}\cos(\frac{2\pi}{z} + \varepsilon - \varkappa_3 - \varphi) + \frac{d}{2}\sin(\frac{\varphi - \alpha u_2}{1-m}), & \text{gdy} \\ \qquad \alpha u_2 \leqslant \varphi < \alpha u_2 + (\frac{1-m}{m})\operatorname{arctg}\mu \\ R_{C_3}\cos(\frac{2\pi}{z} + \varepsilon - \varkappa_3 - \varphi) + \frac{d}{2}\sin(\operatorname{arctg}\mu + \varphi - \alpha u_2), & \text{gdy} \\ \qquad \alpha u_2 + (\frac{1-m}{m})\operatorname{arctg}\mu \leqslant \varphi < \frac{2\pi}{z} \end{cases}$$



Rys. 2. Współdziałanie napędowego bębna gniazdowego z łańcuchem przy zazębieniu normalnym

Nadając kątowi obejmowania napędowego bębna gniazdowego przez łańcuch wartość równą parzystej wielokrotności kąta $\frac{\pi}{z}$, funkcja promienia zbiegania zmienia się według zależności:

$$R_{2A}(\varphi) = \begin{cases} R_{C_{-2}} \cos(\varkappa_{-2} + \varphi - \delta), & \text{gdy } 0 \leq \varphi < \delta \\ R_{C_{-1}} \cos(\varkappa_{-1} - \varphi) + \frac{d}{2} \sin(\alpha u_{-1} - \varphi), & \text{gdy } \delta \leq \varphi < \alpha u_{-1} \\ R_{C_{-0}} \cos(\frac{2\pi}{z} + \delta - \varphi - \varkappa_{-0}), & \text{gdy } \alpha u_{-1} \leq \varphi < \frac{2\pi}{z} \end{cases}$$



Rys. 3. Współdziałanie napędowego bębna gniazdowego z łańcuchem przy zazębieniu specjalnym

Funkcje promieni nabiegania i zbiegania łańcucha podczas jego współdziałania z napędowym bębnem gniazdowym (rys. 3) przy zazębieniu specjalnym (warunki realizacji łańcuchowego zazębienia specjalnego podano w [5]) przyjmują postać:

$$R_{1A}(\varphi) = \begin{cases} R_{C_{2n}} \cos(\zeta_{2n} - \varphi) + \frac{d}{2} \sin\left(\frac{m\varphi}{1-m}\right), \text{ gdy} \\ \qquad 0 \leqslant \varphi < \left(\frac{1-m}{m}\right) \operatorname{arctg} \mu \\ R_{C_{2n}} \cos(\zeta_{2n} - \varphi) + \frac{d}{2} \sin \operatorname{arctg} \mu, \text{ gdy} \\ \qquad \left(\frac{1-m}{m}\right) \operatorname{arctg} \mu \leqslant \varphi < \alpha u_{(n+1)} \\ R_{C_{(2n+1)}} \cos\left(\frac{2\pi}{z} - \varphi - \zeta_{(2n+1)}\right) + \frac{d}{2} \sin\left(\frac{\varphi - \alpha u_{(n+1)}}{1-m}\right), \text{ gdy} \\ \qquad \alpha u_{(n+1)} \leqslant \varphi < \alpha u_{(n+1)} + \left(\frac{1-m}{m}\right) \operatorname{arctg} \mu \\ R_{C_{(2n+1)}} \cos\left(\frac{2\pi}{z} - \varphi - \zeta_{(2n+1)}\right) + \frac{d}{2} \sin(\operatorname{arctg} \mu + \varphi - \alpha u_{(n+1)}), \\ \qquad \text{gdy } \alpha u_{(n+1)} + \left(\frac{1-m}{m}\right) \operatorname{arctg} \mu \leqslant \varphi < \frac{2\pi}{z} \end{cases}$$

$$R_{2A}(\varphi) = \begin{cases} R_{C_0} \cos(\zeta_0 - \varphi) + \frac{d}{2} \sin(\operatorname{arctg} \mu + \alpha u_1 - \varphi), \text{ gdy} \\ \qquad 0 \leqslant \varphi < \alpha u_1 - \left(\frac{1-m}{m}\right) \operatorname{arctg} \mu \\ R_{C_0} \cos(\zeta_0 - \varphi) + \frac{d}{2} \sin\left(\frac{\alpha u_1 - \varphi}{1-m}\right), \text{ gdy} \\ \qquad \alpha u_1 - \left(\frac{1-m}{m}\right) \operatorname{arctg} \mu \leqslant \varphi < \alpha u_1 \\ R_{C_1} \cos\left(\frac{2\pi}{z} - \varphi - \zeta_1\right) + \frac{d}{2} \sin \operatorname{arctg} \mu, \text{ gdy} \\ \qquad \alpha u_1 \leqslant \varphi < \frac{2\pi}{z} - \left(\frac{1-m}{m}\right) \operatorname{arctg} \mu \\ R_{C_1} \cos\left(\frac{2\pi}{z} - \varphi - \zeta_1\right) + \frac{d}{2} \sin\left(\frac{m\left(\frac{2\pi}{z} - \varphi\right)}{1-m}\right), \text{ gdy} \\ \qquad \frac{2\pi}{z} - \left(\frac{1-m}{m}\right) \operatorname{arctg} \mu \leqslant \varphi < \frac{2\pi}{z} \end{cases}$$

Podczas współdziałania napędowego koła gniazdowego z łańcuchem ogniwowym przy zazębieniu normalnym, w chwili wyzębiania ogniw poziomych występuje okresowe impulsowe odciążanie łańcucha w miejscu jego zbiegania z koła napędowego, co zamodelowano współczynnikiem δ_A:

$$\delta_A = \begin{cases} 1, & \text{gdy } 0 \leq \varphi_A < \varepsilon_A + \frac{2\pi n}{z} \wedge \varphi_A > \varepsilon_A + \Delta\varphi_A + \frac{2\pi n}{z} \\ 0, & \text{gdy } \varepsilon_A + \frac{2\pi n}{z} \leq \varphi_A \leq \varepsilon_A + \Delta\varphi_A + \frac{2\pi n}{z} \end{cases}$$

$$n = 0,1,2,3,\ldots$$

Natomiast przy zazębieniu specjalnym $\delta_A = 1$.

4. Określenie minimalnej liczby stopni swobody modelu fizycznego

Minimalną liczbę stopni swobody modelu fizycznego przenośnika zgrzebłowego określono metodą częstości drgań własnych [1], opartą na kryterium zbieżności pierwszej częstości własnej modelu [6]. W tym celu dokonano linearyzacji modelu fizycznego przenośnika zgrzebłowego, która polega na:

- przyjęciu dla dostatecznie małych przemieszczeń kątowych stałych promieni nabiegania i zbiegania łańcucha; jest to pozbycie się nieliniowości typu geometrycznego nie wywierającej wpływu na częstości własne,
- pominięciu tarcia zewnętrznego, które zamodelowane zostało tarciem suchym; założenie takie można uczynić, ponieważ częstości drgań własnych tłumionych tarciem suchym są równe częstościom drgań własnych bez tarcia, przy tych samych masach i sztywnościach właściwych [8].

Na podstawie układu równań ruchu zlinearyzowanego modelu fizycznego uzyskuje się równanie częstości, które przedstawiono w tablicy 1. W równaniu częstości w celu uproszczenia zapisu wprowadzono następujące oznaczenia:

$$F_A = 4k - \frac{I_A \omega^2}{R_{CoA}^2}$$

$$F_{2i} = 3k - m_{2i}\omega^2$$

$$F_{2i} = 2k - m_{2i}\omega^2$$

$$F_{2j} = 3k - m_{2j}\omega^2$$

$$F_b = 4k - \frac{I_b \omega^2}{R_{Cob}^2}$$

$$F_{11} = 3k - m_{11}\omega^2$$

Tablica 1

Równanie częstości

| | | |

$$F_{1i} = 2k - m_{1i}\,\omega^2$$

$$F_{1j} = 3k - m_{1j}\,\omega^2$$

Jako kryterium wyboru liczby j mas skupionych, zastępujących gałęzie łańcucha zgrzebłowego, przyjęto warunek zbieżności pierwszej częstości własnej modelu fizycznego, który zapisano w postaci:

$$\Delta_{1j} = \frac{\omega_{1j} - \omega_{1(j-1)}}{\omega_{1j}} < 0{,}03 \qquad (K)$$

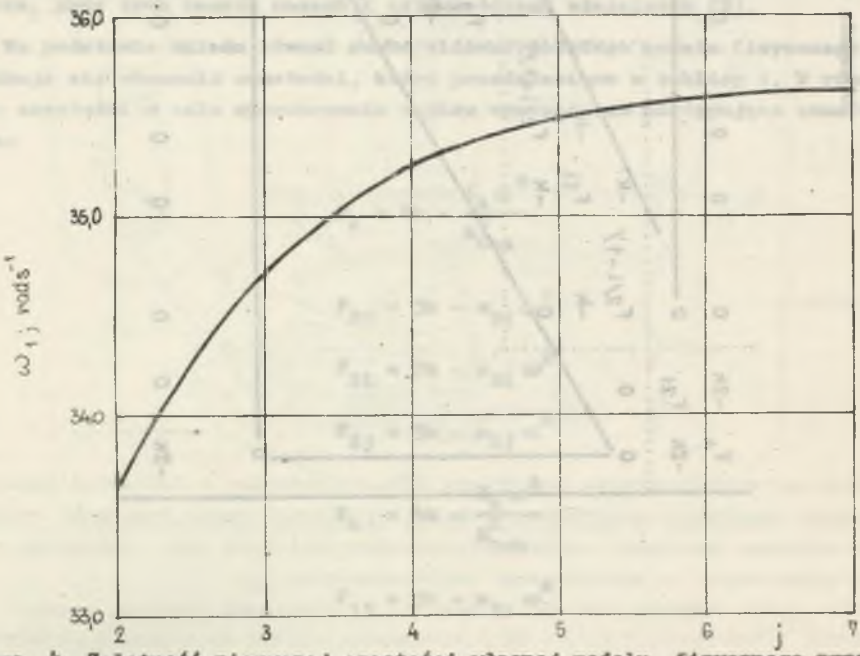
gdzie:

ω_{1j} – pierwsza częstość własna przy liczbie j mas zastępczych gałęzi łańcucha zgrzebłowego,

$\omega_{1(j-1)}$ – pierwsza częstość własna przy liczbie $(j-1)$ mas zastępczych gałęzi łańcucha zgrzebłowego.

Liczbę 0,03 przyjęto na podstawie obowiązującej dokładności technicznej w obliczeniach inżynierskich.

Wykorzystując istniejącą procedurę obliczania wyznacznika, rozwiązano równanie częstości za pomocą emc Odra 1305, dla parametrów masowo-sprężystych przenośnika zgrzebłowego typu GROT. Zmianę pierwszej częstości własnej modelu fizycznego wraz ze wzrostem liczby j ilustruje rys. 4. Dla



Rys. 4. Zależność pierwszej częstości własnej modelu fizycznego przenośnika zgrzebłowego od liczby mas skupionych zastępujących gałęzie łańcucha

j = 4 spełnione zostało kryterium (K). Oznacza to, że każda z gałęzi łańcucha zgrzebłowego, w procesie ich modelowania fizycznego, powinna być zastąpiona czterema masami skupionymi. W rezultacie otrzymano model fizyczny przenośnika zgrzebłowego o dziesięciu stopniach swobody. Wybór takiej liczby stopni swobody jest właściwy, ponieważ widmo odrzuconych częstości własnych nie pokrywa się z widmem częstości sygnałów wzbudzających

5. Zależność amplitudy obciążenia dynamicznego w łańcuchu od napięcia wstępnego

Badania modelowe wpływu napięcia wstępnego na obciążenia dynamiczne w łańcuchu zgrzebłowym przeprowadzono dla parametrów techniczno-ruchowych przenośnika typu GROT (w stanie jego ruchu ustalonego), z uwzględnieniem normalnego i specjalnego zazębienia łańcuchowego. W związku z tym przyjęto następujące warunki początkowe:

$$\varphi_A(0) = \varphi_b(0) = 0$$

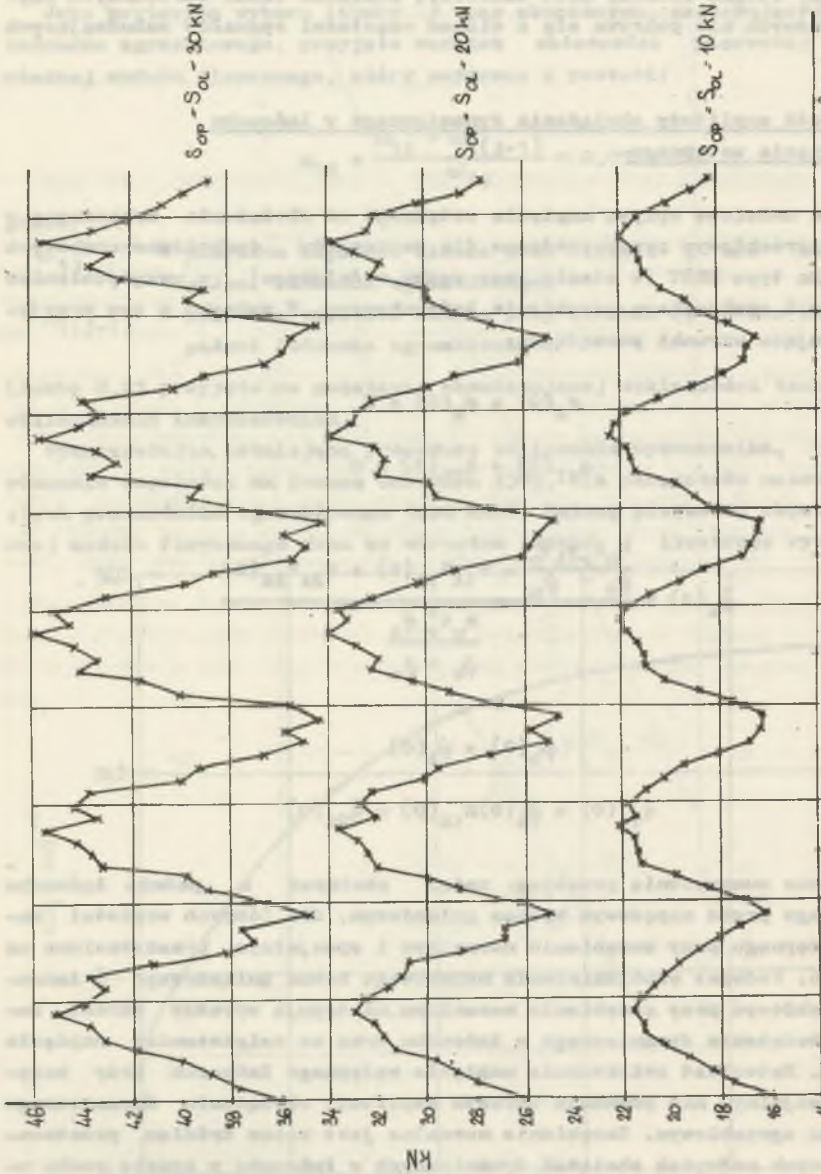
$$q_{1i}(0) = q_{2i}(0) = 0$$

$$\dot{\varphi}_A(0) = \frac{\dfrac{M_n i_r \eta_A \dot{\varphi}_o}{\dot{\varphi}_o - \dot{\varphi}_n} - S_{1A}R_{1A}(0) + S_{2A}R_{2A}(0)}{\dfrac{M_n i_r^2 \eta_A}{\dot{\varphi}_o - \dot{\varphi}_n}}$$

$$\dot{\varphi}_b(0) = \dot{\varphi}_A(0)$$

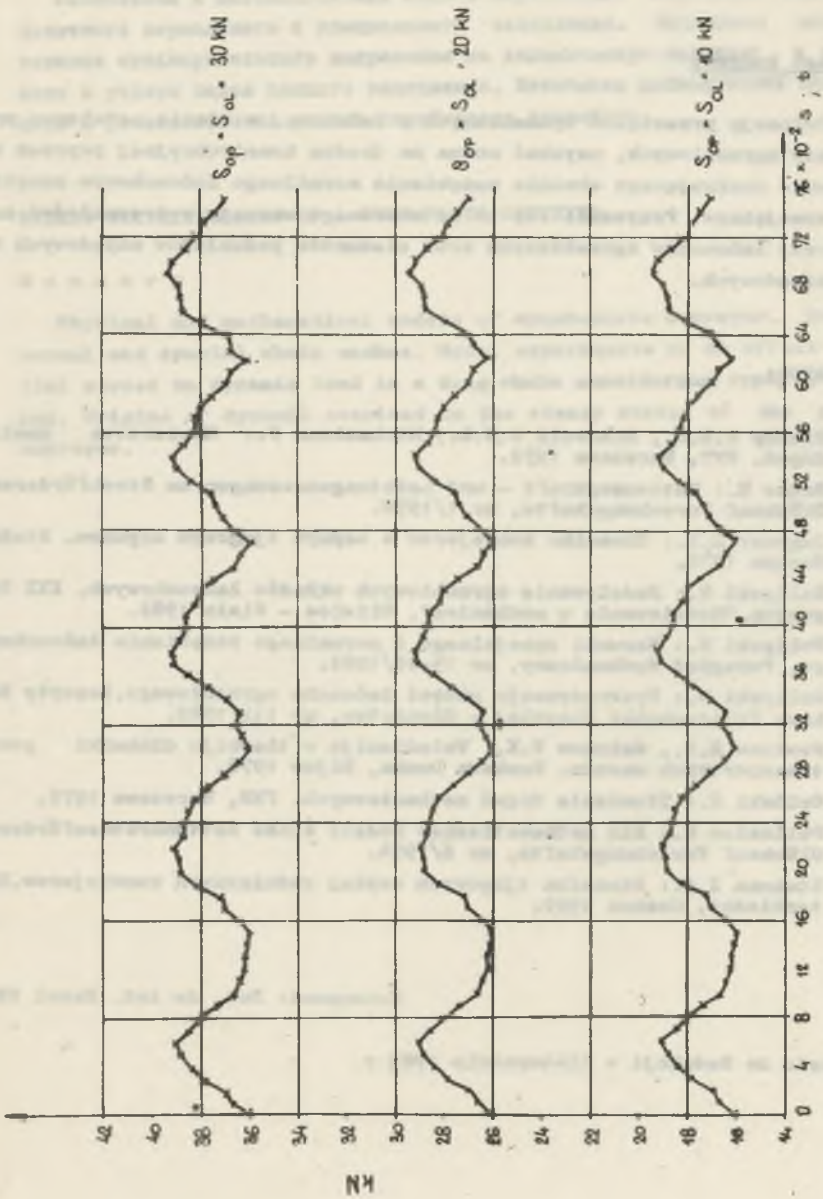
$$\dot{q}_{1i}(0) = \dot{\varphi}_A(0)R_{1A}(0) = \dot{q}_{2i}(0)$$

Obliczone numerycznie przebiegi zmian obciążeń w paśmie łańcucha zgrzebłowego przed napędowym bębnem gniazdowym, dla różnych wartości napięcia wstępnego przy zazębieniu normalnym i specjalnym, przedstawiono na rys. 5 i 6. Podczas współdziałania napędowego bębna gniazdowego z łańcuchem zgrzebłowym przy zazębieniu normalnym następuje wyraźny wzrost amplitudy obciążenia dynamicznego w łańcuchu wraz ze zwiększeniem napięcia wstępnego. Natomiast zwiększanie napięcia wstępnego łańcucha przy zazębianiu specjalnym nie powoduje wzrostu amplitudy obciążenia dynamicznego w łańcuchu zgrzebłowym. Zazębienie normalne jest zatem źródłem powstawania znacznych nadwyżek obciążeń dynamicznych w łańcuchu w czasie ruchu ustalonego przenośnika zgrzebłowego. Związane to jest ze zjawiskiem okresowego impulsowego odciążania łańcucha w miejscu jego zbiegania z napędo-



Rys. 5. Przebiegi zmian obciążeń w łańcuchu zgrzebłowym przed napędowym bębnem gniazdowym, dla różnej wartości napięcia wstępnego, przy zasypieniu normalnym

S_{OP} – napięcie wstępne w paśmie prawym łańcucha, S_{OL} – napięcie wstępne w paśmie lewym łańcucha



Rys. 6. Przebiegi zmian obciążeń w łańcuchu zgrzebłowym przed napędowym bębnem gniazdowym, dla różnej wartości napięcia wstępnego, przy zasobniku specjalnym

wego bębna gniazdowego, występującym w chwili wyzębiania ogniw poziomych. Wartość impulsu odciążania zależy głównie od wartości napięcia wstępnego łańcucha.

6. Uwagi końcowe

Eliminację przeciążeń dynamicznych w łańcuchu, w stanie ustalonym przenośników zgrzebłowych, uzyskać można na drodze konstrukcyjnej poprzez zastąpienie dominującego obecnie zazębienia normalnego łańcuchowym zazębieniem specjalnym. Przyczyni się to do znacznego wzrostu wytrzymałości zmęczeniowej łańcuchów zgrzebłowych oraz elementów podukładów napędowych bębnów gniazdowych.

LITERATURA

[1] Bishop R.E.D., Gladwell G.M.L., Michaelson S.: Macierzowa analiza drgań. WNT, Warszawa 1972.

[2] Bruns H.: Kettenzugkraft - und Leistungsmessungen an Strebförderern. Glückauf Forschungshefte, nr 1/1970.

[3] Cugreev L.I.: Dinamika konwejerow s cepnym tjagowym organom. Niedra, Moskwa 1976.

[4] Dolipski M.: Modelowanie zgrzebłowych układów łańcuchowych. XXI Sympozjum "Modelowanie w mechanice". Gliwice - Wisła 1982.

[5] Dolipski M.: Warunki specjalnego i normalnego zazębienia łańcuchowego. Przegląd Mechaniczny, nr 15-16/1981.

[6] Dolipski M.: Dyskretyzacja gałęzi łańcucha zgrzebłowego. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej - Górnictwo, nr 112/1982.

[7] Nowikow E.E., Smirnow W.K.: Wwiedienije w teoriju dinamiki gornotransportnych maszin. Naukowa Dumka, Kijew 1978.

[8] Osiński Z.: Tłumienie drgań mechanicznych. PWN, Warszawa 1979.

[9] Pollmeier H.: Ein mathematisches Modell eines Kettenkratzerförderers. Glückauf Forschungshefte, nr 6/1974.

[10] Stokman I.G.: Dinamika tjagowych cepiej rudnicznych konwiejerow. Ugletechizdat, Moskwa 1959.

Recenzent: Doc. dr inż. Karol REICH

Wpłynęło do Redakcji w listopadzie 1983 r.

ДИНАМИКА УСТАНОВИВШЕГОСЯ РЕЖИМА СКРЕБКОВОГО КОНВЕЙЕРА

Р е з ю м е

Физическая и математическая модель скребкового конвейера. Моделирование цепочного нормального и специального зацепления. Модельные исследования влияния предварительного напряжения на динамическую нагрузку в скребковой цепи с учётом видов цепного зацепления. Источники динамических напряжений в цепи в установившемся режиме скребкового конвейера.

STEADY STATE DYNAMICS OF A PUSH-PLATE CONVEYER

S u m m a r y

Physical and mathematical models of apush-plate conveyer. Modeling of normal and special chain meshes. Model experiments of an effect of initial stress on dynamic load in a drag chain considering types of chain meshes. Origins of dynamic overload in the steady state of the push-plate conveyer.