

INTERNATIONAL CONFERENCE: DYNAMICS OF MINING MACHINES  
DYNAMACH 89

Stanisław MIKUŁA

Józef SUCHOŃ

Instytut Mechanizacji Górnictwa  
Politechnika ŚląskaPRZYCZYNY NIERÓWNOMIERNOŚCI ROZKŁADU OBCIĄŻEŃ NAPĘDÓW STRUGÓW WĘGLOWYCH  
I PRZENOŚNIKÓW ZGRZEBŁOWYCH

**Streszczenie.** W pracy przedstawiono zależności określające obciążenia napędów strugów węglowych i przenośników zgrzeblowych w funkcji ich charakterystyk oraz w funkcji podziałki ogniw łańcucha, które współpracują z kołami napędowymi. Dokonano obliczeń numerycznych wpływu tych parametrów na rozkład obciążeń napędów w strugu GS 34/4 firmy Westfalia-Lunen i porównano te wyniki z wynikami pomiarów dokonanymi na tym strugu.

## 1. WSTĘP

W górnictwie węglowym powszechne zastosowanie znajdują przenośniki zgrzeblowe oraz strugi. Najczęściej maszyny te są wyposażone w dwa napędy usytuowane na ich końcach. W przypadku przenośników zgrzeblowych napędy te w zależności od potrzeb mogą być wyposażone w dwa lub tylko jeden zespół napędowy. W skład zespołu napędowego wchodzi zwykle silnik elektryczny, sprzęgło hydrokinetyczne i przekładnia zębata. Jeśli silnik napędowy jest wielobiegowy, to zachodzi konieczność wyeliminowania sprzęgieł hydrokinetycznych, ponieważ sprzęgła te mają charakterystyki bardzo silnie uzależnione od obrotów  $n$ , przy czym w przypadku momentu mamy do czynienia z funkcją  $M = f(n^2)$ , a w przypadku mocy  $N = f(n^3)$ . Z praktyki wiemy, że napędy te mogą być obciążone w sposób nierównomierny. Za jedną z podstawowych przyczyn tego stanu rzeczy uważa się niezgodność charakterystyk mechanicznych, silników i sprzęgieł hydrokinetycznych. Istnieje wiele prac określających wpływ tych charakterystyk na rozkład obciążeń napędów [1, 2]. Znane są też prace uwzględniające różnicę napięć zasilania silników elektrycznych [2]. W ostatnich latach pojawiły się też prace zwracające uwagę na wpływ zróżnicowania podziałek łańcucha współpracujących z kołami napędowymi [1, 3]. Problem ten ujawnił się obecnie bardzo wyraźnie nie tylko z tego powodu, iż w napędach wielobiegowych eliminuje się sprzęgła hydrokinetyczne, przez co charakterystyka mechaniczna napędu staje się bardziej

sztynna, ale również i z tej przyczyny, że silniki stosowane do tych napędów mają coraz większą moc, a wtedy również i ich charakterystyki są sztywniejsze.

Niestety zagadnienie to jest wśród inżynierów bardzo mało znane i niedoceniane. Powoduje to niejednokrotnie znaczne trudności ruchowe i awarie, którym trudno jest zapobiegać bez znajomości istoty problemu.

## 2. ANALIZA WPŁYWU ODCHYLEK PODZIAŁEK OGNIW ŁAŃCUCHA I CHARAKTERYSTYK NAPĘDÓW NA ROZKŁAD OBCIĄŻEŃ NAPĘDÓW STRUGÓW WĘGLOWYCH I PRZENOŚNIKÓW ZGRZEBŁOWYCH

Moment rozwijany przez silnik elektryczny określa zależność

$$M_s = \frac{M_{ns}}{s_{ns}} \cdot s_s, \quad (1)$$

moment przenoszony przez sprzęgło hydrokinetyczne określa zależność

$$M_h = \frac{M_{nh}}{s_{nh}} \cdot s_h, \quad (2)$$

gdzie:

- $M_s, M_h$  - momenty silnika i sprzęgła hydrokinetycznego, N · m,
- $M_{ns}, M_{nh}$  - momenty nominalne silnika i sprzęgła hydrokinetycznego, N · m,
- $s_s, s_h$  - poślizgi względne silnika i sprzęgła hydrokinetycznego,
- $s_{ns}, s_{nh}$  - nominalne poślizgi względne silnika i sprzęgła hydrokinetycznego.

Jeśli z zespołu napędowym znajduje się sprzęgło hydrokinetyczne, to prędkość kątową wału turbinowego sprzęgła określa się zależnością:

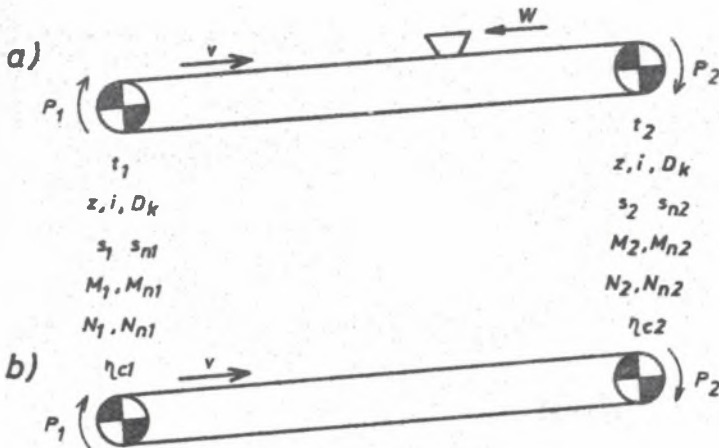
$$\omega_h = \omega_s \cdot (1 - s_h) = \omega_o \cdot (1 - s_s) \cdot (1 - s_h) = \omega_o \cdot (1 - s_s - s_h) + \omega_o \cdot s_s \cdot s_h \quad (3)$$

Ponieważ w zależności (3) drugi składnik jest wielkością o dwa rzędy mniejszą od pierwszego, więc po podstawieniu, że  $s_s + s_h = s$ , otrzymuje się ostatecznie

$$\omega_h = \omega_o \cdot (1 - s), \quad (4)$$

przy czym

- $\omega_o, \omega_g, \omega_h$  - prędkości kątowe pola wirującego silnika, wirnika silnika oraz części wtórnej sprzęgła hydrokinetycznego, radianów na sekundę,
- s - poślizg względny zespołu silnik elektryczny plus sprzęgło hydrokinetyczne.



Rys. 1. Schematy układów napędowych  
a - struga, b - przenośnika

Jeśli strug lub przenośnik zgrzeblowy z dwoma zespołami napędowymi rozmieszczonymi na końcach napędzane są przez dwa napędy jak na rys. 1, gdzie:

- z - liczba zębów w kołach napędowych,
- i - przełożenie przekładni zębatych,
- $D_k$  - średnica podziałkowa koła łańcuchowego, m,
- $t_1, t_2$  - średnia podziałka ogniw łańcucha współpracującego w danym momencie z obydwooma kołami łańcuchowymi, m,
- $\eta_{c1}, \eta_{c2}$  - sprawności całkowite obu napędów,
- $s_{n1}, s_{n2}$  - nominalne poślizgi względne obu zespołów napędowych  
 $s_n = s_{ns} + s_{nh}$ ,
- $M_{1k}, M_{2k}$  - momenty obrotowe na kołach łańcuchowych rozwijane przez oba napędy, N · m

- $M_1, M_2$  - momenty na wałach turbinowych sprzęgieł hydrokinetycznych, N · m,  
 $M_{n1}, M_{n2}$  - momenty nominalne na wałach turbinowych sprzęgieł hydrokinetycznych, N · m,  
 $P_1, P_2$  - siły obwodowe na kołach łańcuchowych rozwijane przez oba napędy, N,  
 $N_1, N_2$  - moce silników obu napędów, kW,  
 $N_{n1}, N_{n2}$  - nominalne moce silników obu napędów, kW,  
 $W$  - sumaryczne opory ruchu obu napędów, N,

to przy znanych poślizgach względnych zespołów napędowych  $s_1$  i  $s_2$  momenty rozwijane przez silniki (równe momentom na wałach turbinowych sprzęgieł) określają zależności:

$$M_1 = \frac{M_{n1}}{s_{n1}} \cdot s_1 \quad (5)$$

$$M_2 = \frac{M_{n2}}{s_{n2}} \cdot s_2 \quad (6)$$

moce silników obu napędów:

$$N_1 = \frac{N_{n1}}{s_{n1}} \cdot s_1 \cdot (1 - s_1)\omega_0 \quad (7)$$

$$N_2 = \frac{N_{n2}}{s_{n2}} \cdot s_2 \cdot (1 - s_2)\omega_0 \quad (8)$$

Sumaryczne opory ruchu  $W$  pokonywane są przez siły  $P_1$  i  $P_2$ , czyli:

$$W = P_1 + P_2 \quad (9)$$

Momenty obrotowe na kołach łańcuchowych obu napędów wyniosą:

$$M_{1k} = P_1 \cdot \frac{D_k}{2} = \frac{M_{n1}}{s_{n1}} \cdot s_1 \cdot i \cdot \mathcal{Z}_{c1} \quad (10)$$

$$M_{2k} = P_2 \cdot \frac{D_k}{2} = \frac{M_{n2}}{s_{n2}} \cdot s_2 \cdot i \cdot \mathcal{Z}_{c2} \quad (11)$$

Zamknięty kontur łańcuchowy oięgna łańcuchowego wymusza równą prędkość oięgna łańcuchowego na obu kołach napędowych, czyli [1]:

$$\omega_0 \cdot (1-s_1) \cdot \frac{z}{2 \cdot \pi \cdot i} \cdot 2 \cdot t_1 = \omega_0 \cdot (1-s_2) \cdot \frac{z}{2 \cdot \pi \cdot i} \cdot 2 \cdot t_2 \quad (12)$$

Zależność (12) po uproszczeniu i przekształceniu można napisać w postaci:

$$\frac{t_1}{t_2} = \frac{(1-s_2)}{(1-s_1)} \quad (13)$$

lub:

$$s_2 = 1 - \frac{t_1}{t_2} (1-s_1) \quad (14)$$

Korzystając z zależności (9), (10) i (11) otrzymuje się:

$$W \cdot \frac{D_k}{2} = M_{1k} + M_{2k} = \frac{M_{n1}}{s_{n1}} \cdot s_1 \cdot i \cdot \eta_{c1} + \frac{M_{n2}}{s_{n2}} \cdot s_2 \cdot i \cdot \eta_{c2} \quad (15)$$

Podstawiając zależność (14) do (15) otrzymuje się wyrażenie:

$$s_2 = 1 - \frac{t_1}{t_2} \left[ 1 - \frac{\frac{P \cdot D_k}{2} - \frac{M_{n2}}{s_{n2}} \cdot (1 - \frac{t_1}{t_2}) \cdot i \cdot \eta_{c2}}{\frac{M_{n1}}{s_{n1}} \cdot i \cdot \eta_{c1} + \frac{M_{n2}}{s_{n2}} \cdot \frac{t_1}{t_2} \cdot i \cdot \eta_{c2}} \right] \quad (16)$$

Miara nierównomierności rozkładu obciążeń obu napędów może być stosunek momentów lub mocy. Jeżeli chodzi o momenty, to stosunek ten wyniesie:

$$\frac{M_{1k}}{M_{2k}} = \frac{\frac{M_{n1}}{s_{n1}} \cdot s_1 \cdot i \cdot \eta_{c1}}{\frac{M_{n2}}{s_{n2}} \cdot s_2 \cdot i \cdot \eta_{c2}} = \frac{k}{1 - \frac{t_1}{t_2} (1-k)} \cdot \frac{M_{n1} \cdot \eta_{c1} \cdot s_{n2}}{M_{n2} \cdot \eta_{c2} \cdot s_{n1}} \quad (17)$$

gdzie:

$$k = \frac{\frac{W \cdot D_k}{2 \cdot i} - \frac{M_{n2}}{s_{n2}} \cdot (1 - \frac{t_1}{t_2}) \cdot \eta_{c2}}{\frac{M_{n1}}{s_{n1}} \cdot \eta_{c1} + \frac{t_1 \cdot M_{n2}}{t_2 \cdot s_{n2}} \cdot \eta_{c2}} \quad (18)$$

Stosunek mocy obu napędów określić można wychodząc z zależności:

$$N_1 = \frac{N_{n1}}{s_{n1}} s_1 \cdot (1 - s_1) \cdot \omega_0 \quad (19)$$

$$N_2 = \frac{N_{n2}}{s_{n2}} s_2 \cdot (1 - s_2) \cdot \omega_0 \quad (20)$$

Podobne rozważania można również przeprowadzić dla przypadku dwunapędowych przenośników zgrzebłowych wyposażonych łącznie w trzy lub cztery zespoły napędowe. Różnica polegać będzie na tym, że w wyrażeniach na  $M_{1k}$  oraz  $M_{2k}$  znajdują się dodatkowe składniki wyrażające momenty obrotowe pochodzące od drugiego zespołu napędowego w danym napędzie. Rozważania te nie będą tu jednak przedstawione, gdyż wpływ odchyłek podziałek ogniw łańcucha i charakterystyk napędów na rozkład obciążeń w tych napędach można dostatecznie prześledzić na już wyprowadzonych zależnościach.

Dokonano tego na przykładzie struga węglowego ślizgowo-szponowego GS-34/4 firmy Westfalia-Lünen, pracującego w oddziale G5 w ścianie V-N-E1 w pokładzie 624 w KWK "Ryduktowy". W strugu tym obserwowano niepokojące zjawisko bardzo nierównomiernego rozdziału obciążenia napędów. Bezpośrednio obserwowano to zjawisko w kabinie operatora struga na amperomierzach włączonych w układy elektryczne napędu górnego i dolnego.

Nierównomierność rozkładu obciążeń obu napędów występowała szczególnie przy jeździe szybkiej struga, ( $v_g = 1,76$  m/s). Przy mniejszej prędkości ( $v_g = 0,57$  m/s) zjawisko to występowało ze znacznie mniejszą intensywnością. Zauważono też, że przy biegu jałowym struga nierównomierność rozkładu obciążeń napędów była mniejsza niż przy normalnej pracy, w czasie której przy  $v_g = 1,76$  m/s pobór prądu jednego silnika na drodze głowicy od jednego napędu do drugiego zmieniał się od kilkunastu do około 200 A. W tym samym czasie drugi z silników zmieniał pobór prądu w podobnym zakresie, lecz w przeciwnym kierunku.

W celu określenia wpływu podziałek łańcucha oraz charakterystyk silników na rozkład obciążeń napędów struga oraz zweryfikowania ich z charakterem zmian obciążeń napędów dokonano szeregu obliczeń, przyjmując następujące dane z dokumentacji technicznej struga GS-34/4:

- moce nominalne obu silników

$$N_{nm} = 65 \text{ kW} \quad \text{przy prędkości struga } v_m = 0,57 \text{ m/s}$$

$$N_{nd} = 200 \text{ kW} \quad \text{przy prędkości struga } v_d = 1,76 \text{ m/s}$$

- obroty silników przy obciążeniu nominalnym

$$n_{nm} = 490 \text{ min}^{-1} \quad \text{przy } v_m = 0,57 \text{ m/s,}$$

$$n_{nd} = 1480 \text{ min}^{-1} \quad \text{przy } v_d = 1,76 \text{ m/s,}$$

- obroty synchroniczne silników

$$n_{om} = 500 \text{ min}^{-1} \text{ przy } v_m = 0,57 \text{ m/s,}$$

$$n_{od} = 1500 \text{ min}^{-1} \text{ przy } v_d = 1,76 \text{ m/s,}$$

przełożenie przekładni obu napędów  $i = 24,4$ ,

średnica podziałowa kół łańcuchowych  $D_k = 567 \text{ mm}$ .

Z podanych danych można określić dalsze parametry, czyli:

- poślizgi nominalne obu silników,

$$s_{nm} = \frac{n_{om} - n_{nm}}{n_{om}} = \frac{500 - 490}{500} = 0,02$$

$$s_{nd} = \frac{n_{od} - n_{nd}}{n_{od}} = \frac{1500 - 1480}{1500} = 0,0133,$$

- nominalne momenty obrotowe silników

$$M_{nm} = 9550 \frac{N}{n} = 9550 \frac{65}{490} = 1269 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{nd} = 9550 \frac{N}{n} = 9550 \frac{200}{1480} = 1290 \text{ N} \cdot \text{m}$$

- nominalne siły podługowe silników przy założeniu że

$$\eta_{c1} = \eta_{c2} = \eta_c = 0,75$$

$$P_m = \frac{1000 \cdot N_m \cdot \eta_c}{v_m} = \frac{1000 \cdot 65 \cdot 0,75}{0,57} = 85526 \text{ N}$$

$$P_d = \frac{1000 \cdot N_d \cdot \eta_c}{v_d} = \frac{1000 \cdot 200 \cdot 0,75}{1,76} = 85227 \text{ N}$$

Do obliczeń przyjęto nominalne obciążenia struga, czyli

$$W_m = 2 P_m = 171\ 052 \text{ N}$$

$$W_d = 2 P_d = 170\ 454 \text{ N}$$

Obliczenia wykonano za pomocą komputera dla obu prędkości struga, przyjmując stosunek  $t_1/t_2 = 0,95 \pm 1,05$ , przy czym krok komputera wynosił 0,01.

Tablica 1

Wartości obliczeniowe momentów obrotowych na kołach łańcuchowych napędów struga GS-34/4 w funkcji poślizgów nominalnych silników oraz stosunku podziałek ogólnw łańcucha współpracujących z kołami łańcuchowymi obu napędów

V m/s	Poślizgi nominalne silników	M <sub>k</sub> kN.m	t <sub>1</sub> /t <sub>2</sub>											
			0,95	0,96	0,97	0,98	0,99	1,00	1,01	1,02	1,03	1,04	1,05	
0,57	ε <sub>nm1</sub> = 0,02 ε <sub>nm2</sub> = 0,02	M <sub>1k</sub>	-4,86	1,08	6,96	12,8	18,5	24,2	29,9	35,5	41,0	46,5	51,9	
		M <sub>2k</sub>	53,4	47,4	41,5	35,7	30,0	24,2	18,6	13,0	7,47	1,99	-3,44	
	ε <sub>nm1</sub> = 0,022 ε <sub>nm2</sub> = 0,018	M <sub>1k</sub>	-7,36	-1,39	4,51	10,3	16,1	21,8	27,5	33,1	38,6	44,0	49,4	
		M <sub>2k</sub>	55,9	49,9	44,0	38,1	32,4	26,7	21,0	15,4	9,92	44,5	-0,95	
0,76	ε <sub>nd1</sub> = 0,018 ε <sub>nd2</sub> = 0,022	M <sub>1k</sub>	-2,36	3,55	9,41	15,2	21,0	26,7	32,3	37,9	43,5	49,0	55,4	
		M <sub>2k</sub>	50,9	44,9	39,1	33,3	27,5	21,8	16,2	10,6	5,02	-0,48	-5,94	
	ε <sub>nd1</sub> = 0,0133 ε <sub>nd2</sub> = 0,0133	M <sub>1k</sub>	-20,7	-11,6	-2,50	6,48	15,4	24,2	32,9	41,5	50,0	58,5	66,9	
		M <sub>2k</sub>	69,1	59,9	50,8	41,8	33,0	24,2	15,5	6,83	-1,71	-10,2	-18,5	
1,76	ε <sub>nd1</sub> = 0,01594 ε <sub>nd2</sub> = 0,01064	M <sub>1k</sub>	-25,8	-16,6	-7,43	1,60	10,5	19,3	28,0	36,6	45,1	53,5	61,8	
		M <sub>2k</sub>	74,1	64,9	55,8	46,7	37,8	29,0	20,3	11,7	3,13	-5,22	13,5	
	ε <sub>nd1</sub> = 0,01064 ε <sub>nd2</sub> = 0,01594	M <sub>1k</sub>	-15,7	-6,61	2,40	11,3	20,2	29,0	37,7	46,4	55,0	63,5	71,9	
		M <sub>2k</sub>	64,0	54,9	45,9	37,0	28,1	19,3	10,6	1,95	-6,64	-15,2	-23,6	





Ponieważ rzeczywiste nominalne poślizgi silników mogą się zmieniać w granicach  $\pm 25\% s_n$ , więc w celu uchwycenia tego wpływu dokonano obliczeń nie tylko dla nominalnych wartości poślizgów, ale także dla dwóch innych poślizgów zbliżonych do skrajnych, czyli  $\pm 20\% s_n$ . Są to wartości  $s_{nm1} = 0,022$  i  $s_{nm2} = 0,018$  oraz  $s_{nm1} = 0,018$  i  $s_{nm2} = 0,022$  dla  $v_m = 0,57$  m/s oraz  $s_{nd1} = 0,01594$  i  $s_{nd2} = 0,01064$  oraz  $s_{nd1} = 0,01064$  i  $s_{nd2} = 0,01594$  dla  $v_d = 1,76$  m/s.

W tablicy 1 podano obliczeniowe wartości momentów napędowych silników struga obliczone dla nominalnych obciążeń struga  $W_m$  i  $W_d$ . W tablicy 2 podano natomiast wartości ilorazu  $M_{1k}/M_{2k}$ . Iloraz ten pozwala lepiej zobrazować wpływ podziałki ogni w łańcucha i charakterystyk napędów na rozkład obciążeń w napędach strugów i przenośników.

### 3. POMIARY OBCIĄŻENIA NAPĘDÓW I PODZIAŁKI OGNIW ŁAŃCUCHA W STRUGU GS-34/4

Opisane uprzednio nieprawidłowości w pracy struga GS-34/4 firmy Westfalia-Lünen wymusiły przeprowadzenie niezbędnych badań w celu określenia przyczyn tych nieprawidłowości. Za konieczne uznano przeprowadzenie badań podziałki łańcucha oraz obciążeń napędów w czasie pracy struga.

W strugu GS-34/4 zastosowany jest łańcuch 34 x 126 mm. Łańcuch ten w czasie eksploatacji poddawany jest obciążeniom zmiennym w czasie. Dotyczy to nie tylko obciążeń dynamicznych związanych głównie z urabianiem węgla, ale także, lecz już w mniejszym stopniu, obciążeń statycznych.

W czasie pracy struga łańcuch przewija się przez koła łańcuchowe obu napędów. Przeżynaniu łańcucha na kole towarzyszy zużycie ogni w przegubach. Zużycie to jest funkcją obciążenia łańcucha, kąta i liczby przegięć, dopasowania łańcucha do koła, rodzaju materiału transportowanego itp.

Łańcuch przegina się także poza kołami napędowymi na skutek nieprostoliniowości ułożenia struga oraz drgań poprzecznych. Wynikające z tego zużycie ogni w przegubach nie jest jednak zbyt znaczne.

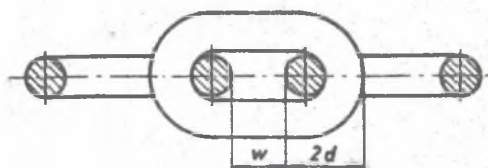
Podziałka ogni może też ulec zwiększeniu na skutek odkształceń plastycznych wynikających z chwilowych przeciążeń.

Pomiarów podziałki ogni dokonano na łańcuchu napiętym. Pomiarów tych nie dokonano więc bezpośrednio, lecz przez pomiar wielkości  $w$  i  $2d$  (patrz rys. 2). Tak wykonane pomiary łańcucha pozwalają określić przybliżoną wartość podziałki z zależności

$$t = w + 2d$$

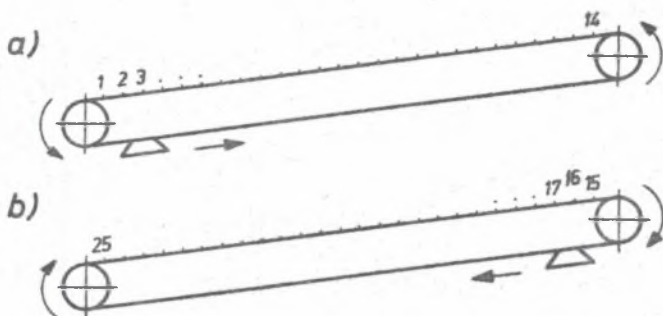
(21)

Należy przy tym pamiętać, że wielkość pomiarowa  $2d$  jest zawsze mniejsza od podwójnej średnicy pręta na odcinku prostoliniowym, ponieważ w wyniku zaginania pręta, a potem w czasie kalibrowania łańcucha, wymiar ten zmniejsza się o 4-6%.

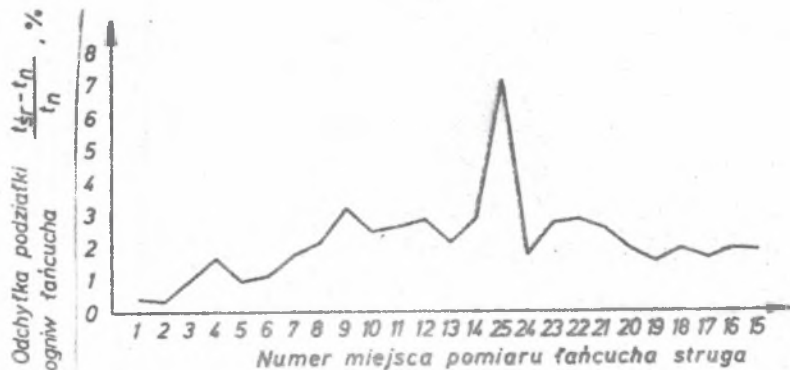


Rys. 2. Schemat pomiarów ogniw łańcucha pociągowego struga

Pomiarów w 1 2d dokonywano dokonywano na górnej nitce łańcucha w bezpośrednim sąsiedztwie kół napędowych. Pomiarów przeprowadzono w dwóch etapach, przy czym pierwszy etap to pomiary przy kole napędowym napędu dolnego (głowica strugowa początkowo znajdowała się przy napędzie dolnym - rys. 3a), a drugi etap



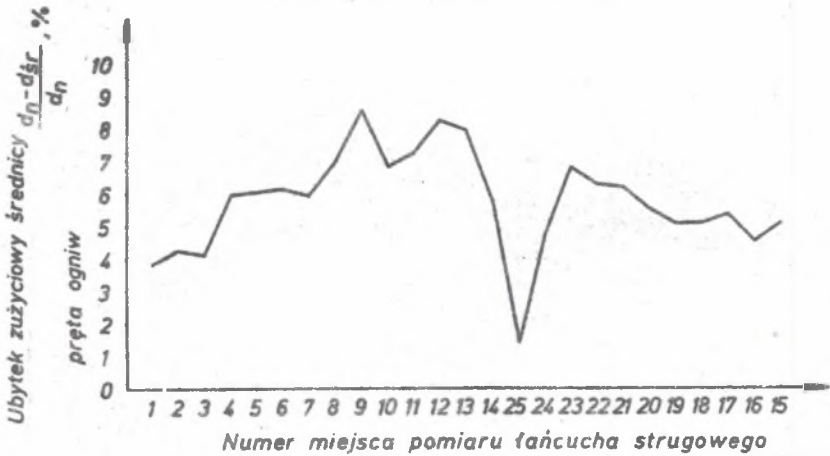
Rys. 3. Położenie punktów pomiarowych podziałki łańcucha pociągowego struga



Rys. 4. Rozkład odchyłek podziałki łańcucha strugowego wzdłuż jego konturu

to pomiary przy kole napędowym napędu górnego (ruch głowicy z góry w dół - rys. 3b).

W etapie pierwszym pomiary wykonywano początkowo co około 10 m, a następnie co 15 m. W sumie wykonano 14 pomiarów. W etapie drugim pomiary wykonywano co około 15 m.



Rys. 5. Rozkład ubytków zużyciowych w przegubach ogniwi łańcucha strugowego wzdłuż jego konturu

W celu uzyskania bardziej wiarygodnych danych pomiary wykonywano każdorazowo na trzech sąsiadujących z sobą ogniwach poziomych.

Wyniki pomiarów zestawiono w tablicach 3 i 4 oraz na rys. 4 i 5. W tablicach 3 i 4 podane są także wartości średnie podziałek ogniwi  $t_{sr}$ , odchyłki podziałek od wartości nominalnej  $t_{sr} - t_n$  oraz względne wartości tych odchyłek  $(t_{sr} - t_n) : t_n$  w procentach.

W celu skonfrontowania zmian podziałek ogniwi łańcucha ze zmianami rozkładu obciążeń napędów struga zdecydowano się na przeprowadzenie badań obciążeń obu napędów równocześnie. W tym celu najkorzystniej byłoby wykonać badania momentów napędowych na wałach kół napędowych lub mocy obu napędów. Ponieważ takie pomiary wymagałyby znacznych prac przygotowawczych, a do analizy obciążeń napędów mogły już wystarczyć informacje jakościowe, tzn. określające charakter zmian obciążenia obu napędów, więc ograniczono się jedynie do zapisu poboru prądów obu silników napędowych.

Rejestrowano pobór prądu silników przy obu prędkościach struga i przy włączonym i wyłączonym docisku struga do czoła ściany (bieg jałowy i bieg roboczy, przy którym występowało urabianie).

Przy prędkości głowicy struga  $v_d = 1,76$  m/s zarejestrowane na taśmie przebiegi prądów nie zawierają początkowej i końcowej fazy pracy struga. W obu skrajnych odcinkach ściany strug pracuje z prędkością 0,57 m/s i aby zarejestrować pobór prądu silników przy tej prędkości konieczne byłoby zbudowanie układu umożliwiającego automatyczne przełączenie rejestratora z jednego obwodu na drugi.

Na rys. 6 i 7 pokazano 2 przykłady zarejestrowanych przebiegów prądów w silnikach napędowych przy  $v_d = 1,76$  m/s i struga dociskany do czoła ściany. Przy innych warunkach pracy struga charakter zmian poboru prądów nie uwidaczniał się tak wyraźnie.

Tablica 3

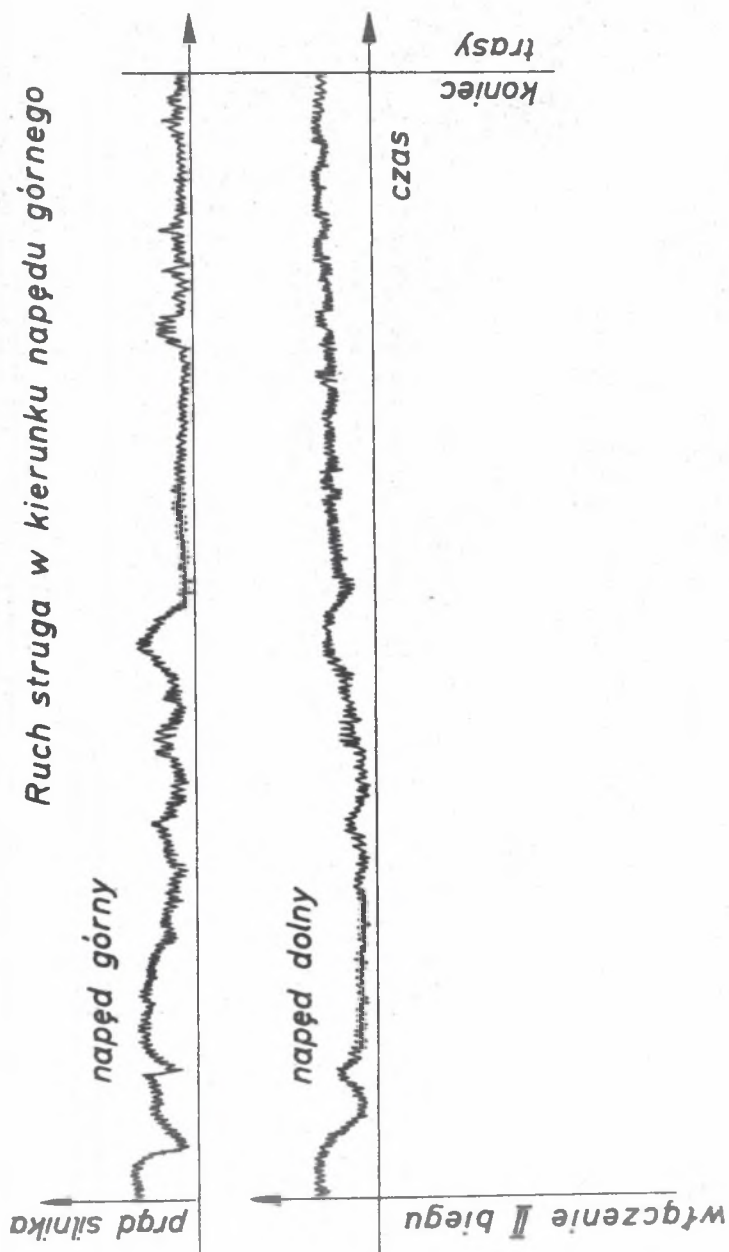
Wyniki pomiarów kauczuba przy kole napędowym napędu dolnego struga

Miejsce pomiaru	w, mm			2d, mm			w <sub>śr</sub> mm	2 d <sub>śr</sub> mm	t <sub>śr</sub> mm	t <sub>śr</sub> -t <sub>n</sub> mm	$\frac{t_{\text{śr}} - t_n}{t_n} \%$
	Numer pomiaru			Numer pomiaru							
	1	2	3	1	2	3					
1	60,5	60,8	61,5	65,1	65,8	65,5	60,93	65,47	126,40	0,40	0,32
2	62,6	60,9	60,8	65,1	65,4	64,8	61,23	65,1	126,33	0,33	0,26
3	62,0	61,8	62,2	65,3	65,1	65,1	62,00	65,17	127,17	1,17	0,93
4	64,6	64,5	63,7	63,8	63,7	64,3	64,27	63,93	128,20	2,20	1,75
5	63,1	63,9	62,8	64,5	63,9	64,7	63,27	63,90	127,17	1,17	0,93
6	64,5	64,1	63,4	63,3	64,1	64,3	63,40	63,90	127,3	1,30	1,03
7	64,5	63,7	64,1	63,8	64,8	64,1	64,10	64,03	128,13	2,13	1,69
8	66,1	65,4	64,4	63,2	63,2	63,5	65,30	63,30	128,60	2,60	2,06
9	66,3	68,2	68,7	63,0	61,3	62,4	67,73	62,23	129,96	3,96	3,14
10	65,6	65,7	65,5	63,6	63,4	63,5	65,60	63,50	129,10	3,10	2,46
11	65,9	66,1	66,3	63,3	63,0	63,0	66,10	63,10	129,20	3,20	2,54
12	67,1	66,5	67,5	62,0	62,9	62,5	67,03	62,47	129,5	3,50	2,78
13	65,5	65,6	66,3	63,1	62,8	62,2	65,80	62,70	128,5	2,50	1,98
14	66,3	67,8	65,8	62,8	62,8	63,4	66,63	63,00	129,63	3,63	2,88

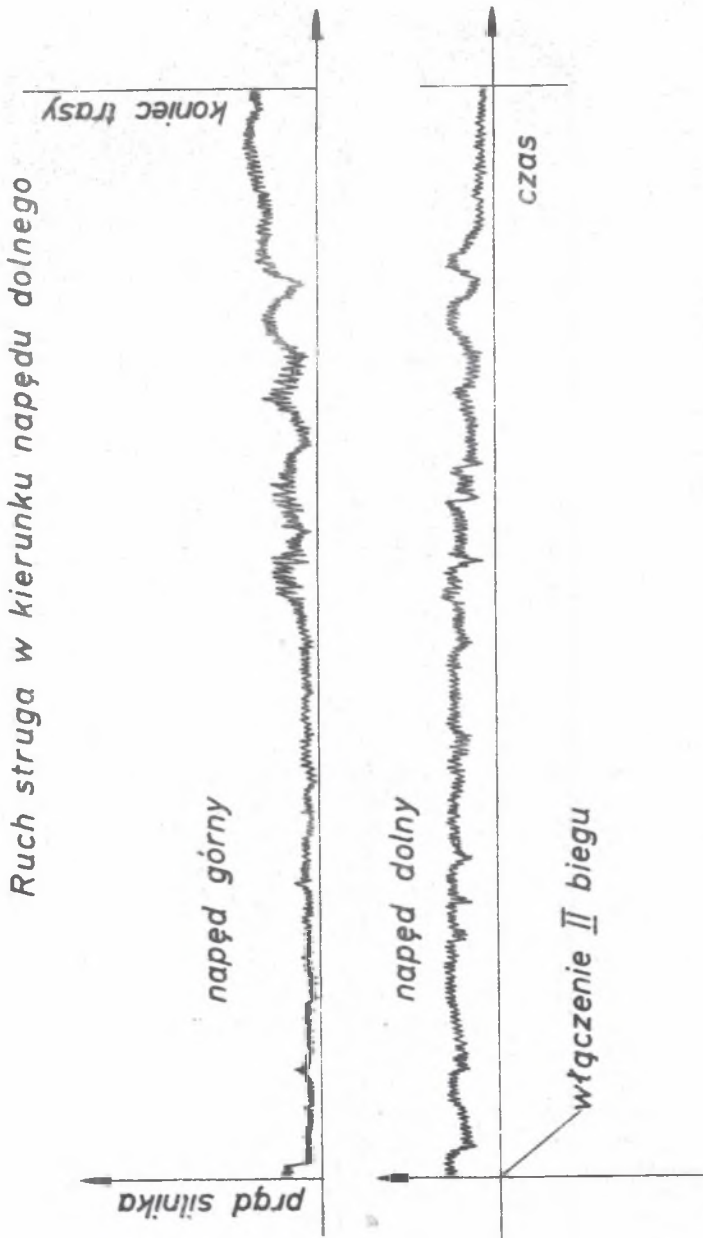
Tablica 4

Wyniki pomiarów łańcucha przy kole napędowym napędu górnego struga

Miejsce pomiaru	w, mm			2d, mm			w <sub>śr.</sub> mm	2 d <sub>śr.</sub> mm	t <sub>śr.</sub> mm	t <sub>śr.</sub> - t <sub>n</sub> mm	$\frac{t_{\text{śr.}} - t_n}{t_n} \%$
	Numer pomiaru			Numer pomiaru							
	1	2	3	1	2	3					
15	63,4	63,7	64,5	64,6	64,5	64,5	63,87	64,53	128,40	2,4	1,90
16	64,0	63,3	63,0	64,4	65,7	65,0	63,43	65,03	128,46	2,46	1,95
17	63,8	63,6	63,8	64,6	64,5	64,0	63,73	64,37	128,10	2,10	1,67
18	64,1	64,0	63,4	64,2	65,5	64,1	63,83	64,60	128,43	2,43	1,93
19	64,2	63,1	62,8	64,5	64,6	64,7	63,37	64,60	127,97	1,97	1,56
20	64,1	64,0	63,8	64,2	64,4	64,7	63,97	64,43	128,40	2,40	1,90
21	65,3	65,0	65,6	64,0	63,6	64,1	65,30	63,90	129,20	3,20	2,54
22	65,6	65,9	66,0	64,0	63,7	63,7	65,83	63,80	129,63	3,63	2,86
23	65,6	65,8	66,6	63,0	63,5	63,8	66,00	63,43	129,43	3,43	2,72
24	62,7	64,1	62,2	65,0	64,9	65,3	63,00	65,08	128,08	2,08	1,65
25	78,3	78,3	77,3	57,3	56,2	57,8	77,97	57,10	135,07	9,07	7,19



rys. 6. Przebieg obciążeń prądowych silników napędowych struga GS-34/4 przy ruchu głowicy w górę pod obciążeniem (prędkość struga 1,76 m/s)



Rys. 7. Przebieg obciążeń prądowych silników napędowych struga GS-34/4 przy ruchu głowicy w dół pod obciążeniem (Prędkość struga 1,76 m/s)



## WNIOSKI

Przedstawione rozważania teoretyczne oraz badania doświadczalne pozwalają na sformułowanie następujących wniosków:

1. Na rozkład obciążeń w napędach przenośników zgrzebkowych i strugów rzeczywistych oprócz charakterystyk silników i sprzęgieł hydrokinetycznych decydujący wpływ wywiera stosunek podziałek ogniw łańcucha współpracujących w danym momencie z kołami napędowymi tych maszyn. Przy bardzo sztywnych charakterystykach napędów i stosunku  $t_1/t_2$  znacznie odbiegającym od 1 może nawet mieć miejsce praca generatorowa jednego z napędów.

2. W napędach strugów i przenośników zgrzebkowych wyposażonych w silniki o dużej mocy i pozbawionych sprzęgieł hydrokinetycznych lub innego typu sprzęgieł poślizgowych, należy częściej niż w innych przypadkach kontrolować stan łańcucha, a szczególnie zróżnicowanie podziałek ogniw na całej jego długości.

## LITERATURA

- [1] Sobota P.: Quasi - statyczne, średniookresowe zmiany rozkładu mocy w wielonapędowych przenośnikach zgrzebkowych. Praca doktorska, Politechnika Śląska, Gliwice 1982.
- [2] Sosnin A.G., Poliakow N.S.: Teoriya mnogopriwodnogo skrebkowego konwiejera. Woprosy Rudnicznogo Transporta, Uglietiechizdat, Moskwa 1957.
- [3] Paschedag U.: Stand der Hobeltechnik aus der Sicht des Steinkohlenbergbauvereins. Bergbau-Forschung GmbH, Forschungsinstitut des Steinkohlenbergbauvereins.

ПРИЧИНЫ НЕРАВНОМЕРНОГО РАСПРЕДЕЛЕНИЯ НАГРУЗОК НА ПРИВОДЫ  
УГОЛЬНЫХ СТРУГОВ И СКРЕБКОВЫХ КОНВЕЙЕРОВ

## Резюме

В работе рассматриваются зависимости, определяющие нагрузки на угольные струги и скребковые конвейеры в функции их характеристик и в функции шага звеньев цепи, которые взаимодействуют с ведущими колесами.

Произведены численные расчеты влияния этих параметров на распределение нагрузок в струговой установке GS 34/4 фирмы Вествалья-Линен. Полученные результаты сопоставлены с результатами измерений, произведенными на этой струговой установке.

THE CAUSES OF IRREGULARITY OF LOAD DISTRIBUTION IN THE DRIVES  
OF WEDGEHEADS AND SCRAPER CHAIN CONVEYORS

S u m m a r y

Relationships that determine loads of the wedgehead and scraper chain conveyor drives as a function of their characteristics and a function of pitch of chain links mating with drive wheels, are presented in the paper.

Numerical calculations were made of the effects of these parameters on load distribution in the drives of GS 34/4 wedgehead manufactured by Westfalia-Lunen Firma and the results were compared with that of measurements carried out on this wedgehead.