ZESZYTY NAUKOWE POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ 1969
Seria: GÓRNICTWO z. 37 Nr kol. 246

JAN RYNIK

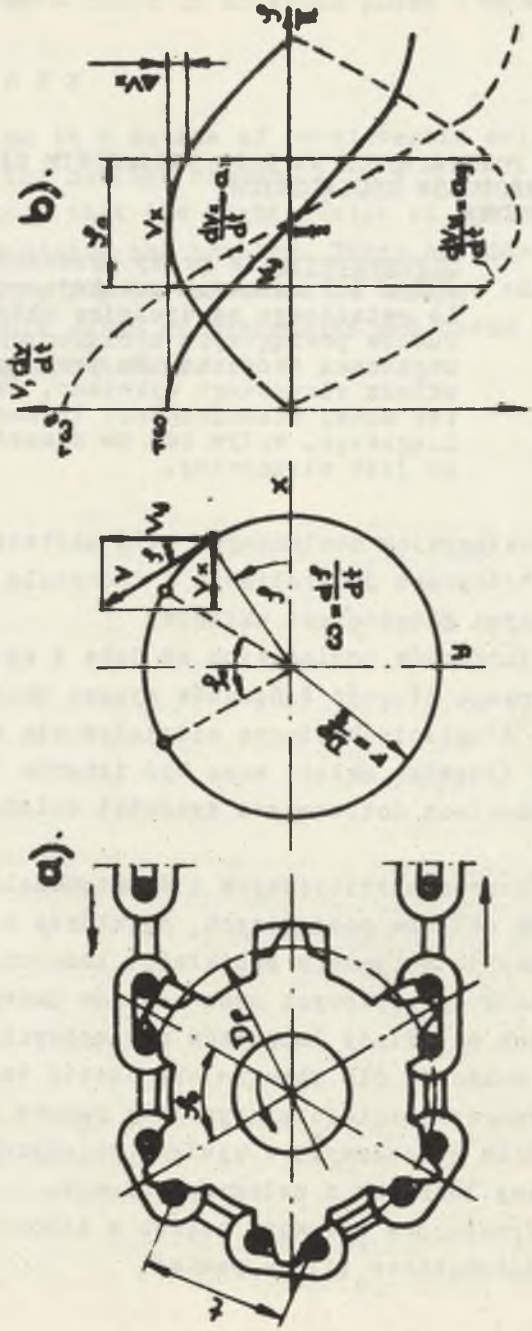
WPŁYW SIŁ MASOWYCH POWSTAJĄCYCH NA KOLE GWIAZDOWYM NA DYNAMIKĘ UKŁADÓW ŁAŃCUCHÓW OBCIĄŻONYCH SIŁĄ UŻYTECZNĄ SKUPIONĄ

Streszczenie. W pracy przeanalizowano wpływ sił masowych powstających na kole gwiazdowym na dynamikę układów łańcuchów pociągowych obciążonych siłą użyteczną skupioną. Na przykładzie układu strugowego wykazano, że na skutek dużej elastyczności łańcucha pociągowego, wpływ ten na dynamikę układu jest nieznaczny.

Układy łańcuchów pociągowych obciążonych siłą użyteczną skupioną stosowane w maszynach do urabiania i ładowania charakteryzują się znacznymi długościami układów.
Wymagane długości łańcuchów pociągowych są duże i np. dla 200 m układu strugowego długość łańcuchów wynosi około 400 m. Przy tak znacznych długościach cięgna oddziaływanie sprężystości łańcucha na dynamikę układu może być istotne i celowym wydaje się w rozważaniach dotyczących dynamiki układów wpływ ten uwzględnić.

Wobec braku opracowań analitycznych i doświadczalnych dynamiki kopalnianych układów pociągowych, niektórzy autorzy rozszerzają opracowania dotyczące przekładni łańcuchowych, krótkich przenośników zgrzebłowych oraz napędów łańcuchów organów urabiających na układy łańcuchów pociągowych. I tak, autorzy pracy [2] zalecają dla strugów obliczanie nadwyżek sił dynamicznych wzorem uwzględniającym siły masowe powstające w łańcuchu na kole gwiazdowym, w wyniku periodycznych zmian promienia współpracy łańcucha z kołem gwiazdowym.
Wzór na nadwyżki dynamiczne cytowany często w literaturze i przypisywany Hanfsztengelowe [1] ma postać:

$$P_d = 3\ m\ a_{max} \tag{1}$$



Rys. 1. Kinematyka współpracy łańcucha ogniwowego z kołem gwiazdowym

a – schemat współpracy łańcucha ogniwowego z kołem gwiazdowym, b – wykresy prędkości i przyspieszeń ogniw łańcucha

gdzie:

m - masa cięgna

$$a_{max} = \frac{dv_x}{dt} = \pm r \omega^2 \sin \frac{\varphi_o}{2} \qquad (2)$$

gdzie:

$v_x = r\omega \sin \varphi$ (rys. 1).

Mnożnik 3 przyjmuje się dla uwzględnienia gwałtownej zmiany przyspieszenia od $+ a_{max}$ do $- a_{max}$.

Powyższą zależność wyprowadzono przy założeniach, że napięcie cięgna w punkcie zbiegania z gwiazdy jest równe 0, a łańcuch uważany jest jako ciało absolutnie sztywne oraz, że cała masa cięgna bierze udział w przyspieszeniu.

Już pobieżna analiza problemu wykazuje, że w układach długich typowych dla kopalnianych układów łańcuchów pociągowych powyższe założenia nie są spełnione.

Wobec zmiennego charakteru obciążeń układu i znacznych długości cięgien dominujący wpływ na kinematykę łańcucha pociągowego wywiera elastyczność łańcucha.

Jak wykazano w dalszej części pracy niejednostajność biegu łańcucha powstająca na kole gwiazdowym nie decyduje o charakterze zmiany prędkości cięgna i przymocowanego do niego organu obciążonego siłą skupioną, a więc również i o powstawaniu sił masowych wynikających ze zmian prędkości łańcucha.

Opory na jakie napotykają organy urabiające maszyn górniczych charakteryzują się dużą zmiennością wynikającą przede wszystkim ze zmienności sumy sił skrawania.

Zmienność obciążenia układu jest przyczyną występowania w cięgnie dużych wahań wielkości sił, które np. w przypadku strugów mogą osiągnąć w krótkich przedziałach czasu (ułamkach sekundy), wartości kilkunastu ton (rys. 2).

Odpowiadające tym siłom wydłużenia elastyczne cięgna ΔL są znaczne i zależą w znacznej mierze od długości cięgna roboczego:

$$\Delta L = \frac{\Delta P \cdot L_x}{E_o} \tag{3}$$

gdzie:

ΔP – zmiana wielkości obciążenia P w przedziale czasu Δt

L_x – długość cięgna roboczego

E_o – sztywność łańcucha

Wydłużenie lub skrócenie cięgna o wielkości ΔL w określonym czasie Δt spowoduje np. na przymocowanym do niego organie zmianę prędkości:

$$\Delta V = \frac{\Delta L}{\Delta t} \tag{4}$$

Podstawiając wartość ΔL ze wzoru (3) do wzoru (4) otrzymano:

$$\Delta V = \frac{\Delta P\, L_x}{\Delta t\, E_o} \tag{5}$$

Jak widać z powyższego wzoru, nierównomierność ruchu cięgna i obciążonego organu wynikająca z elastycznych właściwości cięgna zależy od wielkości zmiany obciążenia ΔP w określonym czasie Δt i od długości cięgna roboczego. Praktycznie tylko ogniwa łańcucha znajdujące się przy kole gwiazdowym, będą miały prędkość średnią wynikającą z kinematyki zazębienia łańcucha z kołem gwiazdowym. Ogniwa dalej usytuowane będą posiadały określoną prędkość wypadkową, na którą w miarę oddalania się od koła napędowego dominujący wpływ będą wywierały zmiany prędkości wywołane zmiennością obciążenia i elastycznością cięgna. Maksymalna zmiana prędkości cięgna występujące na kole gwiazdowym przy obrocie o kąt $\frac{\varphi_o}{2}$ (rys. 1) wynosi:

$$\Delta V_x = r\omega - r\omega \sin\left(90^o - \frac{\varphi_o}{2}\right) = r\omega\left(1 - \cos\frac{\varphi_o}{2}\right) \tag{6}$$

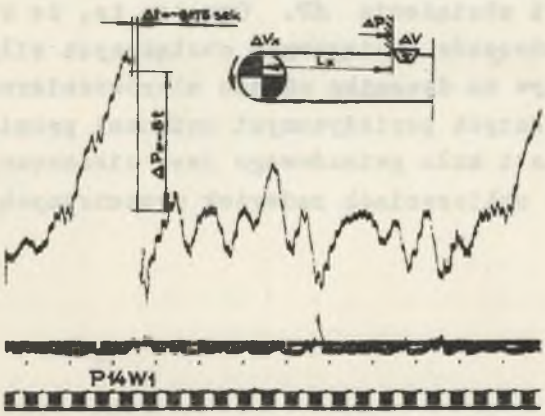
Zmiana prędkości ΔV_x następuje w określonym przedziale czasu:

$$\Delta t = \frac{\varphi_o}{2\omega}$$

Stosunek wielkości zmiany prędkości ΔV wywołanej zmiennością obciążenia ΔP do zmiany prędkości cięgna na kole gwiazdowym ΔV_x w określonym czasie $\Delta t = \frac{\varphi_0}{2\omega}$ wynosi:

$$\frac{\Delta V}{\Delta V_x} = \frac{2\,\Delta P\, L_x}{\varphi_0 r\, E_0\,(1-\cos\frac{\varphi_0}{2})} \tag{7}$$

Dla przykładu posłuży przedstawiony na rys. 2 wycinek z oscylogramu sił w cięgnie roboczym struga SWS-3 zmierzonych przy głowicy w odległości około 120 m od koła napędowego. Dla struga SWS-3 o $z = 6$, $D_p = 0{,}333$ m, $n = 28{,}7$ obr/min. (obroty koła gwiazdowego): $\varphi_0 = \frac{\pi}{3}$ rad. i $\omega = 3$ rad/sek.



Rys. 2. Wycinek z oscylogramu sił pomiarów struga SWS-3

Dla przedziału czasu $\Delta t = \frac{\varphi_0}{2\omega} = 0{,}175$ sek. tj. czasu, w którym występuje na kole zmiana prędkości o wartości ΔV_x mamy na oscylogramie (rys. 2) zmianę wielkości siły: $\Delta P = \sim 8$t.

Dla powyższego przykładu ($L_x = 120$ m) podstawiając do wzoru (16) odpowiednie wartości otrzymamy:

$$\frac{\Delta V}{\Delta V_x} = \sim 22{,}4$$

(w obliczeniach przyjęto $E_0 = 3{,}68 \cdot 10^6$).

Wartości (7) dla P = 8t i dla zakresu L_x : 5÷200 m przedstawiono w tablicy 1

Tablica 1

L_x (m)	200	150	100	50	20	10	5
$\frac{\Delta V}{\Delta V_x}$	37,2	27,9	18,6	9,3	3,7	1,86	0,93

Jak wynika z danych ujętych w tablicy 2, poza przypadkiem bardzo krótkich odcinków cięgna roboczego, decydujące znaczenie dla kinematyki układu mają zmiany prędkości wywołane zmianami wielkości obciążenia ΔP. Oznacza to, że w układach kopalnianych łańcuchów pociągowych obciążonych siłą użyteczną skupioną, wpływ na dynamikę układu nierównomierności ruchu łańcucha wywołanych periodycznymi zmianami promienia współpracy łańcucha i koła gwiazdowego jest nieznaczny i może być praktycznie w obliczeniach nadwyżek dynamicznych pominięty.

LITERATURA

[1] Opolski T. - Elementy urabiające nowoczesnych maszyn górniczych. Wyd. Śląsk, Katowice 1966.

[2] Diemidow P.N. i inni - Ugolnyje strugi. Gosgortiechizdat, 1961.

ВПЛАВЬ СИЛ МАСОВЫХ ПОДНИМАТЕЛЬНЫХ НА ЗВЕЗДНОЙ КОЛЕСЕ НА ДИНАМИКУ СИСТЕМА УПРАЖНОЙ ЦЕПИ НАГРУЖЁННЫХ СИЛОЙ ПОЛЕЗНОЙ СКОПЛЕННОЙ

Р е з ю м е

В работе преанализовано вплавь сил масовых подимательных на зубной колесе на динамику система упражной цепи нагружённых силой полезной скопленной.
Напримере систьема стругавого доказано, же результатом большой гибкостью упражной цепей, вплавь этот на динамику систьема есть назначительный.

INFLUENCE OF FORCES GENERATED IN PASSING ARONND A SPROCKET ON HANLAGE CHAIN SYSTEM DYNAMICS AS THE RESULT OF MACHINE EFFORT

S u m m a r y

In the paper, there is analyzed influence of forces generated in passing around a sprocket on hanlage chain system dynamics as the result of machine effort. This is shown in plongh example, that the forces as above have quite a little influenoe on dynamics of system because of high flexibility of hanlage chain.