ZESZYTY NAUKOWE POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ

Seria: GÓRNICTWO z. 69

Nr kol. 468

Jan RYNIK

ROZKŁAD SIŁ NA KOŁACH GNIAZDOWYCH NAPĘDÓW ŁANCUCHOWYCH MASZYN GÓRNICZYCH

> Streszczenie. W pracy wyprowadzono zależności owreślające rozkład sił na napędowych kołach gniazdowych. Określono dla typowych charakterów zazębienia wielkości nacisków na kole, wywierających decydujący wpływ na proces zużycia gniazd kół napędowych.

1. WSTEP

Rozkład sił działających na kole i wielkość poślizgów występujących między trącymi się powierzchniami zależy od charakteru zazębienia koła z łańcuchem. Badania doświadczalne współpracy łańcucha ogniwowego z kołem gniazdowym [5] wykazały, że decydujący wpływ na współpracę koła gniazdowego z łańcuchem ogniwowym wywiera wartość stosumku podziałek ogniw łańcucha i koła.

W aktualnie stosowanych napędach łańcuchowych maszyn górniczych, współ praca kół gniazdowych z łańcuchami ogniwowymi odbywa się przy stosunku wartości podziałek łańcucha i koła większym od stosunku nominalnego $(\frac{t}{T} > a_n)$ [5].

Problem rozkładu sił na kole dla tego charakteru zazębienia rozpatrywany był na drodze teoretycznej przez Ogłoblina [3] i Czugrejewa [2]. Autorzy tych prac zakładają, że na napędowym kole wszystkie ogniwa przenoszą obciążenie robocze łańcucha. W przyjętym kinematycznym modelu współpracy uwzględniają oni narastające zużycia, wydłużenie podziałek ogniw łańcucha. Pomijają natomiast zużycie i niedokładności wykonania kół zakładając, że są one wykonane według wymiarów nominalnych. Przy takim modelu współpracy, ogniwa poziome układają się ukośnie w gniazdach i część przednia tych ogniw przesuwa się stopniowo, w miarę obrotu koła po grani zębaw kierunku powyżej koła podziałowego. W konsekwencji tych założeń autorzy prac [2, 3] dochodzą do wniosku, że wszystkie ogniwa na kole stale się stykają z zębami koła i przenoszą naciąg roboczy łańcucha.

Charakter współpracy łańcucha z kołem założony przez Ogłoblina i Czugrejewa, ze względu na tolerancję wykonania oraz nierównomierność zużywania się gniazd kół i ogniw łańcucha nie może odzwierciedlać normalnych warunków eksploatacyjnych.

1976

Badania doświadczalne rozkładu sił na kole przeprowadzone przez Bryckiego [1] oraz autora [5] wykazały, że podczas współpracy koła z łańcuchem przy zazębieniu $\frac{1}{T} > a_n$ obciążenie i odciążenie ogniw na kole zasadniczo przebiega tylko w zakresie obrotu koła o kąt odpowiadający podziałce koła: $\Theta = \frac{2\pi}{T} = 2C_v$ (rys. 1). Ogniwa łańcucha znajdujące się na kole, poza zakresem tego kąta, są praktycznie odciążone przy nienapiętej gałęzi biernej łańcucha.

Analizę rozkładu sił na napędowym kole gniazdowym przeprowadzono dla dwóch charakterystycznych typów zazębień:

1) dla zazębienia, przy którym stosunek podziałek łańcucha i koła jest większy od stosunku nominalnego: $\frac{t}{T} > a_n$ (nazywanego często w przekład-niach łańcuchowych zazębieniem normalnym),

2) dla zazębienia, przy którym stosunek podziałek łańcucha i koła jest mniejszy od stosunku nominalnego $\frac{t}{T} < a_n$ (nazywanego często w przekład-niach łańcuchowych zazębieniem specjalnym).

2. ROZKŁAD SIŁ NA NAPĘDOWYM KOLE GNIAZDOWYM PRZY ZAZĘBIENIU NORMALNYM ($\frac{1}{m} > a_n$)

Za wyjściowe położenie w cyklu zazębienia przyjęto moment, kiedy powierzchnia robocza zęba zetknie się z ogniwem poziomym łańcucha (rys.1a). Pełny cykl zazębienia ogniw łańcucha z kołem odpowiadający obrotowi koła gniazdowego o kąt $\frac{2}{2}$, składa się z dwóch charakterystycznych faz. W fazie pierwszej ogniwo poziome "A" osadzone na dnie gniazda koła obraca się względem ogniwa pionowego "B" o kąt $\Theta = C_c^{\circ}$ (rys. 1a). W fazie drugiej znajdujące się na kole ogniwo pionowe "B" obraca się o dalszy kąt $\Theta = c_c^{\circ}$ względem osiadającego na dnie gniazda kolejnego ogniwa poziomego "C" (rys. 1b).

W analizie rozkładu sił na kole przyjęto założenia przyjmowane przez autorów prac dotyczących współpracy kół gniazdowych z łańcuchami drabinkowymi [4, 6] przekładni łańcuchowych, a mianowicie:

1) kierunek siły w nabiegającej gałęzi przyjęto jako niezmienny,

 siły działające na współpracujące ze sobą elementy przyłożone są w punktach styku,

3) pominięto masę ogniw łańcucha,

 pominięto wydłużenie sprężyste ogniw łańcucha, powstające pod wpływem działających na łańcuch sił rozciągających,

5) napięcie schodzącego z koła łańcucha równe jest zero.

Założono ponadto, że współpraca łańcucha z wydłużoną podziałką odbywa się z kołem wykonanym według wymiarów nominalnych. W celu wyznaczenia nacisków P₁ i P₂ ogniwa poziomego na kole ustalono warunki równowagi dla fazy 1 i 2:



Rys. 1. Rozkład sił na kole przy zazębieniu $\frac{t}{T} > a_n$ a - I faza zazębienia, b - II faza zazębienia

faza 1:

Sumy rzutów wszystkich sił na osie X i Y

$$\sum x = 0; \quad -\text{Ssin}(\varphi + \alpha - \theta) + \text{Sfcos}(\varphi + \alpha - \theta) + \text{S}'' \sin(\varphi + \alpha) - P_1 \mu = 0 \quad (1)$$

 $\sum Y = 0; -S\cos(\varphi + \alpha - \theta) - Sf\sin(\varphi + \alpha - \theta) + S''\cos(\varphi + \alpha + P_1 = 0$ (2)

Po rozwiązanju układu równań (1) i (2) i uwzględnieniu kąta obrotu Ø otrzymano:

0 < 0 < %

$$P_{1} = S \frac{\sin\theta + f\cos\theta}{\sin(\alpha_{s} + \varphi) + \mu\cos(\alpha_{s} + \varphi)}, \qquad (3)$$

gdzie:

f - współczynnik tarcia między ogniwami,

μ - współczynnik tarcia ogniw w gniazdach koła.

Ρ.

faza 2:

Sumy rzutów wszystkich sił na osie X i Y:

$$\sum X = 0; \ Ssin(\varphi + \theta) - S_1 sin\varphi - Sfcos(\varphi + \theta) - P_2 cos(\varphi + \alpha) - P_2 \mu sin(\varphi + \alpha) = 0 \quad (4)$$

 $\sum Y = 0; \operatorname{Scos}(\varphi + \theta) - \operatorname{S_1cos}\varphi + \operatorname{Sfsin}(\varphi + \theta) + \operatorname{P_sin}(\varphi + \alpha) - \operatorname{P_sucos}(\varphi + \alpha) = 0 \quad (5)$

Po rozwiązaniu układu równań (4) i (5) i uwzględnieniu kąta obrotu Ø otrzymano:



Rys. 2. Wykresy zmian nacisków ogniw na powierzchnię roboczą zęba w funkcji kąta obrotu

$$P_{2} = S \frac{\sin \theta - f \cos \theta}{\cos \alpha + \mu \sin \alpha}.$$
 (6)

Na rys. 2 przedstawiono wykresy zmian sił P_1 i P_2 w funkcji kąta obrotu Θ . Decydujący wpływ na proces zużycia gniazda koła (powierzchni roboczej zęba) wywiera siła P_1 . Siła P_2 przyjmuje wartość dodatnią dopiero po obrocie koła o kąt $\Theta = \varrho$, tj. kiedy $\varrho = \arctan g$, z przedstawionych ne rys. 3 wykresów widać, że maksymalna siła docisku $P_{1\text{max}}$ maleje wraz ze wzrostem liczby zębów koła i kąta wierzchołkowego zęba φ , rośnie natomiast wraz ze wzrostem wartości współczynników tarcia μ i f.



Rys. 3. Wykresy zmian maksymalnych nacisków P_{1mex} w funkcji liczby zębów koła, nachylenia zęba i współczynnika tarcia

3. ROZKŁAD SIŁ NA NAPĘDOWYM KOLE GNIAZDOWYM PRZY ZAZĘBIENIU SPECJALNYM $(\frac{t}{T} < a_n)$

Przy zazębieniu specjalnym, zarówno w fazie pierwszej jak i w fazie drugiej zazębienia, nachodzące na koło ogniwa poziome układają się bezpośrednio na dnie gniazd. Zetknięcie ogniwa poziomego z powierzchnią roboczą zęba następuje dopiero przed jego wyjściem z zazębienia (rys.4). Współpraca ogniwa z zębem koła odbywa się zasadniczo tylko w zakresie obrotu koła o kąt 200

Zużycie gniazd koła, polegające głównie na wycieraniu się den gniazd, występuje zasadniczo w momencie poślizgów ogniw łańcucha na kole. Raptowne poślizgi ogniw poziomych łańcucha po dnach gniazd w kierunku przeciwnym do kierunku obrotu koła występują w momencie wyjścia z zazębienia ogniwa poziomego "A" i trwają do momentu zetknięcia się z powierzchnią roboczą zęba kolejnego ogniwa poziomego "B" (rys. 4).

Zużycie gniazd kół i ogniw łańcucha, a tym samym i straty energetyczne występujące na kole, zależą w głównej mierze od rozkładu sił w poszczególnych gniazdach koła w momencie poślizgu łańcucha i od wartości tego poślizgu. Celem uproszczenia analizy rozkładu sił na kole pominięto siły tarcia działające między ogniwami napiętego na kole konturu łańcucha w czasie poślizgu łańcucha na kole. Siły te nie wpływają zasadniczo na charak-



Rys. 4. Rozkład sił na kole przy zazębieniu $\frac{t}{T} < a_n$ a - koła o parzystej liczbie zębów, b - koła o nieparzystej liczbie zębów ter rozkładu sił na kole, powiększają one nieco naciski ogniw w gniazdach woła.

Rozkład sił na kole dla parzystej i nieparzystej liczby zębów koła przedstawiono na rys. 4.

3.1. hozkład sił w gniazdach kół o parzystej liczbie zębów

Sumy rzutów wszystkich sił na osie X i Y w gnieździe pierwszym ko ła (rys. 4a):

$$\sum x = 0; P'_{1}\mu + P''_{1}\mu + S_{1}\cos\alpha - S\cos\alpha = 0$$
(7)

$$\sum l = 0; \quad P'_1 + P''_1 - S_1 \sin \alpha - S \sin \alpha = 0$$
 (8)

Po rozwiązaniu uzładu równań (7), (8), otrzymano:

$$S_1 = S \frac{1 - \mu t_{EQ}}{1 + \mu t_{EQ}}$$
(9)

$$P'_{1} + P''_{1} = S \frac{2 \sin \alpha}{1 + \mu t g \alpha}$$
(10)

Podobnie dla gniazda drugiego:

$$S_{2} = S_{1} \frac{1 - \mu t g \alpha}{1 + \mu t g \alpha} = S \left(\frac{1 - \mu t g \alpha}{1 + \mu t g \alpha} \right)^{2}$$
(11)

$$\frac{p'}{2} + P''_{2} = S_{1} \cdot \frac{2 \sin \alpha}{1 + \mu t_{g} \alpha} = S \frac{2 \sin \alpha}{1 + \mu t_{g} \alpha} \cdot \frac{1 - \mu t_{g} \alpha}{1 + \mu t_{g} \alpha}$$
(12)

 $P_{2}' + P_{2}'' = (P_{1}' + P_{1}'') \frac{1 - \mu t_{z} \alpha}{1 + \mu t_{z} \alpha_{z}}$ (13)

Dla ostatniego gniazda będącego w zazębieniu z ogniwami łańcucha:

$$S_{k} = S \left(\frac{1 - \mu t g q}{1 + \mu t g q} \right)^{K}, \qquad (14)$$

gdzie:

k - ilość gniazd koła współpracujących z łańcuchem w momencie poślizgu łańcucha (k = $\frac{z}{2}$),

$$P'_{k} + P''_{k} = 2S \cdot \frac{\sin \alpha}{1 + \mu t g \alpha} \cdot \left(\frac{1 - \mu t g \alpha}{1 + \mu t g \alpha}\right)^{k-1}.$$
 (15)

Suma sił nacisków działających na gniazda koła c parzystej liczbie zębów wynosi:

$$P_{calk} = \sum_{i=1}^{k} P_{i} = 2S \cdot \frac{\sin \alpha}{1 + \mu t g \alpha} \sum_{i=1}^{k} \left(\frac{1 - \mu t g \alpha}{1 + \mu t g \alpha} \right)^{i-1}$$
(10)

gdzie:

i - kolejne gniazdo koła.

3.2. Rozkład sił w gniazdach o nieparzystej liczbie zębów

Sumy rzutów wszystkich sił na osie X i Y w pierwszym gnieździe .oła (rys. 4b):

$$\sum X = 0; \quad P'_{1} \omega + P''_{1} \omega + S_{1} \cos \alpha - S = 0$$
(17)

$$\sum' Y = 0; P'_{1} + P''_{1} - S_{1} \sin \alpha = 0$$
 (18)

137

Po rozwiązaniu układu równań (17) i (18), otrzymano:

$$S_1 = \frac{S}{\cos \alpha} \cdot \frac{1}{1 + \mu t g \alpha}$$
(19)

$$P'_1 + P''_1 = S \frac{tga}{1 + actga}$$
 (20)

Podobnie dla gniazda drugiego: Ka

$$S_2 = \frac{S}{\cos \alpha} \frac{1 - \mu t g \alpha}{(1 + \mu t g \alpha)^2}$$
(21)

$$P'_{2} + P''_{2} = 2 S tga \frac{1}{(1 + \mu tga)^{2}}$$
 (22)

Dla ostatniego gniazda będącego w zazębieniu z ogniwami łańcucha:

5

$$S_{k} = \frac{S}{\cos \alpha} \cdot \frac{(1 - \mu t g \alpha)^{k-1}}{(1 + \mu t g \alpha)^{k}}, \qquad (23)$$

gdzie:

$$k=\frac{z+1}{2},$$

$$P'_{k} + P''_{k} = \frac{2S \tan \alpha}{(1 + \mu t g \alpha)^{2}} \left(\frac{1 - \mu t g \alpha}{1 + \mu t g \alpha}\right)^{k-2}$$
(24)

Suma nacisków w gniazdach wynosi:

$$P_{c} = P_{1} + \sum_{i=2}^{k} P_{i}$$
 (25)

Po podstawieniu zależności (20), (22), (24), (25) i przekształceniu, otrzymano:

$$P_{c} = S \frac{tg\alpha}{1 + \mu tg\alpha} \left\{ 1 + \frac{2}{1 + \mu tg\alpha} \left[\sum_{i=2}^{k} \frac{1 - \mu tg\alpha}{1 + \mu tg\alpha} \right] \right\}$$
(26)

Moment sił tarcia względem osi obrotu koła wynosi:

$$M_{t} = \sum_{i=1}^{K} T \cdot b = P_{c} \cdot \mu \cdot b,$$
 (27)

gdzie:

b - odległość dna gniazda od osi obrotu koła.

Stosunek momentów sił tarcia i momentów sił oporu względem osi obrotu koła wyniesie:

$$\frac{M_{t}}{M} = \frac{2 P_{c} \cdot \mu \cdot b}{S D_{p}},$$
(28)

gdzie:

Na rys. 5 przedstawiono wykresy zmian wartości sumy nacisków na kole i stosunków momentów sił tarcia w funkcji liczby zębów kół, dla $\mu = 0,3$ i $\mu = 0,5$.

 $M = S \frac{D}{2}.$





Jak widać różnice wartości nacisków i momentów sił tarcia, występujące przy parzystej i nieparzystej liczbie zębów, maleją wraz ze wzrostem liczby zębów kół. Wartość współczynnika tarcia wywiera istotny wpływ, zarówno na wartość nacisków jak i na wartość momentu sił tarcia.

Przy zazębieniu specjalnym (rys. 5b) znaczny udział w momencie obrotowym przenoszonym przez koło napędowe ma sprzężenie cierne pomiędzy ogni-

J. Rynik

wami łańcucha a kołem (procentowy udział sprzężenia ciernego dla z = 9 i #= 0,5 wynosi około 70%).

Porównując rozkład sił przy zazębieniu specjalnym i zazębieniu normalnym widać (rys. 2, rys. 5a), że w czasie poślizgu ogniw na kole suma nacisków roboczych występujących na kole przy zazębieniu specjalnym przewyższa znacznie wartość nacisków występujących przy zazębieniu normalnym. I tak np. przy z = 6 i 44 = 0,4. suma nacisków przy zazębieniu specjalnym jest o około 2 razy większa od nacisków przy zazębieniu normalnym. Jest to spowodowane tym, że przy zazębieniu specjalnym wszystkie ogniwa łańcucha znajdujące się na kole przenoszą napięcie robocze łańcucha.

4. WNIOSKI

 Rozkład sił na napędowym kole gniazdowym zależy od wartości stosunku podziałek łańcucha i koła, liczby zębów, kształtu powierzchni roboczej gniazda i współczynnika tarcia między trącymi się powierzchniami ślizgowymi.

2. Przy zazębieniu specjalnym $(\frac{\tau}{T} < a_n)$ decydujący udział w momencie obrotowym przenoszonym przez koło napędowe ma sprzężenie cierne pomiędzy ogniwami łańcucha a kołem. Przy zazębieniu normalnym $(\frac{t}{T} > a_n)$ natomiast, decydujący udział w momencie obrotowym przenoszonym przez koło ma sprzężenie kształtowe pomiędzy wchodzącym w zazębienie ogniwem czynnym i powierzchnią roboczą zęba koła.

LITERATURA

- [1] Brycki B.: Analiza doświadczalna współpracy łańcucha pierścieniowego z kołem gniazdowym. Praca doktorska. AGH Kraków 1965.
- [2] Czugrejew L.I.: Usilija ot zwiezdoczek k zwienam tiagowoj ciepi konwiejerow. Gornyje Maszyny i Awtomatika nr 9-10, Moskwa 1970.
- [3] Ogłoblin W.D.: K teorii cepnogo zaceplenija gornych maszyn pri kontakti zwiena cepi z zubom i granicu priwodnoj zwiezdoczki. Izwiestia wysazych uczebnych zawiedenij. Gornyj Żurnał nr 7, 1967.
- [4] Rachner A.G.: Stahlgelenkketten und Kettentriebe. Springer Verlag, Berlin 1962.
- [5] Rynik J.: Charakter i przebieg współpracy kół gniazdowych i łańcuchów ogniwowych. Zeszyty Naukowe Politechniki Sląskiej. Górnictwo zeszyt nr 68.
- 6 Worobiew N.W.: Cepnyje pieredaczi. Maszgiz, Moskwa, 1962.

140

Rozkład sił na kołach gniazdowych napędów

РАСПРЕДЕЛЕНИЕ УСИЛИЙ НА ЗВЕЗДОЧКАХ ЦЕПНЫХ ПРИВОДОВ ГОРНЫХ МАШИН

Резъме

В работе сделано вывод зависимости определяющих распределение усллий на приводных звездочках. Для типовых характеров зацепления определено значения давлений на звездочке, которые действительно влияют на износ гнезд приводных звездочек.

THE DISTRIBUTION OF FORCES ON THE SEAT WHEELS OF THE CHAIN DRIVES OF MINING MASCHINES

Summary

In this paper, the dependences characterizing the distribution of forces of the drive seat wheels were derived. They determined the value of pressure on the wheel for the typical indent characterictics essentially influencing the wear process of the drive wheel seats.