Józef SUCHOŃ

L

a

GÓRNICZE PRZENOŚNIKI ZGRZEBŁOWE. TEORIA, BADANIA I EKSPLOATACJA

CI.

m ... D.

Józef SUCHOŃ

GÓRNICZE PRZENOŚNIKI ZGRZEBŁOWE. TEORIA, BADANIA I EKSPLOATACJA

SERIA: MASZYNY I URZĄDZENIA

Autor:

dr inż. Józef Suchoń – Instytut Techniki Górniczej KOMAG

Recenzenci:

prof. dr hab. inż. Aleksander Lutyński – Politechnika Śląska prof. dr hab. inż. Adam Klich – Instytut Techniki Górniczej KOMAG

Opracowanie redakcyjne monografii – redaktorzy techniczni: mgr inż. Romana Zając mgr Dorota Wierzbicka

Copyright by

Instytut Techniki Górniczej KOMAG, Gliwice 2012

Praca naukowa finansowana ze środków na naukę.

ISBN 978-83-60708-69-9

Wydawca:

Instytut Techniki Górniczej KOMAG ul. Pszczyńska 37, 44-101 Gliwice

Spis treści

		str.
	WPROWADZENIE	1
1.	MATERIAŁY TRANSPORTOWANE PRZENOŚNIKAMI ZGRZEBŁOWYMI I ICH WŁASNOŚCI	2
2.	RZECZYWISTE I TEORETYCZNE POWIERZCHNIE PRZEKROJU POPRZECZNEGO UROBKU NA RYNNACH I WZDŁUŻNE NA PRZENOŚNIKU	8
	2.1. Przekroje poprzeczne urobku na rynnach przenośników zgrzebłowych	8
	2.2. Obciążenie wzdłużne przenośników zgrzebłowych	16
3.	WYDAJNOŚĆ PRZENOŚNIKÓW ZGRZEBŁOWYCH	34
4.	OPORY RUCHU I MOC SILNIKÓW NAPĘDOWYCH	39
	4.1. Współczynniki oporów ruchu	39
	4.2. Opory ruchu w przenośnikach prostoliniowych	64
	4.3. Opory ruchu w przenośnikach krzywoliniowych	66
	4.4. Wykresy napięć statycznych w cięgnach łańcuchowych	78
	4.5. Usytuowanie napędów	81
	4.6. Moc napędów	85
5.	NAPIĘCIE WSTĘPNE CIĘGNA ŁAŃCUCHOWEGO	91
6.	OBCIĄŻENIA DYNAMICZNE CIĘGNA ŁAŃCUCHOWEGO	104
	6.1. Współpraca łańcucha z gniazdowym kołem napędowym	104
	6.2. Rozruch	116
	6.3. Praca ustalona	123
	6.4. Zablokowanie ruchu cięgna łańcuchowego	127
7.	ROZKŁAD OBCIĄŻEŃ NA ŁAŃCUCHY W CIĘGNACH	140
8.	ROZKŁAD MOCY W NAPĘDACH PRZENOŚNIKÓW ZGRZEBŁOWYCH	143
9.	KOLEJNOŚĆ OBLICZEŃ PRZENOŚNIKA I DOBÓR CIĘGNA ŁAŃCUCHOWEGO	151
10.	PRZESUWANIE I SIŁY STABILIZUJĄCE PRZENOŚNIK	159
	10.1. Współczynnik oporów przesuwania przenośnika	159

	10.2. Przesuwanie wzdłużne i obliczanie sił stabilizujących	161
	10.3. Przesuwanie poprzeczne	169
11.	OBCIĄŻENIA POPRZECZNE PRZENOŚNIKA OD SIŁ PODCIĄGANIA OBUDÓW ZMECHANIZOWANYCH	177
12.	ENERGOOSZCZĘDNY SYSTEM STEROWANIA PRĘDKOŚCIĄ RUCHU PRZENOŚNIKA ZGRZEBŁOWEGO	179
13.	DOBÓR PRZEŚWITU MIĘDZY BLACHĄ ŚLIZGOWĄ RYNNY A ŁAŃCUCHAMI CIĘGNA	188
14.	ŁAŃCUCHY OGNIWOWE	192
	14.1. Stan naprężeń i wykresy rozciągania łańcuchów	193
	14.2. Wpływ rodzaju materiału i technologii wykonania na własności łańcuchów	205
15.	DOBÓR MATERIAŁÓW DO PRODUKCJI ELEMENTÓW PRZENOŚNIKÓW ZGRZEBŁOWYCH PODLEGAJĄCYCH INTENSYWNEMU ŚCIERANIU	210
16.	ANALIZA TEORETYCZNA OPŁACALNOŚCI ZASTOSOWANIA NOWEGO MATERIAŁU O ZNANEJ ODPORNOŚCI NA	
	ŚCIERANIE	213
47		213
17.	ŚCIERANIE. UŻYTKOWANIE PRZENOŚNIKÓW ZGRZEBŁOWYCH	213 216 216
17.	ŚCIERANIE UŻYTKOWANIE PRZENOŚNIKÓW ZGRZEBŁOWYCH 17.1. Uwagi ogólne 17.2. Wymagania bezpieczeństwa dla przenośników zgrzebłowych	213 216 216 216
17.	 ŚCIERANIE. UŻYTKOWANIE PRZENOŚNIKÓW ZGRZEBŁOWYCH 17.1. Uwagi ogólne 17.2. Wymagania bezpieczeństwa dla przenośników zgrzebłowych 17.3. Składowanie, transport, montaż i demontaż 	213216216216219
17.	 ŚCIERANIE. UŻYTKOWANIE PRZENOŚNIKÓW ZGRZEBŁOWYCH 17.1. Uwagi ogólne 17.2. Wymagania bezpieczeństwa dla przenośników zgrzebłowych 17.3. Składowanie, transport, montaż i demontaż 17.4. Inżynieria użytkowania 	 213 216 216 216 219 221
17.	 ŚCIERANIE. UŻYTKOWANIE PRZENOŚNIKÓW ZGRZEBŁOWYCH 17.1. Uwagi ogólne 17.2. Wymagania bezpieczeństwa dla przenośników zgrzebłowych 17.3. Składowanie, transport, montaż i demontaż 17.4. Inżynieria użytkowania	 213 216 216 216 219 221 221
17.	 ŚCIERANIE. UŻYTKOWANIE PRZENOŚNIKÓW ZGRZEBŁOWYCH 17.1. Uwagi ogólne	 213 216 216 219 221 221 221 221
17.	 ŚCIERANIE. UŻYTKOWANIE PRZENOŚNIKÓW ZGRZEBŁOWYCH	 213 216 216 219 221 221 221 221 221 230
17.	 ŚCIERANIE. UŻYTKOWANIE PRZENOŚNIKÓW ZGRZEBŁOWYCH	 213 216 216 219 221 221 221 221 230 233
17.	 ŚCIERANIE. UŻYTKOWANIE PRZENOŚNIKÓW ZGRZEBŁOWYCH	 213 216 216 219 221 221 221 230 233 233
17.	 ŚCIERANIE UŻYTKOWANIE PRZENOŚNIKÓW ZGRZEBŁOWYCH	 213 216 216 219 221 221 221 230 233 235

17.4.4. Postępowanie w przypadku zaistnienia usterek	241
LITERATURA	244
STRESZCZENIE	258
SUMMARY	259

Wprowadzenie

Wydana w 2012 roku monografia "Górnicze przenośniki zgrzebłowe. Budowa i zastosowanie" jest pierwszą z dwóch planowanych opracowań poświęconych problematyce przenośników zgrzebłowych stosowanych w górnictwie węglowym. Przedstawiono w niej szczegółowo budowę ogólną oraz budowę elementów i zespołów różnych rodzajów przenośników górniczych produkowanych przez czołowe w tym zakresie firmy w świecie i w Polsce. Opisano cechy użytkowe poszczególnych rodzajów przenośników i ich konkretne rozwiązania konstrukcyjne, a także przedstawiono różnorodne przykłady wykorzystania przenośników we współpracy z maszynami i urządzeniami stanowiącymi wyposażenie wyrobisk ścianowych, chodników przyścianowych itp.

Niniejsza, czyli druga z zaplanowanych monografii dotyczy teorii, badań i eksploatacji przenośników zgrzebłowych. W tym zakresie podobnie jak w zakresie ich budowy obserwuje się stały postęp. Wyrazem tego postępu jest szereg wartościowych publikacji przedstawiających wyniki nowych prac teoretycznych i empirycznych. Są one cennym uzupełnieniem dotychczasowego stanu wiedzy w dziedzinie zjawisk związanych z pracą i użytkowaniem górniczych przenośników zgrzebłowych.

Prezentowane opracowanie przeznaczone jest głównie dla czytelnika posiadającego już pewną wiedzę z zakresu budowy i zastosowania przenośników zgrzebłowych stosowanych w górnictwie, czyli studentów (zwłaszcza dyplomantów z tego zakresu), pracowników wydziałów górniczych wyższych uczelni, pracowników instytutów naukowobadawczych oraz konstruktorów przenośników zgrzebłowych. Mogą z niej korzystać także pracownicy dozoru kopalnianego.

Autor pragnie wyrazić serdeczne podziękowanie Dyrekcji ITG KOMAG i Redaktorom Technicznym tej Instytucji za udzieloną pomoc związaną z wydaniem książki.

Szczególne podziękowania należą się Recenzentom za wnikliwe uwagi, których uwzględnienie niewątpliwie było korzystne dla tej publikacji.

Józef Suchoń

1. Materiały transportowane przenośnikami zgrzebłowymi i ich własności

Przenośniki zgrzebłowe służą głównie do transportu luźnych materiałów rozdrobnionych, czyli sypkich i kawałkowych nazywanych ogólnie nosiwem. W górnictwie materiały te nazywa się urobkiem, zwłaszcza gdy rozpatruje się transport wewnątrz kopalni.

Najczęściej spotykanym w górnictwie nosiwem jest węgiel kamienny, sól potasowa, fosforyty, węgiel brunatny oraz inne użyteczne kopaliny, a także różnego rodzaju skały sąsiadujące z wybieranym minerałem, np. łupki.

Cechami charakteryzującymi materiały sypkie są:

- gęstość usypowa,
- uziarnienie (granulacja),
- kąt usypu naturalnego w spoczynku i w ruchu,
- kąt tarcia wewnętrznego (międzycząsteczkowego) i zewnętrznego (o powierzchnię materiałów konstrukcyjnych rynien),
- współczynniki tarcia wewnętrznego i zewnętrznego,
- współczynniki tarcia statycznego i kinetycznego (ruchowego),
- współczynnik rozluzowania (spulchnienia) materiału,
- ścieralność,
- zmiany własności fizykomechanicznych pod wpływem wody, temperatury, drgań, wilgoci, czasu (zleganie),
- właściwości pod względem tworzenia ładunków elektrostatycznych, wskutek tarcia, tworzenia mieszanek wybuchowych, samozapłonu oraz spoistość, plastyczność, przylepność, pylność itp.

Gęstość usypowa γ jest to masa jednostki objętości materiału swobodnie usypanego wyrażona zazwyczaj w t/m³ lub w kg/m³. Gęstość usypowa zależy od granulacji materiału. W materiałach sortowanych ze wzrostem wielkości ziaren rośnie w niewielkim stopniu gęstość usypowa. Największe wartości γ posiadają materiały niesortowane, gdyż wolną przestrzeń między większymi ziarnami wypełniają ziarna mniejsze.

Granulacja materiału jest liczbowym określeniem wielkości cząstek (ziaren) materiału. Przez wielkość cząstek rozumie się największy wymiar długościowy po przekątnej prostopadłościanu stanowiącego obrys danej cząstki [2, 52]. Nosiwo jest zazwyczaj materiałem niejednorodnym. Jednorodność materiału pod względem wielkości ziaren określa się stosunkiem wymiaru cząstki największej a_{max} do najmniejszej a_{min} :

$$K = \frac{a_{max}}{a_{min}} \tag{1}$$

W przypadku, gdy współczynnik K > 2,5, materiał uważa się za niesortowany, natomiast gdy $K \le 2,5$ materiał uważa się za sortowany, czyli w przybliżeniu jednorodny.

Materiał sortowany charakteryzuje się średnią wielkością ziaren.

$$a = \frac{a_{max} + a_{min}}{2} \quad [mm] \tag{2}$$

Materiały niesortowane charakteryzują największe wymiary ziaren a_{max} . Jeśli w materiale masa największych ziaren stanowi mniej niż 10% całej masy, to jako wymiar typowy przyjmuje się wymiar ziaren, powyżej którego ziarna większe stanowią więcej niż 10%. Najczęściej jest to równoznaczne z przyjęciem przybliżonej zależności:

$$a = 0.8a_{max} \ [mm] \tag{3}$$

W przypadku, gdy ziarno w trzech wzajemnie prostopadłych kierunkach posiada wymiary a_1 , a_2 i a_3 , to wymiar go reprezentujący ("średni") można wyliczyć z zależności:

$$a = \sqrt[3]{a_1 \cdot a_2 \cdot a_3} \quad [mm] \tag{4}$$

Najczęściej stosowany podział materiałów sypkich według wielkości ziaren jest następujący [52]:

_	materiały pyliste	a ≤	0,05 mm,
_	materiały proszkowe	0,05 ≤ a ≤	0,5 mm,
_	materiały ziarniste	0,5 ≤ a ≤	9 mm,
_	materiały drobnokawałkowe	10 ≤ a ≤	60 mm,
_	materiały średniokawałkowe	61 ≤ a ≤	160 mm,
_	materiały wielkokawałkowe	161 ≤ a ≤	320 mm,
_	materiały bryłowate	a >	320 mm.

Znajomość granulacji nosiwa jest czynnikiem ułatwiającym dobór szerokości rynien, rodzaju i mocy kruszarek instalowanych w kompleksie ścianowym i podścianowym, wymiarów otworów wylotowych ze zbiorników oraz geometrii przesypów. W górnictwie niezwykle istotnym parametrem jest współczynnik rozluźnienia (spulchnienia) materiału urabianego k_r , który zdefiniowany jest jako stosunek gęstości właściwej (w caliźnie) γ_c do gęstości usypowej γ , nazywanej też niekiedy gęstością pozorną, czyli:

$$k_r = \frac{\gamma_c}{\gamma} \tag{5}$$

Wartość k_r zależy od rodzaju nosiwa. Przykładowo dla piasku i ziemi $k_r = 1, 1 - 1, 3$, dla węgla $k_r = 1, 35 - 1, 6$ (mniejsze wartości dotyczą węgla niesortowanego, większe, sortowanego o dużej wielkości ziaren, zaś dla skał twardych $k_r = 1, 8$ [2].

Materiały sypkie charakteryzuje m.in. kąt naturalnego usypu ρ . Jest nim kąt między tworzącą powierzchni usypanego stożka, a poziomem. Kąt ten jest inny, gdy stożek powstaje przez swobodne nasypywanie materiału na płaszczyznę poziomą od tego jaki powstaje przez nasypywanie dynamiczne (w ruchu) z określonej wysokości.

Schemat metody określania kąta ρ' w spoczynku przedstawiono na rysunku 1a (powolne unoszenie do góry odwróconego naczynia), zaś kąt usypu w ruchu ρ , gdy nosiwo wysypuje się z wysokości około 1 m (rys. 1b). Kąt ρ można też określić przez poddanie stożka usypanego spoczynkowo wibracjom z określoną częstością (rys. 1c). Z rysunku tego widać, jak częstość wibracji i czas ich trwania wpływa na kąt usypu ρ [2].



Rys. 1. Sposoby określania kąta usypu naturalnego p materiału sypkiego [2]

Przeprowadzone badania różnych nosiw wykazują, że średnio:

$$\rho = (0, 5 - 0, 7) \cdot \rho' \text{ [stopnie]}$$
(6)

Ze względu na niejednakowy stan transportowanych materiałów, do obliczeń teoretycznego przekroju poprzecznego na przenośniku przyjmuje się kąt usypu o połowę mniejszy, czyli:

$$\rho_p = 0.5 \cdot \rho \text{ [stopnie]} \tag{7}$$

Inną istotną cechą materiału sypkiego jest współczynnik tarcia materiału o elementy maszyn transportowych. W przenośnikach zgrzebłowych są nimi rynny, zastawki metalowe lub naturalne (ograniczenia boczne ruchomej strugi urobku o nieruchomą warstwę urobku między przenośnikiem, a ociosem). Współczynnik tarcia statycznego materiału o elementy przenośnika μ_s jest większy od współczynnika tarcia w ruchu μ_{kin} . Zwykle ze wzrostem prędkości ruchu μ_{kin} maleje, jeśli nie ma istotnych ruchów między cząsteczkami nosiwa. Wartości współczynnika tarcia μ_s można określać różnymi metodami.

Na rysunku 2 pokazano trzy najczęściej stosowane metody określania μ_s . Między współczynnikiem tarcia μ_s i kątem tarcia β zachodzi zależność:

$$\mu_s = tg\beta \tag{8}$$



Rys. 2. Metody określania wartości współczynnika tarcia statycznego μ_s [2]; a – trybometr, b – równia pochyła, c – poziomy stół badawczy 1, 2 – badane ciała, 3 – wózek pomiarowy, 4 – linka, 5 – mechanizm napędowy, 6 – linka, 7 – sprężyna, 8 – dźwignia (kątomierz), 9 – krążek, 10 – obciążnik

Współczynnik tarcia wewnętrznego μ_w ma wpływ na opory ruchu ścianowych przenośników zgrzebłowych, gdy ograniczenie strugi urobku po stronie ociosu stanowi zastawka naturalna z zalegającego urobku w ścieżce pokombajnowej. Współczynnik ten jest prawie dwukrotnie większy niż współczynnik μ_s i wynosi dla węgla μ_w = 0,84 [126]. Z punktu widzenia trwałości elementów rynien, łańcuchów, zgrzebeł i gwiazd napędowych przenośnika zgrzebłowego ważną cechą nosiwa jest jego ścieralność (abrazyjność) jako jego zdolność do ścierania materiałów po których jest ono przemieszczane.

Ta cecha materiału transportowanego ma decydujący wpływ na trwałość wyżej wymienionych elementów przenośnika. Ścieralność w dużym stopniu związana jest z wytrzymałością na ściskanie ziaren materiału transportowanego. Istniejące luzy między zgrzebłami i rynnami powodują, że dostają się w te wolne miejsca ziarna, gdzie klinują się powodując istotny wzrost oporów ruchu i intensywne wycieranie rynien oraz zgrzebeł. Z tych powodów bardzo rzadko wykorzystuje się przenośniki zgrzebłowe do transportu takich materiałów jak piaskowiec, żwir, bazalt, rudy żelaza, miedzi, magnezu itp.

Bardzo niekorzystną cechą nosiwa z punktu widzenia jego możliwości transportowania przenośnikami zgrzebłowymi jest zespół cech, powodujący wysoką przyczepność (przylepność) nosiwa do elementów, z którymi się styka. Cechami tymi mogą być adhezja, plastyczność, rozpuszczalność w wodzie (np. iły, iłołupki, gliny i inne). Takie cechy nosiwa powodują przylepianie się nosiwa do rynien, likwidację luzów między rynnami i zgrzebłami oraz stopniowy wzrost oporów ruchu prowadzący nawet do zatrzymania ruchu przenośnika. Zjawisko to jest szczególnie groźne, gdy przenośnik z takim nosiwem chce się uruchomić po dłuższym postoju.

W tabeli 1 podano niektóre z opisanych w tym rozdziale własności materiałów transportowanych przenośnikami.

				Tabela 1
Niektóre orientacyjne	Gęstość	Kąt natural sto	Statyczny współczyppik	
własności transportowanego materiału	t/m ³ γ	w spoczynku, ρ'	w ruchu/ na przenośniku ρ/ ρ _p	tarcia o stal μ_s
Antracyt	0,85÷1,0	34÷35	27/18	-
Węgiel kamienny: niesortowany orzech i groszek	0,8÷0,95	45 40	30/18 30/18	0,45
kostka	$0.75 \div 0.73$	-	- /18÷20	-
Muł o zawartości wody 20%	1,2	-	-	
Miał	0,8÷0,9	45	35/15	0,6÷0,8
Brykiety kostkowe węgla kamiennego:	4.0			
układane	1,0			
sypane	0,7÷0,75	-	-	-
sortowany suchy	0,6÷0,75 0.45÷0.55	50 -	35/15÷20 -	0,6÷1,0 -0
Brykiety z węgla brunatnego	0,7÷0,75	-	-/15	-
Koks z węgla kamiennego	0,7÷1,1	40÷50	35/18	0,58÷1,0
Piasek: suchy (gęstość 2,65 t/m³)	1,4÷1,65	45	35/15	0,5÷0,8
Piasek drobny (wilgotny)	1,9÷2,05	-	-/18	-
Żwir: suchy (gęstość 2,65 t/m³)	1,4÷1,5	-	-/15	-
płukany	1,8÷1,9	40÷45	30÷34/80	0,75÷0,85
Sól kamienna	2,0÷2,2	50	35	0,7÷1,2

Wybrane (orientacyjne) własności transportowanego materiału [2]

2. Rzeczywiste i teoretyczne powierzchnie przekroju porzecznego urobku na rynnach i wzdłużne na przenośniku

2.1. Przekroje poprzeczne urobku na rynnach przenośników zgrzebłowych

Kształt przekroju poprzecznego strugi urobku na przenośniku zgrzebłowym zależy od wielu czynników, tj. od :

- stopnia obciążenia przenośnika urobkiem w stosunku do jego obciążenia nominalnego,
- kąta nachylenia poprzecznego rynien,
- własności fizykomechanicznych urobku,
- rodzaju maszyny urabiającej,
- odsunięcia zastawki od profilu bocznego rynny,
- kształtu kanału urobkowego pod kombajnem,
- wpływu pracy kruszarki kombajnowej na ułożenie strugi urobku.

W przypadku, gdy wydajność załadunku urobku na przenośnik ścianowy jest znacznie mniejsza od wydajności nominalnej, pryzma urobku przed zgrzebłem jest krótka i w zależności od kąta porzecznego nachylenia i sposobu załadowania może być bardziej skupiona po stronie ociosowej lub zawałowej rynien. Załadunek mechaniczny urobku z przestrzeni między rynnami a ociosem przy przekładce przenośnika skupia urobek na rynnach po stronie ociosowej. Jeżeli przenośnik jest ułożony bez nachylenia poprzecznego, a zwłaszcza gdy to nachylenie jest w kierunku zawału, to pryzma ta w miarę zbliżania się do wysypu rozszerza się i przemieszcza się na drugą stronę rynny.

W przypadku, gdy pryzma urobku osiąga długość równą rozstawowi zgrzebeł to przekrój poprzeczny urobku na przenośniku w różnych odległościach od zgrzebła coraz bardziej się wyrównuje. Jeśli wysokość strugi istotnie przewyższa wysokość zgrzebeł, to przekroje te wzdłuż cięgna wyrównują się, a kształt górnej powierzchni strugi urobku zależy od tego, czy po stronie ociosowej w ścieżce po maszynie urabiającej jest urobek czy go nie ma. Najczęściej urobek w ścieżce znajduje się i tworzy zastawkę naturalną, która jest w przybliżeniu płaszczyzną pionową przechodzącą przez górną półkę profilu ociosowego w pobliżu jej końca. Obserwując na przenośniku ścianowym strugę urobku zauważa się, że strona ociosowa rynny jest zwykle bardziej obciążona urobkiem niż strona zawałowa. Powoduje to większą intensywność zużycia ściernego profili bocznych rynien i niesymetryczne obciążenie łańcuchów w cięgnie.

Jeśli urobek załadowywany jest przez kombajn lub strug, zwykle warstwa urobku jest bardziej symetrycznie rozłożona względem osi przenośnika. Rozmieszczenie poprzeczne urobku na rynnach zależy od prędkości urabiania i wysokości ściany, ponieważ ze zmianą tych parametrów zmienia się składowa prędkości urobku w kierunku prostopadłym do osi przenośnika. Zmienia się więc wtedy odległość miejsca na rynnie, na które spada urobek.

Aktualnie w ścianowych kombajnowych przenośnikach zgrzebłowych, zastawki są dość znacznie odsunięte od zawałowego profilu bocznego rynny. Jest to konieczne ze względu na elementy posuwu kombajnu, które zajmują zwykle powyżej 200 mm oraz mają złożoną geometrię hamującą ruch urobku. W tym obszarze tworzą się zastoiny, których płaszczyzna poślizgu jest nachylona do poziomu pod kątem około 45°. Jest to czynnik zwiększający opory ruchu i ograniczający wydajność przenośnika.

Badania prowadzone w kopalniach węgla kamiennego wykazują, że górna (swobodna) powierzchnia strugi urobku w przenośnikach poziomo ułożonych lub o niewielkim podłużnym nachyleniu ma zwykle nachylenie 30° po stronie ociosowej i około 15° po stronie zawałowej. Kąty te mierzone są w płaszczyźnie prostopadłej do osi rynny. Wykazują one tendencję malejącą wraz ze wzrostem podłużnego nachylenia przenośnika.

Badania ruchowe przeprowadzone w Niemczech [61, 63, 60, 13] wykazały dość istotne zróżnicowanie wielkości i kształtu przekroju poprzecznego urobku na rynnach przenośnika. Głównymi czynnikami wpływającymi na kształt przekroju porzecznego urobku na przenośniku są ilość urobku zalegającego między rynną a ociosem, nachylenie poprzeczne przenośnika oraz rodzaj maszyny urabiającej (rys. 3) [13, 61].

W ścianowych przenośnikach zgrzebłowych przekrój poprzeczny urobku zmienia się w czasie. Przekrój ten zależy od prędkości posuwu kombajnu w ścianie, a ta zmieniając się w szerokim zakresie powoduje, że w pracy przenośnika są momenty, kiedy na rynnach przekrój urobku znacznie przekracza wartość nominalną, także takie, w których załadunek przenośnika jest minimalny lub zerowy.



Rys. 3. Pomierzone w kopalniach przekroje poprzeczne strugi transportowanego urobku na przenośnikach zgrzebłowych [63, 13]; a, b, c, d - w ścianach strugowych, f, g - w ścianach kombajnowych

W tym drugim przypadku urobek znajdujący się w ścieżce pokombajnowej stacza się na przenośnik aż do momentu, gdy nachylenie górnej powierzchni nieruchomej pryzmy osiągnie kąt około 45°.

Kształt i powierzchnia przekroju poprzecznego urobku ulegają też zmianie wzdłuż przenośnika w czasie jego transportu. Mają na to wpływ sposób oraz kierunek i prędkość urabiania, a także kąty nachyleń przenośnika. Nie bez znaczenia jest rownież stały proces mieszania i kruszenia się urobku oraz drgania rynien i cięgna w trakcie pracy przenośnika. Przy nachyleniach podłużnych powyżej 15° (18°) rozpoczyna się proces staczania większych brył urobku.

Ma to wpływ na kształt strugi urobku. Zwiększenie powierzchni przekroju poprzecznego urobku uzyskuje się głównie przez zwiększenie szerokości rynien. W niektórych przypadkach zwiększenie przekroju poprzecznego urobku można uzyskać przez zwiększenie wysokości strugi, co wymaga zwiększenia wysokości zastawek. Ta forma zwiększania przekroju jest prawidłowa, jeśli jej wysokość nie przekracza 0,5 do 0,55 szerokości rynien.

Przy większych wysokościach opory ruchu na ograniczeniach bocznych strugi urobku (zastawki metalowe, a zwłaszcza naturalne tworzone przez nieruchomą, przyociosową pryzmę urobku w przenośnikach ścianowych) rosną powodując, że jego cząstki poruszają się wolniej niż cięgno. Strefa oddziaływania zastawek jest tym większa, im większa jest wysokość warstwy urobku kontaktującego się z zastawką, zwłaszcza naturalną. W takim przypadku średnia prędkość cząstki urobku zmniejsza się progresywnie z wysokością warstwy urobku na przenośniku, zaś opory ruchu silnie rosną. W skrajnym przypadku dochodzi do tego, że przenośnik ma wydajność wynikającą z iloczynu prędkości cięgna i powierzchni czołowej zgrzebła związanej z wysokością i długością zgrzebła. Takie ograniczenie wydajności przenośnika ma miejsce, gdy opory ruchu na ograniczeniach bocznych strugi urobku są większe niż opory ścinania warstwy urobku na poziomie górnej powierzchni zgrzebeł.

W obliczeniach teoretycznej (obliczeniowej) wydajności przenośników funkcjonuje pojęcie teoretycznej powierzchni przekroju poprzecznego urobku na przenośniku. Obliczenia te wykonuje się w ten sposób, że rzeczywiste przekroje poprzeczne przybliża się do różnego rodzaju wieloboków. Powierzchnie tych wieloboków dzieli się na elementarne figury płaskie, czyli prostokąty, trójkąty, trapezy itp. Następnie oblicza się powierzchnie tych figur i po ich zsumowaniu uzyskuje się powierzchnię teoretyczną przekroju poprzecznego urobku na przenośniku F_{to} .

Powierzchnie F_{to} inaczej liczy się dla strugi bez ograniczeń bocznych, a inaczej dla przenośnika z jedną lub dwoma zastawkami (rys. 4).



Rys. 4. Teoretyczne przekroje poprzeczne urobku na przenośnikach ścianowych i podścianowych [13]; a – przenośnik bez zastawek, b – przenośnik z jedną zastawką bezpośrednio połączoną z rynną, c – przenośnik z jedną zastawką odsuniętą od rynny, d – z dwoma zastawkami pionowymi w przenośniku podścianowym, e – z dwoma zastawkami odchylonymi

Jeśli szerokość rynny oznaczy się przez "s", odległość między

końcami górnych półek profili bocznych przez "a", zaś wysokość górnej przestrzeni rynny przez "b", to w przypadku przenośnika bez zastawek przekrój F_{to} obliczyć można ze wzoru: (rys. 4a):

$$F_{to} = a \cdot \left(b + \frac{a}{2} \cdot tg\rho \right) \left[m^2 \right]$$
(9)

W przypadku przenośnika z jedną zastawką (rys. 4b) F_{to} wynosi:

$$F_{to} = a \cdot b + \frac{1}{2} (a + c)^2 \cdot tg\rho \quad dla \quad h \ge (a + c) \cdot tg\rho \quad [m^2]$$
(10)

natomiast, gdy zastawka jest odsunięta (rys. 4c):

$$F_{to} = a \cdot b + \frac{a^2}{4} \cdot tg\rho \left(1 + \frac{1}{2}A + \frac{1}{4}A^2\right) \left[m^2\right]$$
(11)

gdzie:

$$A = I + \frac{tg\rho}{tg\rho'}, \quad \rho' = 40 \div 50^\circ$$

kąt usypu naturalnego nosiwa w ruchu, stopnie, ρ

kąt usypu naturalnego nosiwa w spoczynku, stopnie.

W przenośnikach z dwoma zastawkami pionowymi (np. przenośniki podścianowe) przekrój teoretyczny liczy się z zależności (rys. 4d):

$$F_{to} = a \cdot b + s \cdot \left(h + \frac{s}{4} tg\rho\right) \left[m^2\right]$$
(12)

w przypadku, gdy zastawki są odchylone na zewnątrz (rys. 4e)

$$F_{to} = a \cdot b + h \cdot (s + h \cdot tg \upsilon) + \left(\frac{s}{2} + h \cdot tg \upsilon\right)^2 \cdot tg\rho \ \left[m^2\right]$$
(13)

Jeżeli przenośnik jest nachylony podłużnie, jego przekrój teoretyczny można określić z zależności:

$$F_t = \varphi_I \cdot F_{to} \quad \left[m^2 \right] \tag{14}$$

Przybliżone wartości φ_1 dla przenośników zgrzebłowych zawarto w tabeli 2. Dotyczy ona przenośników z dwoma łańcuchami skrajnymi.

Własności	Podłużne nachylenie przenośnika, stopnie				Podłużne nachyleni		
transportowanego	0	10	20	30	35	40	
materiału	Przybliżone wartości $oldsymbol{arphi}_1$						
Sypki	1	0,85	0,65	0,5	-	-	
Trudno sypki (kawałkowy)	1	1	1	0,75	0,6	0,5	

Wartości współczynnika korekcyjnego φ_1 [13]

Zgodnie z wykresami zamieszczonymi na rysunku 83 [13] jest to przenośnik najmniej nadający się do pracy w ścianach nachylonych podłużnie, więc dla obecnie powszechnie stosowanych przenośników z dwoma łańcuchami centralnymi, współczynniki te będą miały większe wartości.

Analizując wpływ kąta poprzecznego nachylenia przenośnika na przekrój F_{to} wynika, że dla nachyleń większych od ±5° należy indywidualnie określać F_{to} pamiętając, że podane wartości kątów ρ i ρ' należy odnosić do poziomu, zaś w odniesieniu do rynny należy je korygować o rzeczywisty kąt nachylenia poprzecznego w plusie lub w minusie zależnie od tego, w którą stronę nachylony jest przenośnik.

Tabela 2

Takie przypadki są jednak rzadkie, ponieważ nachylenie poprzeczne zwykle mieści się w granicach ±5°.

Aktualnie potencjalne możliwości transportowe ścianowych przenośników zgrzebłowych są lepiej wykorzystywane niż wynikałoby to z rysunku 4a,b,c. Rzeczywiste przekroje poprzeczne urobku są zbliżone do tych, które przedstwiono na rysunku 3a, b z tym, że w ścianach kombajnowych zastawki są odsunięte od rynny w stronę zawału o około 200 do 300 mm.

Maksymalny teoretyczny przekrój poprzeczny urobku na ścianowych przenośnikach zgrzebłowych ich producenci liczą różnymi sposobami.

Przykładowo australijska firma "INBYE" preferuje metodę przedstawioną na rysunku 5.

Zgodnie z tą metodą cały przekrój urobku dzielony jest na przenośniku zgrzebłowym na dwie strefy - nieruchomą i ruchomą. Strefa nieruchoma (zakreskowana w kratkę) ma płaszczyznę poślizgową pod kątem 45°, co odpowiada kątowi usypu naturalnego węgla w spoczynku. Pozostałą, czyli ruchomą część przekroju poprzecznego urobku podzielono na sześć części oznaczonych od A_1 do A_6 . Przyjęto, że powierzchnie przekroju urobku A_1 , A_2 , A_3 i A_6 poruszają się z prędkością cięgna łańcuchowego, czyli ich średnia prędkość wynosi 100% prędkości cięgna. Powierzchnia A_2 uwzględniona jest w obliczeniach w 60%, ponieważ uwzględniono w obliczeniach, że 40% objętości tej warstwy wypełniają w przybliżeniu łańcuchy i zgrzebła. Powierzchnie przekroju A_4 i A_5 to powierzchnie, w których średnia prędkość ziaren urobku wynosi 40%. Podobny sposób liczenia przekroju poprzecznego mają inne firmy angloamerykańskie.



1 = 0.312 m ²	100% = 0.312m
$2 = 0.120 \text{ m}^2$	60% = 0.072m
$3 = 0.107 \text{ m}^2$	100% = 0.107m
4 = 0.240 m ²	40% = 0.096m
5 = 0.258 m ²	40% = 0.103m
$6 = 0.107 \text{ m}^2$	100% = 0.107m
	TOTAL 0.797m

Rys. 5. Metoda wyznaczania maksymalnego, teoretycznego przekroju poprzecznego urobku na ścianowym przenośniku zgrzebłowym o szerokości wewnętrznej rynien 1100 mm według firmy "INBAYE"

Podane dotychczas sposoby liczenia teoretycznego przekroju poprzecznego urobku na przenośniku, niezbędne do obliczenia teoretycznej wydajności przenośnika są skomplikowane w obliczeniach, ponieważ wymagają znajomości wielu danych i są czasochłonne. Z tego powodu wygodnie jest przyjmować taki ekwiwalentny prostokątny przekrój strugi urobku, który przy założeniu, że prędkość wszystkich ziaren urobku w ramach tego prostokąta jest równa prędkości cięgna, zapewni przyjęcie wiarygodnej wydajności teoretycznej przenośnika.

Jeżeli szerokość prostokątnej strugi urobku przyjmie się jako równą szerokości zewnętrznej rynien przenośnika, to wysokość tej strugi wyniesie (rys. 6):

$$h = k_h \cdot b \quad [m] \tag{15}$$

gdzie:

- *b* szerokość zewnętrzna rynien [m],
- h ekwiwalentna wysokość prostokątnej strugi urobku [m],
- *k*_h względna wysokość prostokątnej strugi urobku [m].

Dla przenośników ścianowych należy przyjmować $k_h = 0,45 \div 0,65$. Większe z podanych wartości można przyjmować, w przypadku gdy chce się wykorzystać maksymalnie potencjalne możliwości transportowe przenośnika. Dotyczy to sytuacji przenośnika strugowego, gdy zastawki są minimalnie odsunięte, brak jest systemu posuwu, a przez to mniejsze są opory ruchu od strony zawałowej.



Rys. 6. Wymiary ekwiwalentnej, prostokątnej strugi urobku do obliczania teoretycznej wydajności przenośnika [95]

Aby uniknąć niekorzystnych skutków wynikających z przyjęcia zbyt wysokiej strugi urobku zaleca się przyjąć w obliczeniach $k_h = 0,55 - 0,6$, natomiast $k_h = 0,45$, gdy chce się zmniejszyć opory ruchu gałęzi górnej cięgna oraz intensywność kruszenia urobku.

2.2. Obciążenie wzdłużne przenośników zgrzebłowych

Obciążenie wzdłużne (przekroje podłużne) urobkiem przenośników zgrzebłowych zależy głównie od:

- ilości urobku załadowanego na przenośnik,
- rodzaju maszyny urabiająco-ładującej,
- technologii urabiania,

- warunków górniczo-geologicznych, przerw w pracy i zmian prędkości urabiania,
- nachylenia podłużnego przenośnika.

Ponadto na formę obciążenia wzdłużnego przenośnika pewien wpływ mają także własności urobku, wysokość zgrzebeł, szerokość rynien, drgania przenośnika i inne.

Jeśli na przenośnik zgrzebłowy załadowuje się niewielkie ilości urobku, to nie tworzy on ciągłej strugi na całej długości przenośnika, lecz pryzmy urobku o przekroju trójkątnym lub trapezowym pchane przed zgrzebłami (przenośniki przesuwające) lub hamowane (za zgrzebłami – przenośniki hamujące). Na rysunku 7 przedstawiono przykłady różnych form obciążenia wzdłużnego przenośnika, przy czym na rysunkach 7a i c przedstawiono typowe pryzmy przed zgrzebłami przy transporcie w poziomie i po wzniosie, a na rysunku 7b równomierne obciążenie przenośnika.



Rys. 7. Przykłady form obciążenia wzdłużnego przenośników zgrzebłowych [52]; a – pryzmy urobku o kształcie trapezowym i trójkątnym w przenośniku o niewielkim obciążeniu ułożonym poziomo, b – równomierne obciążenie w przenośniku o średnim obciążeniu urobkiem ułożonym w poziomie, c – trapezowa pryzma urobku w przenośniku pracującym po wzniosie

Rzeczywiste obciążenie wzdłużne, a więc i wydajność chwilowa przenośników zgrzebłowych rzadko mają charakter stały lub okresowo zmienny. Wydajność maszyn urabiających strugów i kombajnów) lub załogi (załadunek ręczny) ma w kopalni charakter losowy. Wynika to ze zmiennych warunków górniczo-geologicznych i konieczności dostosowania do nich pracy maszyn urabiających, przerw w czasie ich pracy lub przerw w pracy środków odstawy a nawet stanu psycho-fizycznego pracowników, jeśli załadunek przenośnika odbywa się ręcznie. Z tego powodu obciążenie wzdłużne przenośnika zmienia się od 0 do maksimum wynikającego z jego zdolności transportowej. Są więc na przenośniku odcinki pozbawione urobku, z małym i maksymalnym przekrojem poprzecznym a także w przybliżeniu z czasowo stałym obciążeniem, którego poziom zależy od ustalonej prędkości urabiania.

Obciążenie przenośnika urobkiem zależy od rodzaju maszyny urabiającej i kierunku urabiania. W przypadku kombajnu objętość sekundowa urobionej calizny Q [m³/s] jest wprost proporcjonalna do prędkości posuwu kombajnu v_k [m/s], efektywnego zabioru kombajnu Z [m], oraz efektywnej wysokości urabianie H_u [m], czyli:

$$Q = H_u \cdot Z \cdot v_k \quad [m^3/s] \tag{16}$$

natomiast objętość (wydajność) sekundowa urobku:

$$Q_{\mu} = Q \cdot k_r = H_{\mu} \cdot Z \cdot v_k \cdot k_r \quad [m^3/s]$$
⁽¹⁷⁾

gdzie:

 k_r jest współczynnikiem rozluźnienia węgla ($k_r = 1,35 - 1,6$).

Prędkość cięgna łańcuchowego przenośnika ścianowego względem kombajnu określa zależność:

$$v_{l/k} = v \pm v_k \ [m/s]$$
 (18)

gdzie:

- v_{l/k} prędkość cięgna łańcuchowego przenośnika względem kombajnu [m/s],
- v_k prędkość posuwu kombajnu [m/s],
- v prędkość cięgna łańcuchowego przenośnika [m/s].

We wzorze (18) należy przyjmować znak "+", gdy wektory prędkości posuwu kombajnu i cięgna łańcuchowego mają kierunki przeciwne (ruch kombajnu w kierunku napędu zwrotnego) oraz "-", gdy kierunki te są zgodne (ruch kombajnu w kierunku napędu wysypowego). Przy urabianiu kombajnem urobek załadowywany jest na przenośnik przez organy urabiające i przez kliny ładujące (ostrogi) w określonej odległości za kombajnem. Pewna część urobku pozostaje w ścieżce pokombajnowej, ale ilość tego urobku jest stała po każdym skrawie i dlatego można przyjąć, iż za wyjątkiem pierwszego skrawu cały urobek załadowany jest na przenośnik. Przy urabianiu dwukierunkowym cały urobek przejmuje przenośnik, więc jego wydajność jest równa:

$$Q_p = Q_u = H_u \cdot Z \cdot v_k \cdot k_r \ [m^3/s] \tag{19}$$

Przyjmując w uproszczeniu, że przekrój urobku na przenośniku jest prostokątny (rys. 6) uzyskuje się zależność na przekrój poprzeczny urobku na przenośniku:

$$F_{p} = b \cdot h \left[m^{2} \right]$$
(20)

a po uwzględnieniu zależności (15):

$$F_{p} = k_{h} \cdot b^{2} \left[m^{2} \right]$$
(21)

Wykorzystując zależność (18), (19) i (21) uzyskuje się zależności:

$$Q_u = Q_p = F_p \cdot v_{l/k} \ [m^3/s]$$
 (22)

oraz:

$$H_u \cdot Z \cdot k_r = F_p \cdot \left(v \pm v_k\right) \ [m^3/s] \tag{23}$$

ze wzoru (23) wynika zależność:

$$F_{p} = \frac{H_{u} \cdot Z \cdot v_{k} \cdot k_{r}}{v \pm v_{k}} \left[m^{2}\right]$$
(24)

Z zależności (24) wynika, że przy pracy kombajnu ze stałą prędkością w kierunku napędu wysypowego przekrój F_p będzie większy niż przy pracy kombajnu z taką samą prędkością w kierunku napędu zwrotnego. Jeśli kombajn rozpoczyna pracę przy napędzie zwrotnym, to początek strugi urobku osiągnie wysyp po czasie:

$$t = \frac{L}{v}$$
(25)

natomiast długość tej strugi (maksymalna długość załadowania) L_{zmax} wyniesie:

$$L_{zmax} = \frac{v \cdot L}{v + v_k} \quad [m] \tag{26}$$

Jeśli kombajn urabia jednokierunkowo, to część urobku po urabianiu pozostaje w ścieżce pokombajnowej. Wtedy wydajność objętościową urobku załadowywanego przez kombajn na przenośnik Q_{pj} określa zależność:

$$Q_{pj} = Q_u \cdot k_u = k_u \cdot H_u \cdot Z \cdot v_k \cdot k_r \ [m^3/s]$$
⁽²⁷⁾

natomiast wydajność załadowywania przenośnika przy czyszczeniu ścieżki pokombajnowej (wydajność resztkowa) Q_{pr} wyniesie:

$$Q_{pr} = Q_u \cdot (l - k_u) [m^3/s]$$
⁽²⁸⁾

gdzie k_u jest współczynnikiem określającym względną wartość (udział) urobku załadowywanego na przenośnik ścianowy przez organy urabiające w trakcie urabiania. Przekrój poprzeczny urobku, znajdujący się w ścieżce pokombajnowej wynosi (rys. 8).



Rys. 8. Schemat do określania ilości urobku pozostającego w ścieżce pokombajnowej przy urabianiu jednokierunkowym [13]

$$F_r = F_{\varepsilon} + F_a = Z \cdot h_r + \frac{1}{2}Z^2 \cdot tg\varepsilon = Z \cdot h_r + \frac{1}{2}Z^2 \cdot \frac{\sin(\rho' - \alpha)}{\cos\rho}$$
(29)

gdzie:

- ε kąt nachylenia powierzchni swobodnej urobku w ścieżce pokombajnowej w płaszczyźnie normalnej do spągu [stopnie],
- α kąt podłużnego nachylenia przenośnika [stopnie],

 ρ' – kąt usypu naturalnego [stopnie].

Wydajność załadunku urobku ze ścieżki pokombajnowej wyniesie:

$$Q_z = F_r \cdot v_{kr} \ [m^3/s] \tag{30}$$

natomiast wydajność przenośnika przy czyszczeniu ścieżki z urobku $Q_{pr} = Q_z$ wyniesie:

$$Q_{pr} = F_{pr} \cdot \left(v \pm v_{kr} \right) \left[m^3 / s \right]$$
(31)

Porównując zależności (30) i (31) uzyskuje się zależność na przekrój poprzeczny strugi urobku przy czyszczeniu ścieżki pokombajnowej:

$$F_{pr} = \frac{F_r \cdot v_{kr}}{v \pm v_{kr}} = \frac{Z \cdot (h_r + 0.5Z \cdot tg\rho') \cdot v_{kr}}{v \pm v_{kr}} \ [m^2]$$
(32)

gdzie:

- *F_{pr}* przekrój poprzeczny strugi urobku na przenośniku przy, czyszczeniu ścieżki [m²],
- Z zabiór efektywny kombajnu [m],
- *h*_r wysokość rynny [m],

Jeśli prędkość kombajnu na całej długości ściany jest stała, to mimo, że v_{kr} jest znacznie większa od v_k to F_{pr} jest zwykle mniejsze od F_r . Przy czyszczeniu ścieżki pokombajnowej ruch kombajnu odbywa się zwykle od wysypu do napędu zwrotnego i wtedy po dojechaniu do tego napędu F_{pr} na całej długości przenośnika jest w przybliżeniu stałe (jeśli w czasie od urabiania calizny z jej czoła lub ze stropu nie oderwały lub wysypały się istotne ilości węgla lub skał stropowych). W odniesieniu do urabiania strugami, znanych jest pięć podstawowych metod [2].

I. Tradycyjna – prędkość ruchu struga mniejsza od prędkości cięgna przenośnika zgrzebłowego, obie prędkości stałe:

 $v_{ms} < v (v_{ms} = const, v = const, n = n_1 = n_2), b_{zs} = const, h = const.$

- II. Kombinowana
 - II.1 Z użyciem struga statycznego asymetrycznego (prędkości jak w metodzie I):

 $h_p > h_z$ i $h_p + h_z = h$, $b_{zs} = const$.

II.2 Ze zmienną prędkością struga i stałą prędkością przenośnika:

 $v_{msp} > v_{msz} (v_{msp} / v_{msz} = 3/1), v_{msp} \ge v, v_{mz} < v,$

 $h = const, b_{zs} = const, (ew. b_{zsp} \neq b_{zsz})$

II.3. Ze zmienną prędkością ruchu struga statycznego i przenośnika:

 $v_{msp} > v_{msz} (v_{msp} / v_{msz} = 3/1), b_{zsz} > b_{zsp}$

$$(b_{zsz}/b_{zsp} = 3/1), v_z > v_p, (v_z/v_p = 3/1), v_z > v_{ms}, v_p, < v_p$$

 $(v_z, v_p - prędkości przenośnika przy ruchu zgodnym i przeciwnym).$

III. Urabianie z prędkością wyprzedzającą struga – prędkość ruchu struga większa od prędkości przenośnika, obie prędkości stałe:

 $v_{ms} = const, v_z < v_p (v_p / v_z = 2/1), v_{ms} > v_z, v_{ms} > v_p$

(zachodzi: $v_{ms}/v_p/v_z = 3/2/1$), $b_{zs} = const$, h = const, n = 3.

IV. Urabianie głębokim zabiorem – przy użyciu strugów dynamicznych lub strugów z dyszami dla strumienia wody pod ciśnieniem > 70 MPa:

 $v_{ms} = const, v = const, b_{zs} = const, h = const.$

W 2011 r. pracowały w Polsce dwa strugi. Strug pracujący w KWK "BOGDANKA" miał prędkości v = 1,52 m/s, $v_{msp} / v_{msz} = 2,94/0,98 = 3/1$. Jest to więc strug pracujący zgodnie z metodą II.2. Również pierwszy strug pracujący w KWK "ZOFIÓWKA" pracował zgodnie z metodą II.2, czyli v = 1,31 m/s, $v_{msp} / v_{msz} = 2,24/1,12 = 2/1$.

W przypadku, gdy urabianie węgla realizowane jest przez strug, określenie obciążenia przenośnika urobkiem jest bardziej złożone niż przy zastosowaniu kombajnu.

Do teorii pracy struga wprowadzone zostało w Niemczech pojęcie prędkości odsłaniania stropu:

$$A_{ms} = 60 \cdot v_{ms} \cdot b_{zs} \ [m^2/min] \tag{33}$$

gdzie:

A_{ms} – prędkość odsłaniania stropu [m²/min],

 v_{ms} – prędkość struga [m/s],

*b*_{zs} – głębokość zabioru [m].

W ruchu zgodnym lub przeciwbieżnym struga, w odniesieniu do kierunku ruchu przenośnika w zależności (33) należy uwzględniać odpowiadające tym ruchom, prędkości v_{msz} lub v_{msp} oraz głębokości zabioru b_{zsz} lub b_{zsp} . Dla większej liczby cięć można określić prędkość odsłaniania stropu ze średniej prędkości struga v_{mssr} i średniego zabioru b_{zssr} , czyli:

$$v_{mss'r} = \frac{2L}{t_p + t_z} = \frac{2L}{\frac{L}{v_{msp}} + \frac{L}{v_{msz}}} = \frac{2v_{msz} \cdot v_{msp}}{v_{msz} + v_{msp}} \quad [m/s]$$
(34)
$$b_{zss'r} = \frac{b_{zsp} + b_{zsz}}{2} \quad [m]$$
(35)

Powierzchnię odsłonięcia stropu można więc wyrazić w postaci uogólnionej zależności:

$$A_{ms} = 60v_{mss'r} \cdot b_{zss'r} \ [m^2/min] \tag{36}$$

Gdzie we wzorach (34) do (36):

L-długość ściany [m],vmsp, vmsz-odpowiednio prędkości struga przy ruchu
przeciwbieżnym i zgodnym [m/s],tp, tz-czasy przejścia struga przez ścianę przy ruchu
przeciwbieżnym i zgodnym [s],vzsśr-średnia prędkość struga [m/s],bzsśr-średni zabiór struga [m].

Głębokość zabioru struga zależy od wielu czynników i często jest większa podczas ruchu zgodnego z kierunkiem odstawy (w dół), a mniejsza podczas ruchu przeciwbieżnego (w górę), co jest następstwem większego zużycia energii napędu na podnoszenie głowicy struga podczas jazdy w górę nachylonego pokładu. Głębokość zabioru w strugach konwencjonalnych, gdzie docisk przenośnika do calizny realizowano przez stałe cisnienie w siłownikach dociskowo-przesuwających jest wartością losowo zmienną zależną od twardości węgla. Z tego powodu front ściany strugowej był zwykle pokrzywiony i wymagał działań korygujących.

W nowoczesnych strugach, gdzie głębokość cięcia jest zdefiniowana takie problemy nie występują.

Strug odspaja od calizny węglowej i ładuje na przenośnik określoną ilość urobku w jednostce czasu, zależną od prędkości odsłaniania stropu, wysokości ściany oraz współczynników rozluźnienia i sprawności załadunku:

$$V_0 = A_{ms} \cdot h \cdot k_r \cdot \xi = 60 \cdot h \cdot v_{ms} \cdot b_{zs} \cdot k_r \cdot \xi \ [m^3/min] \tag{37}$$

gdzie:

V₀ – wydajność objętościowa odspajanego urobku [m³/min],

h – wysokość ściany [m],

v_{ms} – prędkość struga [m/s],

 b_{zs} – głębokość zabioru [m],

*k*_r – współczynnik rozluźnienia węgla,

 ξ – współczynnik sprawności załadunku ($\xi \leq 1$).

Sekundowa objętość urobku przejęta przez przenośnik (wydajność sekundowa przenośnika) jest równa sekundowej wydajności odspajania i ładowania urobku przez strug, czyli:

$$F \cdot (v \pm v_{ms}) = h \cdot v_{ms} \cdot b_{zs} \cdot k_r \cdot \xi \ [m^3/min] \tag{38}$$

Powierzchnia przekroju poprzecznego urobku na przenośniku musi być mniejsza lub równa powierzchni teoretycznej przekroju poprzecznego przenośnika F_{to} :

$$F_{to} \ge F = h \cdot b_{zs} \cdot k_r \cdot \xi \cdot \frac{v_{ms}}{v \pm v_{ms}} \left[m^2 \right]$$
(39)

Jeśli prędkości struga i przenośnika są zróżnicowane w poszczególnych fazach pracy struga, to zależność (39) prowadzi do dwóch przekrojów załadowania przenośnika, czyli dla ruchu zgodnego F_z i dla ruchu przeciwbieżnego F_p . Większa z tych wartości musi spełnić nierówność (39). W przypadku nakładania przez strug trzech warstw urobku na przenośnik (w metodzie urabiania z prędkością wyprzedzającą $v_{ms} / v = 3/1$) przekrój załadowany określa zależność:

$$F = 2F_p + F_z = h \cdot b_{zs} \cdot k_r \cdot \zeta \cdot \left(\frac{2v_{ms}}{v + v_{ms}} + \frac{v_{ms}}{v_{ms} - v}\right) \left[m^2\right]$$
(40)

Dla współpracy przenośnika ze strugiem wymagana jest szczegółowa analiza rozkładu obciążenia przenośnika urobkiem dla różnych faz pracy struga. Wygodnie jest wówczas określić prędkość struga w ruchu przeciwbieżnym jako pewną wielokrotność prędkości przenośnika [2, 90, 113, 126, 127, 129 – 134]:

$$v_{msp} = n_1 \cdot v \quad [m/s] \tag{41}$$

zaś w ruchu zgodnym jako:

$$v_{msz} = n_2 \cdot v \ \left[m/s \right] \tag{42}$$

W praktyce stosowano różne metody urabiania strugami. Najbardziej rozpowszechnioną jest metoda, w której $v_{ms} / v = 3/1$.

Jednostkowe obciążenie przenośnika urobkiem q_u [t/m], w poszczególnych skrawach struga dla n_1 i $n_2 \neq 1$ lub $n_1 = n_2$ określają ogólne zależności:

- dla ruchu przeciwbieżnego:

$$q_{up} = \frac{n_1}{1 + n_1} \cdot h_p \cdot b_{zsp} \cdot \gamma \cdot \xi \quad [t/m]$$
(43)

– dla ruchu zgodnego przy $n_2 < 1$:

$$q_{uz} = \frac{n_2}{1 - n_2} \cdot h_z \cdot b_{zsz} \cdot \gamma \cdot \xi \quad [t/m]$$
(44)

oraz dla $n_2 > 1$:

$$q_{uz} = \frac{n_2}{n_2 - 1} \cdot h_z \cdot b_{zsz} \cdot \gamma \cdot \xi \quad [t/m]$$
(45)

gdzie:

*b*_{zsp}, *b*_{zsz} – głębokość skrawu przy ruchu przeciwbieżnym i zgodnym [m].

Powierzchnie przekroju poprzecznego nakładanej warstwy urobku w pojedynczych jazdach struga w ruchu przeciwbieżnym i zgodnym określają zależności (46) i (47):

$$F_{p} = \frac{q_{up}}{\gamma} \left[m^{2} \right]$$
(46)

$$F_{z} = \frac{q_{uz}}{\gamma} \left[m^{2} \right]$$
(47)

a w przypadku nałożenia trzech warstw urobku z kolejnych jazdach struga:

$$F = 2F_p + F_z = \frac{2q_{up} + q_{uz}}{\gamma} \left[m^2\right]$$
(48)

Zależność (48) po wykorzystaniu zależności (43) i (45) dla $n_1 = n_2 = 3$ i $b_{zsz} = b_{zsp} = b_{zs}$ oraz $h_p = h_z = h$ przyjmie postać:

$$F = 3h \cdot b_{zs} \cdot v \cdot k_r \cdot \xi \quad \left[m^2\right] \tag{49}$$

Głębokość skrawu w strugach konwencjonalnych wykazuje zwykle nierównomierność, co zmusza do zwiększenia wydajności teoretycznej przenośnika F_{pt} o 20 – 30% w stosunku do wyliczonej dla b_{zs} = const. (zależność (49)). Jest to ważne szczególnie przy urabianiu z prędkością wyprzedzającą, gdzie przeładowany przenośnik utrudnia ruch głowicy struga.

Analizę obciążenia podłużnego przenośnika najlepiej jest prowadzić na wykresie spływu urobku w układzie współrzędnych droga – czas (rys. 9).



Rys. 9. Obciążenie urobkiem strugowego przenośnika zgrzebłowego dla metody urabiania II.2 i III [13]

Z wykresów tych wynika, że załadunek na dalsze środki transportu jest równomierny, co nie ma miejsca w pozostałych metodach urabiania strugiem.

W celu obliczenia oporów ruchu przenośnika strugowego, a następnie wymaganej mocy silników napędowych potrzebna jest znajomość masy urobku znajdującej się na przenośniku.

Przy przeciwbieżnym ruchu struga, dla n < 1 zależność masy urobku załadowanego na przenośnik w funkcji położenia głowicy strugowej przedstawia zależność [126]:

$$G_{p} = \frac{n}{1+n} \cdot h_{p} \cdot b_{zsp} \cdot \gamma \cdot x \quad [t]$$
(50)

gdzie:

- *G_p* masa urobku na przenośniku, gdy strug w ruchu przeciwbieżnym jest w odległości x od napędu wysypowego [t],
- x odległość głowicy strugowej od napędu wysypowego [m],
- γ gęstość usypowa [t/m³].

Największe obciążenie przenośnika będzie występować dla x = L (rys. 10a).



Rys. 10. Zależność masy urobku załadowanego na przenośnik w funkcji położenia głowicy strugowej przy ruchu przeciwbieżnym (a), i zgodnym (b) [13]

Przy ruchu zgodnym struga, wyróżnić można dwa przypadki obciążenia, czyli:

- na przenośniku pozostaje urobek z urabiania w kierunku przeciwnym (rys. 11b),
- na przenośniku pozostaje tylko urobek z urabiania w kierunku zgodnym (rys. 11c).



Rys. 11. Obciążenia jednostkowe przenośnika strugowego wynikające z ruchu przeciwbieżnego q_{up} i zgodnego q_{uz} [13];

a – ruch przeciwbieżny, b – ruch zgodny z urobkiem z ruchu przeciwbieżnego i zgodnego, c – ruch zgodny i urobek tylko z tego ruchu Jeśli podczas urabiania w kierunku zgodnym strug osiągnie położenie x_i , to początek strugi urobku z tej jazdy osiągnie położenie x_i :

$$x_{I} = -\frac{1-n}{n} \cdot L + \frac{1}{n} \cdot x \quad [m]$$
(51)

Równanie to jest ważne dla wszystkich położeń struga od x = L do $x = (1-n) \cdot L$.

Masa urobku na przenośniku podczas tej jazdy struga wyniesie, według rysunku 11b:

$$G_{z} = \frac{n}{1-n} \cdot h \cdot b_{zsz} \cdot \gamma (x - x_{I}) [t]$$
(52)

Łączną masę urobku w położeniu struga x pochodzącą z urabiania określić można wykorzystując zależności (50) do (52), oraz podstawiając do pierwszej z nich $x = x_I$ zgodnie z (51). Wynosi ona, przy założeniu $b_{zsp} = b_{zsz} = b_{zs}$

$$G_{p} + G_{z} = h \cdot b_{zs} \cdot \gamma \cdot \left(\frac{2n}{1+n} \cdot L - \frac{n}{1+n} \cdot x\right) [t]$$
(53)

W położeniu *x* struga przy $x_i = 0$, kiedy na przenośniku znajduje się jeszcze urobek wyłącznie z urabiania w kierunku zgodnym, masa urobku G_z wyniesie:

$$G_{z} = h \cdot b_{zs} \cdot \gamma \cdot \frac{n}{l-n} \cdot x \ [t]$$
(54)

Największa wartość G_z wystąpi, gdy strug znajdzie się w odległości $x = (1 - n) \cdot L$. Jeśli porówna się największą wartość G_p i G_z przez porównanie zależności (50) i (54) dla $x = (1 - n) \cdot L$, to okazuje się, że największe obciążenie przenośnika urobkiem wystąpi przy ruchu struga w kierunku zgodnym, w odległości $x = (1 - n) \cdot L$ od napędu wysypowego.

Obciążenie to wyniesie:

$$G_{z_{max}} = h \cdot b_{zs} \cdot \gamma \cdot n \cdot L \ [t] \tag{55}$$

Stosunek maksymalnego obciążenia przenośnika urobkiem przy ruchu zgodnym, do obciążenia maksymalnego przy ruchu przeciwnym struga wynosi:

$$\frac{G_{zmax}}{G_{pmax}} = l + n \tag{56}$$

Znając maksymalne obciążenie przenośnika można już określić maksymalne obciążenie jego gałęzi ładownej z zależności:

 $W_{gmax} = g \cdot \left[G_{zmax} + q_l \cdot (l-n) \cdot L \right] \cdot \left(f_{gz} \cdot \cos \alpha \pm \sin \alpha \right) + g \cdot n \cdot L \cdot q_l \cdot \left(f_l \cdot \cos \alpha \pm \sin \alpha \right) [N]$ (57)

gdzie:

 f_{gz} – współczynnik oporów ruchu cięgna w gałęzi górnej z urobkiem,

g – przyśpieszenie ziemskie [m/s²],

*q*_l – masa 1 metra cięgna łańcuchowego [kg/m],

L – długość przenośnika [m],

α – kąt nachylenia podłużnego przenośnika [stopnie],

G_{zmax} – maksymalna masa urobku na przenośniku [kg].

W równaniu (57) należy przyjmować znak "+", gdy urobek transportowany jest po wzniosie, natomiast "-" gdy transport odbywa się po upadzie.

Przy pracy struga z prędkością wyprzedzającą ($v_s / v = n > 1$) prędkość struga jest większa od prędkości przenośnika. Struga urobku na przenośniku będzie w tym przypadku składać się z wielu niejednakowej grubości warstw urobku załadowanych na przenośnik, w wyniku następujących po sobie kolejnych jazd struga w kierunku przeciwnym i zgodnym. Przyjmując, że zabiór struga w ruchu zgodnym i przeciwnym jest jednakowy, masy jednostkowe urobku na przenośniku w ruchu przeciwbieżnym i zgodnym wynoszą:

$$q_{up} = \frac{n}{n+1} \cdot h \cdot b_{zs} \cdot \gamma \ [t/m] \tag{58}$$

$$q_{uz} = \frac{n}{n-l} \cdot h \cdot b_{zs} \cdot \gamma \ [t/m] \tag{59}$$

Masa jednostkowa urobku na przenośniku wyniesie:

$$q_{u} = q_{up} + q_{uz} = \frac{2n^{2}}{n^{2} - 1} \cdot h \cdot b_{zs} \cdot \gamma \ [t/m]$$
(60)

Do rozważań tych przyjęto niezmienną prędkość struga i przenośnika. Założono także, że n jest liczbą całkowitą. W tych warunkach łączną masę urobku na przenośniku będą określały zależności podane na rysunku 12.


$$x_1 = \frac{n-1}{n} \cdot L - \frac{x}{n}$$

Druga jazda w k. przeciwnym

$$x_1 = \frac{n-3}{n} \cdot L + \frac{x}{n}$$
$$x_2 = \frac{n-1}{n} \cdot L + \frac{x}{n}$$



Trzecia jazda w k. przeciwnym

$$x_1 = \frac{n-3}{n} \cdot L - \frac{x}{n}$$
$$x_2 = \frac{n-1}{n} \cdot L - \frac{x}{n}$$



Trzecia jazda w k. zgodnym

$$x_1 = \frac{n-5}{n} \cdot L + \frac{x}{n}$$
$$x_2 = \frac{n-3}{n} \cdot L + \frac{x}{n}$$
$$x_3 = \frac{n-1}{n} \cdot L + \frac{x}{n}$$

Rys. 12. Obciążenie przenośnika strugowego dla n > 1 przy drugich i trzecich jazdach przeciwbieżnych i zgodnych oraz charakterystyczne długości załadowania przenośnika x_1, x_2 i x_3 [128]

Istotne są zależności dla drugiego skrawu w kierunku przeciwnym i dalsze, ponieważ dwa pierwsze skrawy przyjmuje się jako początkowe, napełniające przenośnik do stanu wyjściowego.

Tak więc dla drugiego skrawu w kierunku przeciwnym:

$$G = q_u \cdot x_l + q_{up} \cdot x \quad [t] \tag{61}$$

dla drugiego skrawu w kierunku zgodnym:

$$G = q_u \cdot (x_1 + x_2 - x) + q_{up} \cdot x \ [t]$$
(62)

dla trzeciego skrawu w kierunku przeciwnym:

$$G = q_u (x_1 + x_2) + q_{up} \cdot x \ [t]$$
(63)

dla trzeciego skrawu w kierunku zgodnym:

$$G = q_u \cdot (x_1 + x_2 + x_3 - x) + q_{up} \cdot x \ [t]$$
(64)

Dla n = 3 powtarzają się załadowania przenośnika przy drugim skrawie w kierunku przeciwnym i zgodnym, a dla n = 5 odpowiednio przy trzecich skrawach. Rozpatrując przypadek n = 3 można, korzystając z zależności (58), (60) i (64), wyznaczyć maksymalne załadowanie *G*. Dla drugiego skrawu w kierunku przeciwnym wyniesie ono:

$$G = \left(\frac{n-1}{n^2-1} \cdot 2 \cdot n \cdot L - \frac{3-n}{n^2-1} \cdot n \cdot x\right) \cdot h \cdot b_{zs} \cdot \gamma \quad [t]$$
(65)

a w kierunku zgodnym:

$$G = \left(\frac{n-2}{n^2-1} \cdot 4 \cdot n \cdot L + \frac{3-n}{n^2-1} \cdot n \cdot x\right) \cdot h \cdot b_{zs} \cdot \gamma \quad [t]$$
(66)

Ponieważ dla n = 3 przy urabianiu w kierunku przeciwnym i zgodnym człony wzorów (65) i (66), w których występuje *x*, równają się zero, załadowanie przenośnika będzie jednakowe dla każdego położenia struga *x*.

Stąd dla obu kierunków urabiania:

$$G_{max} = 1,5 \cdot h \cdot b_{zs} \cdot \gamma \cdot L \quad [t]$$
(67)

natomiast zastępcza masa jednostkowa urobku na całą długość przenośnika *L* wyniesie:

$$q_{\mu}^{*} = 1,5 \cdot h \cdot b_{zs} \cdot \gamma \quad [t]$$
(68)

Przy n = 5, po przeprowadzeniu podobnej analizy jak dla n = 3uzyskuje się również stałe załadowanie przenośnika dla każdego położenia struga x. Wartość G_{max} i q^* dla n = 5 określają podobne zależności jak (67) i (68) z tym, że liczbę 1,5 należy zastąpić przez 2,5. Wyprowadzone zależności dotyczą współpracy struga z przenośnikiem, w których prędkości tych maszyn roboczych nie ulegają zmianie przy zmianie kierunku pracy struga. W ogólności prędkości struga mogą ulegać zmianie przy zmianie kierunku urabiania. Taki przypadek współpracy przenośnika ze strugiem rozpatrzono w pracy [89]. W każdym innym przypadku współpracy przenośnika i struga można wyprowadzić odpowiednie zależności na obciążenie przenośnika urobkiem postępując w sposób wcześniej przedstawiony.

3. Wydajność przenośników zgrzebłowych

Wydajność przenośnika można zdefiniować jako masę lub objętość materiału przemieszczonego w jednostce czasu. W zależności od tego, jaką przyjmie się jednostkę czasu, rozróżnia się wydajność sekundową, minutową, godzinową, zmianową, dobową itp. Wydajność objętościowa (strumień objętości) zależy od powierzchni przekroju poprzecznego materiału na przenośniku i prędkości ruchu cięgna, zaś wydajność masowa (strumień masy), dodatkowo od gęstości usypowej nosiwa.

Przy materiale przemieszczanym jednakowym i nieprzerwanym strumieniem teoretyczna, godzinowa wydajność objętościowa wynosi:

$$Q_{ot} = 3600 \cdot F_t \cdot v \ [m^3/h]$$
(69)

natomiast teoretyczna, godzinowa wydajność masowa:

$$Q_{mt} = \gamma \cdot Q_{ot} = 3600 \cdot F_t \cdot v \cdot \gamma = 3.6 \cdot q_u \cdot v \lfloor t/h \rfloor$$
(70)

Rzeczywiste wydajności określają zależności:

wydajność objętościowa:

$$Q_{o} = 3600 \cdot F \cdot v \,[m^{3}/h] \tag{71}$$

wydajność masowa:

$$Q_m = 3600 \cdot F \cdot v \cdot \gamma [t/h] \tag{72}$$

gdzie:

Q_{ot} , Q_{mt}	_	objętościowa i masowa wydajność teoretyczna przenośnika [m³/h] i [t/h],		
Q_o , Q_m	_	objętościowa i masowa wydajność rzeczywista przenośnika [m³/h] i [t/h],		
F_t , F	-	teoretyczna i rzeczywista powierzchnia przekroju poprzecznego urobku na przenośniku [m²],		
ν	_	prędkość cięgna [m/s],		
q_u	_	masa jednostkowa (liniowa) nosiwa [kg/m],		
γ	_	gęstość usypowa materiału transportowanego [t/m ³], dla czystego węgla o gęstości i γ_c w caliźnie:		
		$\gamma_c=1,35-\gamma=0,9$		
		$\gamma_c = 1,30 - \gamma = 0,87$		
		$\gamma_c=1,20-\gamma=0,80$		
		dla pokładu węgla z 20% zawartością kamienia:		
		$\gamma_c = 1,50 - \gamma = 1,0$		

Ponieważ strumień materiału przenoszony przez przenośnik zgrzebłowy nie jest zwykle równomierny, dla scharakteryzowania jego wydajności, stosuje się pojęcie wydajności chwilowej, średniej i maksymalnej. Rzeczywista chwilowa wydajność masowa jest pochodną ilości przemieszczanego materiału względem czasu:

$$Q_{mch} = \frac{dM}{dt} [t/h]$$
(73)

natomiast średnia wydajność masowa:

$$Q_{mch} = \frac{\Delta M}{\Delta t} \quad [t/h] \tag{74}$$

Rzeczywiste wydajności górniczych przenośników zgrzebłowych rzadko mają charakter stały lub okresowo zmienny. Wydajność maszyn urabiających ma najczęściej charakter zmienny. Wynika to między innymi z:

- przyjętej technologii pracy przodka,
- ze zmiennych warunków górniczych i konieczności dostosowywania do nich parametrów pracy maszyn urabiających,
- uszkodzeń maszyn i urządzeń przodkowych, transportowych itp.

Dla zabezpieczenia właściwej pracy w przodkach konieczne jest określenie niezbędnej wydajności urządzeń transportowych. W przypadku, gdy w projektowanym systemie transportowym nie przewiduje się zbiorników wyrównawczych, lub przenośników zasobnikowych, poszukiwaną wydajnością obliczeniową, niezbędną do prawidłowego doboru przenośnika jest wydajność maksymalna. Ponieważ jednak wydajność maksymalna, Q_{max} w fazie doboru przenośnika do danego systemu transportowego nie jest jeszcze znana, problem sprowadza się do określenia wydajności obliczeniowej Q_{so} , gdy znane są warunki pracy, wyposażenie ściany oraz wynikająca z nich empirycznie wydajność zmianowa A, uzyskiwana w czasie pracy zmiany, t_z .

Średnia wydajność zmianowa Q_{sr} wynosi wówczas:

$$Q_{sr} = \frac{A}{t_z} \quad [t/h] \tag{75}$$

natomiast współczynnik nierównomierności spływu urobku:

$$k = \frac{Q_{max}}{Q_{sr}} = \frac{Q_{max} \cdot t_z}{A}$$
(76)

Stąd wydajność obliczeniowa przenośnika wyniesie:

$$Q_{so} \ge Q_{max} = \frac{A \cdot k}{t_z} [t/h]$$
(77)

Współczynnik nierównomierności spływu urobku k z danego wyrobiska eksploatacyjnego można określić za pomocą pomiarów wydajności chwilowej.

Korzystne z punktu widzenia organizacji transportu kopalnianego zmniejszenie wartości *k* można uzyskać przez poprawę czynników organizacyjno-technicznych wpływających na rytmiczność i równomierność spływu urobku z przodka.

Dla wyrobisk ścianowych k = 1,5 - 3,5 [2].

Znacznie bardziej kłopotliwe jest określenie wydajności obliczeniowej dla przenośników zbiorczych. Przenośniki te ogólnie mogą być załadowywane w *n* punktach (najczęściej w 2 lub 3 – np. przenośnik podścianowy pracujący w systemie ścianowym podbierkowym z dwoma przenośnikami zgrzebłowymi, lub oddziałowy przenośnik zbiorczy) przez inne urządzenia transportowe.

Ogólnie wydajność tych urządzeń określić można za pomocą parametrów statystycznych, tzn. wartości średniej m oraz odchylenia standardowego σ lub wariancji $D = \sigma^2$, które są miarami rozrzutu (dyspersji) wydajności chwilowej [173]. Jeśli wartości średnie wydajności nadawczych urządzeń transportowych przenośnika zbiorczego oznaczy się przez m_1 , m_2 ... m_n , natomiast odpowiadające im odchylenia standardowe przez σ_1 , σ_2 ... σ_n , to zgodnie z zasadami rachunku prawdopodobieństwa i statystyki matematycznej wartość średnia wydajności przenośnika zbiorczego jest sumą wydajności urządzeń nadawczych, czyli:

$$m = m_1 + m_2 + \dots + m_n = \sum_{i=1}^n m_i [t/h]$$
 (78)

zaś wariancja wydajności przenośnika zbiorczego:

$$D = D_1 + D_2 + \dots + D_n = \sum_{i=1}^n \sigma_i^2$$
(79)

Przechodząc z wariancji D na odchylenie standardowe σ otrzymuje się:

$$\sigma = \sqrt{D_1 + D_2 + \dots D_n} = \sqrt{\sum_{i=1}^n \sigma_i^2} \ [t/h]$$
(80)

Ponieważ strumień masy na przenośniku zbiorczym o parametrach *m* i σ jest skutkiem niezależnych strumieni masy o parametrach *m_i*, σ_i , więc łączny strumień masy (wydajność przenośnika zbiorczego) będzie miał rozkład normalny (rys. 13).



Rys. 13. Określenie wydajności maksymalnej przenośnika *Q_{max}* na podstawie parametrów statystycznych pomierzonych wydajności chwilowych [173]

Uwzględniając zasadę trzech sigm (3σ), która mówi, że w przedziale od - ∞ do $m + 3\sigma$ mieści się 99,7% możliwych zdarzeń, można uznać, że z prawdopodobieństwem prawie równym 100% maksymalna możliwa wydajność przenośnika zbiorczego wyniesie:

$$Q_{max} = m \cdot 3\sigma = \sum_{i=1}^{n} m_i + 3 \cdot \sqrt{\sum_{i=1}^{n} \sigma_i^2} \quad [t/h]$$
(81)

natomiast współczynnik nierównomierności spływu urobku *k* przyjmie postać:

$$k = \frac{Q_{max}}{Q_{sr}} = \frac{m + 3\sigma}{m} = 1 + \frac{3\sigma}{m}$$
(82)

gdzie:

$$Q_{sr} = m = \sum_{i=1}^{n} m_i [t/h]$$
 (83)

Współczynnik k można zmniejszyć przez zastosowanie w systemach transportowych oddziałowych i głównych, zbiorników wyrównawczych lub przenośników zasobnikowych. Pewne możliwości zmniejszenia k

w transporcie głównym kryją się także w zwiększeniu liczby wozów urobkowych kopalnianej kolei podziemnej, ale ten system transportu głównego z innych powodów jest niekorzystny i rezygnuje się z niego. Ważnym elementem poprawy współczynnika k przenośnika zbiorczego są działania na rzecz poprawy współczynników k_i z poszczególnych wyrobisk eksploatacyjnych poprzez poprawę czynników organizacyjnotechnicznych wpływających na rytmiczność i równomierność spływu urobku z tych przodków.

Dla przybliżonych obliczeń w kopalniach węgla kamiennego, można przyjmować następujące wartości współczynnika *k* [2]:

- dla rejonów wydobywczych k = 2,
- dla oddziałowych punktów przeładowczych k = 1,5,
- dla zbiorczych środków transportu przenośnikowego na upadowych, pochylniach i dla transportu głównego k = 1,5,
- w zakładach przeróbki mechanicznej k = 1,15 1,25.

Wydajność maksymalną przenośnika zbiorczego można też określić inną metodą. Wychodzi się w niej z pomiarów Q_{max} , która dla każdego dnia jest inna. Pomierzone wartości Q_{max} dają zbiór wyników o rozkładzie normalnym z parametrami (Q_{max})^{*s*} i σ_{Qmax} . Jednak ze względu na to, że w metodzie tej wychodzi się ze statystyki Q_{max} , do obliczeń (Q_{max})^{*m*} nie uwzględnia się prawej granicy przedziału rozkładu +3 σ , lecz tylko + σ , czyli:

$$(Q_{max})_{max} = (Q_{max})_{sr} + \sigma_{Qmax} [t/h]$$
(84)

4. Opory ruchu i moc silników napędowych

4.1. Współczynniki oporów ruchu

Opory ruchu przenośnika zgrzebłowego są wynikiem [63, 92]:

- oporów wywołanych siłami tarcia materiału transportowanego i cięgna łańcuchowego skierowanymi zawsze przeciwnie do kierunku ich ruchu,
- oporów wywołanych składowymi siły ciężkości z tym, że skierowane przeciwnie do kierunku ruchu mają wartość dodatnią, a skierowane zgodnie mają wartość ujemną,
- oporów wywołanych siłami bezwładności występującymi w miejscu przyspieszania materiału, czyli w miejscu załadunku; jeśli składowa prędkości materiału transportowanego w kierunku ruchu przenośnika jest mniejsza od prędkości tego przenośnika, to opory te przyjmują wartość dodatnią oraz ujemną, gdy składowa ta jest większa (bardzo rzadkie przypadki),
- oporów wywołanych klinowaniem i kruszeniem się ziaren urobku między rynną a zgrzebłami i łańcuchami,
- oporów wewnętrznych spowodowanych ruchami ziaren wewnątrz strugi urobku i na zastawce naturalnej w czasie przemieszczania urobku na przenośniku.

We wzorach na opory ruchu przenośnika nie uwzględnia się oporów wywołanych siłami bezwładności. Ta składowa oporów ruchu może mieć istotne znaczenie w bardzo krótkich przenośnikach o dużej prędkości i wydajności, natomiast w długich siły te nie są bez znaczenia, gdy przenośnik pracuje w stanach rezonansowych.

Składowa oporów ruchu wywołana składowymi sił ciężkości jest uwzględniana w zależnościach na opory ruchu w gałęzi górnej i dolnej. Jest ona związana z kątem podłużnego nachylenia przenośnika. Pozostałe trzy składowe uwzględnione są we współczynnikach oporów ruchu gałęzi górnej f_g i dolnej f_d . Z tego powodu współczynników tych nie można nazywać współczynnikami tarcia.

We wcześniejszych etapach rozwoju i stosowania przenośników zgrzebłowych ich opory ruchu liczono przez rozdzielenie całkowitych oporów ruchu na opory samego cięgna łańcuchowego (współczynnik f_i) i na opory ruchu urobku (współczynnik f_u). Według pracy [147] dla węgla $f_u = 0.35 - 06$, dla łupku ilastego i piaszczystego $f_u = 0.5 - 0.6$, zaś dla

piaskowca $f_u = 0.9 - 1.4$. W pracy tej badano też wpływ wilgotności węgla, naciągu wstępnego cięgna oraz sortymentu (rys. 14).

Wadą tych badań jest to, że w podanych wartościach współczynników f_u i f_d mieszczą się opory powstające na bębnie napędowym i na zwrotni, co czyni je zawyżonymi.

Badania przeprowadzone przez H. Gudera [13, 63] na gładkich i niepokrytych rdzą rynnach wykazują zależność f_i od prędkości ruchu cięgna w postaci:

$$f_l = 0,28 - 0,0375 \cdot v \tag{85}$$

Zależność ta obowiązuje dla prędkości większych od około 0,2 m/s.

Dla prędkości mniejszych, a zwłaszcza bliskich zero, f_i jest wyraźnie większe, co wiąże się z tym, że współczynnik tarcia statycznego dla danego materiału jest zawsze większy niż współczynnik tarcia kinematycznego.





Na rysunku 15 przedstawiono wyniki badań f_i w funkcji stanu powierzchni rynien i prędkości cięgna. Z rysunku tego widać, jak bardzo stan powierzchni rynien ma wpływ na współczynnik f_i . Współczynnik ten dla stosowanych prędkości ruchu przenośnika przyjmuje się zwykle



 f_l = 0,25, ale pod warunkiem, że rynny są całkowicie pobawione jakichkolwiek zanieczyszczeń.

Rys. 15. Współczynnik oporów ruchu cięgna łańcuchowego *f*_i z pomiarów w przenośniku pozbawionym urobku w funkcji prędkości ruchu [13, 63]; *a* – przenośnik nowy, rynny pokryte dużą ilością tlenku żelaza, b – rynny po długim okresie postoju, c – rynny gładkie po transporcie urobku

W nieco innych warunkach pracują łańcuchy pociągowe głowic strugowych. Wyniki badań współczynnika oporów ruchu łańcucha w prowadnikach strugowych znaleźć można w pracy [49].

Współczynnik oporów ruchu górnej, czyli obciążonej urobkiem gałęzi przenośnika f_g , jak już wcześniej wspomniano, jest zastępczym współczynnikiem oporów wynikających z tarcia cięgna łańcuchowego o rynny f_i , urobek – rynna f_i , urobek – zastawka metalowa f_i i urobek – urobek f_2 (zastawka naturalna).

Aby określić f_g drogą teoretyczną konieczna jest znajomość nacisków materiału transportowanego na zastawkę. Naciski te można obliczyć wykorzystując teorię Coulomba.

W przenośnikach z zastawkami ułożonymi pionowo nacisk *E* urobku na zastawki (rys. 16) [13, 63] wynosi:

$$E = G \cdot tg(\tau - \rho) \ [N/m] \tag{86}$$

gdzie:

42

 ρ – kąt tarcia wewnętrznego urobku [stopnie],

τ – kąt nachylenia płaszczyzny poślizgu [stopnie].

natomiast siła ciężkości *G* pryzmy urobku pomiędzy zastawką, a siłą poślizgu o długości 1 m:

$$G = \frac{g \cdot h^2 \cdot \gamma}{2} \cdot ctg\tau \quad [N/m]$$
(87)

Z zależności (86) i (87) wynika, że nacisk E = 0 wystąpi gdy $\tau = \rho$. Maksymalna wartość *E* wystąpi dla dE/dh = 0 czyli dla $\tau = 45^{\circ} + \rho/2$.

W tym przypadku:

$$E = \frac{g \cdot h^2 \cdot \gamma}{2} \cdot tg^2 \left(45^0 - \frac{\rho}{2}\right) = \lambda \cdot \frac{g \cdot h^2 \cdot \gamma}{2} \quad [N/m]$$
(88)

gdzie λ jest współczynnikiem nacisku urobku na ściany boczne:

$$\lambda = tg^2 \left(45^0 - \frac{\rho}{2} \right) = \frac{1 - \sin\rho}{1 + \sin\rho} \quad [N/m]$$
(89)

Wypadkowa nacisków na ścianki boczne znajduje się na 1/3 wysokości ścianki oporowej. Całkowita siła oporów ruchu zgodnie z rysunkiem 16b wynosi [13]:

$$P = R_g + 2R_E \ [N/m] \tag{90}$$

przy czym:

$$R_E = \lambda \cdot f' \cdot \frac{g \cdot h^2 \cdot \gamma}{2} \quad [N/m] \tag{91}$$

$$R_g = (q_i \cdot f_i + q_u \cdot f_i) \cdot g = [q_i \cdot f_i + (s \cdot h + a \cdot b) \cdot \gamma \cdot f_i] \cdot g [N/m]$$
(92)

gdzie:

q1 – masa jednostkowa cięgna łańcuchowego [kg/m],

f' – uogólniony współczynnik oporów ruchu, który może występować jako współczynnik tarcia urobku o zastawki metalowe f_1 lub jako współczynnik tarcia wewnętrznego f_2 , będący wynikiem tarcia urobku o urobek (zastawka naturalna).



Rys. 16. Schematy przekrojów poprzecznych warstwy urobku przyjęte do teoretycznego określenia współczynników oporów ruchu *f*_g [13, 63];
a – określenie nacisku urobku na zastawkę pionową wg Coulomba, b – rozkład nacisków i sił tarcia na zastawki i blachę ślizgową rynny przenośnika, c – rozkład nacisków przy uogólnieniu teorii Coulomba, d, e, f – przynależne przekroje poprzeczne urobku na poprzecznie nachylonym przenośniku pod kątem v z dwustronnymi lub jednostronnymi zastawkami w kierunku zawału i w kierunku czoła ściany (d, f)

Definiując współczynnik oporów ruchu f_g jako stosunek:

$$f_g = \frac{R_g + 2R_E}{q_t + q_u} \tag{93}$$

otrzymuje się zależność na f_g dla przenośników bez nachylenia poprzecznego:

$$f_{g} = \frac{q_{i} \cdot f_{i} + q_{u} \cdot f_{i} + \lambda \cdot h^{2} \cdot \gamma \cdot f'}{q_{i} + q_{u}}$$
(94)

Wykorzystując teorię Coulomba można określić wartość współczynnika f_g dla przenośnika, w którym zastawki są nachylone do poziomu pod kątami β_1 i β_2 (rys. 16c,d). W tym przypadku normalne siły nacisku wyniosą:

$$E_{nl} = \frac{G_l \cdot \sin(\tau_l - \rho_l)}{\sin(\tau_l - \rho_l + \psi_l)} \cdot \cos\delta_l \ [N/m]$$
(95)

$$E_{n2} = \frac{G_2 \cdot \sin(\tau_2 - \rho_2)}{\sin(\tau_2 - \rho_2 + \psi_2)} \cdot \cos\delta_2 \ [N/m]$$
(96)

natomiast współczynniki nacisków na ścianki boczne oblicza się ze wzorów:

$$\lambda_{I} = \begin{bmatrix} \frac{\sin(\beta_{I} - \rho_{I})}{\sqrt{\sin(\beta_{I} + \delta_{I})} + \sqrt{\frac{\sin(\delta_{I} + \rho_{I}) \cdot \sin(\rho_{I} - \varepsilon_{I})}{\sin(\beta_{I} - \varepsilon_{I})}} \end{bmatrix}^{2}$$
(97)
$$\lambda_{2} = \begin{bmatrix} \frac{\sin(\beta_{2} - \rho_{2})}{\sqrt{\sin(\beta_{2} + \delta_{2})} + \sqrt{\frac{\sin(\delta_{2} + \rho_{2}) \cdot \sin(\rho_{2} - \varepsilon_{2})}{\sin(\beta_{2} - \varepsilon_{2})}} \end{bmatrix}^{2}$$
(98)

gdzie we wzorach (95) do (98) i na rysunku 16 oznaczono przez:

- v kąt poprzecznego nachylenia przenośnika [stopnie],
- $\beta_1, \beta_2 k$ ąty nachylenia zastawek względem poziomu [stopnie],
 - γ gęstość usypowa urobku [kg/m³],
- τ_{1}, τ_{2} kąty nachylenia płaszczyzn poślizgu względem poziomu [stopnie],
- ρ_1 , ρ_2 kąty tarcia wewnętrznego [stopnie],
- λ_1, λ_2 współczynniki nacisku materiału na ściany boczne,
- δ_1 , δ_2 kąty kierunkowe [stopnie],
- ψ_{l}, ψ_{2} kąty nachylenia sił nacisku względem pionu [stopnie],

 E_1, E_2, Q_1, Q_2 – naciski klina urobku na zastawki i urobek długości 1 m [N/m].

Dla tego przypadku współczynnik f_g określa zależność:

$$f_g = \frac{g_l \cdot f_l + q_u \cdot f_l + \left(\frac{h_l^2}{2} \cdot \lambda_l + \frac{h_2^2}{2} \cdot \lambda_2\right) \cdot f_l \cdot \gamma}{q_l + q_u}$$
(99)

Z badań [63] wynika, że:

$$f_1 = 0,39 - 0,00625 \cdot v \tag{100}$$

W przenośnikach ścianowych od strony zawału zawsze znajduje się zastawka metalowa, zaś po stronie ociosu tworzy się zastawka naturalna z urobku. Współczynnik oporu f_g określa tu zależność:

$$f_{g} = \frac{g_{i} \cdot f_{i} + \left(q_{u} + \frac{h_{i}^{2}}{2} \cdot \lambda_{i} \cdot \gamma\right) \cdot f_{i} + \frac{h_{2}^{2}}{2} \cdot \lambda_{2} \cdot \gamma \cdot f_{2}}{q_{i} + q_{u}}$$
(101)

We wzorze (101) przy transporcie węgla należy przyjmować $f_2 = 0,84$. Jeśli nie są znane wartości h_1 i h_2 , lecz znany jest przekrój *F* to wartości te można określić z zależności:

$$h_2 = \frac{2F - 2 \cdot a \cdot b - \left(\frac{a^2}{4} + \frac{a \cdot s}{2}\right) \cdot tg(\varepsilon_2 \pm v) + \frac{s^2}{4} \cdot tg(\varepsilon_1 \pm v)}{a + s} \quad [m] \quad (102)$$

$$h_1 = h_2 + \frac{a}{2} \cdot tg(\varepsilon_2 \pm \upsilon) - \frac{b}{2} \cdot tg(\varepsilon_1 \mp \upsilon) \ [m]$$
(103)

przy czym we wzorach tych podstawia się ($\varepsilon_1 - v$), ($\varepsilon_2 + v$), gdy przenośnik nachylony jest w kierunku zawału i ($\varepsilon_1 + v$), ($\varepsilon_2 - v$), gdy nachylenie jest w kierunku ociosu.

Na rysunku 17 przedstawiono wyniki obliczeń f_g według teorii H. Gudera dla przenośnika szerokości 620 mm, ułożonego poziomo oraz nachylonego poprzecznie pod kątem 15° w kierunku zawału i ociosu. Wyniki obliczeń przedstawiono w funkcji prędkości przenośnika, przekroju poprzecznego *F* i wydajności *Q*. Z rysunku tego wynika, zależność f_g od kąta poprzecznego nachylenia przenośnika. Zależność tę przedstawiono na rysunku 18, na którym widać, że najmniejsze opory ruchu gałęzi górnej obciążonej urobkiem występują dla węgla przy nachyleniu poprzecznym około 5 – 10° w kierunku zawału. Jest to efekt nieco zwiększonych oporów ruchu na zastawce metalowej i w większym stopniu zmniejszonych nacisków na zastawkę naturalną.

Opory ruchu przenośnika poprzecznie nachylonego można więc określić przez korektę oporów ruchu przenośnika ułożonego poziomo, czyli:

$$f_g = \varphi \cdot f_{go} \tag{104}$$

gdzie:

 f_{g}, f_{go} – odpowiednio współczynniki oporów ruchu gałęzi górnej w przenośniku nachylonym i nie nachylonym poprzecznie,

 φ – współczynnik wpływu nachylenia poprzecznego przenośnika na opory ruchu w gałęzi górnej cięgna łańcuchowego.

Współczynnik oporów ruchu f_g jest funkcją rodzaju transportowanego materiału (rys. 19). Materiały o małej twardości wykazują dobrą zgodność wyników teoretycznych i pomiarowych. Im materiał transportowany jest twardszy, tym większa jest różnica między wynikami obliczeniowymi i doświadczalnymi. Te drugie są większe, ponieważ udział sił niezbędnych do pokonania oporów zakleszczania zgrzebeł i częściowo łańcuchów przez ziarna urobku, bardzo silnie rośnie ze wzrostem wytrzymałości ziaren urobku. Wzrostu sił oporów ruchu powstających w wyniku zakleszczania i kruszenia się ziaren urobku nie uwzględniają metody teoretyczne, ponieważ ich wartości zależa od kształtu poprzecznego prowadników zgrzebeł rynnach oraz konstrukcji zgrzebeł W i występujących luzów między rynną, zgrzebłami i łańcuchami (rys. 19).

W przypadku węgla najmniejsze opory ruchu mają miejsce przy transporcie suchego miału. Opory ruchu węgla niesortowanego są nieznacznie większe, zaś węgiel sortowany, zwłaszcza o większych ziarnach, ze względu na ruchliwość ziaren względem siebie cechuje dość wyraźny wzrost współczynnika f_g .



Rys. 17. Obliczeniowe wartości współczynnika oporów ruchu *f*_g w funkcji prędkości ruchu cięgna *v* dla różnych powierzchni przekroju urobku *F* lub wydajności *Q* i położenie wypadkowej sił tarcia od płaszczyzny prostopadłej do blachy ślizgowej przechodzącej przez jej środek (szerokość rynny 620 mm [13]); *a* – przenośnik bez poprzecznego nachylenia, *b* – przenośnik nachylony poprzecznie w kierunku ociosu pod kątem 15°, *c* - nachylony poprzecznie w kierunku zawału pod kątem 15°





1 – wyniki pomiarów oporów ruchu cięgna z urobkiem, 2 - wyniki pomiarów oporów ruchu cięgna zanieczyszczonego resztkami urobku, 3 – wyniki obliczeń

Jeśli urobek węglowy zanieczyszczony jest skałą typu łupek lub innymi, średnio twardymi skałami w ilości nie większej niż 30%, to wzrost oporu z tego powodu jest niewielki. Uzasadnia się to tym, że drobne ziarna miału węglowego przyczepiają się do porowatej powierzchni skał tworząc warstwę pośrednią o mniejszym współczynniku tarcia.

Na opory ruchu wpływ ma kształt i szerokość rynien. Nie bez znaczenia jest też usytuowanie łańcuchów względem zgrzebeł (zwłaszcza przy transporcie skał zwięzłych - rys. 20).



Rys. 20. Współczynnik oporów ruchu f_g w funkcji prędkości ruchu dla różnych materiałów i rodzajów cięgna [13, 63];

 piaskowiec (przenośnik z dwoma łańcuchami skrajnymi, 2 – piaskowiec (przenośnik z jednym łańcuchem centralnym), 3 – węgiel niesortowany (przenośnik z jednym łańcuchem centralnym), 4 – węgiel niesortowany (przenośnik z dwoma łańcuchami centralnymi), 5 – bieg jałowy (przenośnik z jednym i dwoma łańcuchami centralnymi) Profile boczne z punktu widzenia oporów ruchu są tym lepsze, im długość ich wewnętrznego obrysu w górnej gałęzi cięgna jest mniejsza. Oznacza to, że im mniejsze są szerokości półek profili bocznych, im większe są kąty rozwarcia powierzchni prowadzących i im większe są promienie wewnętrznych zaokrągleń, tym mniejsze są opory ruchu. Najmniejsze opory ruchu mają miejsce w rynnach pozbawionych prowadzenia. W praktyce konieczne jest jednak prowadzenie cięgna, aby mogło ono prawidłowo pracować w przenośnikach zakrzywionych w płaszczyźnie pionowej. Szerokość stosowanych prowadzeń w rynnach jest wynikiem pewnego kompromisu, na który musi się zdecydować konstruktor wybierając pomiędzy chęcią obniżania oporów ruchu, a pewnością ruchową pracy przenośnika (zabezpieczenie przed wypadaniem cięgna z prowadzeń).

Z punktu widzenia minimalizacji oporów ruchu przenośnika zgrzebłowego podstawowe znaczenie ma prawidłowy dobór szerokości i prędkości ruchu cięgna łańcuchowego do spodziewanej wydajności transportu. Ponieważ istnieją ograniczenia w podwyższaniu prędkości przenośnika, więc głównym sposobem podnoszenia wydajności pozostaje powiększanie jego szerokości.

Przy dużej wysokości warstwy urobku bardzo rośnie współczynnik f_g i ze względu na duże tarcie urobku na płaszczyznach ograniczających tę warstwę silnie spada też efektywna prędkość urobku (im bliżej zastawek tym prędkość ziaren jest mniejsza). Nadmierne podnoszenie wysokości strugi urobku jest więc działaniem niewskazanym ze względu na małą jego efektywność (rys. 21) [13].



Rys. 21. Współczynnik oporów ruchu f_g w funkcji powierzchni przekroju poprzecznego F urobku i szerokości rynien s dla przenośników bez poprzecznego nachylenia [63, 13]

Nie bez znaczenia na wartość współczynnika f_g ma zawartość wody w urobku. Dla węgla niesortowanego [63], przy zawartości wody *W* do 4% współczynnik f_g maleje ze wzrostem prędkości ruchu przenośnika. Gdy *w* jest większe od 10%, krzywe $f_g = f(v)$ wykazują tendencję wzrostową od około 0,25 – 0,45, dla *w* = 14,6% (wartość maksymalna f_g). Dalszy wzrost wilgotności powoduje zmniejszenie f_g , ponieważ tarcie suche przechodzi w tarcie półpłynne (rys. 22).



Rys. 22. Współczynnik oporów ruchu f_g w funkcji prędkości ruchu oraz wilgotności względnej węgla [63]

Bardzo duży wpływ na opory ruchu f_g ma czas postoju załadowanego przenośnika (rys. 23). Węgiel, zwłaszcza wilgotny zalegający na rynnach przylepia się do rynien, a pozostała część urobku ulega zespalaniu. Rozruch takiego przenośnika jest tym trudniejszy, im dłuższy jest czas postoju. Na rysunku 23b przedstawiono zmiany współczynnika f_g przy jego rozruchu w funkcji czasu postoju, zaś na rysunku 23a względne nadwyżki tych oporów.



Rys. 23. Wpływ czasu postoju przenośnika obciążonego węglem niesortowanym na współczynnik oporów ruchu *f*₈ przy rozruchu (przenośnik o szerokości 620 mm, wysokość warstwy urobku 250 mm) [13, 63];
a – względne nadwyżki oporów ruchu, b – zmiany współczynnika oporów ruchu podczas rozruchu po różnych czasach postoju, 1 – normalna krzywa rozruchu, 2, 3, 4, 5 – krzywe uzyskane odpowiednio dla postojów przenośnika 2h, 20h, oraz 68h (pomiary 4 i 5)

Z obu podanych wykresów wynikają dwa istotne wnioski ruchowe, tj:

- nie należy pozostawiać przenośnika załadowanego urobkiem na dłuższy czas, ponieważ w zależności od stopnia jego załadowania, czasu postoju i wilgotności jego ponowne uruchomienie może być utrudnione lub nawet niemożliwe,
- w przenośniku po dłuższym postoju bardzo szybko spadają opory rozruchu, a stan powierzchni rynien dochodzi do gładkości z okresu przed zatrzymaniem (wyjątek stanowi tu przypadek gdy po bardzo długim postoju rynny ulegną silnej korozji).

Wykorzystując badania [63] i własne doświadczenia firma "WESTFALIA-LŰNEN" [93] zaleciła do obliczeń oporów ruchu i mocy silników napędowych przyjmować wartości współczynnika f_g zgodnie z tabelą 3.

Dla przenośników o większych szerokościach niż podane w tabeli 3 można przyjmować wartości f_g , które będą wynikiem przemyślanej ekstrapolacji wartości f_g zalecanych w tej tabeli.

Cennym uzupełnieniem badań [63] są badania [25, 85] przeprowadzone w 1989 roku w Niemczech. Badania te obejmują wpływ różnych kształtów profili bocznych rynien (rys. 24) na opory ruchu f_g w funkcji prędkości ruchu cięgna łańcuchowego dla różnych rozstawów zgrzebeł (0,64 i 0,8 m), trzech rodzajów materiałów transportowanych, trzech różnych cięgien łańcuchowych stosowanych w przenośnikach zgrzebłowych.

Przekrój F,m ²	PF1v b=632	PF1v b=732	PF2∨ b=664	PF2v b=764	PF2/30 b=832	PF3/34 b=832	PF4/34 b=932
Cięgno	2x18x64	2x18x64	2x26x92	2x26x92	2x30x108	2x34x126	2x34x126
0,10	0,36	0,36	0,36	0,36	0,35	0,35	0,33
0,15	0,38	0,38	0,37	0,37	0,36	0,36	0,34
0,20	0,41	0,40	0,39	0,38	0,37	0,37	0,35
0,25	0,46	0,42	0,45	0,41	0,38	0,38	0,36
0,30	0,53	0,45	0,50	0,43	0,40	0,39	0,38
0,35		0,50	0,53	0,46	0,43	0,41	0,40
0,40				0,49	0,46	0,44	0,42
0,45					0,50	0,47	0,45
0,50							0,47
Uwaga: W przenośnikach PE1v stosuje się cjęgną z łańcuchami skrajnymi							

Zalecane przez firmę "WESTFALIA-LŰNEN" wartości współczynników oprów ruchu gałęzi górnej dla transportu urobku węglowego f_g dla różnych szerokości rynien [93]

Uwaga: W przenośnikach PF1v stosuje się cięgna z łańcuchami skrajnymi. W pozostałych stosuje się cięgna z łańcuchami centralnymi.

Wartości współczynnika oporów ruchu f_g przedstawiono w tabeli 4. Uzyskane wyniki badań wykazują, że:

- wartości współczynnika oporów ruchu f_g dla cięgien o rozstawie zgrzebeł 0,64 m są mniejsze niż przy rozstawie 0,8 m mimo większej masy jednostkowej cięgna spowodowanej większą liczbą zgrzebeł,
- wartość współczynnika f_g zależy od kształtu profili bocznych rynien, rozstawu zgrzebeł i rodzaju cięgna łańcuchowego,
- najkorzystniejsze ze względu na opory ruchu obu gałęzi cięgna są profile boczne zbliżone kształtami do profili P6 i P7 (rys. 24).



Rys. 24. Badane profile boczne rynien [25]

Wyniki badań f_g dla profili P6 i P7 pokazano na rysunkach 25 i 26.

Generalnie przeprowadzone badania współczynników oporów ruchu f_g wykazują celowość stosowania dwupasmowych centralnych cięgien łańcuchowych oraz, że stosowane w Polsce rozstawy zgrzebeł są zbyt duże [85]. Skutkuje to większymi oporami ruchu.

W nowoczesnych ciężkich przenośnikach zgrzebłowych firm "BYCYRUS" i "JOY" rozstawy zgrzebeł są mniejsze od stosowanych w Polsce, zwykle o 2 podziałki ogniw łańcuchowych.

W obliczeniach oporów ruchu gałęzi dolnej cięgna w przenośnikach zgrzebłowych uwzględnia się składowe sił ciężkości cięgna i urobku wywołane nachyleniem podłużnym przenośnika oraz opory ruchu wywołane siłami tarcia cięgna łańcuchowego i urobku, który przedostaje się do dolnej przestrzeni rynien. We współczynniku oporów ruchu gałęzi dolnej f_d uwzględnione są siły tarcia cięgna i urobku przemieszczanego przez zgrzebła, oraz opory kleszczenia ziaren między zgrzebłem, łańcuchami i rynną.

Współczynniki oporów ruchu gałęzi górnej f_g i dolnej f_d cięgna łańcuchowego w zależności od kształtu profili bocznych rynien, prędkości cięgna i rozstawu zgrzebeł przy transporcie węgla ¹ [25]

			-		-		Tabela 4
Prędkość cięgna, [m/s]		0,7		1,1		1,5	
Rozstaw zgrzebeł, [m]		0,80	0,64	0,80	0,64	0,80	0,64
Profil	$f_{g,}, f_d$		Współczynniki oporów ruchu				
P1	f_g	0,553	0,438	0,533	0,418	0,521	0,406
	f_d	0,393	0,375	0,344	0,326	0,332	0,313
P2 ²⁾	f_g	0,468	0,464	0,451	0,461	0,457	0,448
	f_d	-	-	-	-	-	-
P3≈P4 ³⁾	f_g	0,448	0,408	0,427	0,396	0,408	0,376
	f_d	0428	0,305	0,317	0,296	0,282	0,250
P5	f_g	0,615	0,377	0,581	0,360	0,534	0,351
	f_d	0,360	0,373	0,324	0,353	0,289	0,335
P6	f_g	0,666	0,346	0,345	0,331	0,343	0,328
	f_d	0,276	0,396	0,296	0,376	0,310	0,362
P7	f_g	0497	0440	0,459	0,428	0,420	0,401
	fd	0,254	0,283	0,239	0,255	0,235	0,241
1. Badania wykonano przy następujących parametrach: wysokość zgrzebeł –							

1. Badania wykonano przy następujących parametrach: wysokość zgrzebeł – 90 mm, rozstaw między końcami półek profili bocznych rynien – 600 mm, luz pionowy zgrzebeł – 10 mm.

2. Nie badano oporów ruchu w dolnej gałęzi.

3. Kształty profili bocznych są prawie identyczne, stąd i wyniki prawie się nie różnią.

Ze względu na trudności w określaniu ilości miału przedostającego się do dolnej przestrzeni rynien, oraz ze względu na łatwość porównywania wyników pomiarów ruchowych z wynikami obliczeń stosuje się pojęcie zastępczego współczynnika oporów ruchu gałęzi dolnej, który zdefiniowany jest jako:

$$f_d = \frac{W_d}{q_l \cdot L \cdot g} \tag{105}$$

gdzie:

 W_d – opory ruchu dolnej gałęzi cięgna uzyskane z pomiarów [N],

q_l – masa jednostkowa cięgna łańcuchowego [kg/m],

L – długość przenośnika [m],

g – przyśpieszenie ziemskie [m/s²].



Rys. 25. Współczynnik oporów ruchu f_g w funkcji prędkości ruchu cięgna łańcuchowego dla różnych rodzajów cięgien i rozstawów zgrzebeł przy transporcie węgla w rynnie o profilach P6 [25]



Rys. 26. Współczynnik oporów ruchu f_g w funkcji prędkości ruchu cięgna łańcuchowego dla różnych rodzajów cięgien i rozstawów zgrzebeł przy transporcie węgla w rynnie o profilach P7[25]

Z przyjętej definicji współczynnika f_d wynika jego zależność od masy jednostkowej cięgna q_l , tzn. przy identycznej ilości urobku przed zgrzebłami mniejszą wartość f_d będzie miało to cięgno, którego q_l jest większe. We wzorze (105) $f_d = f_l$, gdy dolna gałąź cięgna jest całkowicie pozbawiona zanieczyszczeń, czyli zgrzebła i łańcuchy nie mają kontaktu z materiałem transportowanym. Dotyczy to zarówno rynien, w których dolna przestrzeń jest zamknięta oraz rynien otwartych, w których łańcuchy i zgrzebła nie mają kontaktu ze spągiem lub leżącym na nim urobkiem.

W takim przypadku $f_d = f_l = 0,3$. Taka wartość współczynnika oporów ruchu jest większa od współczynnika tarcia stali po stali, ale jest ona uzasadniona nierównościami (progami) występującymi na stykach rynien.

Jeśli do dolnej przestrzeni rynien przedostaje się urobek z powodu [48]:

- źle funkcjonującego wysypu przenośnika,
- przesypywania się miału węglowego przez nieszczelności między rynnami,
- zabierania urobku leżącego na spągu pod przenośnikiem z rynnami otwartymi,

to przed zgrzebłami tworzą się mniejsze lub większe pryzmy urobku powodujące wzrost współczynnika f_d , a w konsekwencji wzrost oporów ruchu. Pryzmy te mogą mieć kształt trójkąta (gdy ilość miału jest niewielka, lub trapezu gdy miału jest więcej (rys. 27).



Rys. 27. Kształty pryzm miału przed zgrzebłami w dolnej przestrzeni rynien [13]; a – trójkątny b – trapezowy; 1 – blacha ślizgowa, 2 – zgrzebło, 3 – pryzma miału, 4 – warstwa miału, 5 – spąg

Dla pryzm trójkątnych i krótkich pryzm trapezowych, przy znanej ilości miału transportowanego przez każde zgrzebło, opory ruchu W_d określa zależność:

$$W_{d} = \left(f_{l} \cdot q_{l} \cdot L + f' \cdot n \cdot \gamma \cdot s_{w} \cdot h_{p} \cdot x\right) \cdot g \quad [N]$$
(106)

gdzie:

x – długość pryzmy miału [m],

- *h_p*,*s_w* wysokość zgrzebła i wewnętrzna szerokość rynny (pryzmy) [m],
- n liczba zgrzebeł w dolnej gałęzi cięgna ($n = L/l_o$),
- L długość przenośnika [m],
- *l*_o podziałka zgrzebeł [m],
- f' uogólniony współczynnik oporów ruchu (f' = f₁, gdy pryzma miału trze o stalowe ograniczenia boczne, i f' = f₂, gdy ograniczenie to stanowi materiał transportowany leżący w nierównościach spągu).

W równaniu (106) drugi jego człon reprezentuje opory ruchu pryzmy miału przed zgrzebłami. Jeśli zależność (106) podstawi się do zależności (105) to otrzyma się:

$$f_{d} = \frac{W_{d}}{q_{l} \cdot L \cdot g} = f_{l} + \frac{f' \cdot \gamma \cdot s_{w} \cdot h_{p} \cdot x \cdot n}{q_{l} \cdot L}$$
(107)

Zależność tę można stosować dla pryzm, w których naciski na ograniczenia boczne tej pryzmy są małe. Im dłuższa jest pryzma urobku, tym wartości f_d obliczone z tego wzoru dają większy błąd. Dla węgla można zależność (107) stosować dla pryzm o długości $x \le 0,3$ m. Przy większych długościach pryzm naciski na jej powierzchnie ograniczające rosną na tyle progresywnie, że wpływ długości pryzmy nie może być pominięty. Do określenia sił tarcia można w takim przypadku posłużyć się kołem naprężeń Mohra (rys. 28c) [126, 13, 128, 143]. Zgodnie z tym rysunkiem zależność między naprężeniem czynnym σ_x , a naprężeniem reakcyjnym σ_z działającym na blachy rynny lub blachę i spąg przyjmie postać:

$$\sigma_z = \frac{1 - \sin\rho_2}{1 + \sin\rho_2} \cdot \sigma_x = \lambda \cdot \sigma_x \ [N/m^2]$$
(108)

przy czym dla miału węglowego $\rho_2 \approx 40^\circ$, zaś $\lambda = 0,217$.

Opór ruchu samego miału przypadający na jedno zgrzebło dla $x < l_0$ określa zależność (rys. 28):

$$\sigma_x \cdot h_p \cdot s_w = f' \cdot \gamma \cdot s_w \cdot h_p \cdot x \cdot g + \varphi_z (f' + f_1) \cdot \lambda \cdot \sigma_x \cdot s_w \cdot x [N]$$
(109)

58



Rys. 28. Rozkład ciśnień w pryźmie miału pchanej przez zgrzebło w dolnej przestrzeni rynien [13];

 a – rozkład w pryźmie miału przy częściowym wypełnieniu przestrzeni między zgrzebłami, b – rozkład w pryźmie miału całkowicie wypełniającej przestrzeń między zgrzebłami, c – koło naprężeń Mohra

Po wyznaczeniu z tej zależności σ_x i oporów ruchu *n* zgrzebeł, z uwzględnieniem wpływu łańcucha, współczynnik oporów ruchu gałęzi dolnej przenośnika, zdefiniowany przez wzór (105) określa zależność:

$$f_{d} = f_{i} + \frac{n}{q_{i} + L} \cdot \frac{f' \cdot \gamma \cdot s_{w} \cdot h_{p} \cdot x}{1 - \varphi_{z} (f' + f_{i}) \cdot \lambda \cdot \frac{1}{h_{p}} \cdot x}$$
(110)

gdzie φ_z jest współczynnikiem uwzględniającym zmienność naprężeń σ_z od zera (początek pryzmy) do maksimum (przed zgrzebłem – ustalony doświadczalnie, φ_z = 0,217).

Na rysunku 29 przedstawiono porównanie współczynników oporów ruchu liczonych według wzoru (110) – krzywa 2 i według wzoru (107) – linia prosta 1. Z rysunku tego widać, że zakres stosowalności wzoru (107) jest mocno ograniczony. Dokonując analizy zależności (110) zauważa się, że dla n = 1 (jedna pryzma) mianownik drugiego członu wyrażenia maleje ze wzrostem x i wartość f_d dąży do nieskończoności. Dla miału węglowego stan ten według obliczeń [126] występuje dla

x = 1,58 m. Oznacza to zablokowanie ruchu cięgna, gdyż każdej sile ciągnącej odpowiadają minimum takie same opory ruchu. W praktyce takie możliwości nie występują, ponieważ stosowane rozstawy między zgrzebłami są mniejsze niż 1,58 m. Jeśli jednak w przenośniku ścianowym źle funkcjonuje przesyp na przenośnik podścianowy i każde zgrzebło przemieszcza większe ilości urobku, to mimo znacznie mniejszych długości pryzm urobku przy rosnącej liczbie zgrzebeł tak obciążonych dochodzi do zablokowania ruchu przenośnika. Szczególnie łatwo doprowadzić można przenośnik do zablokowania jego ruchu, gdy przenośnik ścianowy obciążony urobkiem pracuje przy zatrzymanym przenośniku podścianowym.



Rys. 29. Porównanie wartości współczynnika oporów ruchu f_d otrzymanych z zależności (107) i (110) [127]; 1 – wyniki obliczeń według zależności (107), 2 – wyniki obliczeń według

zależności (110)

Jeśli przestrzeń między zgrzebłami jest w całości wypełniona, czyli $x = l_0$, to można się spodziewać, że materiał tam się znajdujący będzie podlegał zwiększonemu ciśnieniu (rys. 28b), a współczynnik f_d określi wtedy zależność:

$$f_{d} = f_{i} + \frac{n}{q_{i} \cdot L \cdot g} \cdot \frac{\sigma'_{x} \cdot (f' + f_{i}) \cdot \lambda \cdot s_{w} \cdot l_{o} + f' \cdot \gamma \cdot s_{w} \cdot h_{p} \cdot l_{o} \cdot g}{1 - \varphi_{z} \cdot (f' + f_{i}) \cdot \lambda \cdot \frac{1}{h_{p}} \cdot l_{o}}$$
(111)

W przenośnikach zgrzebłowych z rynnami otwartymi, zwłaszcza lekkiej konstrukcji, ciśnienie miału działające na blachę ślizgową może powodować unoszenie rynien nad spąg utrudniające prowadzenie ściany. Takie przypadki obserwowano często w ścianach wyposażonych w starego typu przenośniki Śląsk 67 i Samson 67. Zjawisko to nazywano podbijaniem przenośnika miałem. Przeprowadzone badania [60] wykazały, że dla przenośnika pozbawionego zanieczyszczeń w dolnej przestrzeni rynien $f_d = 0,23 - 0,30$. W badaniach tych symulowano też stan, w którym drobny węgiel przedostawał się przy napędzie głównym do dolnego przedziału rynien poziomo ułożonego przenośnika PF1 firmy "WESTFALIA-LŰNEN" długości 227 m. Moc biegu jałowego do pokonania oporów ruchu dolnej gałęzi cięgna wynosiła 18 kW.

Po jednym przejeździe struga od napędu głównego do pomocniczego moc ta wzrosła do 48 kW. Na rysunku 30a przedstawiono wyniki badań poboru mocy napędu pomocniczego w funkcji długości, na której dochodziło do podbijania przenośnika miałem.

Przy podbiciu miałem na długości 45 m pobór mocy wynosił 76 kW, natomiast gdy długość ta osiągnęła 85 m badania zostały przerwane z obawy przed zablokowaniem ruchu przenośnika. Gdyby dalszy wzrost mocy miał charakter liniowy, to moc napędu pomocniczego powinna wynosić 350 kW.

Przeprowadzone pomiary umożliwiły sporządzenie wykresów przedstawiających zależność współczynników f_{dw} i f_d w funkcji długości odcinka zanieczyszczonego dla badanego przenośnika PF1, przy czym $f_d = f_{dw} A \eta_c$, gdzie η_c jest sprawnością całkowitą napędu (przyjęto $\eta_c = 0.8$).

W praktyce kopalnianej były również wykonane badania f_d . Badania takie wykonane przez firmę "WESTFALIA-LŰNEN" wykazały, że w przenośnikach strugowych z rynnami otwartymi współpracującymi ze strugiem mieczowym $f_d = 0.8 - 1.1$. Firma ta w wytycznych do obliczeń przenośników ścianowych i podścianowych zaleca przyjmować następujące wartości f_d :

$f_d = 1, 0 - 1, 1$	-	przy dużych zanieczyszczeniach,
$f_d = 0,8-0,9$	—	przy średnich zanieczyszczeniach,
$f_d = 0,6$	_	przy małych zanieczyszczeniach, dla przenośników
		z rynnami zamkniętymi f _d = 0,5.



Rys. 30. Zapotrzebowanie mocy silników niezbędnej do pokonania oporów ruchu cięgna w dolnej przestrzeni rynien, w funkcji długości odcinka zanieczyszczonego l_z (a) i odpowiadające im współczynniki f_{dw} i f_d (b) [60] N_p – niezbędna moc silników (kW), N_w – moc na wale koła napędowego $(N_w = N_p \ A \ \eta_c), 1$ - moce N_w i N_p niezbędne do pokonania oporów ruchu cięgna dolnego wolnego od zanieczyszczeń, 2 - moce N_w i N_p napędu po jeździe struga od napędu głównego do pomocniczego, f_{dw} - specyficzny współczynnik oporów ruchu zredukowany na wał silnika, f_d – współczynnik oporów ruchu liczony z uwzględnieniem sprawności $\eta_c = 0,8$

W wytycznych tych nie określono jednak pojęć: "duże, średnie i małe zanieczyszczenie". Podane dotychczas wartości współczynnika oporów ruchu f_d dotyczą przenośników o kącie podłużnego nachylenia $\alpha = 0$.

Aby uzupełnić występującą lukę w zakresie badań współczynnika f_d w Instytucie Mechanizacji Górnictwa, Politechniki Śląskiej przeprowadzono badania na krótkim przenośniku Rybnik 80 o szerokości 750 mm wyposażonym w cięgno z dwoma łańcuchami centralnymi 26 x 92 mm o rozstawie zgrzebeł 1104 mm (q_l = 45 kg/m). Prędkość ruchu cięgna wynosiła 1 m/s. Wyniki przedstawiono na rysunku 31 i 32 jako zależność jednostkowych oporów w_{dz} od obciążenia urobkiem przypadającym na jedno zgrzebło q_{uz} i kąta podłużnego nachylenia ciągu pięciu badanych rynien otwartych lub zamkniętych.



Rys. 31. Zależność oporów jednostkowych w_{dz} od q_{uz} oraz kąta nachylenia podłużnego przenośnika α dla gładkich rynien otwartych z imitacją spągu [95]



Rys. 32. Zależność oporów jednostkowych w_{dz} od q_{uz} oraz kąta nachylenia podłużnego przenośnika α dla gładkich, zamkniętych rynien [95]

Z wykresów tych, widać, że charakter zmian w_{dz} potwierdza rezultaty wynikające z badań teoretycznych oraz wyraźną zależność w_{dz} od kąta podłużnego nachylenia rynien α . Aby określić z tych badań współczynnik oporów ruchu należy skorzystać z zależności:

$$f_d = \frac{w_{dz}}{q_l \cdot \cos \alpha} \pm tg\alpha \tag{112}$$

przy czym znak "+" przyjmowano przy ruchu gałęzi dolnej po wzniosie i "-" gdy ruch ten odbywał się po upadzie.

Zdaniem autora miarą zanieczyszczenia dolnej przestrzeni zanieczyszczenia rynien powinna być masa miału odniesiona do masy jednostkowej cięgna q_l . Taki sposób określania względnej masy materiału zanieczyszczającego dolną przestrzeń rynien wynika z przyjętej definicji f_d (wzór 107) i podany został w tabeli 5.

Wartości współczynnika oporów ruchu cięgna w dolnej przestrzeni rynien f_d w funkcji zanieczyszczenia urobkiem i konstrukcji rynny

		l abela 3		
Masa urobku przed zgrzebłem	Wartość współczynnika f _d			
<i>m</i> _u , [kg]	Rynny otwarte	Rynny zamknięte		
Brak zanieczyszczeń $q_{uz} = 0$	0,3	0,3		
Małe zanieczyszczenie q_{uz} = 0,25 q_l	0,5	0,4		

0,7

1,1

0,5

8,0

4.2. Opory ruchu w przenośnikach prostoliniowych

Korzystając ze schematów obliczeniowych przedstawionych na rysunku 33 można dla przenośników nie nachylonych poprzecznie określić opory jednostkowe w gałęzi górnej w_g :

$$w_{g} = f_{g} \cdot q \cdot g \cdot \cos\alpha - q \cdot g \cdot \sin\alpha = (q_{u} + q_{i}) \cdot g \cdot (f_{g} \cdot \cos\alpha - \sin\alpha) [N/m]$$
(113)

i w gałęzi dolnej wd:

Średnie zanieczyszczenie

 $q_{uz} = 0.5 q_l$ Duże zanieczyszczenie

 $q_{uz} = 0,75 q_l$

$$w_d = f_d \cdot q_l \cdot g \cdot \cos\alpha + q_l \cdot g \cdot \sin\alpha = q_l \cdot g \cdot (f_d \cdot \cos\alpha + \sin\alpha) [N/m]$$
(114)

Opory ruchu w prostoliniowym, nie nachylonym poprzecznie przenośniku zgrzebłowym obciążonym urobkiem na długości L_z (rys. 34) określają zależności:

– dla gałęzi górnej W_g:

$$W_{g} = L_{z} \cdot g \cdot (q_{u} + q_{l}) \cdot (f_{g} \cdot \cos\alpha - \sin\alpha) + (L - L_{z}) \cdot g \cdot q_{l} \cdot (f_{l} \cdot \cos\alpha - \sin\alpha)$$
[N] (115)

- dla gałęzi dolnej W_d :

$$W_{d} = L \cdot q_{l} \cdot g \cdot \left(f_{d} \cdot \cos\alpha + \sin\alpha\right) \left[N\right]$$
(116)

gdzie:

W_g, W_d	_	opory jednostkowe w gałęzi górnej i dolnej [N/m],
W_{fg} , W_d	_	opory gałęzi górnej i dolnej [N],
f_g, f_d, f_l	_	współczynniki oporów ruchu gałęzi górnej, dolnej i cięgna łańcuchowego bez zanieczyszczenia,
q, q_u, q_l	_	odpowiednio masy jednostkowe cięgna wraz z urobkiem $(q = q_u + q_l)$, urobku i cięgna łańcuchowego [kg/m],
<i>L</i> , <i>L</i> _z	_	długość przenośnika i długość załadowania przenośnika [m],
8	_	przyśpieszenie ziemskie [m/s²],
α	_	kąt nachylenia podłużnego przenośnika [stopnie].
a) 9:9	sin	b) $q_i g \cdot sin \alpha$ $f_g q \cdot g \cdot cos \alpha$ $q_i g \cdot g \cdot sin \alpha$ $f_g q \cdot g \cdot cos \alpha$ $q_i g \cdot g \cdot sin \alpha$ $f_g q \cdot g \cdot cos \alpha$ $q_i g \cdot g \cdot cos \alpha$
	q=(q.+q,

Rys. 33. Schemat do określania jednostkowych sił oporów ruchu w przenośniku zgrzebłowym: *a – w gałęzi górnej, b – w gałęzi dolnej*



Rys. 34. Ogólny schemat obciążenia przenośnika urobkiem

Kąt α należy przyjmować jako dodatni, gdy urobek gałęzi górnej transportowany jest po upadzie i jako ujemny, gdy urobek transportowany jest po wzniosie.

Ponieważ najczęściej $L_z = L$, zależność (115) przyjmie dla tego przypadku postać:

/

$$W_{g} = L \cdot \left(q_{u} + q_{i} \right) \cdot g \cdot \left(f_{g} \cdot \cos \alpha - \sin \alpha \right) [N]$$
(117)

Dla przenośników nachylonych poprzecznie zależności (115) i (117) przyjmą postać:

$$W_{g} = L_{z} \cdot g \cdot (q_{u} + q_{l}) \cdot (\varphi \cdot f_{g} \cdot \cos\alpha - \sin\alpha) + (L - L_{z}) \cdot g \cdot q_{l} \cdot (f_{l} \cdot \cos\alpha - \sin\alpha)$$

$$[N] \quad (118)$$

zaś dla $L_z = L$:

$$W_{g} = L \cdot g \cdot \left(q_{u} + q_{l}\right) \cdot \left(\varphi \cdot f_{g} \cdot \cos\alpha - \sin\alpha\right) \left[N\right]$$
(119)

gdzie φ jest współczynnikiem wpływu nachylenia poprzecznego przenośnika na opory ruchu gałęzi ładownej (rys. 18).

Wyniki badań doświadczalnych sił oporów ruchu w przenośnikach zgrzebłowych przedstawiono w pracach [86, 145].

4.3. Opory ruchu w przenośnikach krzywoliniowych

W punkcie 4.2 podane zostały zależności pozwalające obliczyć opory ruchu gałęzi górnej i dolnej w przenośnikach prostoliniowych. W rzeczywistości górniczej trasy przenośników zgrzebłowych mogą
znacznie odbiegać od prostoliniowości. Krzywoliniowość przenośnika może mieć miejsce w płaszczyźnie poziomej i pionowej oraz w obu płaszczyznach jednocześnie. Odchylenia od prostoliniowości (przegięcia) wynikają z konstrukcji przenośnika, pofałdowania spągu i technologii prac wybierkowych. Wzajemne odchylenia sąsiednich rynien zależą od konstrukcji rynien i mogą wynosić do $\pm 6^{\circ}$ w płaszczyźnie pionowej oraz $\pm 0.8^{\circ}$ do 1.5° w przypadku rynien szerokich oraz $\pm 3^{\circ}$ w przypadku rynien wąskich w płaszczyźnie poziomej.

Opisane zakrzywienia trasy powodują powstawanie dodatkowych oporów ruchu cięgna łańcuchowego. Pokonanie tych oporów wymaga instalowania w przenośnikach silników o większych mocach. Równocześnie składowe normalne występujące na zakrzywieniach trasy wynikające z napięcia cięgna powodują szybsze zużycie ścierne elementów cięgna łańcuchowego i rynien.

Zagadnienie dodatkowych oporów ruchu na zakrzywieniach można rozpatrywać wykorzystując wzór Eulera – Eytelweina.

Jeśli długość zakrzywienia jest nieznaczna w stosunku do całkowitej długości przenośnika, to siła w cięgnie łańcuchowym za zakrzywieniem (rys. 35a, b) wyniesie:

$$S_{kI} = S_{k2} \cdot e^{f_l \cdot \beta} \quad [N] \tag{120}$$

natomiast dodatkowy statyczny opór ruchu na zakrzywieniu:

$$W_{k} = S_{k2} \cdot \left(e^{f_{l} \cdot \beta} - I\right) \left[N\right]$$
(121)

gdzie:

 S_{k1} , S_{k2} – siły w cięgnie za i przed zakrzywieniem, N,

f_l – współczynnik oporów ruchu cięgna łańcuchowego poruszającego się w obecności nosiwa,

 β – kąt przegięcia trasy przenośnika, radiany.



Rys. 35. Schematy do określania dodatkowych oporów ruchu wywołanych przegięciami przenośnika zgrzebłowego [62]; a – przegięcie pojedyncze, b – przegięcie podwójne, c – siły działające na elementarny odcinek cięgna z uwzględnieniem masy jednostkowej cięgna i urobku

Jeśli długość zakrzywienia jest istotna, lub wymagana jest większa dokładność obliczeń, to koniecznym staje się uwzględnienie ciężaru cięgna i urobku znajdującego się na odcinku krzywoliniowym. W tym celu przyjęto do analizy elementarny odcinek łańcucha $d_l = r A d_{\varphi}$ opasujący łuk o promieniu r i kącie d_{φ} . Odcinek ten przesuwa się po zakrzywieniu wraz z urobkiem pokonując opory ruchu proporcjonalne do uogólnionego współczynnika oporów ruchu f. Z warunku równowagi sił (rys. 35c) [62] wynikają zależności:

$$dN - S_k \cdot \sin \frac{d\varphi}{2} - \left(S_k + dS_k\right) \cdot \sin \frac{d\varphi}{2} = 0 \quad [N]$$
(122)

$$\left(S_{k}+dS_{k}\right)\cdot\cos\frac{d\varphi}{2}-f_{l}\cdot dN-C\cdot dl-S_{k}\cdot\cos\frac{d\varphi}{2}=0 \quad [N]$$
(123)

Ponieważ $sin \frac{d\varphi}{2} \approx \frac{d\varphi}{2}, cos \frac{d\varphi}{2} \approx 1$, a $dS_k \cdot sin \frac{\varphi}{2}$ jako wielkość nieskończenie małą drugiego rzędu można pominąć, więc równanie (123) przyjmie postać:

$$\frac{dS_k}{f_k \cdot S_k + C \cdot r} = d\varphi \tag{124}$$

Całkując obie strony tego równania otrzymuje się:

$$\int_{Sk2}^{SkI} \frac{dS_k}{f_l \cdot S_k + C \cdot r} = \int_0^\beta d\varphi$$
 (125)

Podstawiając $y = f_i \cdot S_k + C \cdot r$ uzyskuje się:

$$dS_k = \frac{dy}{f_i} \tag{126}$$

skąd:

$$ln \cdot \frac{f_i \cdot S_{kl} + C \cdot r}{f_i \cdot S_{k2} + C \cdot r} = f_i \cdot \beta$$
(127)

Po przekształceniu tej zależności uzyskuje się uogólnioną zależność Eulera – Eytelweina:

$$S_{kl} = S_{k2} \cdot e^{f_l \cdot \beta} + \frac{C \cdot r}{f_l} \cdot \left(e^{f_l \cdot \beta} - I\right) \left[N\right]$$
(128)

natomiast dodatkowy opór na zakrzywieniu [166]:

$$W_k = S_{k2} \cdot \left(e^{f_l \cdot \beta} - I \right) + \frac{C \cdot r}{f_l} \cdot \left(e^{f_l \cdot \beta} - I \right) \left[N \right]$$
(129)

We wzorach powyższych za C należy podstawiać wyrażenie:

w przypadku analizy sił w obciążonej urobkiem gałęzi górnej cięgna:

$$C_g = g \cdot (q_l + q_u) \cdot (f_g \cdot \cos\alpha - \sin\alpha) \ [kg/s^2]$$
(130)

w przypadku analizy sił w gałęzi dolnej:

$$C_d = g \cdot q_l \cdot (f_d \cdot \cos\alpha + \sin\alpha) [kg/s^2]$$
(131)

Szczególnym przypadkiem zależności (128) jest zależność (120), w przypadku, gdy założy się, że $q_u + q_l = 0$.

We wzorach (130) i (131) kąt α należy przyjmować jako dodatni, w przypadku gdy urobek w gałęzi górnej transportowany jest po upadzie oraz ujemny, w przypadku gdy urobek transportowany jest po wzniosie.

Przy obliczeniach dodatkowych oporów ruchu spowodowanych przegięciem przenośnika należy pamiętać, że współczynnik f_i oporów ruchu cięgna na przegięciu rynien jest większy od współczynnika f_i dla rynien ułożonych prostoliniowo. Jest to wynik krawędziowego przeciągania łańcuchów przez połączenie przegiętych rynien i dlatego należy przyjmować $f_i = 0, 3 - 0, 35$.

Korzystanie z zależności (128) – (131) jest kłopotliwe ze względu na ich złożoną postać. Z tego też powodu opory ruchu dla krzywoliniowych przenośników określa się najczęściej analogicznie jak dla przenośników prostoliniowych z zastrzeżeniem, że obliczone opory ruchu mnoży się poprzez współczynnik uwzględniający wzrost oporów ruchu cięgna na tym zakrzywieniu, czyli:

$$W_{gk} = \psi_g \cdot W_g \quad [N] \tag{132}$$

$$W_{dk} = \psi_d \cdot W_d \quad [N] \tag{133}$$

gdzie:

W_{gk} , W_{dk}	_	opory ruchu gałęzi górnej i dolnej w przenośniku
		krzywoliniowym [N],

- *W_g*, *W_d* opory ruchu gałęzi górnej i dolnej w przenośniku prostoliniowym [N],
- Ψ_g, Ψ_d współczynniki określające przyrost oporów ruchu na zakrzywieniach gałęzi górnej i dolnej.

Należy podkreślić, iż w przenośnikach ścianowych cięgna łańcuchowe często ulegają zakrzywieniom z następujących, powodów:

- w płaszczyźnie pionowej w kadłubie napędu wysypowego i zwrotnego,
- podwójnego przegięcia przenośnika w płaszczyźnie poziomej za kombajnem (przegięć za głowicą strugową nie uwzględnia się z powodu bardzo małego zabioru),
- podwójnego przegięcia przenośnika w płaszczyźnie pionowej przy przejściu przez uskok pokładu,
- pojedynczego przegięcia przenośnika w płaszczyźnie pionowej przy zmianie kąta nachylenia pokładu,
- łukowego prowadzenia ściany (przegięcie w płaszczyźnie poziomej).

Uwzględniając opisane typy przegięć można napisać uogólnione formuły, umożliwiające określenie Ψ_g i Ψ_d jako:

$$\psi_{g} = \psi_{w} \cdot \psi_{1g} \cdot \psi_{2g} \cdot \psi_{3g} \cdot \psi_{4g} \tag{134}$$

$$\psi_d = \psi_z \cdot \psi_{1d} \cdot \psi_{2d} \cdot \psi_{3d} \cdot \psi_{4d} \tag{135}$$

gdzie:

Ψ_w, Ψ_z	 współczynniki wzrostu oporów ruchu w kadłubie 	
	napędu wysypowego i zwrotnego,	

- Ψ_{lg}, Ψ_{ld} współczynniki wzrostu oporów ruchu na podwójnym, poziomym przegięciu za kombajnem,
- Ψ_{2g}, Ψ_{2d} współczynniki wzrostu oporów ruchu na podwójnym, pionowym przegięciu spowodowanym przez uskok,
- Ψ_{3g}, Ψ_{3d} współczynniki wzrostu oporów ruchu na przegięciu spowodowanym zmianą nachylenia pokładu,
- Ψ_{4g}, Ψ_{4d} współczynniki wzrostu oporów ruchu wynikające z łukowego prowadzenia ściany.

Wymienione przegięcia prawie nigdy nie występują jednocześnie.

W przypadkach, gdy dany rodzaj przegięcia nie występuje w przenośniku w zależnościach (134) i (135) w miejsce współczynników odpowiadających nie istniejącym przegięciom należy wstawiać wartości tych współczynników równe 1. Wartości współczynników Ψ_w i Ψ_z w zależności od kątów przegięć cięgna w napędzie wysypowym β_w i zwrotnym β_z zostały podane w tabeli 6.

Wartości współczynników $\psi_w \psi_z$ w funkcji kątów przegięć cięgna w kadłubie wysypowym β_w i zwrotnym β_z [93]

Tabela 6

β_w, β_z	0°	2°	4°	6°	8°	10°	12°	14°	16°	18°	20°
ψ_w , ψ_z	1	1,012	1,025	1,037	1,05	1,063	1,076	1,089	1,10	1,116	1,13

Jeśli kąt β_w nie jest znany, to do obliczeń można przyjmować $\Psi_w = 1,04$ dla napędów krzyżowych i $\Psi_w = 1,1$ dla napędów z wysypem bocznym i czołowym, natomiast dla napędów odwróconych (np. w przenośnikach podścianowych) $\Psi_w = 1,0$.

W przenośnikach ścianowych w napędach zwrotnych występują znaczące przegięcia cięgien w gałęzi górnej, ale siły w cięgnie na tym zakrzywieniu są zazwyczaj małe i nie wywierają istotnego wpływu na wartość maksymalnego napięcia cięgna, które liczy się przy pełnym obciążeniu na całej jego długości. Z tego powodu wpływ wspomnianego przegięcia może być pominięty. 72

Rozpatrując wzrost sił w cięgnie spowodowany przegięciami przenośnika za kombajnem zauważa się, że największe wartości Ψ_{Ig} mają miejsce, gdy przegięcie występuje przed napędem wysypowym, ale wtedy mimo najwyższych wartości Ψ_{Ig} siła w cięgnie jest mała, bo długość odcinka załadowanego urobkiem jest bardzo mała.

Z drugiej strony, gdy kombajn znajduje się przy napędzie zwrotnym (urobek jest na całej długości przenośnika) w miejscu przegięcia są małe siły i współczynnik Ψ_{Ig} nie będzie miał znaczącego wpływu na wzrost obciążenia gałęzi górnej. Inaczej jest w przypadku gałęzi dolnej, gdyż to przegięcie będąc przed napędem zwrotnym istotnie może wpływać na wartość oporów ruchu w tej gałęzi. Wartości współczynników Ψ_{Ig} i Ψ_{Id} można odczytać z wykresu na rysunku 36.



Rys. 36. Parametry geometryczne opisujące przegięcie przenośnika za kombajnem oraz nomogram do określania wartości współczynnika Ψ_{lg} i Ψ_{ld} [62, 13]

Z wykresu tego wynika, że wzrost oporów ruchu na takim przegięciu zależy od długości zakrzywienia l_k , zabioru kombajnu, a analizując wzór (129). Widać, że wzrost ten zależy liniowo od siły w cięgnie przed zakrzywieniem (siła ta zależy od odległości, na której znajduje się początek zakrzywienia od punktu, w którym rozpatrywana gałąź cięgna schodzi z bębna – odległość l_x). Parametry charakteryzujące przegięcie za kombajnem określają zależności (rys. 36) [13]:

– promień przegięcia osi przenośnika r:

$$r = \frac{l_r}{2 \cdot \sin\frac{\beta_r}{2}} = \frac{l_k^2 + b_p^2}{4 \cdot b_p} \quad [m]$$
(136)

długość przegięcia l_k:

$$l_{k} = \sqrt{4 \cdot b_{p} \cdot r - b_{p}^{2}} \quad [m]$$
(137)

– kąt środkowy linii przegięcia przenośnika β :

$$\sin\frac{\beta}{2} = \frac{b_{p}^{2}}{\sqrt{b_{p}^{2} + l_{k}^{2}}} \ [m]$$
(138)

– liczba przegiętych rynien *n*:

$$n = \frac{2\pi \cdot r \cdot \beta}{360 \cdot l_r} \tag{139}$$

gdzie b_p jest efektywnym zabiorem kombajnu [m].

Jeśli ze względów konstrukcyjnych kąty odchyleń rynien przy odchyleniach w prawo i w lewo nie są jednakowe, to we wzorze (139) kąt β należy traktować jako kąt średni.

W niektórych ścianach jej czoło ma łukowe wybrzuszenie. Wybrzuszenie to ma w przybliżeniu kształt wycinka koła.

Jeśli przyjmie się do opisu tego wycinka koła oznaczenia jak na rysunku 37, to parametry zakrzywienia można wyznaczyć z następujących zależności:

$$r = \frac{L_s^2}{8h} + \frac{h}{2} \quad [m] \tag{140}$$

$$\beta_r = \frac{180}{\pi} \cdot \frac{l_r}{r} \quad [stopnie] \tag{141}$$

$$L = \sqrt{L_{s}^{2} + \frac{16}{3} \cdot h^{2}} \quad [m]$$
 (142)

gdzie:

L_s – długość ściany [m],

h – wybrzuszenie ściany [m],

l_r – długość rynny [m],

r – promień wygięcia [m],

 β_r – kąt przegięcia rynny [stopnie].

Wartość współczynników wzrostu oporów ruchu Ψ_{4g} i Ψ_{4d} dla zakrzywionego przenośnika podaje nomogram przedstawiony na rysunku 37.

Przy zakrzywieniach geologicznych w pokładzie, wynikających z uskoku przenośnik przegięty jest podwójnie. Ze względów technologicznych istnieje tendencja do maksymalnego skracania takiego przegięcia.



Rys. 37. Parametry geometryczne opisujące łukowe przegięcie przenośnika oraz nomogram do określania wartości współczynnika Ψ_{4g} i Ψ_{4d} [62, 13]

Na rysunku 38 pokazano schemat takiego przegięcia przenośnika i sposób, w jaki określa się położenie początku przegięcia (zawsze od punktu zbiegania danej gałęzi cięgna z bębna, czyli dla gałęzi górnej od osi bębna napędu zwrotnego, a dla gałęzi dolnej od osi bębna napędu wysypowego). Na rysunku tym pokazano też nomogram pozwalający określić wartości współczynników Ψ_{2g} i Ψ_{2d} w funkcji wysokości uskoku t, długości przenośnika L i odległości początku uskoku l_x od napędu. Obliczenia wykonano dla $f_l = 0,4$. Współczynniki te rosną wraz z malejącym l_x i maleją ze wzrostem L. Wpływ l_x na wartości obu współczynników powoduje, że wartości tego współczynnika nie są jednakowe dla gałęzi dolnej i górnej.



Rys. 38. Nomogram do wyznaczania wartości współczynników Ψ_{2g} i Ψ_{2d} wynikających z przejścia ściany przez uskok [13]

W podobny sposób został zbudowany nomogram, gdy przenośnik pracuje w pokładzie, w którym nastepuje zmiana nachylenia pokładu o kąt $\Delta\beta$ (rys. 39).



Rys. 39. Nomogram do wyznaczania wartości współczynników Ψ_{3g} i Ψ_{3d} wynikających ze zmiany kąta nachylenia pokładu [126]

Dotychczas podane zależności umożliwiają określenie dodatkowych sił oporów ruchu na typowych krzywiznach przenośnika. Wiadomo jednak, że poza wspomnianymi krzywiznami, trasa przenośnika nie jest ściśle prostoliniowa. Małe kąty odchyleń między rynnami występują nie tylko w płaszczyźnie pionowej (na skutek nierówności spągu), ale też w płaszczyźnie poziomej (np. z powodu nierówności czoła ściany). Liczenie dodatkowych sił oporów ruchu dotychczas podanymi metodami jest nie do przyjęcia nie tylko z powodu ich wielkiej uciążliwości, ale też i braku znajomości wielkości tych przegięć. Dlatego takie obliczenia można wykonać przy dokonaniu uproszczenia, sprowadzającego się do tego, że rzeczywistą krzywoliniowość przenośnika zastąpi się krzywoliniowością łukową, jak na rysunku 37 [126]. Przy takim podejściu wygodniej jest przedstawić kąt β jako:

$$\beta = \beta' \cdot x \quad [radian] \tag{143}$$

gdzie:

 β' – jednostkowy kąt odchylenia [radian/m],

x – odległość rozpatrywanego miejsca od punktu nabiegania tego cięgna na bęben [m].

Dla x = L maksymalne siły w cięgnie górnym i dolnym wystąpią w punktach nabiegania na bębny (rys. 40) i wynoszą [126]:

$$S_{I} = S_{2} \cdot e^{f_{l} \cdot \beta' \cdot L} + \frac{C_{g}}{f_{l} \cdot \beta'} \cdot \left(e^{f_{l} \cdot \beta' \cdot L} - I\right) \left[N\right]$$
(144)

$$S_{3} = S_{4} \cdot e^{f_{l} \cdot \beta^{\prime} \cdot L} + \frac{C_{d}}{f_{l} \cdot \beta^{\prime}} \cdot \left(e^{f_{l} \cdot \beta^{\prime} \cdot L} - I\right) \left[N\right]$$
(145)

gdzie C_g i C_d określają zależności (130) i (131).

W celu zilustrowania wpływu kąta β' na przebieg sił w cięgnie i maksymalnych sił S_1 i S_3 , na rysunku 40 przedstawiono wykresy zmienności sił $S_k(x)$ dla czterech różnych wariantów rozdziału mocy i miejsc usytuowania napędów. Wykresy sporządzono dla $f_i = 0,4$ dla przenośnika idealnie prostoliniowego ($\beta' = 0$) i optymalnie dobranego napięcia wstępnego oraz przenośnika nieprostoliniowego ($\beta' = 0,535^{\circ}/m$) przy optymalnym i nadmiernym napięciu wstępnym.



Rys. 40. Rozkłady napięć w cięgnach ścianowych przenośników zgrzebłowych prostoliniowych ($\beta' = 0$) i zakrzywionych łukowo ($\beta' = 0,535^{\circ}$ /m) [126]; a - przenośnik z pojedynczym napędem na wysypie, b - przenośnikz napędem w miejscu zwrotni, c, <math>d - przenośniki z napędem głównym $i pomocniczym, <math>N_g$ i N_p napęd główny i pomocniczy, $S_w -$ napięcie wstępne, S_1 , S_2 , S_3 , $S_5 -$ napięcia w cięgnie w punktach charakterystycznych

Przez zaznaczone na rysunkach wartości napięcia wstępnego S_w rozumieć należy w tym wypadku takie stałe na całym obwodzie cięgna napięcie, przy którym jego wydłużenie sprężyste będzie równe wydłużeniu sprężystemu podczas pracy przenośnika. Z rysunku 40 widać, jak ważnym jest problem napięcia wstępnego cięgna w przenośnikach zgrzebłowych, wybór miejsca usytuowania napędu, a przede wszystkim, jak bardzo wprowadzenie drugiego napędu (np. – pomocniczego) obniża wartości maksymalnego napięcia cięgna, od których zależy dobór wielkości łańcuchów w cięgnie.

Z punktu widzenia minimalizacji maksymalnych sił w cięgnie a więc i wielkości dodatkowych oporów ruchu, wielkości jednostek napędowych, obniżenia energochłonności transportu i zużycia elementów przenośnika najkorzystniej jest, aby w przenośnikach ścianowych opory ruchu gałęzi górnej pokonywał napęd główny, natomiast opory gałęzi dolnej, napęd pomocniczy. Jednak względy techniczne (różnice w charakterystykach mechanicznych silników o różnej mocy) i ekonomiczne powodują, że moce jednostek napędowych w przenośnikach ścianowych przyjmuje się identyczne, co nie sprzyja optymalizacji rozkładu napięć w cięgnach.

4.4. Wykresy napięć statycznych w cięgnach łańcuchowych

Przez napięcie (naciąg cięgna) w określonym punkcie rozumie się wartość siły rozciągającej cięgno w tym punkcie. Rozkład napięć wzdłuż długości cięgna zależy od jego masy jednostkowej, obciążenia jednostkowego przenośnika urobkiem, współczynników oporów ruchu, nachylenia podłużnego i częściowo poprzecznego przenośnika, zanieczyszczenia urobkiem dolnej gałęzi cięgna, charakterystyk i rozmieszczenia jednostek napędowych, sprawności napędów, w tym główne gwiazd oraz zakrzywień trasy i napięcia wstępnego cięgna.

Rozkład napięć wzdłuż zamkniętego konturu cięgna określa się metodą ciągłości napięć zwaną też metodą konturową. W metodzie tej wychodzi się zwykle zaczynając od punktów zbiegania cięgna z gwiazd napędowych. Do siły (napięcia) występującej w punkcie zbiegania z bębna S_z dodaje się opory ruchu występujące na odcinku od punktu zbiegania do rozpatrywanego przekroju zgodnie z zależnością:

$$S_{x} = S_{z} + x \cdot g \cdot (q_{u} + q_{t}) \cdot (f \cdot \cos\alpha \pm \sin\alpha) [N]$$
(146)

gdzie:

- S_z siła w cięgnie w punkcie jego zbiegania z bębna napędowego $(S_z \ge 0)$ [N],
- f współczynnik oporów ruchu odpowiedni do danych warunków pracy, czyli f_g , f_d lub f_l ,
- q_l masa jednostkowa cięgna łańcuchowego [kg/m],
- q_u obciążenie jednostkowe cięgna urobkiem [kg/m],
- α kąt nachylenia podłużnego przenośnika (znak "+" w zależności (146) należy przyjmować, gdy ruch rozpatrywanej gałęzi cięgna odbywa się po wzniosie i "-" gdy ruch ten jest po upadzie) [stopnie].

Równanie (146) obowiązuje dla prostoliniowych odcinków cięgna. Zmiany napięć na krzywoliniowych odcinkach cięgna liczy się z zależności (128), przy czym napięcie na początku zakrzywienia S_{k2} jest napięciem z końca poprzedniego odcinka cięgna. Jeśli przenośnik powyginany jest na całej swej długości, to wygodniej jest wykorzystać zależność:

$$S_{k}(x) = S_{z} \cdot e^{f_{l} \cdot \beta' \cdot x} + \frac{C}{f_{l} \cdot \beta'} \cdot \left(e^{f_{k} \cdot \beta' \cdot x} - I\right) \left[N\right]$$
(147)

Jest ona uogólnionym zapisem zależności (144) i (145).

Rozkłady napięć w cięgnach przenośników zgrzebłowych zmieniają się w czasie odpowiednio do zmian obciążenia i ułożenia trasy przenośnika. Najczęściej wykresy napięć sporządza się dla obciążeń maksymalnych przenośnika, rzadziej przy napinaniu wstępnym, rozruchu lub zablokowaniu ruchu. Ogólnie wykresy napięć można sporządzać bezpośrednio na schemacie przenośnika lub w układzie współrzędnych prostokątnych jako funkcję S = f(x). W obu wymienionych metodach najczęściej nie rysuje się wykresu napięć na łuku opasania bębna przez cięgno lub rysuje się go w sposób uproszczony.

Na rysunku 41 przedstawiono dwoma metodami przykłady wykresów napięć w cięgnach przenośników zgrzebłowych prostoliniowych o różnych nachyleniach podłużnych z napędami rożnie umiejscowionymi, przy czym na rysunkach 41a, c, d, f, g, h oraz j wykresy te dotyczą przenośników jedno napędowych, zaś na rysunkach 41b, e oraz i dotyczą przenośników z napędami na obu końcach.



Rys. 41. Przykłady wykresów zmian napięcia cięgna łańcuchowego w przenośnikach zgrzebłowych o różnych kątach nachylenia podłużnego i różnych układach napędowych [126]

4.5. Usytuowanie napędów

Do prawidłowego wyboru miejsca usytuowania napędów i rozdziału mocy na poszczególne napedy bardzo pomocna jest analiza wykresów napięć cięgna łańcuchowego dla różnych wariantów ich rozmieszczenia. Przenośniki zgrzebłowe mogą mieć napędy na jednym ze swoich końców lub na obu jednocześnie. Wybór miejsca usytuowania napędów zależy od oporów ruchu obu gałęzi cięgna łańcuchowego. W przenośnikach jednonapedowych przy wyborze miejsca usytuowania napedu jako zasade przyjmuje się takie położenie napędu, aby gałąź cięgna o większych oporach była ciągniona bezpośrednio przez napęd. W przenośnikach pracujących w poziomie lub po wzniosie jest to równoznaczne z instalacją napędu przy wysypie. Takie jego usytuowanie zapewnia korzystniejszy przebieg napięć w cięgnie (cięgno ma wysokie napięcie na krótszym odcinku swojego zamkniętego konturu), mniejsze opory dodatkowe na zakrzywieniach, większą trwałość i niezawodność cięgna oraz elementów napędu, mniejsze zużycie ślizgów w kadłubach napędów i końców rynien na ich przegięciach oraz obniża wymaganą moc napędu i energochłonność transportu.

Dla potwierdzenia powyższych wywodów warto przeanalizować przypadek przenośnika ułożonego poziomo, idealnie prostoliniowego, w którym siła w punkcie zbiegania z bębna napędowego jest równa zero, a opory powstałe na zwrotni pomijalne.

Przy właściwym usytuowaniu napędu (rys. 42a) napięcie cięgna bardzo wolno rośnie od wartości minimalnej $S_4 = S_z = 0$ do $S_3 = W_d$, a od punktu 2 do 1 intensywniej, do wartości $S_4 = W_d + W_g$.

Przy usytuowaniu napędu na przeciwległym końcu przenośnika (rys. 42b) napięcie cięgna szybko rośnie od punktu 4 do 3 (opory ruchu cięgna i urobku), natomiast w drugiej gałęzi cięgna, przyrost napięcia jest nieduży (tylko opory cięgna), ale jego wartość na całym odcinku od punktu 1 do punktu 2 jest wysoka. Taki przebieg napięć, oprócz wymienionych już wad ma dodatkowo jeszcze tę, że cięgno wymaga większego napięcia wstępnego. Napięcie to jest proporcjonalne do powierzchni pod liniami napięć. To kryterium pokrywa się z wcześniej podanym kryterium usytuowania napędu.







 a – przenośnik ułożony w poziomie z napędem na wysypie, b - przenośnik ułożony w poziomie z napędem na przeciwległym do wysypu końcu przenośnika, c – przenośnik przesuwający, transportujący po upadzie z napędem u góry, d – przenośnik hamujący W przypadku, gdy transport odbywa się po upadzie, problem wyboru miejsca usytuowania napędu w przenośnikach jednonapędowych jest bardziej złożony. Z rosnącym kątem nachylenia podłużnego przenośnika α opory ruchu gałęzi roboczej będą malały, natomiast gałęzi dolnej, rosły. Usytuowanie napędu nie ulegnie zmianie do momentu, gdy kąt nachylenia α osiągnie wartość graniczną α_0 , przy której opory ruchu gałęzi dolnej i górnej zrównają się ($W_g = W_d$), czyli:

$$L \cdot g \cdot (q_{l} + q_{u}) \cdot (f_{g} \cdot \cos\alpha_{0} - \sin\alpha_{0}) = L \cdot g \cdot q_{l} \cdot (f_{d} \cdot \cos\alpha_{0} + \sin\alpha_{0})$$

$$[N] (148)$$

skąd:

$$\alpha_0 = \operatorname{arctg} \frac{f_g \cdot (q_i + q_u) - f_d \cdot q_i}{q_u + 2q_i}$$
(149)

Gdy $\alpha \leq \alpha_0$, to napęd należy usytuować przy wysypie, natomiast gdy $\alpha > \alpha_0$ to napęd należy usytuować na przeciwległym końcu przenośnika (u góry).

W przenośnikach jednonapędowych całkowita moc napędu może być rozdzielona na dwie jednakowe jednostki napędowe.

Odmienną postać ma wzór na graniczny kąt nachylenia przenośnika po przekroczeniu którego przenośnik należy hamować. Kąt ten wynosi:

$$\alpha_{oh} = \operatorname{arctg} \frac{f_g \cdot (q_l + q_u) + f_d \cdot q_l}{q_u} \quad [stopnie]$$
(150)

Przy $\alpha = \alpha_{oh}$ przenośnik przestaje być przenośnikiem przesuwającym. Oznacza to, że przy $\alpha > \alpha_{oh}$ siły hamowania gałęzi roboczej są większe niż opory ruchu gałęzi powrotnej ($|W_g| > W_d$) i napęd przenośnika musi hamować ruch cięgna aby nie nabierało ono nadmiernej prędkości. Przepływ energii jest w tym przypadku do silnika, czyli odwrotnie niż w przenośniku przesuwającym. Takie przenośniki nazywane są hamującymi. W przenośnikach hamujących ze względu na inny kierunek przepływu energii we wzorze na moc napędu jego sprawność całkowita musi się więc znajdować w liczniku, a nie w mianowniku jak to ma miejsce we wzorze na moc przenośników przesuwających.

Przy dokładniejszych obliczeniach przenośników jednonapędowych uwzględnia się opory ruchu na bębnie zwrotnym oraz w kadłubie

napędowym zwrotni. Siła w cięgnie w punkcie zbiegania z bębna zwrotnego S_z jest większa od siły w punkcie nabiegania S_n i wynosi:

$$S_z = k_b \cdot S_n \quad [N] \tag{151}$$

gdzie k_b jest współczynnikiem uwzględniającym opory przeginania łańcucha na bębnie i opory obrotu bębna zwrotnego.

Wartość tego współczynnika wynosi $k_b = 1,05 - 1,1$, przy czym większe wartości *k* należy przyjmować dla bębnów o mniejszej liczbie zębów lub mniejszej średnicy, jeśli bęben ten jest nieuzębiony.

Przy obliczeniach mocy napędu k_b krotny wzrost siły w cięgnie przy przechodzeniu przez bęben zwrotny równoznaczny jest z k-krotnym wzrostem oporów ruchu tej gałęzi, która nie jest bezpośrednio ciągniona przez napęd.

W przenośnikach dwunapędowych napędy znajdują się na obu jego końcach. Najkorzystniejszy przebieg napięć w cięgnie uzyskuje się wtedy, gdy opory ruchu gałęzi górnej pokonuje napęd wysypowy, natomiast gałęzi dolnej napęd zwrotny. Instalowanie napędów na obu końcach przenośnika nie zawsze jest korzystne. W przypadku gdy opory ruchu jednej z gałęzi mają wartość ujemną, czyli jej ruch jest hamowany przez drugą gałąź lub napęd, wskazane jest zrezygnować z drugiego napędu i zainstalować tylko jeden, zgodnie z zasadami dotyczącymi przenośników jednonapędowych.

W praktyce kopalnianej z różnych względów mogą występować odstępstwa od tej zasady. Przykładowo przy długich i silnie obciążonych urobkiem przenośnikach dwie jednostki napędowe zainstalowane w jednym napędzie mogą być niewystarczające i przy braku innych, większych jednostek należy zastosować jedną lub dwie dalsze jednostki na drugim końcu. Dzięki temu przenośnik będzie mógł skutecznie pracować, ale trzeba się liczyć z pewnymi negatywnymi efektami związanymi z niekorzystnym rozkładem napięć w cięgnie.

Z teoretycznego punktu widzenia dwunapędowe przenośniki zgrzebłowe mogą być stosowane, gdy opory ruchu zarówno górnej jak i dolnej gałęzi cięgna są dodatnie, czyli w zakresie kątów od $\alpha \leq arc tg f_g$ przy transporcie urobku po upadzie do $\alpha \leq arc tg f_d$ przy transporcie po wzniosie. Jak już wcześniej podano optymalny rozkład napięć uzyska się gdy napęd wysypowy pokonuje opory ruchu gałęzi górnej, zaś zwrotny opory gałęzi dolnej. Taki rozkład napięć jest możliwy do

uzyskania tylko chwilowo, ponieważ w górniczych przenośnikach funkcjonuje słuszna zasada stosowania jednakowych jednostek napędowych, typoszereg mocy produkowanych silników jest ograniczony oraz obciążenie przenośnika urobkiem zmienia się w czasie, a wszystkie te czynniki mają istotny wpływ na rozkład napięć w cięgnie (rys. 41e, i). O zasadzie tej trzeba jednak pamiętać, aby tak dobierać moc jednostek napędowych i ich rozmieszczenie, by rzeczywiste wykresy napięć możliwie najmniej odbiegały od stanu optymalnego. Ponieważ moc napędów dobiera się do obciążenia maksymalnego, a przenośnik zwykle pracuje przy obciążeniu mniejszym, więc i ten czynnik należy brać pod uwagę.

4.6. Moc napędów

Napędy przenośników zgrzebłowych muszą pokonać wszystkie opory, jakie powstają przy ich ruchu. Silniki napędowe zainstalowane w przenośniku pokonują przede wszystkim opory ruchu gałęzi górnej i dolnej cięgna łańcuchowego, które pochłaniają zwykle około 70 – 85% mocy całkowitej, pozostała moc jest tracona na drodze przepływu energii od silników do cięgna łańcuchowego, czyli w sprzęgle hydrodynamicznym, przekładni zębatej i na bębnie napędowym. Moc tracona w napędzie związana jest bezpośrednio z jego sprawnością całkowitą określoną zależnością:

$$\eta_c = \eta_b \cdot \eta_p \cdot \eta_s \tag{152}$$

gdzie:

 η_s – sprawność sprzęgła

 η_s = 1 dla sprzęgieł sztywnych i elastycznych,

- $\eta_s = 0.97 0.98$ dla sprzęgieł hydrodynamicznych budowy klasycznej,
- $\eta_s = 0.94 0.96$ dla sprzęgieł hydrodynamicznych przepływowych (większe wartości η_s należy przyjmować dla większych sprzęgieł),

η_p – sprawność przekładni

 $\eta_p = 0.97 - 0.98$ dla przekładni jednostopniowej,

 $\eta_p = 0.94 - 0.96$ dla przekładni dwustopniowej,

 $\eta_p = 0.92 - 0.94$ dla przekładni trójstopniowej,

(sprawność przekładni planetarnych należy powiększyć o 0,01 na każdy stopień planetarny, ponieważ poślizg

międzyzębny przy zazębieniu wewnętrznym jest mniejszy niż przy zazębieniu zewnętrznym),

 η_{g} – sprawność bębna napędowego (gwiazdy)

 $\eta_g = 0.9 - 0.95$ dla nowej gwiazdy,

 $\eta_g = 0.8 - 0.85$ dla gwiazdy, o średnim zużyciu,

 $\eta_{g} = 0.7 - 0.75$ dla gwiazdy, o bardzo dużym zużyciu.

W przypadku braku informacji nt. jakie będą w przenośniku sprzęgła i przekładnie, to dla przenośników przesuwających, uwzględniając przeciętne zużycie kół gniazdowych i łańcuchów, do obliczeń przyjmować należy $\eta_c = 0,7 - 0,75$, natomiast w przypadku przenośników hamujących $\eta_c = 0,85 - 0,90$ (wyższe sprawności, zwłaszcza gwiazdy, wymagają większej mocy hamowania). Jeśli przenośnik wyposażony jest w jeden napęd, to gałąź dolna cięgna ciągniona jest przez gałąź górną za pośrednictwem bębna zwrotnego, który przekazuje naciąg ze sprawnością $\eta_c = 0,9 - 0,95$. Oznacza to zwiększenie oporów ruchu przenośnika.

Zależności umożliwiające określenie mocy napędów jednoi dwunapędowych różnią się między sobą. Czynnikami różnicującymi są formuły określające opory ruchu, które muszą pokonać napędy [95].

W przypadku przenośników jednonapędowych transportujących po wzniosie i nachylonych pod kątem $\alpha > arc tg f_d$ (gałąź dolna jest hamowana) wymaganą moc napędu znajdującego się u góry określa zależność:

$$N = \frac{\left(W_g - \eta_z \cdot W_d\right) \cdot v}{1000\eta_c} \quad [kW]$$
(153)

Takich przypadków zastosowań przenośników zgrzebłowych w ścianach nie obserwuje się, bo w najlepszym przypadku, dla gałęzi dolnej cięgna pozbawionej zanieczyszczeń ($f_d = 0,3$) urobek musiałby być transportowany w górę pod kątem około 17°. Takie przypadki mogą mieć miejsce przy drążeniu silnie nachylonych wyrobisk korytarzowych i ewentualnie w zakładzie przeróbczym.

Przy transporcie po wzniosie pod kątem $\alpha \leq arc \ tg \ f_d$ moc przenośnika jednonapędowego (napęd u góry) przyjmie postać:

$$N = \frac{\left(W_g + \frac{W_d}{\eta_z}\right) \cdot v}{1000 \cdot \eta_c} \quad [kW]$$
(154)

Przy transporcie po upadzie, gdy $W_g > W_d$, czyli $\alpha \le \alpha_0$, gdzie α_0 określa zależność (149) napęd powinien być usytuowany na wysypie (u dołu) a jego moc określa zależność (154). Jeżeli przy transporcie po upadzie $W_g < W_d$, czyli $\alpha_0 < \alpha \le arc tg f_g$ to napęd powinien być usytuowany u góry, a jego moc określa też zależność (154).

Jeśli nachylenie przenośnika *arc* $tg f_g < \alpha < \alpha_{oh}$ to ze względu na potrzebę hamowania gałęzi górnej ($W_g < 0$) zależność na moc przenośnika (napęd u góry) wyrażona jest w postaci:

$$N = \frac{\left(W_d - \left|\frac{W_g}{\eta_z}\right|\right) \cdot v}{1000 \cdot \eta_c} \quad [kW]$$
(155)

Jeśli kąt α przy transporcie po upadzie przekroczy wartość graniczną α_{oh} to przenośnik staje się przenośnikiem hamującym ($|W_g| > W_d$) i ze względu na zmianę kierunku przepływu energii w napędzie, wzór na moc przenośnika przyjmie postać:

$$N = \frac{\left|W_d - \left|\eta_z \cdot W_g\right| \cdot v \cdot \eta_c}{1000} \quad [kW]$$
(156)

We wzorach (153) do (156) oznaczono przez:

- η_z sprawność przeniesienia naciągu (napięcia cięgna) przez bęben ($\eta_z = 0.9 - 0.95$),
- | | znak bezwzględnej wartości (moduł),

v – prędkość ruchu cięgna łańcuchowego [m/s],

 W_{g} , W_{d} – opory ruchu gałęzi górnej i dolnej [N].

Podane zależności dotyczą przenośników prostoliniowych. Zależności te będą aktualne również dla przenośników z trasą zakrzywioną, jeśli podstawi się w miejsce W_g i W_d odpowiednio W_{gk} i W_{dk} .

W celu bardziej przejrzystego przedstawienia zakresu stosowalności zależności (153) do (156) pozwalających obliczyć moc przenośnika na rysunku 43 przedstawiono graficznie przedziały kątowe nachylenia podłużnego przenośnika wraz z podaniem numeru zależności na obliczenie wymaganej mocy napędu dla danego przedziału kątowego

nachylenia α , oraz podano miejsce usytuowania napędu. Podane dotychczas zależności na moce przenośników jednonapędowych są mocami obliczeniowymi. Ze względu na produkowane typoszeregi mocy silników należy w przenośniku zastosować silnik o mocy:

 $- N_{kat} \ge N - dla napędu z jedną jednostką napędową,$

lub

 $- N_{kat} \ge N/2 - dla napędu z dwoma jednostkami napędowymi.$



Rys. 43. Zakresy stosowalności wzorów na moc przenośników jednonapędowych oraz miejsca usytuowania napędów [95]

Jeżeli wyliczona moc napędu jest bardzo mała, co może mieć miejsce, gdy kąt nachylenia podłużnego α nieznacznie różni się od kąta α_{oh} , należy świadomie powiększyć moc zainstalowanych silników, aby uzyskać prawidłowy rozruch silnika zapewniający przyśpieszenie ruchu przy pełnym jego obciążeniu równe a = (0,4 - 0,5) m/s².

W przenośnikach podścianowych i chodnikowych napędy są zwykle podniesione na wysokość *H* nad spągiem, w celu umożliwienia przekazania urobku na dalszy środek transportu. Przenośniki te zwykle pracują przy małych kątach nachylenia podłużnego, więc nie zachodzi potrzeba, we wzorze na moc, uwzględniania tego czynnika. Moc napędu określa w tym wypadku zależność:

$$N = \frac{\left(W_g + \frac{W_d}{\eta_z} + H \cdot g \cdot q_u\right) \cdot v}{1000 \cdot \eta_c} \quad [kW]$$
(157)

W przenośnikach dwunapędowych najkorzystniejszy rozkład napięć w cięgnie ma miejsce, gdy opory ruchu gałęzi górnej pokonuje napęd główny (wysypowy), a opory ruchu gałęzi dolnej, napęd pomocniczy (zwrotny), czyli:

$$N_g = \frac{W_g \cdot v}{1000 \cdot \eta_c} \ [kW] \tag{158}$$

$$N_p = \frac{W_d \cdot v}{1000 \cdot \eta_c} \ [kW] \tag{159}$$

Zależności te są słuszne dla kątów nachylenia podłużnego przenośników $\alpha < arc tg f_d$ przy transporcie po wzniosie i $\alpha < arc tg f_g$ przy transporcie po upadzie. Zależności na N_g i N_p dla kątów α wychodzących poza podany zakres nie będą tu podawane, ponieważ przenośniki dwunapędowe stosuje się w ścianach, a w nich odstawa urobku po wzniosie odbywa się bardzo rzadko i w zakresie do kilku stopni, zaś przy pracy po upadzie (dla $f_g \approx 0.4$, $\alpha \approx 22^\circ$) opory ruchu gałęzi górnej W_g są zbliżone do zera, a w takim wypadku lepiej jest zastosować jeden napęd u góry.

Zależności (158) i (159) dotyczą przenośników prostoliniowych. W przypadku przenośników krzywoliniowych zależności te nadal będą słuszne, pod warunkiem, że w miejsce W_g i W_d podstawi się odpowiednio W_{gk} i W_{dk} .

Przenośniki dwunapędowe mogą być wyposażone w dwie, trzy lub cztery jednostki napędowe. Przenośniki z dwoma i czterema jednostkami napędowymi mają podobne rozkłady napięć w cięgnie. Moc jednostek napędowych w pierwszym przypadku (dwie jednostki) jest dwukrotnie większa niż w przypadku drugim (cztery jednostki). Gdy w przenośniku mają być zainstalowane trzy jednostki napędowe, to dwie jednostki należy zainstalować w napędzie, który bezpośrednio ciągnie gałąź o większych oporach ruchu, a trzecią jednostkę na przeciwległym końcu przenośnika. Oznacza to, że w przenośnikach ścianowych, gdy $W_g > W_d$, czyli *arc tg f_d < a*₁ < *a*₀ (rys. 44) to dwie jednostki należy zainstalować w napędzie pomocniczym. Jeśli $W_g < W_d$, czyli *a*₀ < *a < arc tg f*_g (transport po upadzie), to należy zamontować dwie jednostki w napędzie pomocniczym i jedną w napędzie głównym (rys. 44).



Rys. 44. Zakresy stosowalności wzorów na moc przenośników dwunapędowych oraz miejsca usytuowania napędów [95]

Podane wskazówki dotyczące rozmieszczenia jednostek napędowych w dwunapędowych przenośnikach ścianowych sprowadzają się do tego, aby rzeczywiste moce napędów zainstalowane w przenośniku miały proporcje możliwie bliskie tym, jakie wynikają z obliczeń na podstawie zależności (158) i (159).

W praktyce kopalnianej nie zawsze są możliwości optymalnego doboru mocy i rozmieszczenia jednostek napędowych. Wynika to z posiadanego wyposażenia w jednostki napędowe przez kopalnie. Brakującą moc napędów uzupełnia się przez zainstalowanie trzeciej lub czwartej jednostki, przez co przenośnik ma rozkład napięć istotnie odbiegający od optymalnego. Skutkuje to zwykle zwiększonymi oporami dodatkowymi, zwiększeniem zużycia energii i obniżeniem trwałości i niezawodności wielu elementów przenośnika. Pewne błędy w doborze mocy i rozmieszczeniu jednostek napędowych wynikają też z braku dostatecznej wiedzy u osób odpowiedzialnych za ten obszar działalności.

Niedopuszczalne jest stosowanie w jednym przenośniku silników o różnym poślizgu nominalnym, ponieważ skutkuje to dużą nierównomiernością rozkładu mocy na poszczególne silniki.

5. Napięcie wstępne cięgna łańcuchowego

Podstawowym warunkiem poprawnej pracy cięgna łańcuchowego w przenośnikach zgrzebłowych średniej i większej długości jest jego właściwe wstępne napięcie (naciąg). Cięgno łańcuchowe w takich przenośnikach musi być tak napięte, aby w czasie jego pracy przy największym jego obciążeniu urobkiem nie miało miejsce nadmierne luzowanie się łańcuchów w punkcie zbiegania z bębna wysypowego lub zwrotnego. Miejsce luzowania się cięgna zależy od warunków pracy przenośnika i umiejscowienia jednostek napędowych.

W przenośnikach jednonapędowych luzowanie łańcuchów ma zwykle miejsce przy ich zbieganiu z bębna napędowego.

W przenośnikach hamujących, gdzie napęd znajduje się u góry, luzowanie cięgna występuje przy jego nabieganiu na bęben wysypowy. W przenośnikach dwunapędowych luzowanie cięgna może występować przy schodzeniu z bębna napędu zwrotnego lub wysypowego. Przy małych kątach podłużnego nachylenia przenośnika i dwóch jednostkach napędowych na wysypie oraz jednej na napędzie zwrotnym luzowanie cięgna zwykle ma miejsce przy zejściu z bębna napędu zwrotnego.

Cięgno łańcuchowe nie powinno być również nadmiernie napięte, ponieważ jest to przyczyną:

- występowania w cięgnie nadwyżek napięć statycznych, pochodzących nie tylko od zwiększonego napięcia wstępnego, ale również od zwiększonych oporów ruchu na zakrzywieniach przenośnika,
- obniżenia sprawności współpracy cięgna z bębnem napędowym,
- zwiększenia poboru mocy,
- zwiększenia zużycia ściernego elementów cięgna, bębnów napędowych, końców rynien, prowadników cięgna (zwłaszcza w kadłubach napędów),
- obniżenia trwałości i niezawodności elementów napędów.

W praktyce spotyka się następujące sposoby napinania cięgien:

- ściąganie i spinanie dwóch luźnych końców cięgna w dowolnym punkcie trasy przenośnika (przenośniki krótkie),
- napinanie za pomocą mechanizmów napinających w zwrotni (śruby napinające w krótkich przenośnikach),
- napinanie za pomocą siłowników napinających w zwrotni, rynnie teleskopowej, kadłubie napędu zwrotnego (przenośniki ścianowe), kadłubie napędu wysypowego (przenośniki podścianowe),

- napinanie przez ruch rewersyjny bębna napędowego przy zablokowaniu drugiego końca cięgna w pobliżu napędu (przenośniki ścianowe),
- napinanie za pomocą mechanizmów i napędów specjalnych (przenośniki ścianowe i podścianowe),
- napinanie nadążne (automatyczne) w przenośnikach ścianowych.

Dwa pierwsze sposoby stosuje się obecnie rzadko i tylko w przenośnikach krótkich, pozostałe dotyczą głównie przenośników ścianowych a ich wybór zależy od producenta. W części z wymienionych metod napinania długość konturu cięgna nie ulega zmianie, w związku z tym rozkład napięć w cięgnie zmienia się wraz ze zmianą obciążenia urobkiem przenośnika. Optymalny stan napięcia cięgna w miejscu jego zbiegania z bębna uzyskuje się tylko w przypadku, gdy przenośnik obciążony jest maksymalnie, czyli przy obciążeniu, dla którego ustalone zostało napięcie wstępne.

Przy mniejszych obciążeniach urobkiem cięgno łańcuchowe ma nadwyżkę napięcia w miejscu schodzenia z bębna, co jest niepożądane. Przeprowadzone badania [59, 54] wykazały, jak bardzo nadmierne napięcie wstępne wpływa na obniżenie sprawności współpracy cięgna z kołami napędowymi (rys. 45).



Rys. 45. Sprawność gniazdowego koła napędowego współpracującego na stanowisku badawczym z łańcuchem 18x64 dla różnych wartości siły *S* napinającej koło zwrotne [54]

Aktualnie czołowi producenci przenośników zgrzebłowych w świecie starają się eliminować w przenośnikach ścianowych dotychczasowe metody napinania wstępnego cięgien łańcuchowych i zastąpić je nowymi, które w sposób automatyczny (nadążny) pozwalają dostosowywać napięcie wstępne do zmieniających się obciążeń przenośnika urobkiem poprzez zmianę położenia bębna napędowego napędu zwrotnego (zmiana długości konturu cięgna).

Warunkiem poprawnej pracy cięgna łańcuchowego w przenośnikach zgrzebłowych jest równoważenie wydłużeń sprężystych cięgna, powstających w czasie pracy przenośnika ΔL_z z wydłużeniami powstającymi w czasie napinania wstępnego ΔL_w , czyli:

$$\Delta L_{w} = \Delta L_{z} \quad [m] \tag{160}$$

Zależność ta nie uwzględnia faktu, że podczas spinania potrzebny jest pewien zapas długości ΔL_m pozwalający na spięcie obu końców cięgna. Zapas ten zależy od konstrukcji elementu złącznego. Ogólna zależność na ΔL_w przyjmie więc postać:

$$\Delta L_{w} = \Delta L_{z} + \Delta L_{m} \quad [m] \tag{161}$$

Jeżeli jednonapędowy przenośnik zgrzebłowy przesuwający o trasie prostoliniowej pracuje jak na rysunku 46a to wydłużenie sprężyste gałęzi cięgna można określić, wychodząc z zależności [13]:

$$\Delta L = \int_{0}^{\Delta L} d\Delta x = \frac{1}{E_c} \cdot \int_{0}^{L} S(x) dx \quad [m]$$
(162)

gdzie:

 $d\Delta x$ – wydłużenie sprężyste odcinka dx [m],

S(x) – funkcja opisująca rozkład napięć w cięgnie na odcinku długości L,

E_c – sztywność cięgna jako suma sztywności łańcuchów [N].

Sztywność cięgna E_c określa się z zależności:

$$E_{c} = \frac{S}{\varepsilon} = \frac{S \cdot L}{\Delta L} \quad [N]$$
(163)

gdzie:

Е

S – napięcie cięgna [N],

– wydłużenie względne cięgna pod obciążeniem s, $\varepsilon = \Delta L/L$

L, ΔL – długość i wydłużenie sprężyste rozciąganego odcinka cięgna [m].

Wydłużenie sprężyste cięgna jest proporcjonalne do powierzchni pod linią S(x) opisującą zmiany napięcia, i dla przenośnika prostoliniowego wynosi:

- dla gałęzi dolnej:

$$\Delta L_{zd} = \frac{L}{2E_c} \cdot \left(S_3 + S_4\right) \ \left[m\right] \tag{164}$$

dla gałęzi górnej:

$$\Delta L_{zg} = \frac{L}{2E_0} \cdot \left(S_1 + S_2\right) \ \left[m\right] \tag{165}$$

Wydłużenie ΔL_z wyniesie więc, po dodaniu zależności (164) i (165):

$$\Delta L_{z} = \frac{L}{2E_{0}} \cdot \left(S_{1} + S_{2} + S_{3} + S_{4}\right) \ [m]$$
(166)

Jeśli napinanie wstępne cięgna odbywać się będzie przez ruch rewersyjny bębna napędowego (rys. 46c), to ΔL_w , zgodnie z zależnością (161) przyjmie postać:

$$\Delta L_{w} = \frac{L}{2E_{c}} \cdot \left(S_{1w} + S_{2w} + S_{3w} + S_{4w} \right) + \Delta L_{m} \quad [m]$$
(167)

Do obliczenia wartości ΔL_z i ΔL_w niezbędna jest znajomość wartości sił występujących w zależnościach (166) i (167). Wartości te zależą od q_u , q_l , f_g , f_d , f_l , α , L i muszą być określone przez zależności wyrażone przez te wielkości.

W celu skrócenia zapisu podawanych zależności, do dalszych rozważań wprowadzono pojęcie współczynników nachylenia podłużnego przenośników na opory ruchu A, B oraz D [13]:

– dla gałęzi dolnej:

$$A = \cos \alpha + \frac{\sin \alpha}{f_d} \tag{168}$$

dla nieobciążonej urobkiem gałęzi górnej:

$$B = \cos \alpha - \frac{\sin \alpha}{f_i} \tag{169}$$

dla obciążonej urobkiem gałęzi górnej:

$$D = \cos \alpha - \frac{\sin \alpha}{f_s} \tag{170}$$

We wzorach tych kąt α należy przyjmować jako dodatni ($\alpha > 0$), gdy urobek w gałęzi górnej transportowany jest po upadzie i jako ujemny ($\alpha < 0$), gdy transport urobku jest po wzniosie.

Wydłużenie sprężyste cięgna podczas napinania wstępnego jest sumą wydłużeń w gałęzi górnej i dolnej:

$$\Delta L_{w} = \Delta L_{wg} + \Delta L_{wd} \quad [m] \tag{171}$$

czyli:

$$\Delta L_{w} = \frac{L}{2E_{c}} \cdot \left[4 \cdot S_{lw} + \left(3 \cdot A + B \right) \cdot f_{l} \cdot q_{l} \cdot L \cdot g \right] + \Delta L_{m} \quad [m]$$
(172)

Wydłużenie sprężyste cięgna załadowanego wyniesie (rys. 46a):

$$\Delta L_{z} = \Delta L_{zd} + \Delta L_{zg} = \frac{L}{2 \cdot E_{w}} \cdot \left[3 \cdot f_{l} \cdot q_{l} \cdot A \cdot g + (q_{l} + q_{u}) \cdot f_{g} \cdot D \cdot g \right] [m]$$
(173)

Korzystając z zależności (161) oraz z zależności na S_{4w} (rys. 46c):

$$S_{4w} = S_{1w} + L \cdot q_t \cdot f_t \cdot (A + B) \cdot g \quad [N]$$
(174)

otrzymuje się, po wykorzystaniu zależności (173) i (163) zależność na siłę napinania wstępnego:

$$S_{4w} = \left(A + \frac{3}{4} \cdot B\right) \cdot L \cdot q_l \cdot f_l \cdot g + \frac{1}{4} \cdot \left(q_l + q_u\right) \cdot L \cdot f_g \cdot D \cdot g + \frac{E_0 \cdot \Delta L_m}{2 \cdot L} [N]$$
(175)

Jeśli spinanie cięgna nie wymaga zapasu długości montażowej ($\Delta L_m = 0$), to w zależności (175) ostatni człon wynosi zero.

W jednonapędowych przenośnikach hamujących rozkład napięć wzdłuż przenośnika jest inny i podane wcześniej zależności nie mogą być wykorzystane do obliczenia siły napięcia wstępnego. Tok rozumowania przy wyprowadzaniu odpowiednich zależności pozostanie jednak identyczny.

Pracujący w takich samych warunkach jak przy wyprowadzanych wcześniej zależnościach, prostoliniowy przenośnik dwunapędowy (rys. 46b) będzie wymagał mniejszego napięcia wstępnego niż przenośnik jednonapędowy.

Jeśli przez *K* oznaczy się stosunek mocy napędu pomocniczego N_p do całkowitej mocy przenośnika $N_g + N_p$:

$$K = \frac{N_p}{N_g + N_p} \tag{176}$$

to siła napięcia wstępnego S_{4w} wyniesie:

$$S_{4w} = \frac{1}{2} \cdot \left(W_{d} - K \cdot (W_{g} - W_{d}) \right) + \frac{1}{4} \cdot (W_{g} + W_{d}) + S_{z} + \frac{3}{4} \cdot W_{dw} + \frac{1}{4} \cdot W_{gw} + \frac{E_{c} \cdot \Delta L_{m}}{2 \cdot L}$$
[N] (177)

gdzie:

- W_{g}, W_{d} opory ruchu gałęzi górnej i dolnej w czasie transportu urobku [N],
- W_{gw} , W_{dw} opory ruchu gałęzi górnej i dolnej w czasie napinania wstępnego [N],
- S_z napięcie cięgna łańcuchowego w punkcie zbiegania z bębna napędowego ($S_z \ge 0$) [N],
- // znak bezwzględnej wartości (moduł).

W szczególnych warunkach pracy przenośnika może się okazać, że wydłużenie cięgna w czasie jego pracy jest na tyle małe, że napięcie wstępne jakie jest w tych warunkach wymaganie nie zdoła napiąć cięgna na całej długości. Wówczas (46d):

$$S_{4w} = W_{dw} + W_{gw} \cdot \frac{x}{l} \quad [N]$$
(178)

gdzie:

$$x = L \cdot \sqrt{I + \frac{2 \cdot E_c \cdot \left(\Delta L_z + \Delta L_m\right)}{L \cdot W_{gw}} - \frac{2 \cdot W_{dw}}{W_{gw}}} - L$$
(179)



Rys. 46. Rozkłady napięć w cięgnach jedno- i dwunapędowych prostoliniowych przenośników zgrzebłowych podczas pracy i napinania wstępnego [95]; a, b – odpowiednio przenośnik jedno- i dwunapędowy w czasie pracy, c, d – możliwe rozkłady napięć w cięgnie podczas napinania wstępnego

Wprowadzając w miejsce ΔL_z odpowiednie zależności na wydłużenie sprężyste cięgna obciążonego urobkiem otrzymuje się:

$$S_{4w} = W_{dw} - W_{gw} + W_{gw} \cdot \sqrt{I + \frac{L \cdot \left[2 \cdot \left|W_d - K \cdot \left(W_g + W_d\right)\right| + W_g + W_d + 4 \cdot S_z\right] + 2 \cdot E_c \cdot \Delta L_m}{L \cdot W_{gw}}} - \frac{2 \cdot W_{dw}}{W_{gw}}}$$
(180)

W literaturze niemieckiej napięcie wstępne jest definiowane jako wartość stałej siły w cięgnie, wzdłuż całego jego konturu (analogia do przekładni pasowych) przy którym wydłużenie sprężyste cięgna będzie równe wydłużeniu tego cięgna w czasie pracy przenośnika zgrzebłowego obciążonego urobkiem, czyli:

$$S_{w} = \frac{1}{4} \cdot \left(S_{I} + S_{2} + S_{3} + S_{4} \right) \left[N \right]$$
(181)

Ze względu na występujące w przenośnikach opory ruchu, taki stan napięcia wstępnego nie jest możliwy do zrealizowania. Jest to więc pojęcie tylko teoretyczne. Podane zależności na określenie siły napięcia wstępnego są złożone i nie zachęcają użytkowników do korzystania z nich w celu określenia tej siły dla pojedynczych zastosowań przenośników zgrzebłowych. Jeszcze bardziej skomplikowane zależności na wartość napięcia wstępnego dotyczą przenośników nieprostoliniowych. Są one podane w publikacjach [2, 13, 126].

Producenci przenośników zgrzebłowych, a także niektórzy producenci łańcuchów podają zwykle sposób, miejsce i wartość wymaganego napięcia wstępnego cięgna w ścianowych przenośnikach zgrzebłowych. Wartości tych napięć są funkcją wielkości łańcucha i długości przenośnika. Są one mało precyzyjne, ponieważ nie uwzględniają rzeczywistego rozkładu napięć w cięgnie.

W praktyce kopalnianej w przenośnikach ścianowych bez napinania nadążnego napięcie wstępne najlepiej jest kontrolować na podstawie obserwacji, jak zachowuje się cięgno łańcuchowe w punktach jego zbiegania z bębnów napędowych. Jeśli przy pełnym przekroju poprzecznym urobku, na całej długości przenośnika nie występuje luzowanie się ciegna przy schodzeniu z bebna napedu zwrotnego lub głównego, to należy wydłużać kontur cięgna (długość łańcucha) do momentu, aż ten luz się pojawi. Minimalne zwiększenie długości łańcuchów wynosi dwie podziałki ogniw. Przy układach napędowych przenośnika z dwoma jednostkami w napędzie głównym i jednej w napędzie pomocniczym w przenośnikach pracujących w poziomie lub z nieznacznym nachyleniem podłużnym α , luzowanie cięgna występuje zwykle na napędzie zwrotnym. Obserwacja napięcia cięgna w napędzie wysypowym jest zawsze utrudniona. Najprościej można tego dokonywać w napędach z wysypem czołowym, ponieważ w napędach tych przesyp nie jest obudowany. W przenośnikach z wysypem bocznym lub krzyżowym nie jest to możliwe bez dokonania w osłonie przedniej specjalnego okienka wziernikowego.

Na rysunkach 47 i 48 przedstawiono interpretację pojęcia: łańcuch napięty, optymalnie napięty i zwisający (nadmiernie zluzowany) w napędzie wysypowym i zwrotnym.





a – cięgno napięte (końce zgrzebła trą o prowadniki), b – cięgno luźne (ogniwa łańcucha trą po blasze ślizgowej) z dużym luzem na przegubach), c – cięgno optymalnie napięte (ogniwa trą po blasze ślizgowej z małym luzem lub bez luzu na przegubach ogniw) Opisane dotychczas metody napinania wstępnego cięgna i podane zależności na siłę napięcia wstępnego dotyczyły doboru siły napięcia wstępnego dla największego obciążenia przenośnika Q_{max} na całej jego długości. Przy tym obciążeniu w przenośniku spełniony jest warunek równości wydłużeń sprężystych cięgna podczas napinania wstępnego ΔL_w i w czasie pracy przy pełnym obciążeniu ΔL_z .

W pozostałych stanach obciążenia przenośnika pracuje on z nadmiernym napięciem wstępnym i cięgno nie luzuje się przy schodzeniu z bębnów napędowych.

Największe nadwyżki napięcia wstępnego mają miejsce przy biegu jałowym przenośnika (rys. 49) [10, 105].



Rys. 49. Przykład rzeczywistego rozkładu napięć w nieobciążonym urobkiem przenośniku zgrzebłowym z dwoma jednostkami napędowymi w napędzie głównym i jedną w napędzie pomocniczym [10, 111]

Taki sposób napinania wstępnego cięgna zabezpiecza przenośnik przed negatywnymi skutkami nadmiernego jego luzu przy schodzeniu z bębnów napędowych oraz ogranicza skutki spowodowane nadmiernym napięciem wstępnym. Nie gwarantuje on jednak optymalnego stanu napięcia przez cały okres użytkowania przenośnika.

Jedynym sposobem zapewnienia dla cięgna łańcuchowego optymalnych warunków pracy jest ciągłe i automatyczne dostosowywanie napięcia wstępnego do zmieniających się warunków pracy przenośnika. Takie sterowanie napięciem, zwane też nadążnym zapewnia likwidację nadwyżek napięć w cięgnie, a przez to umożliwia:

- zmniejszenie oporów dodatkowych na zakrzywieniach trasy przenośnika i maksymalnych sił w cięgnie,
- zmniejszenie energochłonności transportu, wymaganej mocy silników napędowych i zmniejszenie ilości ciepła emitowanego do atmosfery kopalnianej,
- zwiększenie trwałości elementów cięgna, bębnów napędowych, prowadników krzywoliniowych w kadłubach napędowych, przekładni oraz rynien itp.

Dotychczas znanych jest kilka układów sterowania automatycznego napięciem cięgna łańcuchowego. Pierwszym znanym układem stero wania było rozwiązanie firmy "DBT", w którym sygnałem pomiarowym był zwis łańcuchów przy zejściu z bębna napędu wysypowego oraz luzowanie się łańcuchów przy zejściu z bębna napędu zwrotnego. Zastosowany układ pomiarowy nie zapewniał w pełni adekwatnych sygnałów do układu sterowania. Dotyczyło to zwłaszcza sygnałów z napędu zwrotnego i z tego powodu po pewnym czasie rozwiązanie to wycofano z zastosowania. Firma "JOY", jako sygnał sterujący przyjęła liczbę zarejestrowanych impulsów pochodzących od zgrzebeł przechodzących przez zakrzywione fragmenty kadłuba napędu zwrotnego (górna gałąź cięgna). W tym przypadku wykorzystuje się różnice w wielkości sygnału w funkcji odległości zgrzebła przechodzącego nad czujnikiem indukcyjnym (w cięgnie napiętym zgrzebła trą po ślizgach, zaś w nienapiętym po blasze ślizgowej napędu). Metoda ta może być stosowana tylko w takich przenośnikach, w których luzowanie cięgna występuje w napędzie zwrotnym. Ma ona te wade, że daje błędne sygnały, gdy w ciegnie występują okresowe braki lub zagęszczenia zgrzebeł.

Opisane metody pozyskiwania sygnałów sterujących są metodami bezpośredniej kontroli stanu niapięcia cięgna. Ponieważ nie dawały one dostatecznej jakości sterowania napięciem, wprowadzono więc metodę pośrednią, w której jako sygnał sterujący przyjęto prąd pobierany przez silniki. Tę metodę z różnym powodzeniem zastosowano w kopalni "BOGDANKA", oraz w firmach RFM "RYFAMA" i "BUCYRUS". Jest to jednak metoda sterowania zgrubnego. W celu potwierdzenia powyższego wystarczy porównać pracę przenośnika z identycznym obciążeniem urobkiem raz na odcinku od napędu wysypowego do środka ściany, a drugi raz od środka do napędu zwrotnego. W obu przypadkach przy

trasie całkowicie prostoliniowej pobór prądu będzie jednakowy, ale wydłużenia sprężyste cięgna w gałęzi górnej będą się różniły bardzo istotnie (trzy razy). Na rysunku 50a, b [79, 80, 81] przedstawiono przykładowe zapisy podstawowych parametrów układów sterowania nadążnego w wykonaniu RFM "RYFAMA" oraz Instytutu Technik Innowacyjnych "EMAG".



Rys. 50. Przykładowe przebiegi czasowe ze sterowania napięciem cięgna przenośnika zgrzebłowego w ścianie 725 KWK "PIAST" [79]; a - podczas pracy w trybie regulacji ręcznej i automatycznej, b - podczas pracy w trybie regulacji automatycznej z sekwencją rozruchu przenośnika
Badania wykonano na przenośniku Rybnik 1100 w ścianie 725 KWK "PIAST". Ciagła linia (rys. 50 - kolor fioletowy) zaznaczono wysuw siłowników, zaś linią punktową wartości zadane wysuwu wyznaczone przez algorytm sterowania napinaniem nadążnym dla bieżącego obciążenia przenośnika. Linią ciągłą środkową (kolor czerwony) zapisano wartość pobieranego prądu przez jeden z silników. Dolna linia (kolor zielony) przedstawia zmienność ciśnienia podtłokowego w siłownikach napinających. Początkowo układ bez włączonej automatyki pracował przy wysuwie maksymalnym siłowników 210 mm i minimalnym nastawionym na 140 mm, następnie nastąpiło krótkotrwałe zluzowanie i powtórne zwiększenie wysuwu do ponad 220 mm. Bezpośrednio po uruchomieniu funkcji nadażnego napinania cięgna nastapiło zsuniecie siłowników do wyliczonych z algorytmu wartości. Układ korygował położenie bebna łańcuchowego, gdy różnica pomiedzy położeniem zadanym a rzeczywistym przekraczała 10 mm. Na rysunku 50a, b przedstawiono działanie układu sterowania do momentu zatrzymania, a następnie rozruchu przenośnika. Zgodnie z przyjętym algorytmem natychmiast po wyłączeniu przenośnika nastąpiło jego przygotowanie do rozruchu poprzez maksymalne wysunięcie siłownika przewidziane przy rozruchu, wynoszace 190 mm. Po uruchomieniu przenośnika wysunięcie tłoków nie uległo zmianie przez czas przewidziany na rozruch, czyli t_r = 30 s. Po tym czasie układ, zgodnie z algorytmem przeszedł na sterowanie automatyczne. Problem sterowania automatycznego napięciem cięgna łańcuchowego jest obecnie rozpracowywany przez wszystkich czołowych producentów przenośników zgrzebłowych w świecie. Dostęp do informacji na ten temat jest bardzo utrudniony, ponieważ nie ma publikacji ze szczegółowymi informacjami na ten temat. Należy się spodziewać, że w najbliższych latach nadążne napinanie cięgna łańcuchowego w ścianowych przenośnikach zgrzebłowych, zwłaszcza o dużej długości i wysokiej wydajności zostanie mocno rozpowszechnione.

6. Obciążenia dynamiczne cięgna łańcuchowego

6.1. Współpraca łańcucha z gniazdowym kołem napędowym

Łańcuchy ogniwowe mają możliwość przeginania się. Przeginanie to ma miejsce w przegubach ogniw, czyli na ich częściach zakrzywionych. Z tego powodu koła łańcuchowe nie mogą być okrągłe, jak to ma miejsce w przekładniach pasowych, lecz muszą mieć kształt wieloboku (rys. 51a). Na wierzchołkach tego wieloboku znajdują się zęby, które kształtem poprzecznym dopasowane są do geometrii ogniw. Tworzą one dla ogniw poziomych gniazda o długości nieco większej od ich długości. Zęby gniazdowego koła łańcuchowego umożliwiają przenoszenie dużych sił obwodowych niezależnie od napięcia łańcucha w punkcie jego zbiegania z koła. Z takim kształtem koła łańcuchowego związana jest poważna wada, którą jest okresowy charakter prędkości ruchu łańcucha (rys. 51b, c) i wynikające z tego siły dynamiczne.

Okresem drgań wymuszonych przez wielobok koła jest czas obrotu o kąt środkowy $2\pi/z$ odpowiadający obrotowi o jeden ząb. Jest on równy sumie kątów środkowych $2\alpha_1$ i $2\alpha_2$ odpowiadających podziałce kinematycznej ogniwa poziomego (p + d) i pionowego (p - d), czyli:

$$2\alpha_1 + 2\alpha_2 = \frac{2\pi}{z} \tag{182}$$

Przy równoległym nabieganiu łańcucha na koło, w czasie jednego okresu drgań wymuszonych od $-\pi/\omega_z$ do $+\pi/\omega_z$ prędkość v_x określona jest zależnością:

$$v_{x} = \begin{cases} \omega \cdot R \cdot \cos(\omega \cdot t + \alpha_{1}) \ dla \ -\frac{\pi}{2} \le \omega \cdot t \le 0\\ \omega \cdot R \cdot \cos(\omega \cdot t - \alpha_{2}) \ dla \ 0 \le \omega \cdot t \le \frac{\pi}{2} \end{cases}$$
(183)

natomiast przyśpieszenie j_x :

$$j_{x} = \begin{cases} -\omega^{2} \cdot R \cdot \sin(\omega \cdot t + \alpha_{1}) dla - \frac{\pi}{2} \le \omega \cdot t \le 0\\ -\omega^{2} \cdot R \cdot \sin(\omega \cdot t - \alpha_{2}) dla \ 0 \le \omega \cdot t \le \frac{\pi}{2} \end{cases}$$
(184)

gdzie:

R – promień koła podziałowego ($R = D_p/2$), [m],

ω – prędkość kątowa koła napędowego [radian/s],

- *t* czas [s],
- z liczba zębów koła,
- v_x składowa podłużna prędkości łańcucha [m/s],
- j_x składowa podłużna przyśpieszenia łańcucha [m/s²].



Rys. 51. Kinematyka ruchu łańcucha ogniwowego współpracującego z kołem napędowym [13];

a – schemat współpracy łańcucha z kołem napędowym, b – wykres zmian prędkości łańcucha, c – wykres zmian przyśpieszenia łańcucha

Zmiany prędkości v_x i związane z nimi przyśpieszenia j_x mają wpływ na wielkość sił dynamicznych w cięgnie. Przy idealnym dopasowaniu geometrii koła i łańcucha stosowanie większej liczby zębów w kole

napędowym zmniejsza nierównomierność ruchu łańcucha i wielkość generowanych sił dynamicznych.

Nierównomierność ruchu cięgna łańcuchowego określa się współczynnikiem nierównomierności ruchu δ (rys. 52):

$$\delta = \frac{v_{max} - v_{min}}{v} \quad [m/s] \tag{185}$$

gdzie:

v_{max}, v_{min}, v – oznaczają odpowiednio prędkość maksymalną, minimalną
 i średnią, m/s, przy czym prędkość średnią liczy się
 z zależności:

$$v = \frac{n \cdot z \cdot p}{30} \quad [m/s] \tag{186}$$

gdzie:

n – liczba obrotów bębna napędowego [1/min],

p – podziałka łańcucha [m].



Rys. 52. Zależność współczynnika nierównomierności ruchu łańcucha od liczby zębów koła napędowego [13]

Zależności (183) i (184) są słuszne, gdy podziałka koła jest idealnie dopasowana do podziałki łańcucha. W praktyce takie dopasowanie obu współpracujących elementów nie występuje z powodu ograniczonej dokładności wykonania ogniw łańcucha i koła. Stopień niedopasowania tych elementów zmienia się w czasie podczas eksploatacji ze względu na postępujące zużycie zębów i łańcucha, a także z powodu tarcia istniejącego w miejscu kontaktu ogniw. Tarcie to przy przeginaniu napiętego łańcucha powoduje przesuwanie się punktu kontaktu ogniw aż do kąta granicznego φ (rys. 53), po czym następuje krótkie ześlizgnięcie się ogniwa, by przy dalszym przeginaniu przetoczyć się do tego punktu.



Rys. 53. Zmiana położenia kontaktu ogniw przy przy przeginaniu napiętego łańcucha na kole napędowym [116]

W zależności od liczby zębów i współczynnika tarcia między ogniwami takich cykli przetaczania i ześlizgiwania się może być kilka.

Zużycie ścierne ogniw w miejscach ich kontaktu oraz wydłużenie sprężyste i plastyczne ogniw powodują zwiększenie podziałki ogniw. Skutkiem tego jest stan, w którym podziałka ogniw p jest większa od teoretycznie wymaganej podziałki koła T dla nominalnej podziałki łańcucha ($p/T > a_n$). Stan taki w literaturze rosyjskiej [29, 13, 31] nazywa się normalnym, zaś w literaturze niemieckiej współpracą typu "długi łańcuch" (lange Kette). Wynikiem normalności współpracy łańcucha z kołem jest zwiększona intensywność zużycia łańcucha i koła oraz obniżenie sprawności współpracy tych elementów. Rzeczywiste chwilowe prędkości i przyśpieszenia ruchu łańcucha mogą wtedy znacznie odbiegać od wyliczonych z zależności (183) i (184). Impulsy wywołane przez ogniwa pionowe są tym mniejsze, im stosunek p/T jest większy i im większa jest liczba zębów w kołach. Zmniejszenie impulsów od

ogniw pionowych może być tak duże, że nie uwidaczniają się one podczas badań w zapisie sił w cięgnie łańcuchowym (rys. 54). Na rysunku tym przedstawiono rozruch nowego przenośnika Śląsk-67 długości około 95 m wyposażonego w trójpasmowe cięgno łańcuchowe 3 x 18 x 64.



Rys. 54. Rozruch i początek pracy ustalonej przenośnika Śląsk 67 długości 95 m [158];

 $\ddot{\varphi}$ - przyśpieszenie kątowe wału bębna napędowego, *M* – moment na wale bębna napędowego, *S*_{*l*9} i *S*_{*l*3} – siły w gałęzi górnej i dolnej

W badaniach tych rejestrowano pięć różnych sygnałów pomiarowych. Były nimi kolejno, od góry: przyśpieszenie kątowe wału bębna napędowego $\ddot{\varphi}$, moment na wale bębna *M*, siły w cięgnie łańcuchowym w gałęzi górnej *S*_{*L*9} i dolnej *S*_{*L*3} oraz impulsowo obrót o jeden ząb, czyli $2\pi/z$, gdzie z = 8. Na rysunku tym, po jego lewej stronie zaznaczono również poziomy zerowe mierzonych parametrów. Z rysunku 54 widać, że już po około 2,5 obrotach bębna napędowego zanika wpływ rozruchu na wartość rejestrowanych parametrów. Nie uwidaczniają się też w sposób wyraźny impulsy pochodzące od ogniw pionowych [12], natomiast częstotliwość wynikająca z obrotu o kąt $2\pi/z$ jest bardzo czytelna także w fazie rozruchu. Z badań tych wynika, że współpraca

bębna napędowego z cięgnem ma też wpływ na dynamikę pracy przekładni zębatej (patrz zapis $\ddot{\varphi}$).

Najlepsze warunki współpracy koła z łańcuchem mają miejsce przy zazębieniu nominalnym ($p/T = a_n$), czyli według nazewnictwa niemieckiego "passende Kette" – pasujący łańcuch. W takim przypadku torus przedni ogniwa poziomego styka się jednocześnie z flanką zęba i z powierzchnią dna gniazda. Nie występuje wtedy poślizg ogniwa po flance zęba ani po dnie gniazda. Dzięki temu, że straty energii występują wtedy tylko w przegubach ogniw sprawność współpracy koła z łańcuchem jest największa. W miarę zużywania się ogniw i koła praca tarcia torusa przedniego ogniwa po flance zęba i torusa tylnego na powierzchni dna gniazda rośnie (łańcuch na kącie opasania koła przesuwa się w kierunku obrotu koła), co istotnie obniża sprawność współpracy tych elementów.

Trzeci rodzaj współpracy koła napędowego z łańcuchem tj. zazębienie specjalne ("kurze Kette" – krótki łańcuch) występuje, gdy podziałka łańcucha jest mniejsza od tej, jaką powinien mieć łańcuch przy danej średnicy koła ($p/T < a_n$). W tym przypadku stopień niedopasowania podziałki łańcucha do podziałki koła przypadający na liczbę ogniw opasujących koło (zwykle około 180° nie powinien być większy niż luz ogniwa poziomego w gnieździe. Przy tym rodzaju zazębienia torus ciągnący ogniwa poziomego współpracuje z zębem koła wychodzącym z zazębienia.

Geometrię koła projektuje się dla zazębienia nominalnego. Z punktu widzenia trwałości koła i łańcucha oraz oszczędności energii korzystnym jest takie projektowanie koła, aby początek jego współpracy z łańcuchem miał charakter zazębienia specjalnego, by następnie, przez zazębienie nominalne przejść do normalnego (rys. 55).

Przeprowadzone badania doświadczalne [24, 30, 32] wykazały, że dla zazębienia normalnego punkt styku ogniwa poziomego z zębem koła pozostaje przez pewien kąt obrotu koła stały, po czym przy dalszym obrocie ześlizguje się do dna gniazda tworząc tzw. spirale Worobiewa.

Na sprawność współpracy koła napędowego z łańcuchem ma też wpływ napięcie cięgna w punkcie jego zbiegania z koła, które zależy od napięcia wstępnego cięgna (rys. 45) [59, 168, 169].

Z rysunku tego widać, jak ważnym dla sprawności koła jest problem doboru napięcia wstępnego.



Rys. 55. Sprawność łańcuchowego koła gniazdowego w funkcji obciążenia użytkowego łańcucha oraz w funkcji względnego przyrostu podziałki łańcucha [13]; 1, 2, 3 – krzywe sprawności dla liczby zębów 9 przy prędkości cięgna 0,72 m/s i naciągu 32 kN w miejscu jego nabiegania na koło, tarcie suche – krzywa 1 dotyczy zazębienia normalnego ($p/T > a_n$) koła nowego o powiększonej powierzchni den gniazd, krzywa 2 dotyczy zazębienia mieszanego $p/T < a_n$ o około 2%), krzywa 3 dotyczy zazębienia normalnego i koła seryjnej produkcji o średnim zużyciu, p, T – podziałka łańcucha i koła, a_n – nominalna wartość stosunku p/T, 4 – krzywa zależności sprawności koła napędowego od obciążenia użytkowego łańcucha dla liczby zębów koła 8

Stopień niedopasowania geometrii koła i łańcucha rośnie z upływem czasu ich użytkowania. Podziałki ogniw w trakcie pracy przenośnika zwiększają się, natomiast średnica koła podziałowego gwiazdy maleje. Te rozbieżne kierunki zmian wynikające z zużycia intensyfikują proces odchodzenia od warunków optymalnych. Jeżeli dużemu niedopasowaniu geometrii towarzyszy jednocześnie znaczny nadmiar napięcia wstępnego, to sprawność współpracy koła napędowego z łańcuchem może nawet spaść poniżej 0,7. Współpraca łańcucha z kołem napędowym staje się niemożliwa wtedy, gdy ogniwo poziome ma początek kontaktu z zębem koła wchodzącego w zazębienie występuje na jego wierzchołku (łańcuch przeskakuje po gwieździe). Taki stan współpracy obserwuje się przy wydłużeniu podziałki ogniw o 6 - 7%.

Duży stopień niedopasowania geometrii koła i łańcucha w wielu wypadkach można rozpoznać słuchowo. Ogniwa ślizgając się po flankach zębów wydają charakterystyczny pisk.

Charakter współpracy koła napędowego z łańcuchem ma wpływ na stan obciążeń ogniw poziomych łańcucha, zużycie ścierne koła i łańcucha oraz sprawność współpracy obu elementów. W pracy [54] badano między innymi pierwszy z wymienionych tematów badawczych dla trzech wcześniej wymienionych rodzajów współpracy, czyli "długi łańcuch", "pasujący łańcuch" i "krótki łańcuch". Badania wykonano na stanowisku badawczym, w którym koła miały osiem zębów (co 45°, zaś zamknięty kontur łańcuchowy stanowił łańcuch składający się z 69 ogniw 24 x 87,5. Rozstaw osi kół wynosił około 2350 mm, zaś prędkość łańcucha 1,38 m/s. Gałąź łańcucha schodząca z koła napędowego nie była podparta na całej swojej długości, co powodowało, że minimalna siła w ogniwie przy jego zbieganiu wynosiła $S_z \approx 10$ kN.



Rys. 56. Miejsce początkowego kontaktu ogniwa poziomego z zębem koła przy współpracy typu "długi łańcuch" [54]

Dla współpracy typu "długi łańcuch" (rys. 56) przedstawiono na rysunku 57 oscylogramy zmienności siły w ogniwie poziomym na kącie opasania koła 180° dla łańcucha o napięciu w punkcie zbiegania $S_z \approx 25$ kN i zwisającym czyli $S_z = 10$ kN wykonane na początku badań i po okresie około 10 godzin pracy. Z oscylogramów tych widać, że całą siłę obwodową przenosi jeden ząb koła, który po obrocie o 45° zostaje odciążony przez następny ząb koła wchodzący w zazębienie. Taki charakter współpracy koła z łańcuchem zdecydowanie dominuje w praktyce i dlatego nazywany jest normalnym. Na rysunku 58 pokazano oscylogramy dla współpracy typu "krótki łańcuch" (zazębienie specjalne) dla czasu t = 0 i t = 75 minut. Widać z nich, że charakter współpracy łańcucha z kołem jest zupełnie inny. Odciążanie ogniw jest w tym przypadku stopniowe i wyraźnie się obniża z każdym zębem wchodzącym we współpracę na kącie opasania 180°.



Rys. 57. Pomiar sił w ogniwie poziomym przy współpracy typu "długi łańcuch" [54]



Rys. 58. Pomiar sił w ogniwie poziomym przy współpracy typu "krótki łańcuch" [54]

Interesujące wyniki uzyskano też w pracy [54] przy badaniach wpływu zużycia koła i łańcucha na zmiany sił w ogniwie poziomym przy przejściu przez koło napędowe (rys. 59) [54].



Rys. 59. Pomiar sił w ogniwie poziomym przy przejściu przez koło napędowe dla współpracy typu "pasujący łańcuch" (na początku badań) oraz wpływ zużycia łańcucha i koła po czasie pracy 30 i 75 minut na zmiany sił w łańcuchu przy jego przejściu przez koło [54]

Badania wykonano dla czasu pracy t = 0, 30 i 75 minut. Dla czasu t = 0 współpraca obu elementów miała charakter "pasujący łańcuch" (zazębienie nominalne). Z pokazanych trzech oscylogramów widać, że obciążenie przenoszone jest przez cztery zęby. Z upływem czasu obciążenie to przyjmuje charakter współpracy typu "długi łańcuch".

Prawidłowe zwymiarowanie geometrii łańcuchowych kół gniazdowych jest trudnym zadaniem, zwłaszcza jeśli chodzi o określenie odległości dna gniazda od osi obrotu koła i średnicy podziałowej tego koła. Wymiary te zależą od przyjętych założeń. Najczęściej oblicza się je przy założeniu braku tarcia między ogniwami pionowymi i poziomymi (rys. 60a) [13].



Rys. 60. Schematy współpracy ogniw łańcucha z kołem gniazdowym [13]; a – z pominięciem tarcia między ogniwami, b – z uwzględnieniem tarcia i ześlizgiwaniem się ogniwa, c – z tarciem i podparciem ogniwa pionowego

Przy takim założeniu odległość gniazda od osi obrotu *L*_l wyniesie:

$$L_{l} = \frac{p}{2tg\frac{\alpha}{2}} - \frac{d}{2} \cdot \left(1 + tg\frac{\alpha}{2}\right) \ [mm] \tag{187}$$

średnica podziałowa koła D_p:

$$D_{p} = \sqrt{\left(\frac{p}{\sin\frac{\alpha}{2}}\right)^{2} + \left(\frac{d}{\cos\frac{\alpha}{2}}\right)^{2}} \quad [mm]$$
(188)

gdzie:

 α – kąt środkowy między ogniwani, $\alpha = \pi/z$ [stopnie],

z – liczba zębów koła,

p – podziałka ogniw [mm],

d – średnica pręta ogniwa [mm].

W przypadku uwzględnienia tarcia między ogniwami przy odchylaniu się ogniwa poziomego względem pionowego następują kilkakrotne sekwencje przetaczania i ześlizgiwania się ogniwa poziomego po łuku wewnętrznym ogniwa pionowego, co ma wpływ na wartość obu wcześniej podanych wymiarów. Wymiary te w tym przypadku określają zależności (rys. 60 b):

$$L_{lt} = L_l - \frac{c-d}{2} \cdot \frac{(l-\cos\gamma)}{\sin\alpha} \quad [mm]$$
(189)

gdzie:

 γ – zastępczy kąt tarcia $\gamma = c \cdot \frac{\rho_l}{d}$, przy czym ρ_l jest kątem tarcia między ogniwami w stopniach,

natomiast D_{tp} :

$$D_{pt} = \sqrt{\left[\frac{p}{tg\frac{\alpha}{2}} - d \cdot tg\frac{\alpha}{2} - (c - d) \cdot \frac{(1 - \cos\gamma)}{\sin\alpha}\right]^2 + (p + d)^2} \quad [mm]$$
(190)

Jeśli ogniwo pionowe ma ponadto podparcie (rys. 60c) to odpowiednie zależności przyjmą postać:

$$L_{trI} = L_t - \frac{(c-d)}{2} \cdot tg \frac{\alpha}{2} \ [mm]$$
(191)

$$D_{ptl} = \sqrt{\left(\frac{p}{\sin\frac{\alpha}{2}}\right)^2 + \left(c \cdot tg\frac{\alpha}{2}\right)^2 - 2 \cdot p \cdot (c - d) + d^2 \quad [mm]$$
(192)

Z analizy wzorów na odległość dna gniazda od osi obrotu wynika, że największe wartości uzyskuje się ze wzoru (187), czyli przy nieuwzględnianiu tarcia między ogniwami. Podobne wnioski wynikają z obliczeń średnicy podziałowej. Dokonane wyliczenia wartości obu parametrów [47] dla kół współpracujących z łańcuchem 18 x 64 są na poziomie tolerancji przewidzianych w normach, lub je nieco przekraczają przy mniejszych ilościach zębów koła.

Na podstawie przeprowadzonych wcześniej analiz trzech różnych form współpracy uprawniony wydaje się pogląd, że z punktu widzenia trwałości kół łańcuchowych korzystanie z zależności (187) i (188) wyprowadzonych z pominięciem wpływu tarcia między ogniwami (zgodnie z normami) jest rozwiązaniem najkorzystniejszym. Wynika to z faktu, że nawet gdy przy nowym kole i łańcuchu początek współpracy miałby charakter specjalny ("krótki łańcuch"), to po pewnym czasie, poprzez zazębienie nominalne dochodzi do zazębienia normalnego, a wtedy można uzyskać nieco większą trwałość koła.

Różne szczegółowe aspekty współpracy łańcuchowych kół gniazdowych z łańcuchami przedstawione zostały w pracach [13, 24, 29, 30, 32, 33, 46, 47, 53 – 57, 59,105, 116, 121, 125, 136 – 141, 150, 152 – 154, 174, 177].

6.2. Rozruch

Rozruch przenośnika staje się możliwy, gdy suma momentów obrotowych silników napędowych przeliczona na wały bębnów napędowych jest większa od momentu oporów ruchu cięgna łańcuchowego. Ze względu na czas rozruchu przenośnika pożądane jest, aby różnica między tymi momentami była dość znaczna. W napędach, w których nie ma sprzęgieł hydrodynamicznych czas rozruchu jest tym krótszy, im większa jest nadwyżka momentów napędowych nad momentem oporów ruchu. Typowy rozruch przenośnika ścianowego trwa 2 - 3 s przy długich i mocno obciążonych urobkiem przenośnikach rozruch może trwać 5, a nawet więcej sekund. Takie rozruchy nazywane są ciężkimi. Czas trwania i duża częstotliwość rozruchów wywierają negatywny wpływ na pracę silników elektrycznych oraz towarzyszących im urządzeniom elektrycznym. Przy częstotliwości ciężkich rozruchów 10 - 15 na godzinę i więcej silniki mocno się grzeją, są wyłączane przez ich zabezpieczenia termiczne lub ulegają spaleniu.

W napędach pozbawionych sprzęgieł hydrodynamicznych stosuje się silniki elektryczne głęboko żłobkowe lub dwu klatkowe, które cechują się dużym momentem rozruchowym (często większym od momentu krytycznego) i o małym siodle lub nawet jego braku w charakterystyce mechanicznej (rys. 61).



Rys. 61. Charakterystyka silnika elektrycznego (M_s) dostosowanego do pracy w przenośnikach zgrzebłowych z napędami bez sprzęgieł poślizgowych oraz charakterystyka oporów ruchu przenośnika (M_O) [2];

1 – charakterystyka silnika, 2 – charakterystyka uproszczona (zlinearyzowana)

Ogólnie równanie opisujące rozruch przenośnika ma postać [2, 13]:

$$M_{s} - M_{0} = I_{z} \cdot \frac{d\omega}{dt} [Nm]$$
(193)

gdzie:

- *I*_z zredukowany na wał silnika moment bezwładności elementów obrotowych napędu i cięgna łańcuchowego [kg m²],
- M_s moment obrotowy silnika (dla okresu rozruchu można przyjąć w przybliżeniu $M_s = M_{kr}$) [Nm],

 M_o – moment oporu ruchu przenośnika zredukowany na wał silnika [Nm], $\frac{d\omega}{dt}$ – przyspieszenie kątowe na wale silnika [1/s²].

z tym, że:

$$M_{o} = \frac{W_{o} \cdot D_{p}}{2 \cdot i \cdot \eta_{c}} [Nm]$$
(194)

przy czym przyspieszenie kątowe związane jest z przyśpieszeniem liniowym cięgna:

$$a_r = \frac{D_p}{2 \cdot i} \cdot \frac{d\omega}{dt} = \frac{(M_s - M_0) \cdot D_p}{2 \cdot I_z \cdot i} \left[m/s^2 \right]$$
(195)

gdzie I_z oblicza się z zależności:

$$I_z = \sum_{l}^{i=n} I_i \cdot \frac{1}{\eta_i} \cdot \frac{n_i^2}{n_s^2} + 91.2 \cdot m \cdot \frac{1}{\eta_c} \cdot \frac{v^2}{\eta_s^2} \left[kg \cdot m^2 \right]$$
(196)

w której:

- Ii moment bezwładności i-tego zespołu napędowego (silnika, sprzęgła, poszczególnych stopni przekładni, bębna napędowego) zredukowany na wał silnika [kgAm²],
- m masa cięgna łańcuchowego i urobku na przenośniku [kg],
- v prędkość cięgna [m/s],
- *D_p* średnica podziałowa koła napędowego [m],
- *W*₀ opory ruchu przenośnika [N],
- η_i, η_c sprawność na drodze od silnika do i-tego wału napędowego i sprawność całkowita,
- n_s, n_i liczba obrotów znamionowych silnika oraz i-tego wału [1/min],
- *i* przełożenie przekładni.

Czas rozruchu można określić z zależności:

$$t_{r} = \frac{I_{z} \cdot n_{s}}{9,55 \cdot (M_{s} - M_{0})} \ [s]$$
(197)

Czas tr można wykorzystać do porównania z dopuszczalnym czasem trwania rozruchu ze względu na zadziałanie wyłącznika termicznego. Czas ten umożliwia określenie przyśpieszenia rozruchu:

$$a_r = \frac{v}{t_r} \quad [m/s^2] \tag{198}$$

oraz przybliżonej wartości maksymalnej siły rozruchowej Wor:

$$W_{or} = W_0 + m \cdot a_r \quad [N] \tag{199}$$

Jeśli cięgno w czasie rozruchu zbiega z bębna napędowego z naciągiem S_z , to maksymalny naciąg w cięgnie określa zależność:

$$S_{rmax} = W_{or} + S_z \quad [N] \tag{200}$$

W przypadku, gdy przenośnik posiada w napędzie dwie jednakowe jednostki napędowe, w obliczeniach momentu silnika Ms należy podwoić wartość momentu silnika. Podwojeniu ulegają też wszystkie momenty bezwładności wchodzące do zależności (196) z wyjątkiem momentu bębna napędowego. W przypadku, gdy przenośnik ma napędy na obu swoich końcach, a ich rozruch odbywa się bez zwłoki czasowej, to czas rozruchu będzie w przybliżeniu równy czasowi, jaki by się uzyskało, gdyby cała moc znajdowała się w jednym napędzie, ale wtedy rozkład napięć w cięgnie jest mniej korzystny. W przenośnikach z dwoma napędami rozdział sił rozruchowych na bęben napędu głównego i pomocniczego zależny jest od rozdziału mocy na te napędy. Gdy napęd wysypowy rusza ze zwłoką czasową w odniesieniu do napędu pomocniczego, to czas rozruchu przenośnika jest nieco dłuższy. Przeprowadzone badania stanowiskowe [68] z wykorzystaniem przenośnika PF1 długości około 74 m przedstawione na rysunku 62 pozwalają zapoznać się z charakterem zmian momentów, mocy i obrotów w napędzie głównym (1) i pomocniczym (2).



Rys. 62. Przykłady charakterystyk rozruchowych przenośników zgrzebłowych [13]; a – rozruch typowy, b – rozruch ciężki (długotrwały), 1 – napęd główny, 2 – napęd pomocniczy

Jeśli w napędzie znajduje się klasyczne sprzęgło hydrodynamiczne, to czas rozruchu przenośnika jest dłuższy, ale czas rozruchu silnika jest znacznie krótszy, ponieważ podczas jego rozruchu moment oporu sprzęgła zmienia się parabolicznie od 0 aż do momentu zdolnego pokonać opory rozruchu (punkt A – rys. 63), od którego zaczyna się rozruch przenośnika. Przyspieszenie ruchu przenośnika zmienia się proporcjonalnie do różnicy pomiędzy momentem rozwijanym przez silnik M_s a momentem oporu przenośnika M_o .







Początkowo przyśpieszenie jest względnie duże, potem maleje ze względu na obniżanie się zdolności przenoszenia momentu przez sprzęgło (siodłowa część charakterystyki sprzęgła), by następnie znowu wzrosnać, dzieki rosnacej zdolności przenoszenia momentu przez sprzęgło. W końcowej fazie rozruchu, gdy M_s i M_o zaczynają się do siebie zbliżać, przyśpieszenie maleje i prędkości obrotowe strony pierwotnej i wtórnej sprzęgła stabilizują się, (punkt C) zachowując różnice wynikające z poślizgu uzależnionego od przenoszonego momentu. Sprzęgła hydrodynamiczne z komorami opóźniającymi zapewniają jeszcze lepsze warunki rozruchowe silników niż sprzęgła budowy klasycznej. Najlepsze warunki w czasie rozruchu zapewniają silnikom sprzęgła z regulowanym napełnieniem typu DTP. Zaleta napędów ze sprzęgłami hydrodynamicznymi jest bardzo silne łagodzenie nierównomierności rozkładu mocy (rys. 64) [101]. Z rysunku tego widać posobne uruchamianie silników (najpierw silnik napędu zwrotnego) oraz praktycznie bezobciążeniowy, krótkotrwały rozruch silników. Wraz z napełnianiem sprzęgieł wodą narastają łagodnie momenty przenoszone przez sprzęgła (rosną siły w łańcuchach) i moce

rozwijane przez silniki. Rozruch przenośnika rozpoczyna się po około 20 s od włączenia pierwszego silnika. Odbywa się on na części stabilnej charakterystyk silników (poślizg silnika mały, co jest korzystne ze względu na znacznie mniejsze natężenia prądów w silniku.



Rys. 64. Rozruch i praca ustalona nieobciążonego urobkiem przenośnika JOY
 – LONGWALL – 800 wyposażonego w dwie jednostki napędowe o mocy po 400 KW i sprzęgła przepływowe Voith-Turbo 562 DTPPWL 2 [101]

W przenośnikach wyposażonych w silniki dwubiegowe rozruch na pierwszym biegu charakteryzuje się mniejszymi obciążeniami dynamicznymi niż na biegu drugim (rys. 65).

Na siły dynamiczne po przełączeniu na drugi bieg wpływ ma też spadek prędkości cięgna związany z czasem przełączania.

Rozruch przenośników zgrzebłowych wyposażonych w silniki dwubiegowe uzależniony jest od charakterystyki sieci elektrycznej. W przypadku sieci sztywnej (brak spadków napięć przy rozruchu) różnica pomiędzy dysponowanym momentem, a momentem oporów ruchu jest duża i rozruch jest bezproblemowy). W przypadku gdy rozruchowi przenośnika towarzyszą duże spadki napięć (słaba sieć) dysponowane nadwyżki momentu są bardzo małe i rozruch staje się ciężki, a niekiedy nawet niemożliwy.



Rys. 65. Rozruch przenośnika wyposażonego w dwa napędy z silnikami dwubiegowymi [4,5]; 1, 2 – moc czynna napędu głównego na biegu I i II, 3,4 – natężenie prądu na biegu I i II, 5,6 – prędkość łańcucha biegu I i II

Rozruch przenośników zgrzebłowych wyposażonych w przekładnie CST (rys. 66) ma cechy rozruchu, które opisano dla napędów wyposażonych w sprzęgła typu DTP (rys. 64) z tym, że w przypadku przekładni CST stopień wyrównania mocy silników jest większy, a ponadto przez zastosowanie w przekładniach wielopłytkowych sprzęgieł przeciążeniowych, cały układ napędowy, włącznie z cięgnem łańcuchowym jest zabezpieczony przed przeciążeniem.



Rys. 66. Wyniki pomiaru rozruchu przenośnika zgrzebłowego obciążonego urobkiem (napędy CST 30, ściana 719, KWK "PIAST") [1];
1 – moc sumaryczna, kW, 2 – moc silnika na wysypie, kW, 3 – moc silnika na zwrotni, kW, 5 – prędkość obrotowa silnika na wysypie 0,1* (1/min),
6 – prędkość łańcucha na wysypie, 100* (m/s), 7 – prędkość obrotowa silnika na zwrotni, 0,1* (1/min), 8 – prędkość łańcucha na zwrotni, 100* (m/s), 9 – siła w łańcuchu, kN

Rozruch i pracę przenośnika zgrzebłowego wyposażonego w silniki zasilane za pośrednictwem przemienników częstotliwości pokazano na rysunku 94 i 95.

Problematykę rozruchu przenośników zgrzebłowych od strony teoretycznej, jak i doświadczalnej przedstawiono szeroko w publikacjach [68, 29, 129] a ponadto w [1, 3 - 7, 9, 14 - 16, 19, 22, 44, 50, 51, 65, 66, 70, 73, 88, 107, 118, 119].

6.3. Praca ustalona

Krótko po włączeniu silników napędowych rozpoczyna się praca ustalona przenośnika zgrzebłowego. W czasie pracy ustalonej cięgno łańcuchowe przenosi obciążenie, w którym wyróżnić można składową statyczną (średnią) związaną z położeniem rozpatrywanego przekroju od napędu oraz zmienną sumującą się ze składową statyczną. Pierwszą zależność na określenie maksymalnej siły dynamicznej w cięgnie łańcuchowym sformułował Hanfstengel w 1921 r. w postaci wzoru [64]:

$$S_{dmax} = 3 \cdot m \cdot j_{max} \quad [N] \tag{201}$$

gdzie:

m – łączna masa cięgna i transportowanego urobku [kg],

 j_{max} – maksymalne przyspieszenie cięgna [m/s²].

Zależność tę wyprowadzono przy założeniu, że cięgno jest elementem nie odkształcalnym, urobek jest na sztywno związany z cięgnem, oraz masy wirujące napędu zredukowane na wał napędowy są nieskończenie duże. Tak ostre założenia powodują, że dobre rezultaty z tej zależności uzyskuje się dla przenośników krótkich, o długości do 10 (15) m. Zależność (201) przystosowano do dłuższych przenośników przez jej modyfikacje do postaci:

$$S_{dmax} = 3 \cdot m_l (C_0 + \alpha_z) \cdot j_{max} [N]$$
(202)

gdzie:

 m_l – masa cięgna łańcuchowego [kg],

 α_z – współczynnik załadowania przenośnika $\alpha_z = q_{u}/q_l$

 C_0 – współczynnik zależny od długości przenośnika ($C_0 = 2 \text{ dla } L \le 25 \text{ m}, C_0 = 1,5 \text{ dla } 25 < L < 60$ i $C_0 = 1 \text{ dla } L > 60 \text{ m}$).

Zależność (202) podaje mało dokładnie wartości S_{dmax} . Widać to chociażby z wytycznych przyjmowania wartości C_0 . Z zależności tej nie można określać maksymalnych wartości sił dynamicznych w cięgnach przenośników ścianowych, ponieważ obecnie stosowane ściany mają zwykle długość *L* od 200 do 400 m.

Przyjmując jako model cięgna łańcuchowego pręt sprężysty o stałym przekroju i o nieskończonej liczbie stopni swobody (rys. 67) [13] można sformułować równanie falowe drgań wymuszonych cięgna [172] w postaci:

$$a^{2} \cdot \frac{\partial_{u}^{2}}{\partial_{x^{2}}} - \frac{\partial_{u}^{2}}{\partial_{t^{2}}} = \omega^{2} \cdot R \cdot \sin \omega \cdot (\tau - t) + f \cdot g \quad [N]$$
(203)

gdzie:

- *u*_(*x,t*) przemieszczenie sprężyste rozpatrywanego przekroju cięgna względem położenia równowagi [m],
- x współrzędna położenia przekroju (rys. 68) [m],
- *t* czas [s],
- τ półokres zazębienia [s],
- f współczynnik oporów ruchu,
- a prędkość fali sprężystej [m/s],
- g przyśpieszenie ziemskie [m/s²].



Rys. 67. Modele cięgna łańcuchowego przenośnika zgrzebłowego [13]; a - cięgno przenośnika jednonapędowego z dostatecznym naciągiemwstępnym, <math>b - cięgno z niedostatecznym naciągiem wstępnym, c - gałąźgórna cięgna przenośnika dwunapędowego z dostatecznym naciągiemwstępnym, d - gałąź górna z niedostatecznym naciągiem wstępnym $(jeśli podstawi się <math>q_u = 0$ i $a_2 = a_1$, to modele a i b są słuszne dla przenośnika nie obciążonego urobkiem, zaś modele c i d są słuszne dla gałęzi dolnej przenośnika dwunapędowego)



Rys. 68. Siły działające na elementarny odcinek długości cięgna

Przyrównując lewą stronę zależności (203) do zera otrzymuje się równanie drgań własnych cięgna. Rozwiązując tak sformułowane równania otrzymuje się zależności na wielkość drgań wymuszonych i własnych. W wyniku syntezy tych drgań sformułowano zależność na wartość maksymalnych sił dynamicznych w cięgnie:

$$S_{dmax} = \frac{1}{2} \cdot \phi \cdot \frac{1}{1-k} [1 - \sin \pi \cdot (m+0,5)] [N]$$
(204)

gdzie:

$$\phi = 1, 5 \cdot m \cdot \lambda \cdot j_{max},$$

$$m = 2 \cdot q_l \cdot L + c_u \cdot q_u \cdot L_z,$$

k – współczynnik tłumienia $k = k_1 \cdot k_2$

$$k_2 = \frac{2}{1 + \frac{a_2}{a_1}}$$

- k_1 współczynnik tłumienia równy ilorazowi amplitudy fali odbitej od bębna napędowego i amplitudy fali spadającej ($k_1 = 0,4 - 07$ według [172]),
- k2 współczynnik przechodzenia (strat) fali z nie obciążonej do obciążonej gałęzi cięgna,
- n liczba określająca stosunek okresu drgań własnych T_o do okresu drgań wymuszonych T_w ($n = T_o/T_w$),
- λ współczynnik uzależniony od warunków brzegowych (λ = 2, gdy cięgno nie jest dostatecznie wstępnie napięte, λ = 1, gdy cięgno dostatecznie wstępnie napięte),
- c_u współczynnik udziału urobku w drganiach.

Niezbędna do obliczeń S_{dmax} prędkość fali sprężystej a_2 w cięgnie obciążonym urobkiem określa zależność [171 - 173, 157, 8, 87]:

$$a_2 = \sqrt{\frac{j \cdot E_0}{q_1 + c_u \cdot q_u}} \quad [m/s]$$
(205)

gdzie:

j – liczba łańcuchów w cięgnie,

*E*_o – sztywność łańcucha (sztywność cięgna) [N].

Prędkość fali sprężystej w cięgnie nie obciążonym urobkiem a_1 wynika z zależności (205) dla q_u = 0. Wartości a_1 otrzymane z zależności

(205) są przeciętnie o około 20% większe od wartości zmierzonych. Zmniejszenia wartości a_1 o 20° pozwala obniżyć istniejące różnice, ale nie w każdym przypadku i w niejednakowym stopniu. Dotyczy to głównie dolnej gałęzi cięgna, ponieważ tam naciąg cięgna jest mniejszy i strzałki zwisu łańcuchów są większe. Wpływa to na sztywność rozciągania takiego cięgna. Przeprowadzone pomiary a_1 potwierdzają wpływ naciągu cięgna na tę prędkość. Pomiary przeprowadzone na cięgnie wiszącym dają mniejszą różnicę w odniesieniu do wyników otrzymanych z zależności (205).

W przypadku, gdy cięgno nie jest obciążone urobkiem na całej swej długości należy w obliczeniach uwzględniać prędkość średnią, wyliczoną z zależności:

$$a_{sr} = \frac{(L_z + L_n) \cdot a_1 \cdot a_2}{a_1 \cdot L_z + a_2 \cdot L_n}$$
(206)

127

gdzie L_z , L_n oznaczają długości odcinka cięgna załadowanego i nie załadowanego urobkiem [m].

Zależność (204) pozwalająca określić S_{dmax} nie ujmuje szeregu istotnych czynników mających wpływ na wartość i charakter sił dynamicznych w cięgnie łańcuchowym. Aby przyjęty model dynamiczny przenośnika mógł dobrze odzwierciedlać wszystkie istotne czynniki powinien on uwzględniać cały jego układ elektrodynamiczny, czyli liczbę i rozmieszczenie napędów, charakterystyki silników, sprzęgieł, charakter współpracy kół napędowych z łańcuchami, liczbę łańcuchów i stan ich obciążenia. Tak wszechstronne ujęcie problemu dynamiki przenośnika jest obecnie celowe i możliwe dzięki ogromnym możliwościom współczesnych komputerów. Takie badania teoretyczne przeprowadził M. Dolipski [29, 34 - 41]. Dotyczą one dynamiki przenośników jednonapędowych, dwunapędowych i z napędami pośrednimi w okresie rozruchu, pracy ustalonej i w różnych stanach awaryjnych. Duża objętość tych materiałów nie pozwala na przedstawienie ich w tej książce i dlatego osoby zainteresowane tą problematyką Autor odsyła do literatury źródłowej, tj. głównie [15, 26, 27, 29, 34 – 39, 40, 112, 164, 177].

6.4. Zablokowanie ruchu cięgna łańcuchowego

Ciąg rynien przenośnika zgrzebłowego oprócz swojej podstawowej funkcji, którą jest transport urobku, spełnia również funkcję prowadzenia górnej i dolnej gałęzi cięgna łańcuchowego. Ruch ten odbywa się z zachowaniem pewnego luzu między zgrzebłami a rynną. Luzy te na skutek błędów wykonawczych elementów łączących rynny mogą być zmniejszone na styku łączonych rynien zwłaszcza, gdy występują uszkodzenia tych elementów. Przy większych uszkodzeniach może dochodzić do blokad ruchu i powstawania dużych sił dynamicznych w cięgnie i w elementach napędu. Do zablokowania ruchu przenośnika może także dochodzić z różnych przyczyn pod kombajnem lub na odkładni napędu z wysypem bocznym lub krzyżowym. Jeżeli miejsce zablokowania znajduje się blisko napędu, może dochodzić do wydłużeń trwałych łańcuchów lub ich zerwania.

W przenośnikach jednonapędowych skutki zablokowania przenoszą się przez cięgno na jeden napęd. W przenośnikach dwu napędowych można ogólnie stwierdzić, że skutki zablokowania przeniosą się przede wszystkim na napęd najbliższy, idąc od miejsca blokady w kierunku ruchu cięgna. Maksymalne obciążenie w cięgnie i w elementach napędu wystąpi w chwili pierwszego zatrzymania się bębna napędowego (w przypadku przenośnika jednonapędowego) lub ewentualnie w bardzo krótkim czasie po zatrzymaniu się najbliższego bębna napędowego (w przypadku przenośnika dwunapędowego).

W celu dokładnego określenia maksymalnych sił związanych z zablokowaniem napędów ze sprzęgłami sztywnymi, elastycznymi i hydrodynamicznymi należy rozwiązać równanie różniczkowe drgań mechanicznych opisujące drgania modeli przedstawionych na rysunku 69.



Rys. 69. Modele mechaniczne do obliczania sił blokowania cięgna łańcuchowego w przenośnikach zgrzebłowych [21]; a – bez uwzględnienia tłumienia drgań, b – z uwzględnieniem tłumienia, c – dla napędów ze sprzęgłami hydrodynamicznymi Rozwiązanie równań różniczkowych opisujących siły dynamiczne w przyjętych modelach, a zwłaszcza opisanych na rysunku 69b i c, podobnie jak w dynamice rozruchu i pracy ustalonej prowadzi do skomplikowanych, a przez to mało przydatnych w praktyce inżynierskiej zależności na wartość maksymalnych obciążeń w cięgnie [17]. Z tego powodu korzysta się z uproszczonych metod obliczeniowych.

Podstawą do obliczenia szczytowych sił blokowania w przenośnikach jednonapędowych metodą uproszczoną jest sporządzenie bilansu energetycznego dla elementów ruchomych przenośnika [2, 13, 21]. Zgodnie z zasadą zachowania energii, energia kinetyczna ruchomych mas napędu oraz energia oddana przez silnik napędowy zbilansować się musi z energią potencjalną cięgna i energią zużytą na pokonanie oporów tarcia, czyli:

$$E_{nap} + E_{kin} = E_p + E_t \quad [Nm] \tag{207}$$

gdzie:

- *E_{nap}* energia oddana przez silnik napędowy od momentu zablokowania do chwili, gdy siła w cięgnie osiągnie maksymalną wartość; energia ta określona jest w odniesieniu do punktu nabiegania łańcucha na bęben, czyli uwzględniona zostaje sprawność na drodze od silnika do bębna napędowego włącznie [Nm],
- *E_{kin}* energia kinetyczna wirujących mas napędu odniesiona do punktu nabiegania cięgna na bęben napędowy (energię kinetyczną cięgna pomija się jako znacznie mniejszą) [Nm],
- *E_p* energia potencjalna (sprężysta) cięgna wynikająca z jego maksymalnego wydłużenia przy zablokowaniu [Nm],

 E_t – energia zużyta na pokonanie oporów tarcia [Nm].

Energię kinetyczną określa zależność:

$$E_{kin} = \sum_{i=1}^{n} \left(E_{kin} \right)_{i} \cdot \eta_{i} = \frac{m \cdot v^{2}}{2} \left[Nm \right]$$
(208)

gdzie:

$(E_{kin})_i$	—	energia kinetyczna i–tego elementu wirującego
		napędu [Nm],

η_i – sprawność napędu przenośnika na drodze od i-tego elementu do punktu nabiegania łańcucha na bęben napędowy,

- v prędkość cięgna [m/s],
- *m* masa elementów wirujących napędu zredukowana na średnicę podziałową bębna napędowego [kg].

Energię oddaną przez silnik napędowy przenośnika jedno napędowego w czasie zablokowania, określa całka:

$$E_{nap} = \int S_s \cdot (x) \cdot dx \ [Nm] \tag{209}$$

gdzie:

 $S_s(x)$

 siła w łańcuchu pochodząca od momentu napędowego silnika (zależy od prędkości odkształcania się cięgna) [N],

x – wydłużenie cięgna [m].

 E_{nap} zależy od charakterystyki silnika napędowego. Charakterystyki silników asynchronicznych głębokożłobkowych i dwuklatkowych stosowanych w górniczych przenośnikach zgrzebłowych można przybliżać do prostokąta (rys. 70).



Rys. 70. Różne formy upraszczania charakterystyk silnika (a) i ich wpływ na wartość sił blokowania *S_{max}* (b) [21]

Energię tę można określić z zależności:

$$E_{nap} = S_s \cdot x = \frac{2 \cdot M_{\dot{s}r} \cdot i \cdot \eta_c}{D_p} [Nm]$$
(210)

gdzie:

- S_s średnia siła w cięgnie w punkcie jego nabiegania na bęben napędowy, pochodząca od silnika [N],
- M_{sr} średni moment napędowy silnika w czasie blokowania (dla dużej liczby silników głęboko żłobkowych M_{sr} jest w przybliżeniu równy lub większy od momentu rozruchowego M_r) [Nm],

- *i* przełożenie przekładni,
- D_p średnica podziałowa bębna napędowego [m],
- η_c sprawność całkowita napędu.

Podsumowując można stwierdzić, że zmniejszenie pola pod charakterystyką silnika powoduje niewielkie obniżenie sił maksymalnych w cięgnie, gdyż stosunek E_{nap}/E_{kin} jest dla wszystkich napędów niewielki (wyjątek stanowi tu napęd hydrostatyczny). Energię potencjalną napiętego cięgna siłami wywołanymi zablokowaniem określa całka:

$$E_{p} = \int S \cdot dx = \int c \cdot x \cdot dx = \frac{c \cdot x^{2}}{2} [Nm]$$
(211)

gdzie c jest stałą sprężystości odcinka cięgna między bębnem, a miejscem zablokowania (c jest sumą stałych sprężystości wszystkich łańcuchów cięgna) [N/m]. Stałą c_l odcinka łańcucha określa zależność:

$$c_{l} = \frac{E_{l} \cdot F}{l} = \frac{E_{0}}{l} [Nm]$$
(212)

gdzie:

 E_l – moduł sprężystości podłużnej łańcucha (zależny od parametrów technicznych ogniw – $E_l = (3,5-5,2) \cdot 10^4$ [*MPa*],

$$F$$
 – przekrój poprzeczny ogniwa – $F = \pi \cdot \frac{d^2}{2} [m^2]$.

Energię traconą na skutek tarcia określa zależność:

$$E_{l} = \int S_{n} \cdot f_{l} \cdot dx \tag{213}$$

gdzie:

 S_n – siła normalna między łańcuchem a rynną [N],

 f_l – współczynnik oporów ruchu.

Ze względu na to, że S_n zależy od naciągu cięgna, czyli pośrednio od jego wydłużenia x, można przyjąć, że:

$$E_{t} = \int k_{t} \cdot c \cdot x \cdot dx = \frac{k_{t} \cdot c \cdot x^{2}}{2} [Nm]$$
(214)

przy czym k_i jest współczynnikiem określającym łączne straty energii na drodze od silnika do punktu nabiegania cięgna na bęben napędowy ($k_i \approx 0,25$).

Podstawiając do równania (207) wyprowadzone zależności na wszystkie formy energii wchodzące do tego równania bilansu energii otrzymuje się:

$$x = \frac{S_s + \sqrt{S_s^2 + m \cdot v^2 \cdot c \cdot (l + k_I)}}{c \cdot (l + k_I)} \quad [m]$$
(215)

Maksymalna siła blokowania wyniesie więc:

$$S_{max} = c \cdot x \ [N] \tag{216}$$

W celu dalszego uproszczenia obliczeń można przyjąć założenie, że:

$$S_s^2 \ll m \cdot v^2 \cdot c \cdot (1 + k_1)$$
(217)

i wtedy pomijając S_s^2 otrzymuje się:

$$x = \frac{S_s}{c \cdot (l+k_1)} + \sqrt{\frac{m \cdot v^2}{c \cdot (l+k_1)}} \quad [m]$$
(218)

oraz:

$$S_{max} = c \cdot x = \frac{S_s}{(1+k_I)} + \sqrt{\frac{m \cdot v^2 \cdot c}{1+k_I}} \quad [N]$$
(219)

Wyrażenie pod pierwiastkiem określa siłę bezwładności S_b pochodzącą od wirujących mas napędu, czyli:

$$S_{max} = \frac{S_s}{(I+k_I)} + S_b \quad [N]$$
(220)

Wartość siły S_b można natomiast wyznaczyć za pomocą nomogramu (rys. 71).

W przypadku, gdy w napędzie znajdują się sprzęgła hydrodynamiczne, wirujące masy napędu należy podzielić na dwie części, tj. pierwotną i wtórną. Energia kinetyczna części pierwotnej i wtórnej stanowi całkowitą energię kinetyczną napędu.

$$E_{kin} = E_{kin1} + E_{kin2} \quad [Nm] \tag{221}$$



Rys. 71. Nomogram do wyznaczania sił blokowania S_b pochodzących od obrotowych mas napędu [21, 13]

Dalszy ciąg obliczeń pozostaje taki jak w przypadku napędu ze sprzęgłem sztywnym, jeśli dokona się podstawienia:

$$m = m_{1t} + m_{2t} \ [kg] \tag{222}$$

gdzie m_{lt} jest masą teoretyczną określoną z równania:

$$\frac{m_{lt} \cdot v_{wl}^2}{2} = \frac{m \cdot \left(v_{p_1}^2 - v_{p_2}^2\right)}{2}$$
(223)

czyli:

$$m_{lt} = \frac{m_l \cdot \left(v_{p_l}^2 - v_{p_2}^2\right)}{v_{wl}^2} = \frac{I_l \cdot \left(\omega_{p_l}^2 - \omega_{p_2}^2\right)}{v_{wl}^2} [kg]$$
(224)

gdzie:

*m*₂ – łączna masa wtórnej strony sprzęgła hydrodynamicznego, przekładni zębatej i połowy oleju (wody) w sprzęgle zredukowana do punktu nabiegania cięgna na bęben [kg],
 *m*₁ – łączna masa wirnika silnika, strony pierwotnej sprzęgła hydrodynamicznego i połowa masy oleju (wody) w sprzęgle zredukowana do punktu nabiegania cięgna na bęben [kg],

$I_{1,}I_{2}$	_	masowy moment bezwładności strony pierwotnej i wtórnej [kg · m ²],
$\omega_{p1,}\omega_{w1}$	_	prędkości kątowe po stronie pierwotnej i wtórnej przed zablokowaniem [s ⁻¹],
ω_{p2}, ω_{w2}	_	prędkości kątowe po stronie pierwotnej i wtórnej po zablokowaniu [s ⁻¹],
v_{p1}, v_{w1}	_	odpowiadające prędkościom kątowym liniowe
<i>Vp</i> 2, <i>Vw</i> 2		prędkości po stronie pierwotnej i wtórnej przed i po zablokowaniu (przy całkowitym zablokowaniu ruchu $\omega_{w2} = 0; v_{w2} = 0$), [m/s]

Po wyliczeniu masy *m* z zależności (222) należy z nomogramu (rys. 71) wyznaczyć wartość siły S_b a następnie z zależności (220) siłę S_{max} .

Sposób obliczania obciążenia cięgna przy zablokowaniu przenośnika dwunapędowego podali autorzy pracy [69]. Dla układu jak na rysunku 72 podają oni zależność na maksymalne obciążenie cięgna w postaci:

$$S_{1max} = S_g + S_p = S_z + S_s + v \cdot \sqrt{c \cdot m} \ [N]$$
 (225)



Rys. 72. Schemat do pomiaru sił blokowania w cięgnie łańcuchowym przenośnika dwunapędowego [69]

gdzie:

S_g, S_p – składowe obciążenia cięgna wnoszone przez napęd główny i pomocniczy, przy czym dla napędów z jedną jednostką:

$$S_{g,p} = S_s = \frac{2 \cdot M_{sr} \cdot i \cdot \eta_c}{D_p} [N]$$
(226)

- *S*_z obciążenie cięgna w punkcie zbiegania z bębna napędu głównego przed zablokowaniem [N],
- *m* zredukowane na wał bębna napędowego masy wirujące napędu [kg],

134

 $v \cdot \sqrt{c \cdot m}$ – składowa dynamiczna obciążenia [N].

Zależność (225) po podstawieniu w miejsce S_s , v, c oraz m odpowiednich zależności przyjmie postać:

$$S_{1max} = S_{z} + \frac{2 \cdot M_{\dot{s}r} \cdot i \cdot \eta_{c}}{D_{p}} + \frac{\pi \cdot n}{30} \cdot \sqrt{\frac{E_{c}}{4l}} \left(m_{l} \cdot D_{l}^{2} + \frac{m_{2} \cdot D_{2}^{2}}{i^{2}} \right) [N] \quad (227)$$

gdzie:

 $m_1D_1^2$ – momenty bezwładności silnika, strony pierwotnej sprzęgła i połowy masy płynów w sprzęgle oraz moment bezwładności przekładni strony wtórnej sprzęgła i połowy masy płynu w sprzęgle zredukowany na wał bębna napędowego [kg A m²],

*E*_c – sztywność cięgna łańcuchowego [N],

n – liczba obrotów silnika [1/s].

Z zależności (225) i (227) wynika, że maksymalna siła blokowania jest zależna od S_z , która zależy od siły napięcia wstępnego. Wielkości tej nie uwzględniają zależności (219) i (220). Z dalszych rozważań wynika, że siła S_z jest składową siły S_{1max} , można więc do zależności (220) dodać wartość siły S_z i otrzyma się uogólnioną zależność w postaci:

$$S_{max} = \frac{S_s}{1 + k_1} + S_b + S_z \ [N]$$
(228)

Wartości maksymalne sił blokowania zależą bardzo wyraźnie od odległości miejsca zablokowania od napędu.

Obrazują to wykresy przedstawione na rysunku 73, sporządzone dla dwu pasmowego cięgna z łańcuchami 18 x 64 (moc napędu 30 kW, sprzęgło sztywne). Zamiast posługiwać się w porównaniach sztywnością cięgna E_c i długością L wygodniej jest posługiwać się stałą sprężystości c. dzięki temu można otrzymane wyniki rozszerzyć na inne rodzaje cięgien.

Na wartość maksymalnych sił blokowania wpływ ma rodzaj zastosowanego sprzęgła. Mniejsze siły występują przy zastosowaniu w napędzie sprzęgieł hydrodynamicznych niż sztywnych (rys. 74a).

136



Rys. 73. Zmiany napięcia cięgna w czasie jego blokowania [21, 13]; a – dla różnych wartości stałych sprężystości c łańcucha, b – porównanie wyników pomiarów z wynikami obliczeń uproszczonych, c – dla stałej mocy, ale różnych przełożeń przekładni zębatej (c = 1,7 MN/m)





Na rysunku 74b dokonano graficznego porównania wartości sił blokowania w napędzie ze sprzęgłem hydrodynamicznym i sztywnym. W publikacjach [38, 159] potwierdzono również zależność S_{max} od naciągu wstępnego cięgna (rys. 75). Na rysunku tym przedstawiono zapis sił w cięgnie w czterech miejscach konturu cięgna przenośnika dwunapędowego przy jego rozruchu, pracy ustalonej i zablokowaniu w odległości *L* od napędu głównego.



Rys. 75. Pomiary sił w cięgnie podczas jego rozruchu, pracy ustalonej i blokowania [69, 13];

a – schemat stanowiska pomiarowego, \dot{b} – zapisy sił w cięgnie przenośnika PF1 – 500 v = 0,72 m/s, l = 22 m, N_1 = N_2 = 54 kW, S_w 50 kN, c – jak w b, lecz dla S_w = 75 kN

Analiza obciążenia cięgna potwierdza spostrzeżenia związane z wpływem siły S_z na wartość siły S_{max} . Oddziaływania napędu pomocniczego na wartość siły blokowania uwidacznia się po osiągnięciu maksymalnego obciążenia od napędu głównego. Bardzo duży wpływ na wartość sił blokowania ma odległość miejsca zablokowania od napędu (rys. 76).



Odległość miejsca zablokowania, m

Rys. 76. Maksymalne teoretyczne i empiryczne wartości siły blokowania w cięgnie przenośnika zgrzebłowego PF1- 500 w funkcji odległości miejsca zablokowania od bębna napędowego i siły napinającej bęben zwrotny S_w (silnik o mocy 54 KW, przekładnia i = 12,5, v = 1,34 m/s, $\eta_c = 0,7$) [69]

Badania przeprowadzone na przenośniku EKF–1 długości 150 m, v = 0,7 m/s, cięgno 26 x 92, napęd główny N = 90 kW, a następnie N = 160 kW, przy zablokowaniach w odległościach L = 22, 50, 75, 100i 140 m od napędu głównego (rys. 77) [13] potwierdzają dotychczasowe stwierdzenia.

Według doświadczeń firmy VOITH w napędach ze sprzęgłami hydrodynamicznymi przy blokadzie ruchu cięgna w odległości mniejszej niższej niż 5 m od napędu łańcuchy cięgna są zwykle zerwane, przy odległości 5 - 12 m łańcuchy najczęściej ulegają odkształceniom plastycznym, zaś przy większych odległościach energia kinetyczna obrotowych elementów napędu jest zwykle skompensowana przez energię sprężystą łańcuchów. Dla napędów ze sprzęgłami podatnymi podane odległości są nieco mniejsze.

Do oceny możliwości zastosowania danego typu silnika do określonej wielkości łańcucha, ze względu na siły blokowania dla L = 20 m można wykorzystać wykresy z rysunku 77b. Przyjęto, że maksymalna siła blokowania nie powinna przekraczać 0,7 siły łańcucha.


Rys. 77. Ograniczenia siły blokującej przez dopuszczalne obciążenia robocze cięgna [13];



Duże siły powstające w cięgnie przy zablokowaniu jego ruchu przenoszą się na napęd i rynny przenośnika. Siły te usiłują przesunąć przenośnik. Z tych powodów stosuje się (zwłaszcza w ścianach nachylonych) na trasie przenośnika specjalne odciągi z siłownikami stabilizującymi położenie przenośnika, zaś napędy i zwrotnie muszą spełniać odpowiednie wymogi, aby w takich przypadkach nie ulegały one poderwaniu nad spąg.

Przedstawione sposoby obliczania sił blokowania nie dotyczą przenośników zgrzebłowych wyposażonych w przekładnie CST, ponieważ mają one system natychmiastowego zadziałania wielopłytkowego sprzęgła przeciążeniowego.

7. Rozkład obciążeń na łańcuchy w cięgnach

W górniczych przenośnikach zgrzebłowych stosuje się jedno- ,dwui trójpasmowe cięgna łańcuchowe. Cięgna jedno- i trójpasmowe stosuje się obecnie rzadko. Dominują cięgna z dwoma łańcuchami centralnymi.

W cięgnach jednopasmowych cale obciążenie przenoszone jest przez jeden łańcuch. W cięgnach dwu- i trójpasmowych rozkład obciążeń jest z różnych powodów prawie zawsze nierówny. Miarą tej nierówności jest współczynnik nierównomierności rozkładu obciążeń który wyraża stosunek obciążenia rzeczywistego do obciążenia nominalnego.

W przypadku cięgien z łańcuchami skrajnymi rozkład obciążeń zależy głównie od nachylenia poprzecznego przenośnika, różnic długości obu pasm cięgna, rodzaju i wielkości zakrzywień trasy przenośnika w płaszczyźnie poziomej, rozmieszczenia poprzecznego urobku na przenośniku itp. Według wcześniejszych danych radzieckich współczynnik nierównomierności rozkładu obciążeń dla takiego cięgna wynosi r = 1,1 - 1,2. W świetle innych badań takie wartości r należy uznać za zbyt małe. Większe wartości zalecają przyjmować autorzy prac [117, 76], tj. r = 1,2 - 1,38, zaś w pracy [102] dla kąta poprzecznego nachylenia przenośnika 10°, r = 1,26, natomiast dla kąta 20°, r = 1,45. Według badań niemieckich [63] wykazano, że wartość współczynnika r w przenośnikach ścianowych zależy od tego, czy przenośnik nachylony jest w kierunku czoła ściany, czy zawału. Nie uwzględniając innych czynników mających wpływ na r wykazano, że przy nachyleniach w kierunku ociosu r może dochodzić nawet do 1,35.

Jeśli oba pasma cięgna różnią się między sobą długością o ΔL to różnica sił ΔP w obu pasmach wyniesie:

$$\Delta P = E_o \cdot \frac{\Delta L}{L} \ \left[N \right] \tag{229}$$

gdzie: E_o jest sztywnością łańcucha, natomiast L jest długością przenośnika.

Na rysunku 78 pokazano, jak zmienia się względny przyrost obciążenia $\Delta P/P$ w funkcji długości przenośnika *L* i strzałki jego wygięcia *h* dla rozstawu łańcuchów $\Delta l = 520$ mm. Dla innych rozstawów łańcuchów w cięgnie można również skorzystać z tego rysunku z tym, że odczytany

wynik należy pomnożyć przez $\Delta l/520$, gdzie Δl jest rozstawem łańcuchów w rozpatrywanym cięgnie.

Firma "WESTFALIA-LÜNEN" [93] w obliczeniach związanych z doborem cięgna zaleca przyjmować, że w dwu pasmowych cięgnach z łańcuchami skrajnymi jeden łańcuch przenosi 60% obciążenia, a drugi 40%. Uwzględniając przyjętą wcześniej definicję współczynnika nierównomierności obciążeń oznacza to współczynnik r = 60/50 = 1,2. Wydaje się, że przyjęcie takiej wartości r jest uzasadnione dla ścianowych przenośników zgrzebłowych nie nachylonych poprzecznie i dla obciążeń przenośnika nie przekraczających wartości nominalnych. Dla przenośników o bardzo dużym przekroju poprzecznym celowym jest przyjmowanie r = 1,3, a gdy przenośnik jest nachylony o około 10° w kierunku ociosu, r równa się nawet 1,4 (duże siły tarcia o zastawkę naturalną, tworzoną przez nieruchomy urobek po stronie czoła ściany).



Rys. 78. Względny przyrost obciążenia łańcucha zewnętrznego w funkcji długości przenośnika *L*, wygięcia przenośnika h/L przy rozstawie łańcuchów $\Delta l = 520$ mm [23]

Jak chodzi o rozkład obciążeń w dwu pasmowych centralnych cięgnach łańcuchowych, to powszechnie uważa się, że w cięgnach tych rozkład obciążeń jest korzystniejszy niż w cięgnach z łańcuchami skrajnymi. Wynika to z mniejszej wrażliwości tych cięgien na zakrzywienia płaszczyźnie poziomej (mały rozstaw łańcuchów). Wspomniana wcześniej Firma "WESTFALIA-LÜNEN" dopuszcza o 20% większą moc dla cięgien z dwoma łańcuchami centralnymi, niż dla cięgien z dwoma łańcuchami krajnymi (przy zachowaniu identycznych warunków pracy, wielkości oraz klasy łańcuchów). Oznacza to w przybliżeniu, że dla

dwupasmowych centralnych cięgien łańcuchowych r = 1,1 - 1,25, przy czym większe wartości przyjmować należy w trudniejszych warunkach pracy cięgna.

Najbardziej niekorzystny rozkład obciążeń ma miejsce w trójpasmowych cięgnach łańcuchowych. Jest to wynik różnic długości odcinków łańcuchowych (np. przenośniki Śląsk - 67 i Samson - 67), mniejszej sztywności zamków środkowych, a przede wszystkim wpływu nierównoczesności wchodzenia w zazębienie ogniw poszczególnych łańcuchów. Jeśli na skutek błędów wykonania kół łańcuchowych i elementów cięgna łańcuch środkowy wchodzi wcześniej w zazębienie niż łańcuchy środkowe, to łańcuch ten jest przeciążany i dochodzi do jego odkształceń plastycznych, zwłaszcza półogniw zamka środkowego). Po krótkim okresie pracy pasmo środkowe luzuje się i nie przenosi obciążeń. Trzeba więc takie cięgno traktować jak dwu pasmowe z łańcuchami skrajnymi, co prowadzi do konieczności przyjęcia r = 1,8 - 2,0. Problem rozkładu obciążeń w trójpasmowych cięgnach łańcuchowych rozwiązano w pracy [158, 156] i opisano także w pracy [13]. Wykazano w niej brak celowości stosowania tego rodzaju cięgien. Ze względu na to, że przenośniki z takimi cięgnami są stosowane w Polsce bardzo rzadko, niecelowe jest w tym miejscu dalsze przybliżanie tej tematyki.

W literaturze rosyjskiej można znaleźć prostą formułę do określania współczynników nierównomierności rozkładu obciążeń dla omawianych tu cięgien [28]:

$$r = 0.75 + 0.25 \cdot j \tag{230}$$

gdzie *j* jest liczbą łańcuchów w cięgnie (j = 1 do 3).

Z analizy tej zależności widać, że tylko dla j = 3 istnieje pewna niezgodność wartości r z wywodami przedstawionymi wcześniej.

8. Rozkład mocy w napędach przenośników zgrzebłowych

Przenośniki zgrzebłowe i strugi wyposażone są najczęściej w dwa napędy, które usytuowane są na ich końcach. W przypadku przenośników zgrzebłowych napędy w zależności od potrzeb mogą mieć jeden lub dwa zespoły napędowe. W skład zespołu napędowego wchodzi silnik, sprzęgło i przekładnia zębata. Jeśli zastosowane silniki są dwubiegowe, to nie można w takich jednostkach stosować sprzęgieł hydrodynamicznych, ponieważ sprzęgła takie mają charakterystyki bardzo silnie uzależnione od obrotów.

Z praktyki dołowej wiadomo, że napędy przenośników mogą być obciążone w sposób nierównomierny. Za jedną z podstawowych niezgodność charakterystyk przyczyn tego stanu uważa się mechanicznych silników i sprzęgieł hydrodynamicznych. Istnieje wiele prac określających wpływ tych charakterystyk na rozkład obciążeń napędów [23, 29, 148, 42, 43, 45, 71, 72, 146, 149, 151]. Bardzo ważnym czynnikiem wpływającym na rozdział mocy w silnikach w przenośnikach dwunapędowych jest zróżnicowanie podziałek łańcuchów współpracujących z kołami napędowymi [29,148]. Problem ten ujawnia się obecnie wyraźnie nie tylko z tego powodu, że w napędach przenośników i strugów stosuje się często silniki dwubiegowe, w których nie można stosować sprzęgieł hydrodynamicznych zmiękczających charakterystyki napędów, ale również i z tej przyczyny, że stosowane obecnie w napędach silniki są coraz większej mocy, czyli o sztywniejszych charakterystykach.

Moment rozwijany przez silnik elektryczny określa zależność:

$$M_{s} = \frac{M_{ns}}{s_{ns}} \cdot s_{s} \quad [Nm]$$
(231)

natomiast moment przenoszony przez sprzęgło hydrodynamiczne:

$$M_{h} = \frac{M_{nh}}{s_{nh}} \cdot s_{h} \quad [Nm]$$
(232)

gdzie:

M_{ns}, M_{nh} – momenty nominalne silnika i sprzęgła hydrodynamicznego [Nm],

M_s, *M_h* – momenty silnika i sprzęgła hydrodynamicznego [Nm],

 s_{ns} , s_{nh} – nominalne poślizgi względne silnika i sprzęgła.

Jeżeli w zespole napędowym znajduje się sprzęgło hydrodynamiczne, to prędkość kątową jego wału turbinowego określa się z zależności:

$$\omega_h = \omega_s \cdot (l - s_h) = \omega_o \cdot (l - s_s) \cdot (l - s_h) = \omega_o \cdot (l - s_s - s_h) + \omega_o \cdot s_s \cdot s_h \quad [rad] \quad (233)$$

Ponieważ w zależności (233) drugi składnik jest wielkością wielokrotnie mniejszą od pierwszego, więc można go pominąć i po podstawieniu wzoru:

$$s = s_s + s_h \tag{234}$$

otrzymuje się:

$$\omega_h = \omega_o \cdot (1 - s) \ [rad] \tag{235}$$

gdzie:

ω_0 ,	ω_s ,	_	prędkości kątowe pola wirującego silnika, wirnika silnika
ω_h			oraz części wtórnej (turbinowej) sprzęgła [radian/s],
S		_	poślizg względny zespołu napędowego (silnika i sprzęgła hydrodynamicznego).

Jeżeli w napędach struga i przenośnika (rys. 79) oznaczy się przez:

<i>p</i> ₁ , <i>p</i> ₂	_	podziałki ogniw łańcucha współpracujące w danym momencie z kołami napędowymi 1 oraz 2 [m],
z	—	liczbę zębów w kołach napędowych,
i	_	przełożenie przekładni zębatych,
D_k	_	średnicę podziałową kół napędowych [m],
η_{c1}, η_{c2}	—	sprawności całkowite obu napędów,
S_{n1}, S_{n2}	_	nominalne poślizgi w obu napędach ($s_n = s_{ns} + s_{nh}$),
<i>M</i> ₁ , <i>M</i> ₂	_	momenty na wałach turbinowych sprzęgieł hydrodynamicznych (momenty te są równe momentom silników) [Nm],
M_{n1}, M_{n2}	_	momenty nominalne na wałach turbinowych [Nm],
<i>P</i> ₁ , <i>P</i> 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],

to przy znanych poślizgach obu napędów momenty rozwijane przez silniki określają zależności:

$$M_{I} = \frac{M_{nI}}{s_{nI}} \cdot s_{I} \quad [Nm]$$
(236)

$$M_{2} = \frac{M_{n2}}{s_{n2}} \cdot s_{2} \ [Nm]$$
(237)

natomiast moce silników:

$$N_{I} = \frac{N_{nI}}{s_{nI}} \cdot s_{I} \cdot (I - s_{I}) \cdot \omega_{0} \quad [kW]$$
(238)

$$N_2 = \frac{N_{n2}}{s_{n2}} \cdot s_2 \cdot (1 - s_2) \cdot \omega_0 \quad [kW]$$
(239)



oraz parametry ich napędów

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

$$W = P_1 + P_2 \quad [N] \tag{240}$$

Momenty obrotowe na kołach łańcuchowych obu napędów wyniosą:

$$M_{lk} = P_l \cdot \frac{D_p}{2} = \frac{M_{nl}}{s_{nl}} \cdot s_l \cdot i \cdot \eta_{cl} \quad [Nm], \qquad (241)$$

$$M_{2k} = P_2 \cdot \frac{D_p}{2} = \frac{M_{n2}}{s_{n2}} \cdot s_2 \cdot i \cdot \eta_{c2} \ [Nm]$$
(242)

Zamknięty kontur cięgna łańcuchowego wymusza równą prędkość cięgna na obu kołach napędowych, czyli [148]:

$$\omega_o \cdot (l - s_1) \cdot \frac{z}{2\pi \cdot i} \cdot 2 \cdot p_1 = \omega_o \cdot (l - s_2) \cdot \frac{z}{2\pi \cdot i} \cdot 2 \cdot p_2 \quad [m/s]$$
(243)

a po uproszczeniu:

$$\frac{p_1}{p_2} = \frac{(1-s_2)}{(1-s_1)}$$
(244)

lub:

$$s_2 = I - \frac{p_1}{p_2} (I - s_1)$$
(245)

Na podstawie zależności (240), (241) i (242) otrzymuje się:

$$W \cdot \frac{D_{p}}{2} = M_{1k} + M_{2k} = \frac{M_{n1}}{s_{n1}} \cdot s_{1} \cdot i \cdot \eta_{c1} + \frac{M_{n2}}{s_{n2}} \cdot s_{2} \cdot i \cdot \eta_{c2} \quad [Nm]$$
(246)

Korzystając z zależności (245) i (246) otrzymuje się wyrażenie:

$$s_{2} = 1 - \frac{p_{1}}{p_{2}} \cdot \left[1 - \frac{\frac{W \cdot D_{p}}{2} - \frac{M_{n2}}{s_{n2}} \cdot \left(1 - \frac{p_{1}}{p_{2}}\right) \cdot i \cdot \eta_{c2}}{\frac{M_{n1}}{s_{n1}} \cdot i \cdot \eta_{c1} + \frac{M_{n2}}{s_{n2}} \cdot \frac{p_{1}}{p_{2}} \cdot i \cdot \eta_{c2}} \right]$$
(247)

Miarą nierównomierności rozkładu obciążeń obu napędów może być ich stosunek momentów lub mocy. W przypadku momentów, stosunek ten wyniesie:

$$\frac{M_{_{1k}}}{M_{_{2k}}} = \frac{\frac{M_{_{n1}}}{s_{_{n1}}} \cdot s_{_{1}} \cdot i \cdot \eta_{_{c1}}}{\frac{M_{_{n2}}}{s_{_{n2}}} \cdot s_{_{2}} \cdot i \cdot \eta_{_{c2}}} = \frac{k}{1 - \frac{p_{_{1}}}{p_{_{2}}}(1 - k)} \cdot \frac{M_{_{n1}} \cdot \eta_{_{c1}} \cdot s_{_{n2}}}{M_{_{n2}} \cdot \eta_{_{c2}} \cdot s_{_{n1}}}$$
(248)

gdzie:

$$s_{1} = k = \frac{\frac{W \cdot D_{k}}{2 \cdot l} - \frac{M_{nz}}{s_{n2}} \cdot \left(1 - \frac{p_{1}}{p_{2}}\right) \cdot \eta_{c2}}{\frac{M_{n1}}{s_{n1}} \cdot \eta_{c1} + \frac{p_{1} \cdot M_{n2}}{p_{2} \cdot s_{n2}} \cdot \eta_{c2}}$$
(249)

Stosunek mocy obu napędów można określić wychodząc z zależności (238) i (239).

Podobne rozważania można przeprowadzić dla przypadku dwunapędowych przenośników zgrzebłowych wyposażonych łącznie w trzy lub cztery zespoły napędowe. Różnica polegać będzie na tym, że dla napędów zdwojonych należy podstawić wyrażenia zastępcze na M_k , N_k oraz *s*. Rozważania te nie będą tu jednak przedstawione, gdyż wpływ odchyłek podziałek ogniw łańcuchów i charakterystyk silników i sprzęgieł na rozkład obciążeń napędów można dobrze przeanalizować na już wyprowadzonych zależnościach, a ponadto znaleźć je można w pracach [148, 29].

Jeśli do rozważań wprowadzi się pojęcie współczynnika rozdziału mocy [148]:

$$r_i = \frac{N_i}{\sum_{i=1}^n N_i}$$
(250)

oraz współczynnika wykorzystania mocy zainstalowanego silnika:

$$m_i = \frac{N_i}{N_{ni}} \tag{251}$$

gdzie:

 N_i, N_{ni} – rozwijana i nominalna moc i-tego silnika, kW,

 r_i, m_i – współczynnik rozdziału i wykorzystania mocy i-tego silnika (m_i > 1 - silnik przeciążony, m_i < 1 – silnik niedociążony),

to wartości tych współczynników mogą zmieniać się w dość szerokim zakresie. Przykładowo dla silników SZDKSp – 74 o mocy 55 kW ($s_{sn} = 0,02$) i współpracujących z nimi sprzęgieł hydrodynamicznych ($s_{hn} = 0,025$) instalowanych w przenośnikach typu Śląsk 67B i Samson 67B wartości współczynników *r* oraz *m* w funkcji stosunku podziałek p_{1/p_2} i poślizgu zespołów napędowych $s = s_s + s_h$ pokazano na rysunku 80 [148].



Rys. 80. Zmiany współczynników rozdziału mocy *r* oraz wykorzystania mocy *m* w funkcji stosunku p_1/p_2 dla różnych poślizgów silników i sprzęgieł w przenośniku z dwoma jednostkami napędowymi (po jednej na obu końcach) [142]

Jeśli silniki i sprzęgła stosowane w przenośniku są jednakowe, i mają jednakowe poślizgi nominalne (w praktyce takie przypadki nie występują, ponieważ poślizgi nominalne silników mogą różnić się o \pm 25%, a poślizgi sprzęgieł hydrodynamicznych zależą głównie od dokładności ich napełnienia), to rozdział mocy przy $p_1/p_2 = 1$ jest optymalny i współczynnik *r* wynosi:

r = 1 – dla napędu jednosilnikowego,

r = 0.5 – dla napędu dwusilnikowego,

r = 0,33 – dla napędu trójsilnikowego,

r = 0,25 – dla napędu czterosilnikowego,

natomiast współczynnik m = 1.

Przeprowadzone badania eksploatacyjne wykazały, że w przypadku wyżej wymienionych przenośników:

- r = 0,152 0,370 dla układu napędowego z 4 silnikami,
- r = 0,201 0,476 dla układu napędowego z 3 silnikami,
- r = 0,079 0,921 dla układu napędowego z 2 silnikami.

Powodem zwiększonej nierównomierności rozkładu mocy może też być zastosowanie w przenośniku silników o różnej mocy. Silniki te mają zwykle inne poślizgi nominalne. Na rysunku 81 przedstawiono przebiegi współczynników rozdziału mocy silników w przenośniku ścianowym, który w napędzie wysypowym ma dwie jednostki po 250 kW i jedną o mocy 200 kW w napędzie zwrotnym (poślizg nominalny tego silnika jest większy niż silnika 250 kW) [148].





1, 3 – silniki napędu głównego o mocy po 250 kW, 2 – silnik napędu pomocniczego o mocy 200 kW i większym poślizgu nominalnym niż w silnikach 250 kW

Na podstawie analizy teoretycznej stwierdzić można, że:

- wartość obciążenia całkowitego przenośnika nie ma wpływu na wartości współczynników rozdziału mocy r,
- zmiana stosunku podziałek p₁/p₂ powoduje praktycznie liniową zmianę współczynników rozdziału mocy r, przy czym większą część mocy przejmują silniki napędzające bęben łańcuchowy z bardziej wydłużonym odcinkiem łańcucha.

Zmiana p_1/p_2 w zakresie 0,95 – 1,05 powoduje dla wcześniej wymienionych przenośników zmiany m równe:

- 0,47 ≤ m ≤ 1,51 dla układu dwusilnikowego,
- 0,65 ≤ m ≤ 1,35 dla układu trójsilnikowego,
- − 0,47 ≤ m ≤ 1,51 dla układu czterosilnikowego.

W przypadku napędów o dużej mocy pracujących bez sprzęgieł hydrodynamicznych (mniejsze wartości poślizgu *s*) może nawet dojść do pracy generatorowej jednego z silników, jeżeli stosunek p_1/p_2 będzie dostatecznie odbiegał od wartości 1. Takie przypadki można było niekiedy obserwować w starszych typach strugów, które nie miały zabezpieczeń przed przeciążeniem i dochodziło w nich do wydłużeń plastycznych łańcucha. Przy stosunku $p_1/p_2 = 1$ zespół napędowy o mniejszym poślizgu względnym przejmuje większą część obciążenia.

Zmiany współczynników *r*, a więc i sił w gałęzi górnej i dolnej cięgna przenośnika spowodowane zróżnicowaniem podziałek łańcucha powtarzają się cyklicznie w każdym obiegu tego cięgna (rys. 82).



Rys. 82. Zmiany mocy w napędzie głównym i pomocniczym przenośnika ze sprzęgłami elastycznymi (u góry) i hydrodynamicznymi (u dołu), zmniejszającymi nierównomierność rozdziału mocy, spowodowane zróżnicowaniem podziałek łańcucha w czasie jednego obiegu cięgna [65]

9. Kolejność obliczeń przenośnika i dobór cięgna łańcuchowego

W celu prawidłowego doboru cięgna łańcuchowego do przenośnika zgrzebłowego, zwłaszcza ścianowego, potrzebna jest znajomość [83]:

- własności eksploatacyjnych poszczególnych rodzajów cięgien,
- warunków pracy przenośnika i obowiązujących wymogów bezpieczeństwa dla tych warunków,
- wielkości i charakteru obciążenia cięgna,
- własności wytrzymałościowych elementów cięgna w tym przede wszystkim łańcuchów i elementów złącznych.

Wybór optymalnego rodzaju cięgna ma podstawowe znaczenia dla przenośnika ze względu na jego efektywność pracy. Zespół korzystnych cech użytkowych dwupasmowych centralnych cięgien łańcuchowych spowodował, że aktualnie dominują one zdecydowanie w przenośnikach ścianowych i podścianowych. Te korzystne cechy tych cięgien zostały już wcześniej omówione. W tym miejscu należy jednak podkreślić, że przenośniki z dwoma łańcuchami usytuowanymi w osi rynny są szczególnie przydatne przy transporcie urobku po wzniosie. Badania [67] (rys. 83) wykazały, że dla kątów do 20° ich wydajność praktycznie nie zmniejsza się.



Rys. 83. Względna zdolność transportowa przenośników zgrzebłowych z różnymi rodzajami cięgna [67]

Obliczenia przenośnika należy wykonywać przy zachowaniu odpowiedniej kolejności. Poszczególne kroki tych obliczeń są następujące:

Krok 1 – zebranie danych początkowych:

Do obliczeń sił w cięgnach, mocy silników napędowych i doboru rodzaju cięgna łańcuchowego niezbędne są następujące dane początkowe:

- wydajność maksymalna, Q_{max} [t/h],
- długość przenośnika, L [m],
- długość załadowania przenośnika L_z (w przenośnikach ścianowych L_z = L) [m],
- kąt nachylenia podłużnego, α [stopnie],
- kąt nachylenia poprzecznego, β [stopnie],
- gęstość usypowa urobku, γ [t/m³],
- szerokość rynny, b [m],
- konstrukcja rynny (otwarta, zamknięta),
- rodzaj przekładni (klasyczna, planetarna),
- przełożenie przekładni, *i*,
- liczba zębów gwiazdy, z,
- prędkość cięgna łańcuchowego, v [m/s],
- wielkość łańcucha i jego masa jednostkowa, q_l [kg/m],
- liczba pasm w cięgnie, *i*_l,
- usytuowanie łańcuchów w cięgnie (1 centralne, 2 centralne, 2 skrajne, 2 skrajne + 1 centralne),
- podziałka łańcucha *p* (parametr ten, liczba zębów *z* oraz przełożenie i określają prędkość *v*),
- spodziewany stopień zanieczyszczenia urobkiem dolnej przestrzeni rynien (brak – f_d = 0,3, małe – f_d = 0,5, średnie – f_d = 0,7, duże – f_d = 1,1),
- napięcie zasilania [V].

Krok 2 – obliczenie przekroju poprzecznego strugi urobku na przenośniku:

$$F = \frac{Q_{max}}{3600 \cdot v \cdot \gamma} \left[m^2 \right]$$
(252)

Krok 3a – obliczenie masy jednostkowej urobku na przenośniku q_u :

$$q_u = \frac{Q_{max}}{3,6 \cdot v} \quad [kg/m] \tag{253}$$

W obliczeniach projektowych przenośnika należy obliczyć szerokość rynien (krok 3b).

Krok 3b – obliczenie szerokości rynien przenośnika b_{obl}:

$$b_{obl} = \sqrt{\frac{F}{k_h}} \quad [m] \tag{254}$$

gdzie k_h jest względną wysokością strugi urobku na przenośniku ($k_h = h/b = 0,55 - 0,6 - \text{gdzie } h$ wysokość ekwiwalentnej prostokątnej strugi urobku).

Krok 3b – dobór szerokości rynien przenośnika:

$$b \ge b_{obl} \quad [m] \tag{255}$$

Krok 4 – obliczenie współczynnika wzrostu oporów ruchu na zakrzywieniach cięgna w gałęzi górnej (patrz punkt 4.3):

$$\psi_g = \psi_w \cdot \psi_{1g} \cdot \psi_{2g} \cdot \psi_{3g} \cdot \psi_{4g} \tag{256}$$

Krok 5 – obliczenie współczynnika wzrostu oporów ruchu na zakrzywieniach cięgna w gałęzi dolnej(patrz punkt 4.3):

$$\psi_d = \psi_z \cdot \psi_{1d} \cdot \psi_{2d} \cdot \psi_{3d} \cdot \psi_{4d} \tag{257}$$

Jeśli w konkretnym przenośniku nie występuje dany rodzaj zakrzywienia, to w miejsce współczynnika uwzględniającego jego wpływ na współczynnik ψ_{g} i ψ_{d} należy podstawić 1.

Krok 6 – obliczenie masy jednostkowej cięgna łańcuchowego q_c :

$$q_{c} = i_{l} \cdot q_{l} + \frac{2 \cdot m_{z}}{n_{0}(p_{1} + p_{2})} [kg/m]$$
(258)

gdzie:

_	masa zgrzebła [kg],
_	odpowiednio podziałka ogniw pionowych i poziomych [m],
_	masa jednostkowa łańcucha [kg/m],
-	rozstaw zgrzebeł mierzony liczbą ogniw (n _o – liczba parzysta).
	_ _ _

Krok 7 – obliczenie oporów ruchu gałęzi górnej W_g :

$$W_{g} = \psi_{g} \cdot g \cdot \left[L_{z} \cdot (q_{u} + q_{c}) \cdot \left(\varphi \cdot f_{g} \cdot \cos\alpha - \sin\alpha\right) + (L - L_{z}) \cdot q_{c} \cdot (f_{l} \cdot \cos\alpha - \sin\alpha)\right]$$

$$[N] \quad (259)$$

gdzie:

g – przyspieszenie ziemskie [m/s²],

φ – współczynnik określający wpływ nachylenia poprzecznego rynny na opory ruchu gałęzi górnej.

Krok 8 – obliczenie oporów ruchu gałęzi dolnej:

$$W_d = L \cdot \psi_d \cdot g \cdot q_c \cdot (f_d \cdot \cos \alpha + \sin \alpha) [N]$$
(260)

We wzorach na W_g i W_d kąt α podłużnego nachylenia przenośnika należy przyjmować jako dodatni, gdy urobek transportowany jest po upadzie, zaś jako ujemny, gdy urobek transportowany jest po wzniosie.

Krok 9 – obliczenie sprawności całkowitej napędu η_c (patrz pkt 4.6):

$$\eta_c = \eta_s \cdot \eta_p \cdot \eta_g \tag{261}$$

Krok 10 – obliczenie stosunku W_g/W_d (patrz pkt 4.5 i 4.6):

Wartość tego stosunku jest istotna przy wyborze liczby i usytuowania jednostek napędowych. Rozpatrzone muszą być trzy przypadki, tj.:

 $I - W_g / W_d \ge 0$ – przenośniki przesuwające (większość zastosowań przenośników ścianowych),

 $|I - W_g < 0 i |W_g| / W_d \le 1 - przenośniki przesuwające, <math>arctg f_g < \alpha \le \alpha_{oh}$ (mała ilość zastosowań przenośników ścianowych),

III – $W_g < 0$ i $|W_g| / W_d > 1$ – przenośniki hamujące $\alpha > \alpha_{oh}$ (obecnie w Polsce brak zastosowań).

W przypadku I ($W_g / W_d \ge 0$)

Krok 11 – obliczenie mocy napędu głównego (wysypowego) do pokonania oporów ruchu gałęzi górnej W_g :

$$N_{g} = \frac{W_{g} \cdot v}{1000 \cdot \eta_{cmin}} [kW]$$
(262)

Krok 12 – obliczenie mocy napędu pomocniczego (zwrotnego) do pokonania oporów ruchu gałęzi dolnej W_d :

$$N_{p} = \frac{W_{d} \cdot v}{1000 \cdot \eta_{cmin}} [kW]$$
(263)

We wzorach na N_g i N_p przy obliczeniach η_{cmin} należy przyjmować $\eta_g = 0.75 - 0.8$ (zwiększone zużycie gwiazdy).

Krok 13 – obliczenie mocy całkowitej do pokonania oporów ruchu przenośnika:

$$N_c = N_g + N_p \quad [kW] \tag{264}$$

Krok 14 – obliczenie mocy jednostki napędowej N_{jobl}:

$$N_{jobl} = \frac{N_g + \frac{N_p}{\eta_{zs}}}{j_N} [kW]$$
(265)

gdzie:

 j_N – liczba jednostek napędowych, j_N = 2 lub 3,

 η_{zs} – sprawność przeniesienia siły w cięgnie przy przenoszeniu mocy z jednego napędu na drugi (ze względu na częściowe przenoszenie mocy η_{zs} = 0,95).

Krok 15 – dobór mocy jednostek napędowych N_2 i N_3 : dla:

[kW].

$$j_N = 2$$
 $N_2 = N_{kat} \ge N_{2obl} [kW]$ (266)

dla:

$$j_N = 3 = N_3 = N_{kat} \ge N_{3obl} [kW]$$
 (267)

gdzie:

N _{2obl} , N _{3obl}	—	moce obliczeniowe jednostek dla j_N = 2 oraz 3 [kW],
N_{kat}	_	najbliższa większa lub równa moc katalogowa silnika od mocy obliczeniowej [kW]
N2, N3	_	moc jednostki napędowej przenośnika dla j_N = 2 i 3

Krok 16 - rozmieszczenie jednostek napędowych:

Dla $j_N = 2$ – należy zainstalować 1 jednostkę w napędzie głównym i jedną w napędzie pomocniczym.

Dla $j_N = 3$ oraz $W_g / W_d \ge 1$ – należy zainstalować 2 jednostki w napędzie głównym i 1 w napędzie pomocniczym.

Dla j_N = 3 oraz W_g/W_d < 1 – należy zainstalować 2 jednostki w napędzie pomocniczym i 1 w napędzie głównym.

Krok 17 – obliczenie maksymalnego obciążenia cięgna S_{jNmax}:

$$S_{jN max} = \frac{2 \cdot M_{2n}}{D} \cdot i \cdot \eta_{cmax} \cdot j_{NW} \cdot k_{N} \cdot \beta_{max} [N]$$
(268)

gdzie:

 M_{zn} – moment znamionowy silnika [Nm],

*j*_{NW} – liczba jednostek napędowych w większym z napędów,

 k_N – współczynnik przenoszenia mocy z jednego napędu przez drugi za pośrednictwem cięgna łańcuchowego (według firmy WESTFALIA-LÜNEN k_N = 1,5 dla przenośnika o równych mocach napędów przenośnika na obu jego końcach, k_N = 1,25 dla przenośnika z trzema jednostkami napędowymi),

 β_{max} – krotność momentu maksymalnego silnika.

Z podanej zależności (268) należy wyliczyć S_{2max} i S_{3max}.

Krok 18 – obliczenie współczynników bezpieczeństwa cięgna na zerwanie:

dla j_N = 2:

$$n_2 = \frac{P_{zrl} \cdot i_l}{S_{2max} \cdot r} \tag{269}$$

dla $j_N = 3$:

$$n_3 = \frac{P_{zrl} \cdot i_l}{S_{3max} \cdot r}$$
(270)

gdzie:

 P_{zrl} – siła zrywająca pojedynczego łańcucha [N],

 i_l – liczba łańcuchów w cięgnie,

r – współczynnik nierównomierności rozkładu obciążeń w cięgnie.

Jeśli wartości n_2 i n_3 mieszczą się w zakresie $2 \le n_{2,3} < 3$ to obliczenia przenośnika można uznać za zakończone. W przypadku, gdy wartości $n_{2,3}$ wychodzą poza podany zakres należy przy obliczeniach projektowych zmienić wielkość łańcucha i powtórzyć obliczenia, zaś przy doborze przenośnika do określonej ściany dobrać przenośnik z innym cięgnem, ograniczyć maksymalną wydajność, lub przyjąć inne ograniczenia (np. zmniejszyć wydajność urabiania w strefie napędu zwrotnego).

W przypadku II ($W_g < 0$ i $|W_g| / W_d \le 1$) do obliczenia mocy przenośnika załadowanego należy skorzystać z zależności (155), ale ponadto trzeba też wyliczyć moc potrzebną do pracy przenośnika nie obciążonego urobkiem. Do dalszych obliczeń należy przyjąć większą z wyliczonych wartości. Jeśli wyliczona moc będzie bardzo mała to świadomie należy ją zwiększyć, aby zapewnić odpowiedni rozruch przenośnika i ewentualny transport materiałów do ściany.

Dla tego przypadku pracy przenośnika napęd z jedną lub dwoma jednostkami napędowymi powinien być usytuowany u góry, czyli w miejscu, gdzie przy ścianach mało nachylonych instaluje się napęd pomocniczy. Ze względu na duże nachylenie przenośnika i skutki zerwania cięgna (koniec zerwanego cięgna zjeżdża do wysypu i ponowne jego połączenie jest bardzo kłopotliwe i czasochłonne) współczynnik bezpieczeństwa cięgna na zerwanie powinien być większy i mieścić się w granicach między 3 i 4. Napęd w takim przenośniku powinien być wyposażony w hamulec utrzymujący cięgno w spoczynku przy zaniku napięcia w silnikach.

W przypadku III ($W_g < 0$ i | W_g | / $W_d > 1$) do obliczeń mocy przenośnika załadowanego należy skorzystać z zależności obowiązującej dla przenośników hamujących, tj. (156). W dalszym toku obliczeń należy postępować jak w przypadku II. Współczynnik bezpieczeństwa cięgna łańcuchowego nie powinien być mniejszy niż 3.

Obliczenia przenośników podścianowych i chodnikowych prowadzi się podobnie jak obliczenia przenośników ścianowych z tą różnicą, że moc całkowitą napędu określa zależność (157). Napęd zawsze instalowany jest na wysypie i może być w wersji jedno- i dwusilnikowej, natomiast współczynnik bezpieczeństwa łańcucha powinien wynosić n = 2 do 3.

W praktyce górniczej stawia się niekiedy pytanie: jaka może być maksymalna długość przenośnika przy określonej łącznej mocy silników N_c . Przybliżoną wartość L_{max} można określić z zależności:

$$L_{max} = \frac{1000 \cdot \eta_{cmin} \cdot N_c}{g \cdot \left[\psi_g(q_c + q_u) \cdot \left(\varphi \cdot f_g \cdot \cos \alpha - \sin \alpha \right) + \frac{\psi_d}{\eta_{-s}} \cdot q_c \cdot \left(f_d \cdot \cos \alpha + \sin \alpha \right) \right] \cdot v} \quad [m] \quad (271)$$

Podobnie w niektórych przypadkach ruchowych może powstać pytanie: jaką maksymalną moc N_{cmax} można zainstalować w przenośniku przy określonym cięgnie łańcuchowym. Moc tę można określić wychodząc z zależności:

$$\left(N_{cmax}\right)_{w} = \frac{P_{zrl} \cdot v \cdot i_{l}}{2 \cdot k_{N} \cdot \beta_{max} \cdot \eta_{cmax} \cdot r} \left[kW\right]$$
(272)

gdzie:

(*N_{cmax}*)_w – jest mocą łączną większego z napędów, kW,

 k_N – współczynnik przenoszenia mocy z jednego napędu przez drugi za pośrednictwem cięgna łańcuchowego (k_N = 1,25 dla trzech jednostek napędowych w przenośniku i k_N = 1,5 dla dwóch jednostek napędowych rozmieszczonych po jednej na obu końcach przenośnika),

*i*_l – liczba łańcuchów w cięgnie.

Dla przenośników ścianowych:

 gdy na obu końcach przenośnika zainstaluje się po jednej jednostce (*j_N* = 2):

$$N_{cmax} = 2 \cdot \left(N_{max} \right)_{w} \quad [kW] \tag{273}$$

- gdy obie jednostki są na napędzie wysypowym:

$$N_{cmax} = \left(N_{cmax}\right)_{w} \left[kW\right] \tag{274}$$

– gdy w jednym napędzie są dwie jednostki napędowe, a w drugim jedna:

$$N_{cmax} = \frac{3}{2} \cdot \left(N_{cmax} \right)_{w} \quad [kW]$$
(275)

Do przedstawionych skrótowo obliczeń przenośników zgrzebłowych w ITG KOMAG wykonano odpowiednie programy obliczeniowe.

10. Przesuwanie i siły stabilizujące przenośnik 10.1. Współczynnik oporów przesuwania przenośnika

Do prawidłowego określenia oporów przesuwania przenośnika zgrzebłowego po podłożu i sił jego kotwiczenia (podtrzymywania, stabilizacji wzdłużnej) konieczna jest znajomość współczynnika oporów przesuwania przenośnika f_p . Wartość tego współczynnika nie jest stała, lecz zmienia się w pewnych granicach. Przy przesuwaniu podłużnym górna granica f_{pw} niezbędna jest do określania maksymalnych sił przesuwania i wymiarowania urządzeń przesuwająco–kotwiczących. Dolna granica f_{pw} ma znaczenie przy określaniu minimalnej, niezbędnej siły potrzebnej do zabezpieczenia przenośnika przed samoczynnym ześlizgiwaniem się po pochyłości. Siłę tę często nazywa się siłą kotwiczenia.

Współczynnik f_{pw} zależy od rodzaju podłoża, na którym znajduje się przenośnik, nacisku jednostkowego, stopnia zaokrągleń krawędzi przesuwanych elementów i ich stanu powierzchni, oraz stanu powierzchni i rodzaju spągu (spąg gładki, z progami, piaskowcowy, węglowy, wilgotny, suchy itp.). Badania wykonane na dokładnie wygładzonych próbkach różnych rodzajów węgla przesuwane po stali wykazały, że współczynnik tarcia suchego jest zawarty między 0,42 a 0,69. Wartości tego współczynnika wahają się w znacznie mniejszym stopniu jeśli badania dotyczą tylko jednego rodzaju węgla, przy czym najwyższe wartości występują dla antracytu i węgla gazowo–płomiennego.

Istotny wpływ na współczynnik tarcia ma też wartość nacisku. Przy naciskach 0,1 – 0,2 MPa współczynnik tarcia mieści się miedzy 0,48 a 0,87, natomiast przy naciskach wywołanych stojakiem hydraulicznym (> 10 MPa) zmienia się on w granicach 0,35 – 0,65 [91]. Badania wykonane pod ziemią na spągach ścian węglowych z wykorzystaniem płyt stalowych z ostrymi i zaokrąglonymi krawędziami wykazują wyraźnie, że te z ostrymi krawędziami wykazują większe opory przesuwania o około 25 – 45%.

Badania dołowe na przenośnikach wykazały nieco inne wartości f_{pw} (tabela 7, rys. 84).

					Tabela 7
Konolnia	Liczba pomiarów	Rodzaj spągu	Współczynnik <i>f</i> _{pw}		
коранна			min.	max.	średnio
Schlagel &	4	Łupek	0,61	0,73	0,68
Eisen	6 ¹⁾	Łupek	0,63	0,74	0,67
Westerholt	6	Łupek	0,75	0,78	0,76
westernon	8 ¹⁾	Łupek	0,67	0,78	0,72
Ewold	7	Łupek	0,63	0,84	0,71
Ewalu	14	Łupek	0,66	0,88	0,77
Fridrich Heinrich	34	Łupek ilasty z zanieczyszczeniami piaszczystymi	0,66	0,83	0,73
Minister	4	Łupek piaszczysty	0,63	0,86	0,73
Stein	12 ¹⁾	Łupek piaszczysty	0,56	0,83	0,67
Sophia	21	Łupek z zanieczyszczeniami	0,58	0,68	0,62
Jacoba	23 ¹⁾	Łupek z zanieczyszczeniami	0,64	0,81	0,72
Fürst	16	Łupek ilasty	0,75	0,83	0,80
Leopold	11 ¹⁾	Łupek ilasty	0,63	0,83	0,67
Zeche Westfalen	13	Piaskowiec	0,67	0,85	0,72
Wulfen	10	Łupek ilasty	0,69	0,83	0,76

Wyniki pomiarów współczynnika oporów przesuwania przenośnika po spągu

¹⁾ Dotyczy pomiarów w innym pokładzie

Badania te umożliwiły sformułowanie następujących wniosków:

- współczynniki oporów przesuwania przenośników po spagu f_{pw} mieszczą się między 0,4 a 0,9 ; wartości niższe od 0,5 występują tylko przy nachyleniach α > 35°, gdy przenośnik leży bezpośrednio na spągu z łupka ilastego,
- przy nachyleniu do 35° i gdy przenośnik nie leży bezpośrednio na skale spągowej, lecz na warstwie miału węglowego i ewentualnie skały płonnej współczynnik tarcia $f_{pw} > 0.75$,
- powierzchnię warstwy miału tworzą drobne ziarna węgla i skały płonnej, co stanowi względnie równomierne podparcie dla przenośnika,
- w warunkach laboratoryjnych z powodu filmu wodnego na powierzchni stali współczynnik tarcia stali po węglu zmniejsza się o 30%, zaś w warunkach dołowych obecność wody nie ma wymiernego wpływu na skutek naturalnego braku skłonności miału węglowego do nasiąkania wodą, która jest odprowadzana do dolnych warstw (zjawisko drenowania).



Rys. 84. Opory przesuwania wzdłużnego przenośnika chodnikowego [91]

Do obliczeń sił podtrzymujących przenośnik zaleca się przyjmować $f_{pw} = 0,4$, zaś do obliczania niezbędnych sił rozparcia stacji kotwicząco– przesuwających $f_{pw} = 0,3$ (ze względu na duże naciski).

Przy projektowaniu urządzeń do przesuwania przenośnika należy przyjmować górne wartości f_{pw} , czyli 0,9.

10.2. Przesuwanie wzdłużne i obliczanie sił stabilizujących

Przesuwanie przenośnika ścianowego odbywać się może w dwóch wzajemnie prostopadłych kierunkach, tj. wzdłuż jego podłużnej osi nazywane przesuwaniem wzdłużnym i prostopadle do czoła ściany, nazywane przesuwaniem poprzecznym.

Pomijając wpływ kąta poprzecznego nachylenia przenośnika na opory przesuwania (kąty te w ścianach zwykle nie przekraczają 10°) można napisać zależność na opory przesuwania nie pracującego przenośnika w postaci:

$$W_{pw} = (m_p + m_u + m_m) \cdot g \cdot (f_{pw} \cdot \cos \alpha + \sin \alpha) + W_{dod} \quad [N]$$
(276)

gdzie:

m_p , m_m	т _и ,	_	odpowiednio m przenośniku [kg	asa przen j],	ośnika, urobku	i maszyn na
f_{pw}		_	współczynnik przenośnika (f _{pw}	oporów = 0,9),	podłużnego	przesuwania
g		_	przyspieszenie	ziemskie [r	m/s²],	
TT 7			1 1 0			····

W_{dod} – dodatkowe opory przesuwania przenośnika (np. opory wywołane naciskiem urobku w ścieżce pokombajnowej na przenośnik) [N],

- α
- kąt podłużnego nachylenia przenośnika (znak "+" należy przyjmować przy przesuwaniu przenośnika po wzniosie, znak "-" przy przesuwaniu po upadzie) [stopnie].

Do obliczania sił podtrzymywania przenośnika nie pracującego należy również korzystać z zależności (276) z tym, że kąt α ma wartość ujemną, zaś f_{pw} = 0,4.

W czasie pracy przenośnika, zwłaszcza ścianowego, działają na niego różnego rodzaju siły i momenty pochodzące od napędów przenośnika i maszyny urabiającej, które usiłują go przesunąć. Działające siły i momenty muszą być zrównoważone z odpowiednim stopniem pewności (bezpieczeństwa) nie mniejszym niż 1,5. Czynnikami stabilizującymi położenie przenośnika są:

- siły tarcia między przenośnikiem, a spągiem,
- siły od różnego rodzaju więzów łączących przenośnik z obudową,
- siły bezwładności związane ze zmianą położenia masy przenośnika oraz maszyn i urządzeń z nim związanych (w obliczeniach nie są uwzględniane),
- sił sprężystości, które wynikają z elastycznych odkształceń instalacji maszynowych pod wpływem sił przemieszczających zależnych od napędów (w obliczeniach nie są uwzględniane).

Siły maksymalne w cięgnie zależne od napędów przenośnika, według Krajowego Wyższego Urzędu Górniczego Nadrenii–Westfalii wynoszą [94, 91]:

 w przypadku napędu pojedynczego bez zabezpieczeń przeciążeniowych (rys. 85):

$$P_{t} = \frac{N \cdot \beta \cdot \eta_{c}}{v} [N]$$
(277)

natomiast z zabezpieczeniem przeciążeniowym na wale wolnobieżnym (sprzęgło wielopłytkowe lub kołki ścinane):

$$P_{l} = \frac{2 \cdot M_{b}}{D_{p}} \left[N \right]$$
(278)

– w przypadku dwóch napędów bez zabezpieczeń przeciążeniowych:

$$P_{l} = \frac{N_{l} \cdot \beta_{l} \cdot \eta_{c}}{v} + \frac{N_{2} \cdot \beta_{2} \cdot \eta_{c}}{v} \cdot \eta_{zs} \quad [N]$$
(279)

natomiast z zabezpieczeniem przeciążeniowym:

$$P_{i} = \frac{2 \cdot (M_{bi} + M_{b2})}{D_{p}} [N]$$
 (280)

gdzie:

P_l	_	maksymalna siła statyczna w cięgnie łańcuchowym [N],
N, N ₁ , N ₂	_	moc napędów w przenośniku jednonapędowym i moce napędów w przenośnikach dwunapędowych [kW],
β, β_1, β_2	_	stosunki momentów maksymalnych do nominalnych silników w poszczególnych napędach,
η_c	_	sprawność całkowita napędu,
η_{zs}	_	sprawność przenoszenia siły przez bęben z jednej gałęzi cięgna do drugiej ($\eta_{zs} \approx 0.95$),
D_p	_	średnica podziałowa łańcuchowego koła gniazdowego [m],
M_{b}, M_{b1} M_{b2}	_	maksymalne momenty na wale koła gniazdowego przenoszone przez sprzęgła przeciążeniowe [Nm].

Siły maksymalne wywołane przez napęd (lub napędy) P_i są siłami usiłującymi przesunąć napędy (przenośniki dwu napędowe) lub napęd i zwrotnie (przenośniki z jednym napędem).

W przypadku przenośników jednonapędowych, gdy rynny stykają się ze sobą, siłę przesuwającą przenośnik $P_p = P_l$ określają zależności (277, 278), natomiast siłę przesuwającą zwrotnię:

$$P_{p} = \frac{N \cdot \beta \cdot \eta_{c}}{v} \cdot \eta_{zs} \quad [N]$$
(281)

lub:

$$P_{p} = \frac{2 \cdot M_{b}}{D_{p}} \cdot \eta_{zs} \quad [N]$$
(282)

W przypadku przenośników dwunapędowych siły przesuwające przenośnik $P_p = P_l$ określają zależności (279) i (280).





W przypadku, gdy rynny nie stykają się z napędem (napędami) i zwrotnią, i nie występuje odejmowanie się sił działających na obu końcach przenośnika, siły przesuwające napęd przenośnika jednonapędowego $P_p = P_l$ określają zależności (281) i (282), natomiast siły przesuwające zwrotnię:

$$P_{p} = \frac{N \cdot \beta \cdot \eta_{c}}{v} \cdot \left(1 + \eta_{zs}\right) \left[N\right]$$
(283)

lub:

$$P_{p} = \frac{2 \cdot M_{b}}{D_{p}} \cdot \left(I + \eta_{zs}\right) \left[N\right]$$
(284)

Dla przenośników z dwoma napędami:

$$P_{p} = \frac{N_{I} \cdot \beta_{I} \cdot \eta_{c}}{v} + \frac{N_{2} \cdot \beta_{2}}{v} \cdot \left(I + \eta_{zs}\right) \left[N\right]$$
(285)

$$P_p = \frac{2 \cdot \left(M_{bl} + M_{b2}\right)}{D_p} \cdot \left(l + \eta_{zs}\right) \left[N\right]$$
(286)

Z przenośnikami zgrzebłowymi ścianowymi współpracują strugi lub kombajny. Siły blokowania pochodzące od tych maszyn urabiających mogą się sumować, jednak nie bierze się pod uwagę przypadku równoczesnego zablokowania przenośnika i maszyny urabiającej, ponieważ prawdopodobieństwo takiego zdarzenia jest bardzo małe.

We wspomnianych wcześniej wytycznych KWUG Nadrenii– Westfalii [94] różne składowe sił przesuwających od instalacji maszynowych zaleca się liczyć osobno. Są nimi:

 wzdłużna składowa siły przesuwającej P_{pwG}, pochodząca od ciężaru instalacji maszynowej, *G* skierowana w dół nachylenia:

$$P_{pwG} = G \cdot \sin \alpha \quad [N] \tag{287}$$

przy czym przy nachyleniach do 24° za *G* przyjmuje się całkowity ciężar instalacji maszynowej bez urobku, natomiast przy nachyleniu większym od 24° za *G* przyjmuje się całkowity ciężar instalacji maszynowej wraz z urobkiem, jeśli siły przesuwające zależne od napędów i ciężaru są zgodnie skierowane, lub bez uwzględnienia urobku, jeśli skierowane są przeciwnie,

– siła tarcia, która zależna jest od *G* i współczynnika oporów przesuwania f_{pw} , który w tym wypadku należy przyjmować jako najmniejszy z możliwych, czyli $f_{pw} = 0,4$:

$$P_t = G \cdot f_{pw} \cdot \cos \alpha \ [N] \tag{288}$$

 siła stabilizująca instalację maszynową od powiązań z obudową P_o, którą liczy się z zależności:

$$P_0 = P_i \cdot z \quad [N] \tag{289}$$

gdzie:

- *P_i* minimalna siła stabilizująca od siłownika stabilizującego w kierunku osi przenośnika [N],
- *z* liczba siłowników stabilizujących.

Poruszający się po przenośniku kombajn może mieć łańcuchowy lub zębatkowy system posuwu. W przypadku posuwu łańcuchowego siła posuwu kombajnu jest sumą oporów tarcia kombajnu po przenośniku

$$P_{lk} = G_k \cdot f_k \cdot \cos \alpha \quad [N] \tag{290}$$

gdzie:

 G_k – ciężar kombajnu [N],

 f_k – współczynnik oporów przesuwania kombajnu po przenośniku,

 α – kąt nachylenia przenośnika [stopnie]

oraz składowej wzdłużnej sił skrawania P_{ws} (jeśli siła P_{ws} nie jest znana, to można ją zastąpić siłą posuwu kombajnu ujętą w danych technicznych kombajnu). Przy posuwie zębatkowym P_{lk} przyjmuje się jako równe zero. Takie rozwiązanie sprzyja stabilizacji napędów i zwrotni.

W przypadku, gdy maszyną urabiającą jest strug siła $P_{lk} = 0$, natomiast siłę w łańcuchu strugowym P_{ls} można przyjąć z danych katalogowych struga lub wyliczyć wychodząc z mocy jego silników.

Siły oddziaływujące na napędy lub zwrotnie usiłują je podnosić i skręcać (rys. 85). Moment podnoszący napęd lub zwrotnię w przenośnikach jednonapędowych można obliczyć z zależności:

$$M_{p} = P_{l} \cdot y_{l} - G_{n,z} \cdot x \cdot \cos \alpha \quad [Nm]$$
⁽²⁹¹⁾

natomiast w przenośnikach dwunapędowych:

$$M_{p} = P_{l} \cdot y_{l} - \left(G_{n} \cdot x \cdot \cos \alpha + P_{l2} \cdot y_{2}\right) \left[Nm\right]$$
(292)

gdzie:

 P_{l2} – maksymalna siła statyczna pośrednio ciągnącego napędu [N],

 G_n – ciężar napędu [N],

 $G_{n,z}$ – ciężar napędu lub zwrotni w przenośniku jednonapędowym [N].

W przypadku, gdy wartość obliczonego momentu M_p jest dodatnia, jednostka napędowa lub zwrotnia muszą być zabezpieczone przed uniesieniem. Mocowanie zabezpieczające musi spowodować moment reakcji M_r , którego wielkość jest wyznaczona przez siłę unieruchamiającą zamocowania P_r , działającą prostopadle do płaszczyzny przenośnika na ramieniu *a*. Ramię *a* jest odległością działania siły P_r do pierwszego nie sztywnego połączenia napędu lub zwrotni z rynną dołączną i rynnociągiem przenośnika (rys. 85). Moment reakcji musi być większy od 1,5 krotności momentu podnoszącego M_p , czyli:

$$M_r = P_r \cdot a \ge 1.5 \cdot M_p \quad [Nm] \tag{293}$$

Jednostki napędowe i zwrotnia mogą, na skutek niewystarczających sił stabilizujących odchylać się w płaszczyźnie spągu, na którym leży przenośnik. Moment boczny działający na napędy lub zwrotnię M_h można obliczyć z równania (rys. 85)

$$M_{h} = P_{p} \cdot y_{3} - \left(G_{n,z} \cdot f_{pw} \cdot x \cdot \cos \alpha + P_{z} \cdot y_{4}\right) \left[Nm\right]$$
(294)

gdzie P_z jest siłą niszczącą element łączący w punkcie obrotu (zwykle między rynną dołączną i pierwszą rynną normalną) [N]. Jeśli wartość M_h jest dodatnia, to należy napędy i zwrotnie zabezpieczyć przed odchylaniem momentem M_{hr} :

$$M_{hr} = P_h \cdot b \ge 1.5 \cdot M_h \quad [Nm] \tag{295}$$

Dotychczas przedstawiono zależności na momenty stabilizujące położenie napędów w płaszczyźnie pionowej i w płaszczyźnie spągu ściany. Do pełnej stabilizacji przenośnika potrzebne jest zabezpieczenie przed wzdłużnym jego przesunięciem. Wartość siły skutecznie przesuwającej przenośnik wzdłużnie po upadzie P_{wd} określa zależność:

$$P_{wd} = P_p + P_{pwG} - P_{lk} - P_0 \ [N]$$
(296)

natomiast wartość siły skutecznie przesuwającej przenośnik wzdłużnie po wzniosie P_{wg} określa zależność:

$$P_{wg} = P_p - P_{pwg} - P_{lk} - P_0 \ [N]$$
(297)

Jeżeli z zależności (296) wyliczona wartość siły P_{wd} jest dodatnia, to przenośnik należy zabezpieczyć przed przesunięciem wzdłużnym siłą kotwiczącą P_k :

$$P_k \ge 1.5 \cdot P_{wd} \quad [N] \tag{298}$$

Jeżeli napęd lub zwrotnia są powiązane z urządzeniem kotwicząco – przesuwającym, to liczbę podpór *n* określa zależność (rys. 86):

$$n \ge \frac{P_k}{P_{RS}} = \frac{P_k}{P_{RS} \cdot \left(\sin\beta + f_{pw}\cos\beta\right)}$$
(299)

gdzie:

 P_{RS} – siła rozpierająca siłownika [N],

 P_K – siła kotwicząca [N],

 f_{pw} – współczynnik oporów podłużnego przesuwania (tu rozpory) $(f_{pw} = 0,4),$

 β – kąt nachylenia rozpory hydraulicznej [stopnie].



Rys. 86. Schemat do określania sił przenoszonych przez rozporę hydrauliczną [13]; a) – schemat rozkładu sił, b) – wykres

Aktualnie do stabilizacji wzdłużnej przenośnika, używa się głównie siłowników hydraulicznych, które z jednej strony połączone są z obudową, a z drugiej strony z przenośnikiem. Ponieważ zabezpieczenie napędów i zwrotni przed poderwaniem przez stacje kotwicząco–przesuwające jest kłopotliwe ruchowo, obecnie tam, gdzie to jest możliwe współczynnik bezpieczeństwa przed poderwaniem 1,5 producenci przenośników starają się zapewnić przez zwiększenie wymiaru a, na którym elementy przenośnika są ze sobą połączone na sztywno (rys. 85).

10.3. Przesuwanie poprzeczne

Oprócz przesuwania wzdłużnego, które wykonywane jest stosunkowo rzadko, przenośniki ścianowe są przesuwane poprzecznie do czoła ściany po każdym przejściu maszyny urabiającej. Wielkość siły niezbędnej do tej czynności zależy między innymi od współczynnika oporów poprzecznego przesuwania przenośnika f_{pp} . Dokładne wartości tego współczynnika nie są znane ponieważ dotychczas w literaturze nie znaleziono żadnych informacji na ten temat. Można jednak założyć, że współczynnik f_{pp} powinien być w przybliżeniu równy f_{pw} , pod warunkiem, że klin ładujący (ostroga) nie zagłębia się w spąg i nie ładuje urobku na rynnę. Występujące dodatkowe opory przesuwania należy sumować z właściwymi oporami przesuwania, które wynikają z ciężaru rynny, klina ładującego i urobku znajdującego się na rynnie. Takim oporem dodatkowym jest opór ładowania na przenośnik urobku zalegającego między przenośnikiem a ociosem.

Przesuwanie poprzeczne przenośnika realizowane jest za pomocą popychaków hydraulicznych połączonych z obudową zmechanizowaną [155]. W czasie dosuwania przenośnika powinien pracować popychak, który połączony jest z pierwszą, nie dosuniętą jeszcze w pełni do czoła ściany rynną. Przesunięciu tej rynny towarzyszy jednocześnie przemieszczenie pozostałych rynien przenośnika znajdujących się na zakrzywieniu, za maszyną urabiającą (rys. 87).



Rys. 87. Schemat do określania oporów poprzecznego przesuwania przenośnika *W*_{pp} [95]

W czasie przesuwania poprzecznego przenośnika siłownik musi pokonać:

- opory przesuwania po spągu zakrzywionej części przenośnika z obciążającym go urobkiem,
- opory związane z załadunkiem urobku na przenośnik,
- opory ścinania nierówności spągu przez ostrogę lub klin ładujący,

- ewentualne opory miażdżenia urobku przy czole ściany w końcowej fazie przesuwania; opory te nie powinny być brane pod uwagę w obliczeniach, ponieważ spowodowane są one nadwyżką siły popychaka ponad rzeczywiste opory przesuwania,
- opory zginania ciągu rynien wraz z napiętym cięgnem łańcuchowym (jeśli nie powodują one zmiany długości cięgna to nie powinno się ich uwzględniać).

Całkowite opory przesuwania rynny przenośnika określa zależność:

$$P_c = P_p + P + P_s \quad [N] \tag{300}$$

gdzie:

- P_c całkowite opory poprzecznego przesuwania rynny przenośnika [N],
- P_p opory przesuwania pojedynczej rynny z urobkiem po spągu [N],
- P opory ładowania urobku na rynnę [N],
- P_s opory ścinania nierówności spągu [N].

W czasie przesuwania rynny na drodze $\frac{1}{2} \cdot l_r \cdot a_r$ cały odcinek zakrzywionego ciągu rynien przesuwa się ku ociosowi. Liczba rynien jednocześnie przesuwanych zależy od wielkości zabioru maszyny urabiającej b_z , kąta przegięcia rynien α_r (radianów) oraz długości rynien l_r .

Praca siły przesuwania przesuwaka W_{pp} na drodze $\frac{l}{2} \cdot l_r \cdot a_r$ będzie równa pracy sił P_p , P, P_s na drodze b_z , czyli:

$$W_{pp} \cdot 0.5 \cdot l_r \cdot \alpha_r = (P_p + P + P_s) \cdot b_z \quad [Nm]$$
(301)

skąd:

$$W_{pp} = \frac{2 \cdot \left(P_p + P + P_s\right) \cdot b_z}{l_r \cdot \alpha_r} [N]$$
(302)

gdzie:

 W_{pp} – opory przesuwania przenośnika przez siłownik przesuwający [N],

- zabiór maszyny urabiającej [m], b_{z}

 l_r – długość rynny [m],

 kąt przegięcia rynien [radiany]. α_r

Występujący we wzorze (302) opór ładowania urobku *P* można wyliczyć jako ładowanie przez równię pochyłą. Równię tę może stanowić powierzchnia natarcia klina ładującego, zastoina urobku na ostrodze, lub połączenie obu przypadków.

Ładowanie równią (rys. 88) odbywa się przez wypiętrzanie, a następnie obsuwanie się urobku na rynnę.



Rys. 88. Schemat do określania sił wciskania klina ładującego w urobek [13]

Ponieważ warunkiem unoszenia urobku przez równię jest uzyskanie przed nią zwału tak dużego, aby jego tarcie *T* o spąg lub opór urobku o ocios przekraczał siłę wciskania (ładowania) *P* równi w zwał, więc $P \le T$. Łączna siła tarcia wynosi [13]:

$$T = (M_1 + M_2) \cdot g \cdot f = \left(\frac{H^2 \cdot \gamma}{tg \rho_s} + \frac{1.7 \cdot H^2 \cdot \gamma}{2 \cdot tg \rho_s}\right) \cdot g \cdot f \cdot b = 1.85 \cdot \gamma \cdot g \cdot b \cdot H^2 \quad [N]$$
(303)

gdzie:

- H minimalna wysokość pryzmy spiętrzonego urobku $(H = a \cdot tg\rho)$ [m],
- $\rho_{s,\rho}$ kąty tarcia wewnętrznego urobku w spoczynku i w ruchu (przyjęto, że $tg \rho / tg \rho_s = 0,7$) [stopnie],
- f współczynnik tarcia spoczynkowego urobku o spąg ($f = tg \rho_s$),
- *b* szerokość rozpatrywanej pryzmy urobku, (tu *b* = *l_r* długość rynny) [m].

Siła wciskania równi w zwał:

$$P = M_{3} \cdot g \cdot tg(\alpha + \rho_{w}) = \varphi \cdot \frac{h}{tg\alpha} \cdot \gamma \cdot b \cdot g \cdot tg(\alpha + \rho_{w}) [N] \quad (304)$$

gdzie:

- $\rho_w kąt tarcia urobku o równię stalową lub o płaszczyznę poślizgu urobku po urobku w przypadku ostrogi w kształcie litery$ *L*[stopnie],
- φ współczynnik uwzględniający fakt, że powierzchnia ruchomego zwału nad równią jest mniejsza od powierzchni prostokąta 1,7 A *H A L*, (φ <1).

Ładowanie może już zachodzić przy minimalnej wysokości zwału, gdy T = P, skąd:

$$\frac{H}{h} = 0.93 \cdot \varphi \cdot \frac{tg(\alpha + \rho_w)}{tg\alpha}$$
(305)

wtedy:

$$P = 1,56 \cdot \varphi^2 \cdot \frac{tg^2(\alpha + \rho_w)}{tg\alpha} \cdot h^2 \cdot b \cdot g \cdot \gamma \ [N]$$
(306)

Dla równi stalowej można przyjąć $\rho_w = 17 - 22^\circ$ oraz $\varphi = 0,5 - 0,7$, co daje optymalny kąt równi α w przedziale 30 - 40°, natomiast dla równi z zastoiny urobku $\rho_w = \rho = 30 - 40^\circ$, oraz $\varphi = 0,5 - 0,7$ i $\alpha = \rho_s = 40 - 50^\circ$.

W przypadku rynien o konstrukcji dostosowanej do jazdy po niej kombajnu i nie mającej ostrogi, lecz tylko mały pazur czyszczący w końcowym etapie przesuwania rynien dochodzi do miażdżenia urobku między rynną a ociosem.

W każdym przypadku przesuwania poprzecznego rynien przenośnika ich ruch kończy się z chwilą, gdy opór przesuwania zrówna się z siłą jaką może wywołać przesuwak. Maksymalna siła przesuwania przesuwaka nie powinna być przesadzona, gdyż w takim przypadku, przy już znacznym zużyciu rynien (zwłaszcza konstrukcji otwartej) może dochodzić do przedwczesnych deformacji rynien i skrócenia okresu ich użytkowania.

Wielkość oporów przesuwania rynny P_p dla ogólnego przypadku ułożenia przenośnika można obliczyć korzystając z rysunku 89:

$$P_{p} = \left(Q_{pn} + Q_{un}\right) \cdot f_{pp} \pm \left(Q_{pp} + Q_{up}\right) \left[N\right]$$
(307)

przy czym:

$$Q_{pn} + Q_{up} = \left(Q_p + Q_u\right) \cdot \sqrt{1 - \sin^2 \alpha_w - \sin^2 \alpha_p} \quad [N]$$
(308)

$$Q_{pp} + Q_{up} = (Q_p + Q_u) \cdot \sin \alpha_p \quad [N]$$
(309)

gdzie:

Q_{p} ,	Q_{pn} ,	—	ciężar sekcji (członów) przenośnika oraz jego składowa
Q_{pp}			normalna i poprzeczna [N],

 Q_{u} , Q_{un} , – ciężar urobku na sekcji przenośnika oraz jego składowa Q_{up} normalna i poprzeczna [N],

 α_{w}, α_{p} – kąty nachylenia wzdłużnego i porzecznego przenośnika [stopnie],



Rys. 89. Ogólne usytuowanie sekcji (członu) przenośnika w przestrzeni i rozkład sił [95]

Zależność na P_p po uwzględnieniu zależności (308) i (309) przyjmuje postać:

$$P_{p} = \left(Q_{p} + Q_{u}\right) \cdot f_{pp} \cdot \left(\sqrt{1 - \sin^{2} \alpha_{w} - \sin^{2} \alpha_{p}} \pm \sin \alpha_{p}\right) \left[N\right] \quad (310)$$

Zależność ta przy α_p = 0 przyjmuje postać:

$$P_{p} = \left(Q_{p} + Q_{u}\right) \cdot f_{pp} \cdot \left(\sqrt{1 - \sin^{2} \alpha}\right) \left[N\right]$$
(311)

oraz przy $\alpha_p = 0$ i $\alpha_w = 0$

$$P_{p} = \left(Q_{p} + Q_{u}\right) \cdot f_{pp} \quad [N]$$
(312)

Opory ścinania nierówności spągu przez klin ładujący, ostrogę lub pazur czyszczący spąg są trudne do określenia, ponieważ nierówności na spągu mają losowy charakter a ponadto silnie zależą od rodzaju skały spągowej i elementów członu trasy stykających się ze spągiem. Wartość tych oporów może być bardzo zróżnicowana. Jeśli spąg jest gładki i dość twardy to opory przesuwania W_{pp} można obliczać pomijając składową P_s . Jeśli jednak spąg będzie bardzo nierówny (np. z powodu zmiany położenia organu urabiającego – powstaje próg) lub przy bardzo miękkim spągu element czyszczący spąg będzie się w niego wcinał to wtedy opory ruchu W_{pp} mogą znacznie wzrosnąć.

Przeprowadzone badania ruchowe w KWK "JULIAN" [155] na przenośnikach typu Rybnik 73 pozwalają zorientować się jakie wartości W_{pp} mogą występować przy poprzecznym przesuwaniu przenośnika. Badania wykonano w sześciu różnych ścianach kombajnowych, a pomiar sił przesuwania realizowano za pośrednictwem manometrów instalowanych na wlocie emulsji do siłownika. Stwierdzono, że charakter zmian ciśnienia, czyli sił przesuwających we wszystkich badaniach był podobny (rys. 90).

W pierwszej fazie, ciśnienie narastało szybko do momentu rozpoczęcia przesuwania. Następnie ciśnienie spadało o około 1 MPa (zmiana współczynnika tarcia ze statycznego na kinetyczny), po czym w drugiej fazie następował powolny wzrost ciśnienia, zwykle o około 3 – 4 MPa. Faza ta może mieć trzy różne przebiegi, czyli powolny i równomierny wzrost, wzrost z jednym, dość znacznym wzrostem ciśnienia oraz powolny wzrost ciśnienia średniego z kilkoma chwilowymi zmianami ciśnienia, które spowodowane były prawdopodobnie pokonywaniem nierówności spagu lub kruszeniem wiekszych brył urobku znajdujących się między rynną a ociosem. W trzeciej fazie zaczynającej się od dosunięcia ostrogi lub klina ładującego do czoła ściany następował, przy nieznacznym przesunięciu rynny gwałtowny wzrost ciśnienia aż do wartości ciśnienia zasilania.


Rys. 90. Typowy przebieg zmian ciśnienia w popychakach przesuwających przenośnik Rybnik 73 [155]

Uzyskane wyniki pomiarów sił przesuwania przedstawiono w tabeli 8.

Pomierzona wartość oporów W _{pk} kN	Glinik 08/22- Ozk ściana 607	Glinik 08/22- Ozk ściana 608	Fazos 12/28- Oz ściana 701	Fazos 12/28- Oz ściana 604a	Pioma 21/37-Oz ściana 109	Pioma 25/45-Oz ściana 710		
<28,3	29	65	-	27	31	-		
28,3-33,9	32	56	28	50	42	3		
33,9-39,6	25	15 -	43	34 -	22	- 46		
39,6-43	-							
39,6-45,2	11	-	32	-	6	-		
45,2-50,9	6	-	5	-	-	29		
50,9-57	-	-	1	-	-	-		
57-60	-	-	-	-	-	16 6 1		
60-68,5	-	-	-					
68,5-77	-	-						
Wartość średnia, kN	35,9	31,9	35	34,3	34,1	50,6		
¹⁾ Podane wynik na przenośnik	¹⁾ Podane wyniki dotyczą dwóch serii badań dokonanych w krótkich odstępach czasu na przenośnikach Rybnik-73							

Częstości występowania i wartości średnie oporów przesuwan	ia W_{pk}
przenośnika Rybnik-73 pomierzone podczas badań w KWK "Jul	ian" ^{1,2}
	Tabela 8

²⁾ Nachylenie pokładu podane zostało w tabeli 9.

Do analizy stopnia wykorzystania możliwości siłowych przesuwnika określono stosunki:

$$k_{p} = \frac{\left(W_{pp}\right)_{p}}{F_{pp}} \tag{313}$$

$$k_{k} = \frac{\left(W_{pp}\right)_{k}}{F_{np}} \tag{314}$$

gdzie:

 $(W_{pp})_{p}$, _ siła przesuwania przesuwaka przenośnika w początkowej $(W_{pp})_k$ i końcowej fazie przesuwania [N],

nominalna siła przesuwania przesuwnika [N]. F_{np} _

Wartości k_p i k_k przedstawiono w tabeli 9. Wynika z nich, że siły nominalne przesuwników F_{np} badanych obudów są znacznie wyższe od potrzebnych do prawidłowej ich pracy w tych ścianach. Tak spore zapasy sił Fnp sprzyjają wcześniejszym deformacjom trwałym rynien i obniżaniu okresu ich użytkowania.

Wartości współczynników k_p i k_k pomierzone podczas badań w KWK "Julian" ^{1,2}

			<i>,,</i> = = = =			Tabala 0	
			1 /117) /17	1 /117		
Typ	Minisco	Nachylonio	$K_p = (W_p$	p)p/ F np	$k_k = (W_{pp})_k / F_{np}$		
budowy	pomiaru	pokładu, stopnie	Wartość średnia	Wartość max.	Wartość średnia	Wartość max.	
Glinik 08/22-Ozk	Ściana 607 pokł.418	0-14	0,18	0,26	0,29	0,37	
Glinik 08/22-Oz	Ściana 608 pokł.418	0-14	0,16	0,26	0,18	0,38	
Fazos 12/28-Oz	Ściana 701 pokł.416/3	0-13	0,22	0,36	0,25	0,39	
Fazos 12/28-Oz	Ściana 604 pokł.416	2-17	0,22	0,25	0,36	0,39	
Pioma 21/37-Oz	Ściana 109 pokł.540/2	4-15	0,17	0,23	0,29	0,35	
Pioma 21/45-Oz	Ściana 710 pokł.416/3	4-16	0,30	0,45	0,32	0,48	
¹⁾ Podane wyniki dotyczą dwóch serii badań dokonanych w krótkich odstępach czasu na przenośnikach Rybnik-73							

²⁾ Nachylenia pokładów podane zostały w tabeli 9

11. Obciążenia poprzeczne przenośnika od sił podciągania obudów zmechanizowanych

W przypadku ogólnym, tj. dla ściany nachylonej w kierunku wzdłużnym pod kątem α_w i poprzecznym α_p składowe ciężaru sekcji obudowy wynoszą (rys. 91):

$$Q_{sw} = Q_s \cdot \sin \alpha_w \quad [N] \tag{315}$$

$$Q_{sp} = Q_s \cdot \sin \alpha_p \quad [N] \tag{316}$$

$$Q_{sn} = Q_s \cdot \sqrt{1 - \sin^2 \alpha_w - \sin^2 \alpha_p} \quad [N]$$
(317)

Przyjmując, że wypadkowa ciężaru skał stropowych P obciążających obudowę w trakcie przesuwania jest pionowa, otrzymuje się analogiczne zależności jak powyżej, z tym że za Q_{sw} , Q_{sp} , Q_{sn} i Q_s należy odpowiednio podstawić P_{w} , P_p , P_n i P.



Rys. 91. Ogólne usytuowanie obudowy zmechanizowanej w przestrzeni i rozkład sił [95]

Opory podciągania sekcji obudowy składają się z oporów przesuwania obudowy po spągu, oporów tarcia obudowy o obudowę, oporów tarcia skał stropowych po obudowie, oraz oporów związanych ze składową poprzeczną ciężaru sekcji i skał stropowych

$$W_{s} = (Q_{sn} + P_{n}) \cdot f_{ss} + (Q_{sw} + P_{w}) \cdot f_{so} \pm (Q_{sp} + P_{p}) + P_{n} \cdot f_{st} [N]$$
(318)

gdzie:

- *f*_{ss} współczynnik oporów przesuwania sekcji obudowy po spągu,
- f_{st} współczynnik oporów przesuwania skał stropowych po stropnicach,
- *f_{so}* współczynnik tarcia sekcji po sekcji.

We wzorach (307) i (318) należy przyjmować znak "+", gdy podciąganie obudowy odbywa się w kierunku wznoszącym, zaś znak "–" gdy ruch odbywa się w kierunku opadającym.

Powyższe wzory zostały wyprowadzone przy założeniu, że spągnice nie zagłębiają się w miękki spąg i w czasie ich podciągania nie występują dodatkowe opory związane z wynoszeniem obudowy z zagłębień spągu lub związane z przyssaniem spągnic do miękkich i wilgotnych spągów. Z tych powodów obudowy wyposaża się w siłowniki o sile podciągania od 2 do 3 razy większej od siły obliczonej z zależności (318), którą wyprowadzono dla spągów twardych i równych.

12. Energooszczędny system sterowania prędkością ruchu przenośnika zgrzebłowego

Przenośniki zgrzebłowe współpracujące w ścianie z kombajnami pracują ze stałą prędkością ruchu. Prędkość ta jest niezależna od wydajności załadunku urobku na przenośnik. Śledząc pracę ścianowego przenośnika zgrzebłowego nietrudno zauważyć, że ilość urobku przekazywana ze ściany na dalsze środki odstawy ulega z różnych przyczyn bardzo dużym zmianom. Często przenośnik ścianowy przez dłuższy czas nie przekazuje urobku na przenośnik podścianowy lub ilość urobku jest bardzo mała. Często też zdarzają się sytuacje przeładowania przenośnika. Dominującym jest jednak stan niepełnego obciążenia przenośnika urobkiem. Taki charakter pracy przenośnika powoduje niepotrzebne zużycie energii, skrócenie czasu użytkowania przenośnika wynikające ze zużycia ściernego i zmęczeniowego jego elementów i zwiększoną emisję ciepła do atmosfery kopalnianej. Aby uniknąć niepożądanych efektów, celowym jest zastosowanie w napędach przenośników przemienników częstotliwości (falowników), które dzięki odpowiednio dobranym sygnałom sterującym i algorytmom sterowania automatyczne sterowanie prędkością zapewnia ruchu ciegna łańcuchowego przenośnika ścianowego i utrzymanie stałej, wcześniej przyjętej za optymalną, warstwę urobku [84, 170]. Dzięki takiemu rozwiązaniu tę samą ilość urobku przetransportuje się przy znacznie mniejszej liczbie obiegów cięgna łańcuchowego, co będzie skutkowało:

- zmniejszeniem energochłonności transportu urobku i zmniejszeniem ilości emitowanego ciepła do atmosfery kopalnianej (w przenośnikach zgrzebłowych pracujących w poziomie cała energia zużywana jest na pokonywanie sił tarcia, a więc na ciepło, które podnosi temperaturę powietrza, a jego schładzanie jest około siedem razy droższe niż podgrzewanie),
- istotnym podniesieniem trwałości łańcuchów, gwiazd łańcuchowych, rynien oraz innych elementów.

Wydajność urabiania kombajnem zależy od prędkości ruchu kombajnu v_k , efektywnego zabioru kombajnu b_z i efektywnej wysokości urabiania H_u . Urobek załadowywany jest przez organy urabiające i przez kliny ładujące (ostrogi) w określonej odległości za kombajnem. Pewna część urobku pozostaje w ścieżce pokombajnowej, ale ilość tego urobku jest stała po każdym skrawie i dlatego można przyjąć, że za wyjątkiem

pierwszego skrawu cały urobiony węgiel załadowywany jest na przenośnik. Na tej podstawie uzasadnionym jest przyjęcie, że jedynym logicznym parametrem, który może być użyty do automatycznego sterowania prędkością przenośnika ścianowego jest wydajność urabiania kombajnem, która przy stałym zabiorze i wysokości urabiania jest wprost proporcjonalna do prędkości posuwu kombajnu. Algorytmy sterowania muszą jednak rozróżniać ruch kombajnu zgodny i przeciwny w odniesieniu do kierunku ruchu przenośnika. Inne będą też algorytmy sterowania przy urabianiu jednokierunkowym, przy którym część urobku załadowywana jest na przenośnik w czasie urabiania, zaś pozostała część przy jeździe powrotnej kombajnu.

Objętość urobionej calizny Q w jednostce czasu wynosi:

$$Q = H_u \cdot b_z \cdot v_k \ [m^3/s] \tag{319}$$

natomiast objętość sekundowa, czyli wydajność urobku Qu:

$$Q_u = Q \cdot \psi = H_u \cdot b_z \cdot v_k \cdot k_r \ [m^3/s] \tag{320}$$

Prędkość cięgna łańcuchowego przenośnika ścianowego względem kombajnu wynosi:

$$v_{ls/k} = v_{ls} \pm v_k \quad [m/s]$$
 (321)

gdzie:

- k_r współczynnik rozluźnienia węgla ($k_r = 1, 3 1, 4$),
- v_{ls/k} prędkość cięgna łańcuchowego przenośnika względem kombajnu [m/s],

*v*_k – prędkość posuwu kombajnu [m/s],

v_{ls} – prędkość cięgna łańcuchowego przenośnika ścianowego [m/s].

We wzorze (321) znak "+" należy przyjmować, gdy wektory prędkości kombajnu i cięgna przenośnika sa przeciwne, (ruch kombajnu w kierunku napędu zwrotnego), oraz "-" gdy wektory te są zgodne (ruch kombajnu w kierunku napędu wysypowego przenośnika). Ponieważ przy urabianiu dwukierunkowym cały urobek przejmuje przenośnik, więc wydajność objętościowa przenośnika ścianowego Q_s wyniesie:

$$Q_s = Q_u = H_u \cdot b_z \cdot v_k \cdot k_r \ [m^3/s] \tag{322}$$

Przyjmując w uproszczeniu, że przekrój urobku na przenośniku jest prostokątny (rys. 6) [170] uzyskuje się zależność na nominalny przekrój urobku na przenośniku ścianowym F_{sn} :

$$F_{sn} = b_s \cdot h_n = k_{hs} \cdot b_s^2 \left[m^2 \right]$$
(323)

gdzie:

$$k_{hs} = h_n/b_s = 0,55 - 0,60$$

*k*_{hs} – względna wysokość ekwiwalentnej prostokątnej strugi urobku na przenośniku ścianowym.

Ponieważ przy urabianiu dwukierunkowym wydajność objętościowa kombajnu zgodnie z zależnością (320) równać się musi z wydajnością przenośnika ścianowego:

$$Q_{s} = Q_{u} = F_{sn} \cdot v_{ls/k} \ [m^{3}/s]$$
(324)

gdzie przez F_{sn} oznaczono nominalny przekrój poprzeczny urobku na przenośniku [m²].

Po wykorzystaniu zależności (320, 321, 323) uzyskuje się zależność:

$$H_{u} \cdot b_z \cdot v_k \cdot k_r = k_{hs} \cdot b_s^2 \cdot (v_{ls} \pm v_k) \ [m^3/s]$$
(325)

a po przekształceniu:

$$v_{ls} = \frac{H_u \cdot b_s \cdot v_k \cdot k_r}{k_{hs} \cdot b_s^2} - (\pm v_k) = v_k \cdot \left[\frac{H_u \cdot b_z \cdot k_r}{k_{hs} \cdot b_s^2} - (\pm l)\right] [m/s]$$
(326)

Zależność powyższa dla ruchu kombajnu w kierunku napędu zwrotnego przyjmie postać:

$$v_{ls} = v_k \cdot \left(\frac{H_u \cdot b_z \cdot k_r}{k_{hs} \cdot b_s^2} - I\right) [m/s]$$
(327)

natomiast dla ruchu zgodnego tj. w kierunku napędu wysypowego:

$$v_{bs} = v_k \cdot \left(\frac{H_u \cdot b_z \cdot k_r}{k_{hs} \cdot b_s^2} + I\right) [m/s]$$
(328)

Jeśli kombajn urabia jednokierunkowo to część urobku po urabianiu pozostaje w ścieżce pokombajnowej. Wówczas wydajność urobku załadowanego na przenośnik Q_{sj} określa zależność:

$$Q_{sj} = Q_u \cdot k_u = k_u \cdot H_u \cdot b_z \cdot v_k \cdot k_r \ [m^3/s]$$
(329)

natomiast wydajność załadowywania przenośnika urobkiem ze ścieżki pokombajnowej Q_r (wydajność resztkowa) wyniesie:

$$Q_r = Q_u \cdot (l - k_u) [m^3/s]$$
(330)

gdzie k_u jest współczynnikiem określającym względną wartość (udział) urobku załadowywanego na przenośnik ścianowy przez organy urabiające w trakcie urabiania.

Postępując dalej jak przy urabianiu dwukierunkowym można wyprowadzić odpowiednie algorytmy sterowania prędkością ruchu cięgna łańcuchowego.

Przy urabianiu w kierunku zgodnym v_{ls} określa zależność:

$$v_{ls} = v_k \cdot \left(\frac{k_u \cdot k_r \cdot b_z \cdot H_u}{k_{hs} \cdot b_s^2} + l\right) [m/s]$$
(331)

zaś przy urabianiu w kierunku przeciwnym:

$$v_{ls} = v_k \cdot \left(\frac{k_u \cdot k_r \cdot b_z \cdot H_u}{k_{hs} \cdot b_s^2} - I\right) [m/s]$$
(332)

Przy jeździe powrotnej załadowywany jest przez kombajn urobek pozostały w ścieżce pokombajnowej. Dla ruchu zgodnego kombajnu v_{ls} określa zależność:

$$v_{ls} = v_k \cdot \left[\frac{(l - k_u) \cdot k_r \cdot b_z \cdot H_u}{k_{hs} \cdot b_s^2} + I \right] [m/s]$$
(333)

natomiast dla ruchu przeciwnego:

$$v_{ls} = v_k \cdot \left[\frac{(l - k_u) \cdot k_r \cdot b_z \cdot H_u}{k_{hs} \cdot b_s^2} - I \right] [m/s]$$
(334)

Jeśli prędkość ruchu przenośnika ścianowego będzie regulowana według opisanych algorytmów, to bardzo łatwo na tej bazie można

przejść do regulacji prędkości ruchu przenośnika podścianowego i dalszych środków odstawy urobku.

Jeśli nominalny przekrój na przenośniku ścianowym F_{ns} określa zależność:

$$F_{ns} = b_s \cdot h_n = k_{hs} \cdot b_s^2 \quad \left[m^2\right] \tag{335}$$

to nominalna wydajność objętościowa Q_{ns} tego przenośnika wyniesie:

$$Q_{ns} = 3600 \cdot F_{ns} \cdot v_{ls} = 3600 \cdot k_{hs} \cdot b_s^2 \cdot v_{ls} [m^3/s]$$
(336)

natomiast nominalna wydajność przenośnika podścianowego Q_{np} określi podobna zależność, czyli:

$$Q_{np} = 3600 \cdot F_{np} \cdot v_{lp} = 3600 \cdot k_{hp} \cdot b_p^2 \cdot v_{lp} \quad [m^3/s]$$
(337)

gdzie:

- F_{np} nominalny przekrój urobku na przenośniku podścianowym [m²],
- v_{lp} prędkość ruchu cięgna łańcuchowego przenośnika podścianowego [m/s],
- k_{hp} względna wysokość strugi urobku na przenośniku podścianowym; $k_{hp} = h_p/b_p = 0.35 - 0.5$ zależna jest od zastosowanej kruszarki i prześwitu bębna kruszącego nad blachą ślizgową (ponieważ szerokość rynien i prędkość ruchu cięgna w prze- nośniku podścianowym są zwykle większe niż w przenośniku ścianowym, więc k_{hp} jest mniejsze od k_{hs}),
- *k*_{hs} względna wysokość ekwiwalentnej prostokątnej strugi urobku na przenośniku ścianowym.

Ponieważ $Q_s = Q_p$ z tej zależności wynika,że:

$$v_{lp} = \frac{k_{hs} \cdot b_s^2 \cdot v_{ls}}{k_{hp} \cdot b_p^2} = k_p \cdot v_{ls} \ [m/s]$$
(338)

gdzie k_p jest współczynnikiem względnej prędkości ruchu przenośnika podścianowego względem ścianowego.

W przypadku, gdy przenośnik podścianowy przejmuje urobek z dwóch ścian to:

$$v_{lp} = k_{p1} \cdot v_{ls1} + k_{p2} \cdot v_{ls2} \ [m/s] \tag{339}$$

gdzie indeksy 1 i 2 odnoszą się do ściany 1 i 2.

Rozumując jak powyżej można określić algorytm sterowania prędkością przenośnika taśmowego odbierającego urobek z podścianowego przenośnika zgrzebłowego. Aby realizować przedstawioną metodę sterowania prędkościami ruchu przenośnika ścianowego i podścianowego należy wykorzystać schematy sterowania przedstawione na rysunkach 92 i 93. Sygnałem sterującym jest prędkość posuwu kombajnu.



Rys. 92. Schemat sterowania prędkością ruchu ścianowego przenośnika zgrzebłowego [170]



Rys. 93. Schemat sterowania prędkością ruchu ścianowego i podścianowego przenośnika zgrzebłowego [170]

Przeprowadzone próby ruchowe z proponowanym systemem sterowania potwierdziły poprawność wyboru sygnału sterującego i wyprowadzonych algorytmów. Wyniki pomiarów przedstawiono na rysunkach 94 i 95. Analizując otrzymane wyniki stwierdzono:

 zmniejszenie średniej prędkości przenośnika o 15 – 30% przy zachowaniu wielkości wydobycia; przekłada się to na znaczne zmniejszenie liczby obiegów cięgna łańcuchowego i zwiększenie żywotności przenośnika,

- zmniejszenie średniej wartości napięcia zasilania silników o 15 30%, co oznacza proporcjonalne zmniejszenie zużycia energii elektrycznej,
- poprawę warunków rozruchu przenośnika (wysoki moment rozruchowy przy jednoczesnym obniżeniu wartości prądów rozruchowych oraz eliminację wysokich spadków napięć w czasie rozruchu,
- duże ograniczenie przeciążeń mechanicznych podczas rozruchu,
- stałość przekroju urobku na przenośniku,
- możliwość pracy przenośnika w trybie jazdy manewrowej i transportowej z wybraną prędkością w obu kierunkach,
- możliwość sterowania prędkością ruchu przenośnika podścianowego i dalszych przy zachowaniu wyżej wymienionych zalet,
- możliwość sterowania napięciem wstępnym cięgna łańcuchowego w funkcji położenia kombajnu w ścianie.



Rys. 94. Natężenie prądu (a) oraz moment rozruchowy (b) silnika napędu głównego zasilanego za pośrednictwem przemiennika częstotliwości [170]

Przedstawione algorytmy sterowania prędkością ruchu przenośnika ścianowego dotyczą pracy kombajnu z pełnym zabiorem b_z . Przy zawrębianiu kombajnu będą obowiązywały inne algorytmy sterowania prędkością ruchu v_{ps} . W algorytmach tych musi być uwzględniona wielkość chwilowego zabioru kombajnu, która jest funkcją jego położenia w strefie zawrębiania. Algorytmy te nie będą jednak tu przedstawione.



Rys. 95. Napięcie zasilania silnika napędu głównego (a) oraz prędkość kombajnu i częstotliwość napięcia zasilania silnika napędu wysypoweg (b) [170]

13. Dobór prześwitu między blachą ślizgową rynny a łańcuchami cięgna

Jeśli na trasie przenośnika zgrzebłowego znajdują się rynny odchylone względem siebie o kąt α_r to w przypadku braku prześwitu między łańcuchem, a blachą ślizgową kąt przegięcia łańcucha na końcach rynien równa się katowi α_r , a poruszający się łańcuch na całej swej długości między zgrzebłami styka się ogniwami pionowymi z końcówkami rynien i powoduje ich wycieranie się. W wyniku tarcia powstaje możliwość silnego rozgrzewania się powierzchni kontaktu tych ogniw. Jeśli temperatura powierzchni trącej ogniwa pionowego przekroczy linię AC₃ na wykresie żelazo - węgiel, to w wyniku szybkiego oddawania ciepła do ogniwa następuje szybkie schłodzenie powierzchni kontaktu i powstaje na głębokości do 0,2 mm struktura martenzytyczna. W rezultacie jej powstania pojawiają się pęknięcia poprzeczne widoczne gołym okiem, prowadzące w krótkim czasie do pęknięć zmęczeniowych ogniw. Drugim niekorzystnym zjawiskiem towarzyszącym tarciu ogniw po końcach rynien są ubytki ścierne materiału ogniw i końców rynien oraz wzrost oporów cięgna i mocy napędów. Zmniejszenie skali tych problemów, a w niektórych wypadkach nawet ich eliminację można uzyskać przez podniesienie łańcucha nad blachę ślizgową i zmniejszenie rozstawu zgrzebeł (rys. 96).



Rys. 96. Schematy do określania wpływu wielkości podniesienia łańcucha nad blachę ślizgową na trwałość ścierną rynien [162];

 a – podniesienie łańcucha nad blachę ślizgową (rynny w jednej płaszczyźnie), b – określenie nacisku łańcucha na końce odchylonych w płaszczyźnie pionowej rynien, c – określenie drogi tarcia łańcucha po końcach odchylonych rynien; 1 – łańcuch, 2 – sprzęgło, 3 – blacha ślizgowa rynny Jeśli przyjmie się do dalszych rozważań założenia upraszczające [33, 162], że kąty α_r przegięcia rynien i α_l łańcucha nie są duże, zastępczym modelem cięgna łańcuchowego jest giętka lina, to przy naciągu łańcucha *S* wielkość siły normalnej *N* działającej na końce rynien wyznacza zależność:

$$N = S \cdot \alpha_{i} = S \cdot \left(\alpha_{r} - \varepsilon_{1} - \varepsilon_{2}\right) = S \cdot \left[\alpha_{r} - \frac{e \cdot l_{0}}{L_{1} \cdot \left(l_{0} - l_{1}\right)}\right] [N]$$
(340)

gdzie:

 $\varepsilon_l, \varepsilon_2$ – kąty odchyleń łańcucha względem rynien ($\varepsilon_l = e/l_l, \varepsilon_2 = e/l_2$) [rad],

 l_1 , l_2 – długość odcinka łańcucha przed i za przegięciem [mm]. N_{maks} uzyskuje się przy $l_1 = l_2 = l_0/2$, zatem:

$$N_{max} = S \cdot \left(\alpha_r - \frac{4 \cdot e}{l_0} \right) \left[N \right]$$
(341)

Jeśli przez k_N oznaczy się stosunek maksymalnych nacisków normalnych łańcucha bez prześwitu (e = 0) do nacisków łańcucha z prześwitem e, to po wykorzystaniu zależności (341) otrzymuje się zależność:

$$k_{N} = \frac{(N_{max})_{0}}{N_{max}} = \frac{\alpha_{r}}{\alpha_{r} - \frac{4 \cdot e}{l_{0}}} \quad [m]$$
(342)

Wykres wartości *k*_N podano na rysunku 97.

Dla $\alpha_r = 4e/l_0$ kąt przegięcia łańcucha jest równy zero, a odpowiadający mu prześwit graniczny e_{gr} w funkcji kąta przegięcia rynien przedstawia wykres na rysunku 97. Oznacza to, że przy $\alpha_r \leq 4e/l_0$ łańcuch nie będzie tarł po końcach rynien. Gdy $\alpha_r > 4Ae/l_0$, wtedy odcinek łańcucha między zgrzebłami będzie miał dwa charakterystyczne punkty, którym odpowiadają początek i koniec obcinka, na długości którego łańcuch będzie się stykał z rynną.



Rys. 97. Wykresy obrazujące zależności prześwitu granicznego e_{gr} , współczynników k_l , k_N i k od kąta przegięcia rynien α_r w płaszczyźnie pionowej dla różnych rozstawów zgrzebeł l_o [162]

Punkty te wyznaczyć można z warunku $\varepsilon_{Ig} + \varepsilon_{2g} = \alpha_r$, przy czym graniczne wartości ε_{Ig} i ε_{2g} (rys. 95c) określają związki $\varepsilon_{Ig} = e/l_{Ig}$, $\varepsilon_{2g} = e/l_{2g}$. Korzystając z podanych związków oraz z warunku, że $l_0 = l_{Ig} + l_{2g}$ dochodzi się do równania kwadratowego z niewiadomą l_{Ig} . Równanie to ma pierwiastki $(l_{Ig})_I$ i $(l_{Ig})_2$ określające punkt początkowy i końcowy odcinka łańcucha trącego po końcach rynien.

Różnica pierwiastków określa drogę tarcia łańcucha:

$$l_{t} = (l_{I_{g}})_{2} - (l_{I_{g}})_{1} = l_{0}^{2} - \sqrt{\frac{4 \cdot e \cdot l_{0}}{\alpha_{r}}} \quad [m]$$
(343)

Jeśli przez k_l oznaczy się stosunek drogi tarcia łańcucha bez prześwitu (e = 0) do drogi tarcia łańcucha z prześwitem e, to:

$$k_{l} = \frac{(l_{l})_{0}}{l_{r}} = \frac{l_{0}}{\sqrt{l_{0}^{2} - \frac{4 \cdot e \cdot l_{0}}{\alpha_{r}}}}$$
(344)

Wartości k_l dla różnych α_r i e podano na rysunku 97. Analizując wzór (343) nietrudno zauważyć, że gdy e = 0 to $l_t = l_0$, zaś dla $\alpha_r \le 4e/l_0$, $l_t = 0$.

Ponieważ zużycie ścierne jest proporcjonalne do pracy tarcia łańcucha $L_t = \mu A l_t A N_{sr}$, to stosunek tej pracy dla e = 0 do pracy dla e > 0 otrzymuje się współczynnik *k* wzrostu trwałości ściernej końców rynien od tarcia łańcuchów:

$$k = \frac{l_0 \cdot (N_{sr})_0}{l_t \cdot N_{sr}} \approx \frac{l_0 \cdot (N_{max})_0}{l_t \cdot N_{max}} = \frac{\alpha_r}{\alpha_r - \frac{4 \cdot e}{l_0}} \cdot \frac{l_0}{\sqrt{l_0^2 - \frac{4 \cdot e \cdot l_0}{\alpha_r}}} = k_N \cdot k_1$$
(345)

gdzie:

 $(N_{sr})_0$ – średnia siła nacisku łańcucha na końce rynien przy pracy łańcucha bez prześwitu (e = 0) [N],

 μ – współczynnik tarcia łańcucha o rynnę.

Wzrost trwałości *k* zależy od podniesienia łańcucha *e*, rozstawu zgrzebeł l_0 oraz kąta przegięcia rynien α_r (rys. 97). Przy rozstawie zgrzebeł $l_0 = 1$ m i podniesieniu łańcuchów o *e* = 5 mm, zużycie ścierne końców blach dla kąta $\alpha_r = 3$ jest 2,1 razy mniejsze, a dla $\alpha_r = 6$ jest 1,4 razy mniejsze niż w przypadku *e* = 0.

Z przeprowadzonej analizy teoretycznej widać wyraźnie, że zużycie ścierne łańcuchów, końców blach rynien oraz tendencje do powstawania martenzytu tarcia wybitnie ograniczającym trwałość zmęczeniową łańcuchów można poprawić przez zwiększenie prześwitu *e* i zmniejszenie rozstawu zgrzebeł *l*₀. Takie działanie powoduje też zmniejszenie oporów ruchu oraz obniża zużycie energii przez przenośnik, ale nieco podnosi wysokość rynny. Tego rodzaju działania obserwuje się u czołowych producentów przenośników w świecie. Dotyczy to głównie zmniejszenia rozstawu zgrzebeł, ponieważ dzięki temu zmniejszają się też opory ruchu przenośnika obciążonego urobkiem.

14. Łańcuchy ogniwowe

Łańcuchy ogniwowe są powszechnie stosowane w górniczych przenośnikach zgrzebłowych. Zasadniczymi wielkościami geometrycznymi charakteryzującymi łańcuch są średnica ogniwa *d*, podziałka ogniwa oraz liczba ogniw określająca długość łańcucha *L* (rys. 98).



Rys. 98. Wielkości geometryczne charakteryzujące łańcuch i ogniwo [13]; a – łańcuch, b – ogniwo

Łańcuchy poddawane są różnego rodzaju badaniom, obejmujące badania:

- materiałowe,
- geometrii ogniw,
- siły zrywającej i wydłużenia zrywającego,
- zginania ogniw,
- udarności,
- trwałości zmęczeniowej,
- długości łańcucha pod obciążeniem wstępnym,
- wydłużenia pod obciążeniem próbnym.

W produkcji łańcuchów bardzo ważny wpływ na ich własności ma obciążenie kalibrujące, które jest siłą, z jaką obciąża się łańcuch w procesie wytwarzania w celu uzyskania założonych wymiarów ogniw oraz wykrycia i eliminacji ogniw wadliwych [103, 104]. Obciążenie kalibrujące jest wewnętrzną sprawą producenta łańcuchów i nie podlega normalizacji. Zwykle wynosi ono (0,75 – 0,85) P_{zryw} . Obciążenie próbne jest o około 5% niższe od P_{kal} . Badania wytrzymałościowe wykonuje się na odpowiednich maszynach wytrzymałościowych o klasie dokładności 1 zgodnie z rysunkiem 99.

Problematyka dotycząca wymagań normalizacyjnych w zakresie geometrii ogniw łańcuchowych, ich własności wytrzymałościowych, klasyfikacji, a także kierunków rozwojowych w ich budowie została już omówiona w książce poświęconej budowie i zastosowaniu górniczych przenośników zgrzebłowych [161]. W tym miejscu zostaną przedstawione wybrane, ważniejsze zagadnienia teoretyczne i wyniki badań związane ze stanem naprężeń w ogniwach, doskonaleniem ich geometrii, wpływem zużycia ogniw i niektórych zabiegów technologicznych na ich własności wytrzymałościowe itp.



Rys. 99. Mocowanie i pobieranie próbek do badań wytrzymałościowych łańcuchów ogniwowych [13];

 a – mocowanie próbki łańcucha podczas badania wydłużeń i wytrzymałości na rozerwanie, b – mocowanie ogniwa podczas próby jego przeginania, c – miejsce i wymiary pobieranych próbek do badań udarności, 1 – badany łańcuch, 2 – uchwyt, 3 – półogniwo uchwytu, L – długość odcinka badanego, I – długość odcinka pomiarowego przy pomiarze wydłużeń, P – siła obciążająca

14.1. Stan naprężeń i wykresy rozciągania łańcuchów

Pierścieniowe ogniwo łańcuchowe wykonane z pręta o przekroju okrągłym stanowi układ jednokrotnie statycznie niewyznaczalny, w którym pod wpływem siły rozciągającej *P* powstaje złożony stan naprężeń [120, 122 - 124]. Jednym ze sposobów określenia stanu naprężeń w ogniwie są badania realizowane metodą elastooptyczną. Otrzymany tą metodą rozkład naprężeń na zewnętrznym i wewnętrznym obrysie ogniwa 18 x 64 [135] odniesiony do naprężenia nominalnego:

$$\sigma_n = \frac{P}{2 \cdot F} \left[MPa \right] \tag{346}$$

przedstawiono na rysunku 100. Należy pamiętać, że pokazany rozkład naprężeń dotyczy ogniwa, w którym przed badaniem nie było naprężeń wewnętrznych. Ponieważ każde ogniwo łańcucha w procesie produkcyjnym poddawane jest kalibracji, po której na skutek odkształceń plastycznych pozostają w nim naprężenia wewnętrzne, więc naprężenia podane na rysunku 100 nie są naprężeniami rzeczywistymi w ogniwie

pod obciążeniem siłą *P*, lecz jedynie naprężeniami, które nakładają się (sumują się) na naprężenia wewnętrzne.



Rys. 100. Rozkład naprężeń w ogniwie łańcucha [13]; a - uzyskany metodą elastooptyczną dla modelu ogniwa 18 x 64, b - rozkładsiły wzdłużnej w kierunku poosiowym, c - rozkład momentu zginającego wzdłuż $osi obojętnej, 1 - izochromy naprężeń, 2 - przebieg stosunku naprężeń <math>\sigma/\sigma_n$ na promieniu wewnętrznym ogniwa, 3 - jak w (2) na promieniu zewnętrznym, "+" – rozciąganie, "-" ściskanie

Dzięki odkształceniom trwałym pozostającym w ogniwie w miejscach najwiekszych napreżeń w czasie kalibrowania, po zdjeciu obciażenia pozostają naprężenia ujemne (ściskające) na które nakładają się naprężenia robocze. Naprężenia sumaryczne w ogniwie pod obciażeniem roboczym sa wiec na skutek kalibrowania mniejsze, co zwiększa trwałość zmęczeniową (liczbę cykli zmęczeniowych łańcucha). Zabieg kalibracji zmniejsza energię zrywania łańcucha i wydłużenie zrywające, ale oprócz zwiększenia trwałości zmęczeniowej łańcucha podnosi też granice obciążeń sprężystych (rys. 101 i 102). Z obu rysunków widać, o ile zwiększa się po kalibrowaniu zakres obciążeń sprężystych łańcucha, ile maleje wydłużenie zrywające i energia zrywania, która jest proporcjonalna do pola pod wykresem rozciągania. Na rysunku 102 pokazano ponadto bezwzględne i procentowe udziały energii traconej w wyniku kalibrowania, tj. energii sprężystej i zrywania po kalibrowaniu odniesione do energii zrywania pięcioogniwowego odcinka łańcucha 30 x 108 przed kalibrowaniem.



Rys. 101. Wykresy rozciągania łańcuchów ogniwowych [13]; $P_{zryw}, P_{kal}, P_{pr}$ – obciążenie zrywające, kalibrujące i próbne, $\varepsilon_{zryw}, \varepsilon_{pr}, \varepsilon_{pl}$ – wydłużenie zrywające, próbne oraz trwałe (plastyczne)





Z danych zawartych na tym rysunku widać, jak mały procent całkowitej energii zrywania łańcucha kalibrowanego stanowi jego energia sprężysta (3 – 6%). Problem doboru obciążenia kalibrującego jest typowym przykładem optymalizacji wielokryterialnej. Producenci

przyjmują najczęściej $P_{kal} / P_{zryw} \approx 0.8$. Wpływ obciążenia kalibrującego na liczbę cykli zmęczeniowych pokazano na rysunku 103. Z badań tych wynika, że dla każdego rodzaju materiału i wielkości łańcucha istnieje optymalna wartość stosunku P_{kal} / P_{zryw} , przy której uzyskuje się maksymalną liczbę cykli zmęczeniowych. Przekroczenie tej wartości powoduje powstawanie mikropęknięć w najbardziej wytężonych miejscach ogniwa (naprężenia rozciągające), które silnie obniżają trwałość zmęczeniową łańcucha.





Innym, istotnym czynnikiem, mającym bardzo duży wpływ na wykres rozciągania, obok rodzaju materiału jest temperatura odpuszczania, ponieważ wpływa ona w sposób bardzo istotny na siłę i wydłużenie zrywające łańcucha, a także na jego trwałość i udarność [135]. Temperatura odpuszczania, podobnie jak siła kalibrowania jest wewnętrzną sprawą producenta i nie jest przedmiotem normalizacji.

Na rysunku 104 zaprezentowano, jak zmienia się obciążenie i wydłużenie zrywające w funkcji temperatury odpuszczania dla łańcucha 18 x 64 wykonanego ze stali 25HGNM.

Ogniwo łańcuchowe jest elementem symetrycznym [58] i dlatego do analizy teoretycznej sił, momentów i wydłużeń sprężystych łańcucha można brać tylko ćwiartkę ogniwa (rys. 100b i c) [120, 13], gdzie na odcinku prostym $0 \le \zeta \le L$:

$$P(\zeta) = P \left[N \right] \tag{347}$$





- a zależność własności wytrzymałościowych próbek materiału 25HGNM, b – zależność siły i wydłużenia zrywającego od temperatury odpuszczania
- łańcuchów wielkości 18 x 64 wykonanych ze stali 25HGNM

natomiast na odcinku łukowym $0 \le \alpha \le \pi/2$:

$$P(\alpha) = P \cdot \cos \alpha \quad [N] \tag{349}$$

$$M(\alpha) = M_A - P \cdot R \cdot (1 - \cos \alpha) = P \cdot R \cdot \left[\cos \alpha - \frac{L + R}{\left(L + R \cdot \frac{\pi}{2}\right)}\right] [Nm] \quad (350)$$

gdzie *L* i *R* uzyskuje się z geometrii ogniwa:

$$L = \frac{1}{2} \cdot (p-a) \quad oraz \quad R = \frac{1}{2} \cdot (b-d) \quad [m] \tag{351}$$

Wydłużenie sprężyste tej ćwiartki ogniwa wywołane rozciąganiem i zginaniem wynosi:

$$\Delta L = \frac{P}{E} \cdot \left(k_1 + k_2 + k_3 + k_4\right) \tag{352}$$

gdzie:

198

$$k_{1} = \frac{4 \cdot L}{\pi \cdot d^{2}} , \quad k_{2} = \frac{R}{d^{2}} , \quad k_{3} = \frac{64 \cdot R^{3}}{\pi \cdot d^{4}} \cdot \frac{L \cdot \left(\frac{\pi}{2} - 1\right)}{\left(L + R \cdot \frac{\pi}{2}\right)}$$
$$k_{4} = \frac{8 \cdot R^{3}}{\pi \cdot d^{4}} \cdot \frac{\left[R \cdot \left(\pi^{2} - 8\right) - 2 \cdot L \cdot \left(4 - \pi\right)\right]}{\left(L + P \cdot \frac{\pi}{2}\right)} \leq \left(k_{1} + k_{2} + k_{3}\right)$$

Moduł sprężystości łańcucha może być wyznaczony z zależności:

$$E_{i} = \frac{P}{\Delta L} \cdot \frac{2 \cdot p}{\pi \cdot d^{2}} = \frac{E}{\left(k_{i} + k_{2} + k_{3}\right)} \cdot \frac{2 \cdot p}{\pi \cdot d^{2}} \left[MPa\right]$$
(353)

Moduł ten dla stali łańcuchowych można przyjmować E_l = 2,06 A10⁴ kN/cm². Tak liczony moduł sprężystości dla łańcucha 26 x 92 według [103] jest 4,4 razy mniejszy niż moduł sprężystości stali, zaś łańcucha 30 x 108, 4,9 razy mniejszy i wynosi 4,7 A 10³ kN/cm² (tabela 10) [109].

Problemem określenia modułów sprężystości łańcuchów E_{t} na drodze teoretycznej i empirycznej zajmowali się głównie badacze niemieccy [20, 142].

		Tabela 10		
Łańcuch	Moduł sprężystości	Stała sprężystości (względna)		
d x p [mm]	$E_l [kN/mm^2]$	c [kN/m]		
14 x 50	42,0	12900		
18 x 64	44,3	22600		
19 x 64,5	44,0	24900		
22 x 86	46,2	35100		
24 x 87,5	45,6	41200		
26 x 92	45,6	48400		
30 x 108	47,0	66400		
34 x 126	48,4	87900		
38 x 137	48,5	110000		
42 x 152	49,1	136100		

Moduły sprężystości *E*^{*i*} i stałe sprężystości c łańcuchów górniczych według J. Osera [109]

Na rysunku 105 przedstawione zostały zbiorczo wyniki tych badań. Wykazują one stosunkowo duży rozrzut. Może on wynikać z wielu przyczyn. Zaliczyć można do nich m.in. zróżnicowanie geometrii ogniw, różnych materiałów ogniw (różne moduły sprężystości stali), różnice w odkształceniach plastycznych ogniw w wyniku kalibrowania i temperatury odpuszczania).



Rys. 105. Obliczeniowe i pomierzone wartości modułu sprężystości łańcucha E_l dla różnych wielkości łańcuchów według różnych badaczy niemieckich [109]

W literaturze niemieckiej często wykorzystywane jest pojęcie stałej sprężystości łańcucha *c*. Stała ta jest odniesiona do długości łańcucha 1 m (tabela 11).

$$c = \frac{E_l \cdot 2F}{Im} [kN/m]$$
(354)

gdzie *F* jest powierzchnią przekroju pręta ogniwa w mm^2 , natomiast E_l jest modułem sprężystości łańcucha w kN/mm^2 .

Tabel							
Łańcuch	Stosunek r	naprężeń <i>ó i / ó "</i>	Kąt zmiany znaku naprężeń				
<i>d x p</i> [mm]	punkty 4 i 6	punkty 3 i 5	punkt 1	punkt 2	<i>φ</i> _z , [stop.]	<i>φ</i> _w , [stop.]	
14x50	-0,49	2,49	4,08	-7,30	10,6	38,5	
18x64	-0,40	2,40	3,93	-7,17	5,6	38,2	
19x64,5 -0,43	-0,43	2,43	3,86	-7,07	7,5	38,5	
22x86	-0,31	2,31	3,99	-7,30	-	37,3	
24x87,5	-0,35	2,35	3,90	-7,16	-	37,8	
26x92 -	-0,36	2,36	3,84	-7,09	-	38,0	
30x108	-0,31	2,31	3,79	-7,06	-	37,7	
34x126	-0,26	2,26	3,76	-7,06	-	37,3	
38x137 -0,26 42x152 -0,24		2,26	3,71	-6,99	-	37,5	
		2,24	3,68	-6,98	-	37,4	

Względne wartości naprężeń w punktach charakterystycznych ogniw (rys.100) i kąty zmiany naprężeń na obrysie zewnętrznym i wewnętrznym ogniw według J. Osera [109]

W przedstawionych rozważaniach teoretycznych nie uwzględniono zmienności promienia *R* w funkcji siły *P*. Powoduje to, że wydłużenie ΔL nie jest funkcją liniową *P* (rys. 106).



0 50 100 150 200 250 300 350 400 450 500 550 600 650 700 S,kN

Rys. 106. Wykresy rozciągania łańcuchów ogniwowych w obszarze sprężystym [96]

Obliczone przez J. Osera [109] względne wartości naprężeń w punktach charakterystycznych ogniw łańcuchowych (rys. 100) różnych wielkości podane zostały w tabeli 11. W tabeli tej podane zostały też wartości kątów, przy których następują zmiany znaku naprężeń w ogniwie. Dotyczy to obrysu zewnętrznego φ_z i wewnętrznego φ_w ogniw. Porównanie danych obliczeniowych zawartych w tabeli 11 i na rysunku 100 (badania elastooptyczne) wykazuje dużą zbieżność charakteru zmian naprężeń względnych w ogniwach i niezłą zgodność ich wartości.

W miejscu kontaktu ogniw pionowych i poziomych łańcucha występują bardzo duże naprężenia kontaktowe (Hertza) wynikające z małej powierzchni kontaktu stykających się fragmentów torusów obu ogniw. Powierzchnia ta według F. Rothe [109] określa dla różnych łańcuchów wykres na rysunku 107.



Rys. 107. Powierzchnia kontaktu ogniw łańcuchowych w funkcji średnicy pręta ogniwa [109]

Rozkład naprężeń w ogniwach o złożonej geometrii określa się metodą elementów skończonych (MES). Przykładowo, na rysunku 108 przedstawiono budowę i rozkład naprężeń określony tą metodą w ogniwie pionowym łańcucha BIG-T firmy THIELE.

Czołowi producenci łańcuchów ogniwowych dostosowują ich własności użytkowe do warunków, w jakich mają one pracować. Przykładowo firma THIELE produkuje łańcuchy oznaczone symbolami THD, TSC, TSD, TRQ, TIP i TZN.

Łańcuchy klasy THD przeznaczone głównie do przenośników ścianowych cechują się dużą elastycznością i udarnością. Zapewnia im

to odporność na nagłe i krótkotrwałe przeciążenia oraz zwiększoną trwałość i mniejszą skłonność do powstawania na powierzchni kontaktu ogniw pionowych z końcami odchylonych względem siebie rynien martenzytu tarcia. Powoduje on mikropęknięcia prowadzące do przedwczesnych pęknięć zmęczeniowych łańcuchów. Twardość ogniw wynosi 342 – 371 HB10 i jest równomierna w całym ogniwie (rys. 109a).

Łańcuchy klasy TSC (rys. 109b) zalecane są do ścianowych przenośników zgrzebłowych którymi transportuje się urobek o dużej zawartości kamienia. Łańcuchy te mają zwiększoną twardość swoich łukowych fragmentów (378 – 411 HB10), zaś odcinki proste mają twardość jak w łańcuchach THD. Dzięki takiej obróbce cieplnej łańcuchy te cechują się zwiększoną odpornością na zużycie ścierne i zachowują duże wydłużenie zrywające. Nie zaleca się stosowania tych łańcuchów w warunkach silnego zagrożenia korozją, ponieważ są one bardziej wrażliwe na wystąpienie korozji wżerowej i naprężeniowej niż łańcuchy THD.

Łańcuchy klasy TRQ (granit) zalecane są do przodków kamiennych i kamienno-węglowych, w których istnieją warunki do intensywnego zużycia ściernego łańcuchów i rynien. Hartowane są one w całości (rys. 109c) do twardości 450 HB10. Materiał tych ogniw ma wytrzymałość do około 1500 MPa. Mają one niską udarność i obniżone wydłużenie zrywające oraz zwiększoną podatność do powstawania tarciowych mikropęknięć martenzytowych i z tego powodu nie powinny być stosowane w przenośnikach o prędkości większej niż 0,5 m/s.

Łańcuchy klasy TSD mają średnie naprężenie zrywające min. 1000 MPa. Mają one zróżnicowane własności mechaniczne wzdłuż obwodu ogniwa dzięki wielostopniowej obróbce termicznej każdego z ogniw (rys. 109d). Podobnie jak w łańcuchach TSC mają one wysoką twardość części łukowych ogniw. Nadają się szczególnie do przenośników podścianowych. Producent nie zaleca stosowania ich w przenośnikach ścianowych, zwłaszcza w warunkach korozyjnych, ze względu na podatność na korozję wżerową i naprężeniową.



Rys. 108. Wynik analizy naprężeń metodą MES w ogniwie pionowym łańcucha typu Big-T firmy THIELE [99]



Rys. 109. Rozkład twardości w ogniwach łańcuchów firmy THIELE [109]; *a – klasa THD, b – klasa TSC, c – klasa TRQ, d – klasa TSD*

Łańcuchy typu TIP cechuje duże wydłużenie zrywające, takie jak łańcuchów THD, czyli około 18%, ale mają od nich większą wytrzymałość (rys. 110). Zalecane są do pracy w przenośnikach ścianowych w warunkach takich jak łańcuchy THD.

Własności wytrzymałościowe łańcuchów zależą od stanu ich powierzchni. Wszystkie wartości mechaniczne podawane przez ich producentów dotyczą łańcuchów "czarnych" (NSW – rys. 111), czyli o naturalnej powierzchni ze zgorzeliną po obróbce cieplnej. Jest ona porowata i cechuje ją wysoki współczynnik tarcia.



Rys. 110. Wykresy rozciągania łańcuchów bez pokrycia antykorozyjnego 30 x 108 mm klasy TSD, TSC, TIP i THD firmy THIELE [99]



Rys. 111. Porównanie wykresów rozciągania łańcuchów 30 x 108 mm bez zabezpieczenia antykorozyjnego (NSW) z łańcuchami pokrytymi tectylem (TEC) oraz z powłoką cynkową (TZN) [99]

Pokrycie ogniw łańcucha każdą powłoką antykorozyjną (stosuje się tectyl, corostar i cynkowanie ogniowe) obniża, według firmy THIELE, wytrzymałość na zerwanie o około 10%, natomiast wartość wydłużenia zrywającego nawet do 20%. Również obecność urobku na stykach ogniw prowadzi do obniżenia własności mechanicznych łańcuchów. Jest to skutek obniżenia współczynnika tarcia między ogniwami. Jednak nie należy się obawiać zabezpieczeń antykorozyjnych, ponieważ w warunkach kopalnianych z zabezpieczeniem lub bez, mają one na początku użytkowania praktycznie te same własności mechaniczne. W środowisku silnie korozyjnym należy stosować łańcuchy cynkowane ogniowo, gdyż jest to jedyna skuteczna metoda ochrony łańcuchów w czasie eksploatacji. Na powierzchni ogniw w takich łańcuchach tworzy się powłoka składająca się z warstwy czystego cynku, w głębi stopu żelazo – cynk, a następnie pozostaje już tylko stal, z której wykonany jest łańcuch.

14.2. Wpływ rodzaju materiału i technologii wykonania na własności łańcuchów

W normach dotyczących łańcuchów nie stawia się wymagań w zakresie doboru materiałów, z jakich mają one być wykonane. Podaje się w nich jedynie wymagania wytrzymałościowe i geometryczne, jakie powinny spełniać łańcuchy górnicze. Z tego powodu producenci niechętnie podają informacje dotyczące składu chemicznego stali łańcuchowej i szczegółów związanych z technologią ich wykonania.

W Niemczech do produkcji łańcuchów używa się standardowo dwa gatunki stali oznaczone numerami 1.6758 (23MnNiMoCr54) i 1.6797. Przeprowadzane badania materiałowe [109] wykazały skład chemiczny tych stali przedstawiony w tabeli 12 i własności mechaniczne w tabeli 13.

									0.0.1
Stal	С	Si	Mn	Р	S	AL	Cr	Мо	Ni
1.6758	0,24	0,27	1,40	0,012	0,006	0,034	0,57	0,590	1,06
1.6797	0,24	0,21	1,38	0,015	0,003	0,026	0,50	0,881	1,06
1.6758 ¹⁾ wg DIN 17115	0,20 0,26	≤ 0,25	1,10 1,40	Max 0,020	Max 0,020	0,020 0,050	0,40 0,60	0,50 0,60	0,90 1,10
¹⁾ Ponadto C_w - max 0,25, N – max 0,012, P+S \leq 0,035									

Skład chemiczny standardowych niemieckich stali łańcuchowych 1.6758 i 1.6797 uzyskanych w badaniach [109]

		-		_	-	Tabela 13
Stal	Wytrzymałość na zerw. [MPa]	Granica plastyczności [MPa]	Wydłużenie przy zerwaniu [%]	Przewężenie przy zerwaniu [%]	Udarność [J]	$\begin{bmatrix} \mathbf{K}_{IC} \\ MPa \cdot \sqrt{m} \end{bmatrix}$
1.6758	1190	1030	14,9	65	162	96,7
1.6797	1180	1033	16,7	63	144	96,6

Własności mechaniczne standardowych niemieckich stali łańcuchowych uzykanych w badaniach [109]

Każdy z producentów łańcuchów poszukuje jednak stali, która umożliwi mu produkcję łańcuchów o parametrach lepszych, pozwalających zająć pozycję bardziej konkurencyjną. Przykładowo firma JD THEILE (JDT) wprowadziła nowy, opatentowany gatunek stali "HO" (Highly Optimized – wysoce optymalizowana) [100]. Cechuje ją zwiększona wytrzymałość na rozciąganie, udarność i wydłużenie zrywające (rys. 112).



Rys. 112. Porównanie własności wytrzymałościowych stali łańcuchowych HO i Standard (1.6758) [100]

Stal ta, mimo zwiększonej wytrzymałości ma bardzo dobry wskaźnik krytycznej intensywności naprężeń K_{Ic} , który jest miarą odporności materiału na kruche pękanie. Mała wartość tego wskaźnika materiałowego powoduje przyśpieszone powstawanie rys (pęknięć) spowodowanych przez mikropęknięcia wywołane przez martenzyt tarcia i korozję, zwłaszcza naprężeniową.

Łańcuchy pracujące pod ziemią podlegają intensywnej korozji. Wilgotność powietrza i wód kopalnianych zawierających chlorki powodują powstawanie wżerów korozji naprężeniowej, która jest przyczyną większości pęknięć ogniw łańcuchowych. Z tego powodu w górnictwie, zwłaszcza w przenośnikach ścianowych należy stosować łańcuchy o możliwie małej podatności na uszkodzenia spowodowane przez korozję i mikropęknięcia.

W stalach niskostopowych, do których należą stale łańcuchowe, przy wytrzymałości do 1200 MPa, (w łańcuchach o mniejszych twardościach) uzyskuje się $K_{Ic} \approx 100$ MPa \sqrt{m} .

Zwiększenie wytrzymałości powyżej 1200 MPa powoduje intensywne obniżanie K_{lc} i przy wytrzymałości 1450 MPa (łańcuchy o dużej twardości) ten współczynnik krytycznej intensywności naprężeń zmniejsza się około dziesięciokrotnie (rys. 113) [74, 75, 110, 114, 115].



Rys. 113. Współczynnik krytycznej intensywności naprężeń w zależności od wytrzymałości łańcucha [74, 75]

Z tych powodów niecelowe jest stosowanie w przenośnikach ścianowych łańcuchów o wytrzymałości materiałów powyżej 1200 MPa. Oznacza to, że przy zastosowaniu łańcuchów klasy C firmy FASING i THD firmy THIELE można spodziewać się ich poprawnej pracy, zaś zastosowanie łańcuchów wyższych klas wytrzymałościowych prowadzi już, po stosunkowo krótkim czasie użytkowania do częstych pękań łańcuchów i kłopotów ruchowych.

Wytrzymałość materiału na rozerwanie R_m jest dla stali łańcuchowych ściśle związana z ich twardością. W pracy [109] podano zależność empiryczną między R_m a jej twardością HB:

$$R_m = 3.5 \cdot HB - 40 \quad [MPa] \tag{355}$$

Zależność ta obowiązuje dla zakresu wytrzymałości materiału $R_m = (1000 - 1500)$ MPa. Różne parametry wytrzymałościowe materiału łańcuchów uzyskiwane są w trakcie ich obróbki cieplnej (rys. 114).



Rys. 114. Schemat obróbki cieplnej łańcuchów górniczych [109]

Na rysunku 115 przedstawiono wpływ temperatury odpuszczania stali 23MnNiMoCr64 na wytrzymałość R_m , granicę odkształcenia plastycznego $R_{p0,2}$, natomiast na rysunku 116 wpływ tej temperatury na udarność U, wydłużenie zrywające ε_{zryw} i przewężenie zrywające Z.

Na intensywność propagacji pęknięć w ogniwie łańcuchowym ma wpływ wielkość mikropęknięcia, tj. czy jest ono mniejsze lub większe od długości krytycznej. Jeśli długość pęknięcia jest większa od długości krytycznej, rozwój pęknięć jest intensywny.



Rys. 115. Zależność wytrzymałości na zerwanie *R_m* i granicy odkształcenia plastycznego *R_{p0,2}* od temperatury odpuszczania stali łańcuchowej 23 MnNiMoCr 64 [109]



Rys. 116. Zależność udarności (3), wydłużenia zrywającego (2) i przewężenia zrywającego (1) od temperatury odpuszczania stali łańcuchowej 23 MnNiMoCr 64 [109]

Na rysunku 117 przedstawiono zależność długości krytycznej pęknięcia (rysy) w funkcji naprężenia.



Rys. 117. Zależność krytycznej długości pęknięcia od naprężenia [109]

15. Dobór materiałów do produkcji elementów przenośników zgrzebłowych podlegających intensywnemu ścieraniu

Do produkcji rynien, zgrzebeł i innych elementów przenośnika podlegających intensywnemu ścieraniu konieczny jest dobór takich materiałów, które oprócz odpowiednio wysokiej odporności na ścieranie mają też odpowiednie własności wytrzymałościowe. Ważnym jest, aby obiektywna ocena odporności na ścieranie różnych materiałów stojących do dyspozycji konstruktora była mu znana już w fazie konstruowania przenośnika. Dzięki odpowiedniej wiedzy na ten temat będzie on mógł tak konstruować geometrię rynien i innych elementów, aby uzyskać nie tylko ich wysoką trwałość, ale też, jak w przypadku rynien możliwe było uzyskanie jednoczesnego (w przybliżeniu) osiągnięcia krytycznych stanów zużycia w jej niebezpiecznych przekrojach. W konsekwencji prowadzi to do oszczędności materiałów. Aby realizować ten cel należy zbadać odporność na ścieranie stali, które mogą być zastosowane w danej konstrukcji.

W tym celu wystarczy wykonać proste stanowisko badawcze wykorzystujące wolnoobrotową wiertarkę słupową (rys. 118) [160].

We wrzecionie 1 tej wiertarki poprzez stożek Morse'a 2 mocuje się w kwadratowym otworze ramienia 3 próbkę badanego materiału 4 o wymiarach 10 x 10 x 30 mm. Próbki do badań przygotowuje się tak, aby nie zmienić struktury materiału. Środek próbki znajduje się w odległości 76,5 mm od osi wrzeciona, co przy określonych jego obrotach zapewnia próbce prędkość obwodową v = 1 [m/s]. Próbka ta jest stale dociskana do przeciwpróbki 5 wykonanej z blachy 22G2A, siłą równą 350 N. Blacha ta jest w stanie normalizowanym i nie zmienia się przy badaniach różnych próbek. Przeciwpróbka o średnicy 180 mm ma dwa otwory do jej mocowania w zbiorniku 6 wypełnionym gęstą mieszaniną piasku kwarcowego z wodą. W ten sposób zapewniono próbce dobre chłodzenie i jednocześnie stałą wymianę ścierniwa (piasku) w sąsiedztwie próbki.

W metodzie tej miarą ścieralności materiału jest ubytek masowy próbki, który mierzono po 30 minutach, czyli po przebyciu drogi równej 1800 m. Masę próbki po jej oczyszczeniu i wysuszeniu określa się za pomocą wagi analitycznej. Przedstawiona metoda badań odporności materiałów na ścieranie jest metodą porównawczą. Odporność danego
materiału na ścieranie określa się tu przez porównanie ubytków masy próbek poddanych ścieraniu na stanowisku badawczym przy zachowaniu identycznych warunków badań.



Rys. 118. Stanowisko badawcze do badania odporności materiałów konstrukcyjnych na ścieranie [160];

1 – wrzeciono, 2 – stożek osadczy Morse'a, 3 – ramię obrotowe, 4 – badana próbka, 5 – przeciwpróbka, 6 – zbiornik, 7 – piasek kwarcowy z wodą, 8 – śruba mocująca zbiornik, 9 – śruba mocująca próbkę, 10 – kołek ustalający przeciwpróbkę, 11 – śruba mocująca przeciwpróbkę

Badania odporności na zużycie ścierne wykonano dla dużej liczby materiałów uważanych jako materiały o podwyższonej odporności na ścieranie lub trudnościeralnych. Dla porównania w badaniach uwzględniono też stal konstrukcyjną St3S. Każdy badany materiał miał określony skład chemiczny oraz twardość. Uzyskane wyniki badań przedstawiono w postaci graficznej na rysunku 119. W grupie badanych 22 różnych materiałów znajdują się materiały stosowane w górnictwie, a zwłaszcza w przenośnikach zgrzebłowych. Materiałami tymi są stale o podwyższonej odporności na zużycie ścierne, tj. 18G2A, 22G2AR, 22G2AQ i St75MN znana też pod nazwą VSS295 (Niemcy) oraz stale trudnościeralne FORA 400, REAX 400, HARDOX 400, XAR 400, BRINAR 400, DILIDUR 400 oraz polska stal HARTPLAST 380. Wymienione stale trudnościeralne mają niewiele różniące się między sobą odporności na zużycie ścierne [82, 153, 160].



Rys. 119. Wyniki badań odporności na ścieranie próbek materiałów pobranych z blach stosowanych do produkcji rynien przenośników zgrzebłowych [160]

16. Analiza teoretyczna opłacalności zastosowania nowego materiału o znanej odporności na ścieranie

Analiza ta została przeprowadzona w dwóch różnych wariantach, tj. [160]:

- określenie opłacalności zastosowania nowego materiału przy zachowaniu okresu użytkowania (trwałości) materiału dotychczas stosowanego,
- określenie zmiany okresu użytkowania przy zachowaniu identycznych grubości blachy nowej i dotychczas stosowanej.

W przypadku pierwszym, przyjmując wartości początkowe i graniczne obu materiałów zgodnie z rysunkiem 120 oraz zakładając jednakowe okresy użytkowania blach w identycznych warunkach pracy i określając przez:

$$k_z = \frac{U}{U'} = \frac{\Delta g'}{\Delta g}$$
(356)

$$k_c = \frac{C'}{C} \tag{357}$$

gdzie:

k_z	—	współczynnik odporności na zużycie ścierne materiału
		nowego względem dotychczas stosowanego,

 k_c – współczynnik ceny,

U', U – ubytki masowe próbek materiału nowego i dotychczasowego określone w badaniach ścieralności [g], $\Delta g', \Delta g$ – zużycie materiału nowego i dotychczasowego do

momentu uzyskania grubości minimalnej przy zachowaniu jednakowej trwałości [mm],

C', *C* – cena 1 kg materiału nowego i dotychczasowego [zł].

Z poprzednich zależności można określić zużycie równoważne $\Delta g'$ oraz cenę równoważną C', czyli:

$$\Delta g' = k_z \cdot \Delta g \tag{358}$$

$$C' = k_c \cdot C \tag{359}$$

Grubość równoważną blachy nowej zapewniającą identyczną trwałość jak blachy dotychczas stosowanej można określić z zależności (rys. 120):

$$g' = \Delta g' + g'_{\min} = k_{z} \cdot \Delta g + g'_{\min} \quad [mm]$$
(360)



Rys. 120. Grubości blach porównywanych materiałów do określania opłacalności zastosowania nowego materiału przy zachowaniu tego samego okresu użytkowania jak materiał dotychczas stosowany [160]

Koszty zakupu obu blach o powierzchni A określają zależności:

$$K' = A \cdot \gamma \cdot g' \cdot C' = A \cdot \gamma \cdot g' \cdot k_c \cdot C \quad [zl]$$
(361)

$$K = A \cdot \gamma \cdot g \cdot C \quad [zl] \tag{362}$$

Współczynnik opłacalności zastosowania nowej blachy (współczynnik kosztów) po wykorzystaniu zależności (360 - 362) wyniesie

$$k_{k} = \frac{K'}{K} = \frac{g' \cdot k_{c}}{g} = \frac{\left(k_{z} \cdot \Delta g + g_{min}\right) \cdot k_{c}}{g} = k_{c} \cdot \left(k_{z} \cdot \frac{\Delta g}{g} + \frac{g'_{min}}{g}\right)$$
(363)

a po wykorzystaniu zależności (364):

$$g = g_{min} + \Delta g \ [mm] \tag{364}$$

otrzyma postać:

$$k_{k} = k_{c} \cdot \left(k_{z} \cdot \frac{g - g_{min}}{g} + \frac{g'_{min}}{g}\right) = \frac{k_{c}}{g} \cdot \left[k_{z} \cdot \left(g - g_{min}\right) + g'_{min}\right]$$
(365)

Zależność powyższa w przypadku, gdy $g_{min} = g'_{min} = 0$ sprowadza się do postaci:

$$k_{k} = k_{c} \cdot k_{z} \tag{366}$$

Opłacalność zastosowania nowej blachy zależy od wartości k_k wyliczonej ze wzoru (365). Jeżeli $k_k < 1$ to opłacalna jest zamiana materiału, natomiast gdy $k_k > 1$ to zamiana jest nieopłacalna.

Gdy $k_k = 1$ to koszty zastosowania nowego materiału o grubości g' zapewniającego trwałość identyczną jak w przypadku dotychczas stosowanego materiału o grubości g są identyczne.

W drugim przypadku wymienionym na wstępie odpowiednia analiza jest znacznie prostsza niż w przypadku pierwszym.

Jeśli przez stosunek okresu użytkowania blachy nowej do dotychczas stosowanej zdefiniuje się względny wzrost okresu użytkowania k_t to po wykorzystaniu zależności (356) i zależności wynikających z rysunku 121 wyniesie on:

$$k_{t} = \frac{T'}{T} = \frac{U'}{U} \cdot \frac{\Delta g'}{\Delta g} = k_{z} \cdot \left(\frac{g - g'_{min}}{g - g_{min}}\right)$$
(367)

W szczególnym przypadku, gdy $g'_{min} = g_{min}$ zależność powyższa przyjmuje postać:



Rys. 121. Wymiary ubytków ściernych i grubości minimalne blach do określania zmiany okresu użytkowania nowej i dotychczas stosowanej blachy przy jednakowych ich grubościach początkowych [160]

Z przedstawionych wywodów widać, że znajomość odporności na zużycie ścierne różnych materiałów konstrukcyjnych pozwala konstruktorowi nie tylko prawidłowo dobrać materiał konstrukcyjny, ale też pozwoli w przybliżeniu określić żywotność elementu na podstawie porównania z rzeczywistą żywotnością tego elementu zastosowanego w danej maszynie lub urządzeniu, ale wykonanym z innego materiału. Ponadto uwzględnienie w analizie cen zakupu materiału pozwoli optymalizować koszt produkcji elementu przy zachowaniu warunku identycznej żywotności.

Powyższe wywody są szczególne przydatne przy doborze rodzaju materiałów i grubości blach rynien, oraz geometrii ich profili bocznych.

17. Użytkowanie przenośników zgrzebłowych

17.1. Uwagi ogólne

Użytkowanie jest częścią szerszego pojęcia naukowego zwanego eksploatacją. Na pojęcie eksploatacji składają się cztery rodzaje działań, tj.:

- użytkowanie,
- obsługiwanie,
- zasilanie,
- zarządzanie.

Sprawna eksploatacja maszyn i urządzeń wymaga od ich użytkowników postępowania zgodnie z określonymi zasadami zapewniającymi bezpieczeństwo i sprawność transportu, montażu, prób ruchowych, obsługi technicznej oraz ich żywotność. Przy wykonywaniu tych prac ważne są nie tylko kompetencje pracowników, którzy je wykonują, ale także odpowiednio starannie opracowane instrukcje obsługi wykonane przez producenta i dostarczone użytkownikowi. Bardzo ważne są też kompetencje eksploatacyjne osób biorących udział w procesie koncypowania i konstruowania maszyn i urządzeń, ponieważ podejmowane przez nich decyzje rzutują bardzo istotnie na efekty wszystkich prac wykonywanych przez ich użytkowników.

17.2. Wymagania bezpieczeństwa dla przenośników zgrzebłowych

W Unii Europejskiej został przyjęty system prawny, który powstał w wyniku harmonizacji przepisów bezpieczeństwa zgodnie z Dyrektywami Nowego Podejścia. Jego celem jest ujednolicenie wymagań i procedur oceny bezpieczeństwa związanych z użytkowaniem wyrobów wprowadzanych na rynek UE. Dyrektywy te podają podstawowe wymagania ochrony zdrowia i zapewnienia bezpieczeństwa jakie winien spełniać wyrób, tak aby można go było uznać za bezpieczny, dotyczy to zatem także przenośników zgrzebłowych.

Procedury oceny zgodności występujące w dyrektywach są zróżnicowane w zależności od kategorii wyrobu (przenośnika), którego dotyczą, sposobu produkcji, potencjalnych zagrożeń oraz udziału niezależnej jednostki w badaniu typu lub kontroli. Producenci mogą je wybrać spośród kilku dostępnych modułów oceny zgodności (wariantów postępowania); niektóre z tych modułów oparte są na badaniu każdego pojedynczego wyrobu, inne na zatwierdzeniu typu, a czasem wymagana jest ocena całego systemu zapewnienia jakości. Z uwagi na fakt, że producent posiada dokładną wiedzę o procesie projektowania i produkcji, jest on najbardziej kompetentny do przeprowadzenia kompletnej procedury oceny zgodności, dlatego też ocenę zgodności należy zaliczyć wyłącznie do obowiązków producenta.

Spełnienie wymagań zasadniczych upoważnia producenta przenośników zgrzebłowych do wydania deklaracji zgodności i umieszczenia na wyrobie oznakowania CE, potwierdzającego jego zgodność z wymaganiami unijnymi.

Przed wprowadzeniem maszyny do obrotu, producent zobowiązany jest dostarczyć użytkownikowi, niezbędnych informacji, zawartych w instrukcjach (zestawach instrukcji), a dotyczących zasad bezpiecznych, sprawnych i ekonomicznych czynności związanych z transportem, składowaniem, montażem, uruchamianiem, pracą i obsługą oraz demontażem przenośnika.

Zgodnie wymaganiami Dyrektyw UE każda instrukcja obsługi musi zawierać przynajmniej następujące informacje, jeżeli mają one zastosowanie:

- nazwa i pełny adres producenta i jego upoważnionego przedstawiciela,
- określenie maszyny,
- wzór deklaracji zgodności WE,
- ogólny opis maszyny,
- opisy i objaśnienia (rysunki, schematy) sposobu użytkowania, konserwacji i naprawy maszyny oraz sprawdzenia prawidłowości jej działania,
- opis stanowiska operatora,
- opis zastosowania maszyny zgodnego z przeznaczeniem,
- ostrzeżenia dotyczące niedozwolonych sposobów użytkowania maszyn,
- instrukcja montażu, instalowania, łączenia,
- opis instalacji i montażu, mających na celu zmniejszenie hałasu i/lub drgań,
- warunki oddania do użytku i eksploatacji,
- instrukcja szkolenia operatorów,
- informacje nt. istniejącego ryzyka,
- informacje nt. stosowania środków ochronnych,
- parametry stosowanych narzędzi,
- warunki stateczności maszyny,
- warunki transportu, przenoszenia i przechowywania,
- opis postępowania w razie wypadku bądź awarii,
- instrukcja regulacji i konserwacji,

- specyfikacje części zamiennych,
- parametry dotyczące emisji hałasu,
- informacje nt. promieniowania emitowanego przez maszynę.

Wykonane czynności związane z przenośnikiem powinny być oznaczone symbolami i znakami, które są miarą skali zagrożeń mogących wystąpić przy ich realizacji oraz przekazujące istotne informacje (wskazówki).

Wykonywanie tych czynności powinno być poprzedzone dokładnym zaznajomieniem się użytkownika z instrukcją obsługi przenośnika.

Wykaz stosowanych symboli i znaków oznaczających rodzaj zagrożeń przy wykonywaniu danej czynności przedstawiono w tabeli 14.

Wykaz symboli i znaków oznaczających rodzaj ewentualnych zagrożeń jakie stosowane są w instrukcjach obsługi przenośników zgrzebłowych firm RFM "RYFAMA" i "BUCYRUS" [96, 97]

Tabela 14

Symbol		Możliwe		Słowo	Obrażenia			
RYFAMA	BUCYRUS (1)	następstwa	Definicja	sygnalizujące	szkody			
\triangle		Śmierć lub najcięższe urazy (kalectwo)	Bezpośrednie zagrożenie niebezpieczeń stwem	NIEBEZPIE- CZEŃSTWO!	Osób			
		Możliwe niebezpie- czeństwo utraty życia lub doznania ciężkiego urazu	Możliwa sytuacja niebezpieczna	OSTRZEŻENIE!	Osób			
\triangle		Możliwe doznanie lekkich lub nieznacznych urazów	Mniej niebezpieczna sytuacja	OSTROŻNIE!	Osób			
		Możliwe uszkodzenie produktu lub otoczenia	Możliwa sytuacja wystąpienia szkody	UWAGA!	Przedmiotów			
0		Efektywna eksploatacja	Wskazówki do zastosowania i inne praktyczne informacje	Wskazówka! Informacja!	-			
(1) Symbole w kształcie trójkąta w firmie "BUCYRUS" są koloru żółtego, natomiast symbol w kształcie kwadratu jest koloru niebieskiego. W firmie "RYFAMA" są czarno-białe								

17.3. Składowanie, transport, montaż i demontaż

Wszystkie prace załadunkowe, rozładunkowe, montażowe i demontażowe elementów i zespołów o masie powyżej 25 kg powinny być wykonywane za pomocą sprzętu odpowiedniego do tych czynności. Takie elementy wyposażone powinny być w uchwyty dostosowane do ich masy i zamontowane tak, aby było dogodne podnoszenie oraz czynności montażowo-demontażowe. Drobne elementy powinny być transportowane i składowane w różnego rodzaju skrzyniach i kontenerach.

Wszystkie elementy przenośników, a zwłaszcza elementy napędów należy chronić przed zanieczyszczeniami i wilgocia. Składowanie krótkoterminowe ti. do miesiaca może być realizowane na wolnym powietrzu ale pod warunkiem, że temperatura będzie wyższa niż zero stopni. Nie trzeba wtedy demontować części elektrycznej, ale powinny być one zabezpieczone przed wilgocią. Składowanie długoterminowe powinno mieć miejsce w pomieszczeniach dobrze wentylowanych i suchych. Ро dwuletnim okresie składowania należy przed ich użytkowaniem sprawdzić, czy okres składowania i zastosowane zabezpieczenia konserwacyjne nie wpłynęły negatywnie na najbardziej wrażliwe pod tym względem elementy. Dotyczy to głównie powierzchni obrabianych i pasowanych z innymi elementami, takich jak końcówki wałów, łożyska itp. Powinny być one pokryte na całej powierzchni smarem, zabezpieczone osłonami przed uszkodzeniami, zanieczyszczeniem i korozją.

Szczególną uwagę należy zwrócić na składowanie łańcuchów, które nie powinny pozostawać na wolnym powietrzu, lecz w zadaszonym i suchym miejscu. W żadnym wypadku nie należy łańcuchów składować pod ziemią. Ich opuszczanie i transport do ściany powinny odbywać się tak, aby dostarczyć je w odpowiednim momencie do montażu w przenośniku. Łańcuchy powinny być zabezpieczone przed korozją. Najczęściej środkiem zabezpieczającym jest tectyl.

Wyposażenie elektryczne i elektroniczne, elementy z gumy, tworzyw sztucznych (elementy uszczelniające, węże itp.) oraz ciecze hydrauliczne powinny być składowane w pomieszczeniach o temperaturze 15 – 25°C.

Transport podziemny elementów i zespołów przenośnika powinien być realizowany środkami transportowymi dysponowanymi przez kopalnię odpowiednimi do istniejących dróg transportowych z zachowaniem wymagań bezpieczeństwa odpowiednich dla danego środka transportu. Szczególną uwagę należy zwrócić na położenie środka ciężkości transportowanego elementu lub zespołu przenośnika względem środka transportującego, oraz na sposób jego transportu, mocowania oraz na zapewnienie bezpiecznych skrajni. Nie należy przekraczać też maksymalnych gabarytów wynikających z wielkości wyrobiska i zastosowanego środka transportu.

Montaż przenośnika ścianowego zaczyna się od ustalenia położenia napędu wysypowego na skrzyżowaniu ściana-chodnik. Położenie to powinno być tak dobrane, aby zachowane były wymagane przepisami odpowiednie skrajnie miedzy obudowa chodnikowa oraz przenośnikiem podścianowym i kruszarką. Zapewnione też powinno być miejsce na przejście, transport materiałów i dostęp do wszystkich elementów i zespołów kompleksu maszyn i urządzeń znajdujących się w chodniku. Po zamontowaniu napędu wysypowego na belce podnapędowej należy zamontować kolejno człon dołączny, człony normalne trasy przenośnika, a na końcu napęd zwrotny z członem dołącznym (jeśli jest on tam przewidziany). Na samym końcu przewidziany jest montaż cięgna łańcuchowego. Aby cięgno łańcuchowe można było wprowadzić do dolnej przestrzeni rynien, należy do każdej montowanej rynny wprowadzać stopniowo do jej dolnej przestrzeni linę, za pomocą której, po zmontowaniu całej trasy wciąga się cięgno łańcuchowe. Przy montażu cięgna należy zwrócić uwagę na zachowanie odpowiedniej podziałki zgrzebeł i na ich ustawienie stroną roboczą w kierunku transportu urobku.

Wszelkie prace montażowe i demontażowe należy prowadzić zgodnie z kolejnością i sposobami podanymi w instrukcji obsługi z zachowaniem szczególnej uwagi na czynności niebezpieczne oznaczone w instrukcji odpowiednimi symbolami, określającymi stopień zagrożenia niebezpieczeństwem przy wykonywaniu tej czynności.

17.4. Inżynieria użytkowania

17.4.1. Użytkowanie cięgien łańcuchowych

17.4.1.1. Wpływ zużycia na własności użytkowe łańcucha i kryteria ich wymiany

Cięgna łańcuchowe są zwykle najbardziej awaryjnymi elementami przenośników zgrzebłowych. Dotyczy to liczby rejestrowanych uszkodzeń i nieprawidłowości oraz łącznego czasu ich usuwania. Stan ten wynika z tego, że:

- cięgna łańcuchowe są z założenia najsłabszym elementem układu napędowego przenośnika,
- cięgno łańcuchowe konstrukcyjnie jest układem o bardzo dużej ilości szeregowo połączonych elementów (ogniw) o którego wytrzymałości decyduje element najsłabszy; prawdopodobieństwo znalezienia się w tym szeregowym układzie elementu o obniżonych własnościach rośnie z ich liczbą,
- warunki pracy cięgna łańcuchowego w górniczych przenośnikach zgrzebłowych, zwłaszcza ścianowych powodują intensywną degradację ich cech użytkowych (zużycie ścierne, korozja, deformacje plastyczne, blokady ruchu, martenzyt tarcia itp.),
- zmęczeniowy charakter obciążenia cięgna.

Z tych powodów użytkownicy przenośników zgrzebłowych powinni szczególnie dbać o prawidłową eksploatację cięgien. Oznacza to konieczność zapewnienia im właściwych warunków pracy, czyli kontrolowania jego napięcia wstępnego, zużycia ściernego, deformacji plastycznych ogniw i zużycia elementów współpracujących z cięgnem (bębny napędowe, prowadniki cięgna w napędach, rynny, zgrzebła, wyrzutniki łańcuchów).

W celu uniknięcia strat ekonomicznych wynikających z nadmiernej awaryjności i pogarszającej się sprawności współpracy cięgna z bębnem napędowym ważnym zagadnieniem jest wybór momentu wycofania cięgna z użytkowania. Decydować o tym mogą:

- stopień zużycia ogniw i ich odkształcenia plastyczne,
- częstość zrywania łańcuchów cięgna.

Ogniwa pionowe łańcucha zużywają się w miejscach pokazanych na rysunku 120a, natomiast ogniwa poziome w miejscach zaznaczonych na rysunku 120b [13, 106].



Rys. 120. Miejsca zużywania się ogniw łańcuchowych w przenośnikach zgrzebłowych [13]

Wpływ ubytków ściernych materiału ogniw na ich własności mechaniczne [77, 78] pokazano na rysunku 121. Z badań tych wynika, że ubytki materiału na odcinkach prostych powodują początkowo pewien wzrost statycznej siły zrywającej i wytrzymałości zmęczeniowej łańcuchów, a po przekroczeniu krytycznej wartości zużycia, wynoszącej około $\Delta d = d/3$ następuje gwałtowny spadek tych własności.



Rys. 121. Zależność własności mechanicznych łańcucha 18 x 64 z materiału G17HG od zużycia ogniw pionowych [13]; linia ciągła – łańcuch z ubytkami materiału na obu odcinkach prostych ogniw, linia przerywana – łańcuch z ubytkami materiału na jednej stronie odcinka prostego ogniwa, linia punktowa – łańcuch z ubytkami materiału na wewnętrznej części łukowej ogniw

Przy zróżnicowanym zużyciu obu odcinków prostych ogniwa, o zmianach jego własności decyduje większy z ubytków, a zmiany jego własności są takie jak przy symetrycznych ubytkach materiału. Pomiary wydłużenia zrywającego wykazały, że maleje ono o około 15% przy $\Delta d/d = 0.15$, a następnie rośnie i przy $\Delta d/d = 0.3$ osiąga wydłużenie jak w przypadku ogniw bez ubytków. Inaczej przedstawia się sytuacja jeśli chodzi o ubytki materiału na łukach ogniw. W tym wypadku wszystkie własności wytrzymałościowe łańcucha ulegają silnemu pogorszeniu wraz ze wzrostem $\Delta d/d$. Z przedstawionych badań wynika, że ze wzgledów wytrzymałościowych łańcuch powinien być bezwzglednie wycofany z użytkowania, gdy ubytek średnicy na odcinkach prostych ogniw osiągnie 30%, natomiast graniczny ubytek średnicy ogniw na ich łukach to 10%. Stosowane niekiedy w kopalniach obracanie łańcuchów o 90° w płaszczyźnie prostopadłej do jego osi podłużnej jest celowe tylko wtedy, gdy podziałka ogniw pionowych łańcucha przed jego obróceniem nie przekracza wartości nominalnej o 2.5 - 3%.

Ubytek średnicy ogniw na łukach o 10% oznacza wzrost podziałki ogniw o około 5,5%. Jest to wartość przekraczająca wartości maksymalne podawane przez producentów łańcuchów. Firma "BUCYRUS" zaleca wymianę łańcucha po stwierdzeniu jego wydłużenia (łączne wydłużenie wynikające ze zużycia i odkształcenia plastycznego) o 3,5% [96], oraz gdy ubytki średnicy ogniwa na łuku wynoszą 12% (zużycie w przekroju kontaktu z zębem koła po stronie zewnętrznej i wewnętrznej od współpracy z ogniwem pionowym) i 30% na odcinkach prostych.

W Polsce firma "FASING" zaleca wymianę łańcucha, gdy przyrost podziałek ogniw przekracza 4%. W ścianach o wysokiej koncentracji wydobycia zalecana jest wymiana już wtedy, gdy Δp wynosi 2%. Taka wartość granicznych wydłużeń podziałki ogniw, w świetle ponoszonych kosztów wydaje się nieuzasadniona mimo, że jest ona korzystna z uwagi na współpracę łańcucha z kołem napędowym, oraz zwiększoną niezawodność pracy.

W praktyce kopalnianej łańcuchy wymieniane są w Polsce najczęściej przy wydłużeniu podziałki łańcucha 4 – 5%, a niekiedy i większym pod warunkiem, że częstość zerwań łańcuchów nie była nadmierna. Zakładając, że łańcuch nie ma odkształceń plastycznych i że wydłużenie podziałki nie przekracza 4,5% w stanie napiętym, ubytek średnicy ogniwa w jego przegubach, czyli w płaszczyźnie osi podłużnej ogniwa powinien wynosić nie więcej niż 8%. Graniczne zużycie ogniw w płaszczyźnie kontaktu z zębami koła w firmie "FASING" przyjmuje się 12% [98], natomiast w firmie "THIELE" [99] dopuszcza się ubytek 15% (rys. 122). Firma "THIELE" dopuszcza użytkowanie łańcucha o większej podziałce, ale z zastosowaniem kół łańcuchowych o odpowiednio większej średnicy.

Przy przerzucie przenośnika do nowej ściany za celowe uważa się zmianę kierunku ruchu łańcuchów, aby zmienić miejsce kontaktu z zębami koła napędowego na przeciwległy torus ogniwa, lub obrócenie łańcuchów o kąt 90°, aby ogniwa, które wcześniej zajmowały pozycję pionową, w nowej ścianie pracowały jako poziome.



Rys. 122. Geometryczne kryteria kwalifikujące łańcuch do wymiany według firmy "THIELE" [99]

Przy zamianie starego i zużytego łańcucha na nowy konieczna jest też wymiana na nowe bębnów napędowych. Doświadczenia ruchowe wykazują również potrzebę wymiany bębnów napędowych, gdy wydłużenie podziałek ogniw osiągnie wartość 2,5%, dzięki temu zmniejsza się stopień niedopasowania podziałki łańcuchów do podziałki kół napędowych.

Kontrole wydłużeń podziałki ogniw należy wykonywać za pomocą specjalnych przyrządów (sprawdzianów). Praktycznie każdy producent stosuje inny przyrząd pomiarowy. Istnieją dwa główne sposoby pomiarów. W pierwszym z nich podziałkę mierzy się bezpośrednio przez pomiar n ogniw i wtedy wynosi ona (rys. 123):

$$p = \frac{L}{n} \ [mm] \tag{369}$$

natomiast w drugim pośrednio, w którym wykorzystuje się zależność:

$$p = \frac{L - 2d'}{n} \ [mm] \tag{370}$$

gdzie:

- *p* średnia wartość podziałki łańcucha z pomiarów na *n* ogniwach [mm],
- n liczba ogniw odcinka pomiarowego łańcucha (n jest liczbą parzystą przy metodzie bezpośredniej zalecanej przez firmę "THIELE" i nieparzystą jak w firmie "FASING",
- d' średnica (grubość) pręta ogniwa mierzona wzdłuż osi podłużnej ogniwa (jest ona nieco mniejsza niż na odcinkach prostych; przy $n \ge 3$ błąd z tego powodu wynikający jest niewielki i można przyjmować, że d' = d).



Rys. 123. Sposoby pomiaru wydłużeń podziałki ogniw łańcucha [98,99]; a – pomiar pośredni L max przez 5 ogniw według firmy "FASING" oraz bezpośredni przez parzystą liczbę ogniw (najczęściej 4j według firmy "THIELE", b – pomiar sprawdzianem firmy "FASING" dla L max 2% i L max 4%

Firma "FASING" dokonuje pomiarów przez 5 ogniw niezależnie od wielkości mierzonego łańcucha. Ze względu na budowę przyrządu w firmie "THIELE" *n* zależne jest od wielkości łańcucha i dla wielkości 18 x 64, n = 10, dla 22 x 86 i 26 x 92, n = 8, dla 30 x 108 i 34 x 126, n = 6, natomiast dla większych łańcuchów n = 4.

Innym powodem do wymiany łańcuchów jest częstość ich zerwań. Jeśli łańcuch jest właściwie wykonany przez producenta, to w czasie jego użytkowania wyróżnić można dwa okresy. Pierwszy z nich charakteryzuje się w przybliżeniu stałą częstością zerwań, zaś w drugim obserwuje się duży ich wzrost (rys. 124).



Rys. 124. Wykres kumulacyjny zerwania łańcucha [98]

Początek drugiego okresu użytkowania jest właściwym momentem do wymiany łańcuchów. Przyczynami dużego wzrostu częstości zmęczeniowych zerwań łańcuchów są najczęściej mikropęknięcia spowodowane powstawaniem martenzytu na powierzchni kontaktu ogniw z rynną w wyniku silnego tarcia lub wżery korozyjne. Powodują one spiętrzenia naprężeń i intensywną propagację szczelin zmęczeniowych prowadzących w konsekwencji do gwałtownego zerwania pozostałego przekroju pręta ogniwa (rys. 125).



Rys. 125. Powstawanie i rozwój tarciowych pęknięć zmęczeniowych [109]

Jeśli w odnotowywanych zerwaniach dominują zerwania szybkozłączy, a ilość zerwań normalnych ogniw łańcuchów ma charakter pierwszego z opisanych okresów, to wymienione powinny zostać tylko szybkozłącza. Podsumowując dotychczasowe informacje, za słuszne należy uznać przyjęcie kryteriów wymiany łańcuchów i ich elementów złącznych zgodnie z informacjami zawartymi w tabeli 15.

Objawy	Kryteria wymiany			
Wydłużenie podziałki ogniw (zużycie + wydłużenie plastyczne)	 wydłużenie podziałki ogniw > 4%. 			
Ubytek materiału ogniw	 zmniejszenie średnicy ogniw na łuku mierzonej wzdłuż osi podłużnej ogniw > 8%, zmniejszenie średnicy ogniw na łuku w płaszczyźnie prostopadłej do środka powierzchni kontaktu z zębami koła > 12 – 15% (rys. 120), ubytek średnicy ogniw na odcinkach prostych > 25 – 30%. 			
Częstotliwość zerwań łańcucha	 gwałtowny wzrost częstotliwości zerwań przy nieprzekroczonych granicznych wartościach ubytków materiałowych i wydłużeń podziałki. 			
Częstotliwość zerwań elementów złącznych lub ich odkształcenia	 gwałtowny wzrost częstotliwości zerwań lub ich odkształcenia widoczne gołym okiem. 			

Kryteria kwalifikujące łańcuchy i elementy złączne do wym	niany
	Tabela 15

W trakcie użytkowania przenośnika własności wytrzymałościowe łańcuchów ulegają degradacji. Najbardziej dotyczy to liczby cykli zmęczeniowych. Przeprowadzone badania zmęczeniowe łańcuchów 30 x 108 pracujących w kopalni "NIEDERBERG" w Niemczech przedstawiono na rysunku 126, natomiast na rysunku 127 wyniki podobnych badań łańcuchów 38 x 126 z kopalni "WESTERHOLT".



Rys. 126. Wyniki badań zmęczeniowych łańcuchów 30 x 108 w funkcji czasu ich pracy w kopalni "NIEDERBERG" (przenośnik długości 350 m) [109]





Na rysunku 128 przedstawiono ponadto wyniki badań zmian podziałki łańcucha 38 x 126 z tej drugiej kopalni.

Jedną z najbardziej istotnych przyczyn degradacji własności użytkowych łańcuchów i elementów złącznych jest korozja wżerowa i naprężeniowa. Reakcje elektrochemiczne zachodzące w warstwie powierzchniowej ogniw przedstawia rysunek 129 [109].



Rys. 128. Pomiary przyrostów podziałki ogniw łańcucha w funkcji ilości przetransportowanego urobku w kopalni "WESTERHOLT" [109]



Rys. 129. Schematyczne przedstawienie reakcji elektrochemicznych w warstwie powierzchniowej ogniw według W. Schwenka [109]

Cięgna łańcuchowe powinny być codziennie kontrolowane wizualnie. Brakujące zgrzebła należy uzupełniać, a uszkodzone wymieniać, zaś luźne nakrętki dokręcać. Zgrzebła należy wymieniać również, jeżeli ich długości ulegną skróceniu do wartości granicznej, której przekroczenie grozi ich wypadaniem z prowadzeń w rynnie. Długości te podają producenci dla każdego typu przenośnika.

Na rysunku 130 pokazano jak długość graniczną zgrzebeł określa firma "RYFAMA" [97].



Rys.130. Sposób określania granicznej długości zgrzebła według firmy "RYFAMA" [97]

Kryterium dotyczące zużycia zgrzebeł jest powiązane ze stopniem zużycia profili rynien w miejscu ich kontaktu z końcem zgrzebła. Jest ono określone zależnością:

$$L \ge A + e \ [mm] \tag{371}$$

gdzie:

L – rzeczywista długość zgrzebła [mm],

A – rzeczywisty wymiar rynny [mm],

 e – wartość zależna od profilu rynny (np. dla profilu odlewanego E 330 (e = 30 mm).

Minimum raz na kwartał należy skontrolować wydłużenie podziałki ogniw łańcuchów za pomocą przyrządów pomiarowych i podjąć odpowiednie decyzje dotyczące dalszej ich pracy lub wymiany. Niedopuszczalne jest tworzenie nowych i używanych par łańcuchów. Jeśli nie można temu zapobiec, to przy montażu cięgna należy je tak zamontować w zamknięty kontur, aby przez bębny napędowe przechodziły równocześnie tylko nowe, lub tylko używane pary łańcuchów.

17.4.1.2. Napinanie cięgien łańcuchowych

W podrozdziale 5 przedstawiono zależności umożliwiające określenie sił napięcia wstępnego cięgien łańcuchowych w przenośnikach zgrzebłowych dużej i średniej długości, czyli głównie w przenośnikach ścianowych. Znajomość tych sił jest potrzebna do takiego napięcia wstępnego cięgna łańcuchowego w nieobciążonym urobkiem przenośniku, aby w czasie pracy przenośnika w pełni

obciążonego urobkiem na całej jego długości na zejściu cięgna z jednego z bębnów napędowych występowało minimalne jego luzowanie. Luz ten powinien być na tyle mały, aby nie powodował zakłóceń w pracy przenośnika. Luzowanie cięgna może mieć miejsce przy schodzeniu z bębna napędu zwrotnego lub wysypowego. Miejsce tego luzowania zależy od warunków pracy i rozmieszczenia jednostek napędowych w przenośniku. Najczęściej występuje ono na zejściu z bębna napędu zwrotnego. Położenie ogniw łańcuchów w różnych stanach napięcia cięgna w kadłubie tego napędu przedstawia rysunek 48. Jeśli cięgno łańcuchowe luzuje się przy schodzenia z bębna napędu wysypowego, to rozpoznanie stanu jego napięcia określa zwis łańcuchów (rys. 47).

W trakcie pracy przenośnika, na skutek zużycia ogniw wydłuża się ich podziałka i po pewnym czasie zluzowanie cięgna jest nadmierne, co może spowodować różne negatywne konsekwencje. Trzeba więc skrócić cięgno łańcuchowe o dwa ogniwa. W konsekwencji powoduje to, że przez pewien okres czasu cięgno pracuje ze zwiększonym napięciem, co również nie jest pożądane, ponieważ powoduje to zwiększenie oporów ruchu i obniżenie sprawności współpracy cięgna z bębnem napędowym, zwiększenie poboru mocy i szybsze zużywanie się łańcuchów, zębów kół napędowych, prowadnic cięgna w kadłubach napędowych i rynnach dołącznych. Zmiana napięcia cięgna spowodowana jego skróceniem o dwa ogniwa zależy od długości przenośnika i wielkości łańcucha. Przykładowo w przenośniku ścianowym o długości 250 m wyposażonym w centralne cięgno z łańcuchami środkowymi 30 x 108 usunięcie dwóch ogniw zwiększa napięcie pojedynczego łańcucha o około 30 kN.

Cięgno łańcuchowe w trakcie całego okresu pracy jest wielokrotnie skracane. Korzystnym jest sprawdzanie napięcia łańcuchów przed i po ich skróceniu, oraz sporządzanie wykresu tych napięć, jak na rysunku 131 [98]. Analiza stanu zmienności napięć łańcuchów w cięgnie umożliwia ocenę stopnia zróżnicowania napięć, zużycia ogniw i podjęcie odpowiednich działań serwisowo-korygujących.



Rys. 131. Zmiany napięcia w łańcuchach cięgna przenośnika ścianowego spowodowane ich okresowym skracaniem o dwa ogniwa [97]

Producenci łańcuchów, a w ślad za nimi producenci przenośników podają wartości napięć wstępnych w funkcji wielkości łańcucha i długości przenośnika. Przykładowo firma "FASING" zaleca napięcia podane w tabeli 16 [98].

Wartości całkowite napięć cięgna łańcuchowego (suma napięć obu łańcuchów) w funkcji wielkości łańcucha i długości przenośnika [184] Tabela 16

Wielkość łańcucha [mm]	26	30	34	38	42		
Maksymalne napięcie [kN]	110	140	160	180	210		
Długość ściany [m]	Minimalne napięcie wstępne cięgna przed usunięciem dwóch ogniw [kN]						
200	60	70	70	80	90		
225	65	80	80	90	100		
250	70	85	90	100	120		
275	75	90	100	110	130		
300	80	95	110	120	145		
350	-	-	115	135	160		
400	-	-	120	145	180		

Pomiary napięcia cięgna powinny być realizowane zawsze w tym samym miejscu. Wspomniana firma i producenci przenośników w Polsce zalecają, aby to miejsce było oddalone o 20 m od napędu wysypowego.

Przedstawiony sposób korygowania napięcia cięgna jest obecnie w Polsce powszechnie stosowany. Powoduje on okresowe nadwyżki

napięć i jest w praktyce kopalnianej kłopotliwy. Z tego powodu korzystne jest stosowanie napędów zwrotnych z hydraulicznym (teleskopowym) napinaniem, które umożliwiają szybką i bardziej precyzyjną korektę napięcia cięgna. Skok siłowników napinających wynosi, w zależności od długości przenośnika 0,5 – 1,0 m. Umożliwia on zmniejszenie liczby skróceń cięgna 4 – 8 razy.

Korekta napięcia cięgna musi być prowadzona zgodnie z wytycznymi producentów przenośników przez odpowiednio do tego celu przeszkolonych pracowników, aby nie doprowadzić do bardzo dużych nadwyżek napięć cięgna.

Obecnie czołowi producenci przenośników zgrzebłowych w świecie stosują automatyczne (nadążne) napinanie cięgien, które w sposób ciągły zapewniają optymalne ich napięcie dla każdego stanu obciążenia przenośnika urobkiem, a nie jak we wcześniej opisanych sposobach, tylko dla pełnego obciążenia na całej długości przenośnika. Automatyczne napinanie cięgna eliminuje błędy obsługi i zapewnia najlepsze warunki pracy dla cięgna, a przez to sprzyja zwiększeniu trwałości łańcuchów, kół napędowych i wielu innych elementów napędu przenośnika, obniża też pobór mocy. Szerszy opis tej problematyki przedstawiono w podrozdziale 5.

17.4.2. Napędy

17.4.2.1. Łańcuchowe koła napędowe

Łańcuchowe koła napędowe są elementami napędu o bardzo dużej intensywności zużycia ściernego. Ubytki materiału kół napędowych występują głównie na flankach zębów i na dnie gniazd łańcuchowych. Spowodowane są one ruchami ogniw poziomych łańcucha po tych powierzchniach pod działaniem znacznych sił. Ruchy te są tym większe, im większy jest stopień niedopasowania podziałki ogniw łańcucha do podziałki koła. Postępujące zużycie ścierne obu współpracujących elementów powoduje powiększanie podziałki łańcucha i zmniejszanie podziałki koła. Taki charakter zużycia obu elementów intensyfikuje proces ich geometrycznego niedopasowania. Skutkiem tego zużycia punkt styku ogniw z zębami koła stale podnosi się ku wierzchołkom zębów, a następnie dochodzi do poślizgu ogniwa w kierunku dna gniazda. Poślizgowi temu towarzyszy jednocześnie ruch ogniw poziomych w gniazdach kół w kierunku zgodnym z ich ruchem. Prowadzi to do obniżenia sprawności współpracy tych elementów i znacznej intensyfikacji zużycia ściernego łańcuchów i kół gniazdowych. Na skutek zużycia ściernego obu elementów i ewentualnie wydłużeń plastycznych ogniw może dochodzić do ich zakleszczania w gniazdach kół, przyśpieszonego zużycia zębów wyrzutników łańcuchów albo nawet ich zniszczenia. Taki charakter współpracy łańcuchów i kół napędowych ma też negatywny wpływ na dynamikę pracy napędu, a zwłaszcza cięgna łańcuchowego.

Dotychczas zużycie kół napędowych sprawdzano w różny sposób. Przykładowo firma "RYFAMA" jako kryterium wymiany kół napędowych uznaje wydłużenie gniazd o 5% w stosunku do ich wymiarów nominalnych. Inny sposób kontroli zużycia kół napędowych proponuje firma "BUCYRUS". Wykorzystuje ona do kontroli stopnia zużycia ściernego kół napędowych pośredni pomiar odległości dna gniazda od osi obrotu (wymiar *K* według PN-G-46703). Sposób pomiaru pokazano na rysunku 132. Jako kryterium kwalifikujące koło do wymiany przyjęto zmniejszenie wymiaru *H* o 12 mm, niezależnie od wielkości łańcucha, czyli:

$$\Delta H = H_n - H_{min} \le 12 \, mm \, [mm] \tag{372}$$

gdzie:

 H_n – wymiar H w nowym kole [mm],

 H_{min} – wymiar H minimalny ($H_{min} = H_n$ - 12) [mm].



Rys. 132. Pomiar zużycia kół łańcuchowych zalecany przez firmę "BUCYRUS" [96]

Wraz z wymianą łańcuchowych kół napędowych należy też wymienić wyrzutniki łańcuchów. Kontrola stopnia zużycia kół napędowych powinna być wykonywana minimum raz w miesiącu. Jeśli flanki zębów koła napędowego zużywają się jednostronnie, to tam gdzie to jest możliwe celowy jest demontaż tych kół i obrócenie ich o 180°, dzięki czemu może pracować druga niezużyta strona zębów. Czynność tę wykonuje się najczęściej po połowie okresu użytkowania kół napędowych.

17.4.2.2. Pozostałe elementy napędów

Do kadłubów napędowych mocowane są jednostki napędowe, na które składają się blok dystansowy, przekładnia zębata, sprzęgło wraz z obudową oraz silnikiem napędowym, a także inne zespoły, takie jak bęben napędowy, urządzenia napinające itp. Wszystkie te elementy i zespoły łączy się ze sobą przez połączenia śrubowe, wpustowe lub wielowypustowe. Wymagają one odpowiedniej obsługi. Najbardziej elementarną sprawą jest odpowiednio silne i pewne połączenie wszystkich elementów napędów. Elementy nieobrotowe napędów łączone są zwykle za pomocą śrub. Ich momenty dokręcenia przy założeniu całkowitego współczynnika tarcia $\mu_{cal} = 0,14$ według firmy "BUCYRUS" podano w tabeli 17 [96].

Momenty dokręcenia śrub metrycznych według firmy "	BUCYRUS"
przy μ_{cal} = 0,14 [96]	

				Т	abela 17			
Gwint	Skok	gwintu [mm]	Moment dokręcenia śrub dla różnych klas własności mechanicznych [Nm]					
[mm]	Gwint zwykły	Gwint drobnozwojowy	8.8	10.9	12.9	A2-70	A4-80	
M8	1,25		23	32,5	39	17	23	
M10	1,5		46	65	78	34	45	
M12	1,75		80	113	135	59	78	
(M14)	2		127	178	215	94	125	
M16	2		195	275	330	146	195	
(M18)	2,5		270	380	455	202	270	
M20	2,5		380	535	640	285	380	
(M22)	2,5		510	720	865	384	512	
M24	3		655	920	1100	490	654	
M24		2	-	1100	-			
(M27)	3		965	1360	1630			
(M27)		2	-	1600	-			
M30	3,5		1310	1845	2215			
(M33)	3,5		1780	2500	3000			
M36	4		2290	3220	3960			
(M39)	4		2970	4170	5000			
M42	4,5		3670	5160	6190			
(M45)	4,5		4590	6450	7740			
M48	5		5540	7790	9350			

Zalecane jest, aby elementy napędu miały codzienną kontrolę stanu dokręcenia śrub mocujących połówki gwiazd, bloków dystansowych, przekładni zębatych, osłon sprzęgieł oraz silników. Potrzeba ta wynika z dużej wrażliwości połączeń wpustowych i wielowypustowych na nieosiowość usytuowania wałów napędowych i sprzęgieł. Codzienną kontrolą powinny też być objęte: stan dokręcenia śrub mocujących wyrzutniki łańcucha, płyty wyrzutnikowej, odkładni urobku w napędach krzyżowych i z wysypem bocznym, oraz wymiennych ślizgów w kadłubach napędów i rynnach dołącznych.

W przeglądach tygodniowych należy kontrolować stan napełnienia przekładni olejem oraz stan uzębień kół zębatych, zwłaszcza stożkowych.

W przeglądzie głównym wykonywanym zwykle przed przerzutem przenośnika do następnej ściany należy dokładnie ocenić stan techniczny wszystkich elementów przenośnika, zwłaszcza narażonych na ścieranie i uszkodzenia. Elementy, które nie gwarantują dobrej pracy w następnej ścianie powinny być wymienione, naprawione lub zregenerowane.

Do każdego przenośnika dostarczonego użytkownikowi dołączana jest instrukcja obsługi, która zawiera szczegółowe informacje na temat wymagań dotyczących bezpieczeństwa pracy oraz czynności, które zapewnią mu długotrwałą i ekonomiczną eksploatację.

Zespoły przenośnika, takie jak przekładnie zębate, silniki elektryczne, sprzęgła hydrodynamiczne i inne bardziej złożone zespoły (zwłaszcza od poddostawców) mają osobne instrukcje, z którymi użytkownik powinien się zapoznać i wykorzystać do czynności obsługowych.

Bardzo ważnymi czynnościami obsługowymi przenośników, zapewniającymi im długotrwałą i poprawną pracę są czynności smarownicze, które należy wykonywać regularnie, zgodnie z instrukcją.

Przy pracach tych należy przestrzegać następujących podstawowych zasad:

- używać olejów i smarów zalecanych przez dostawcę w podanych przez niego ilościach i częstotliwościach,
- nie mieszać olejów i smarów różnych gatunków i od różnych dostawców,

- oleje i smary uzupełniać i wymieniać do ustalonego stanu i chronić je przed zanieczyszczeniami,
- przed smarowaniem smarem stałym punkty smarne oczyścić z zanieczyszczeń, podobnie jak wlewy oleju przy jego uzupełnianiu lub wymianie.

W układach hydraulicznych przenośników zgrzebłowych, oprócz olejów stosuje się emulsje jako ciecze hydrauliczne. Ich głównym składnikiem jest woda, która musi spełniać określone wymagania. Są one podane w tabeli 18.

Wymagania dotyczące właściwości wody użytkowej do tworzenia cieczy hydraulicznych według firmy "BUCYRUS" [184]

Tabela 18

Kryterium testu	Wartość graniczna			
Wartość pH	6,5 - 8,5			
Twardość wody	< 750 mg/l ekwiwalent CaCO ₃ (≤ 42° dH)			
Zawartość Cl ⁻	≤ 201 mg/l			
Zawartość SO4 ²⁻	≤ 145 mg/l			
Zawartość NO ³⁻	≤ 20 mg/l			
Zawartość Na+	Brak danych			
Zawartość Mg+	Brak danych			
Zawartość Fe	≤ 1 mg/l			
Wymagania bakteriologiczne	≤ 10 ⁵ Kol/ml			
Zawartość ciał stałych 1,2 ^{µm-}	< 40 mm m/l			
Filtracja wg DIN 12662				
Wygląd, kolor, zapach	Odchylenia są niedopuszczalne np.: zmętnienie, nieprzyjemny zapach itp.			
Przewodność elektryczna	< 1800 µS/cm			

Ciecz hydrauliczna sporządzona na bazie takiej wody powinna być monitorowana, najkorzystniej automatycznie. Monitoring dotyczy temperatury, wartości pH, obciążenia drobnoustrojowego oraz spieniania. Jeśli stały monitoring nie jest możliwy, to należy raz w tygodniu kontrolować następujące właściwości:

- wartość pH 7,5 9,5,
- obciążenie drobnoustrojowe $\leq 10^5$ Kol/ml,
- zawartość koncentratu ≥ 2%,
- temperatura maksymalna (krótkotrwała) ≤ 55° C,
- temperatura robocza \leq 45° C.

Okresowo należy też badać przewodność i spienienie cieczy.

Jeśli woda ma być używana do zwalczania zapylenia, to należy ją filtrować, aby wyeliminować cząstki powyżej 100 µm. Woda stosowana do chłodzenia przekładni i silników może zawierać cząsteczki stałe większe niż 100 µm pod warunkiem, że nie jest ona później przeznaczona do zwalczania zapylenia z użyciem dysz. Woda używana do przepływowych sprzęgieł hydrodynamicznych musi być filtrowana bardzo dokładnie, aby nie zatykała kanalików sterujących w zaworach (tabela 18).

Wały napędowe należy wymienić, gdy jego czopy do osadzania łożysk nie gwarantują właściwego pasowania z pierścieniem wewnętrznym łożyska, lub gdy zużycie wielowypustu lub rowka wpustowego jest duże i nie zapewnia prawidłowego przenoszenia momentu obrotowego.

Kadłuby napędowe podlegają wymianie, gdy blacha ślizgowa jest zużyta do połowy pierwotnej grubości, deformacji ulegną fragmenty kadłuba, w których mocuje się bębny napędowe.

17.4.3. Użytkowanie rynien

Rynny są bardzo materiałochłonnymi i kosztownymi elementami przenośników zgrzebłowych. Wynika to z dużej ich liczby w przenośniku, masy oraz wysokiej jakości stosowanych materiałów, które podlegają obróbce cieplnej (ulepszaniu). Zużycie ścierne blach i profili bocznych rynien zależy od rodzaju transportowanego urobku, zastosowanych materiałów konstrukcyjnych, zawartości i rodzaju skały płonnej w urobku, stopnia krzywoliniowości trasy przenośnika w płaszczyźnie pionowej i poziomej, napięcia cięgna, nachylenia przenośnika itp. Jeśli płoza kombajnowa porusza się nie po ostrodze lecz po górnej półce profilu ociosowego, to fakt ten należy uwzględniać przy konstruowaniu geometrii tego profilu, jak i przy szacowaniu jego żywotności.

Cechami kwalifikującymi rynny do wymiany są [161]:

 osiągnięcie granicznych wymiarów w przekrojach niebezpiecznych wyznaczonych ze względów wytrzymałościowych wynikających z sił przekładkowych przenośnika, podciągania sekcji obudowy zmechanizowanej i obciążeń pochodzących od maszyny urabiającej [11],

238

- zużycia profili bocznych oraz blachy ślizgowej i spągowej powodujących niebezpieczeństwo wypadania cięgna z prowadzeń w rynnie,
- zużycia blachy ślizgowej powodującej utratę szczelności rynny (przepady miału do dolnej przestrzeni rynny),
- deformacje plastyczne blach i profili bocznych uniemożliwiające poprawne ich funkcjonowanie,
- zniszczenie lub bardzo istotne deformacje czopów, elementów złącznych rynien lub gniazd na te elementy.

Producenci przenośników zgrzebłowych stosują zwykle różne kryteria wymiany rynien.

W praktyce kopalnianej użytkownicy wycofują rynny z eksploatacji przy różnych stanach ich zużycia. Najczęściej decyzję tę podejmuje się po zakończeniu pracy ściany. W wyniku pomiaru zużycia rynien w różnych ich przekrojach ocenia się możliwości wybrania następnej ściany bez większych komplikacji ruchowych. Aby ta ocena była wiarygodna trzeba znać krytyczne wartości wymiarowe w przekrojach niebezpiecznych. Wartości tych wymiarów mogą się nieco różnić w zależności od parametrów technicznych obudowy i maszyny urabiającej.

W RFM "RYFAMA" pomiar zużycia blachy ślizgowej zaleca się wykonywać w trzech punktach, zgodnie z rysunkiem 133.



Rys. 133. Punktu pomiarowe zużycia blach ślizgowych rynien według firmy "RYFAMA" [97]

Wygięcie trwałe blachy spągowej może również uniemożliwić pracę przenośnika. Najczęściej wygięcie takie powoduje przeciągnięcie w dolnej przestrzeni rynien zgrzebła z przewiniętym na nim zerwanym łańcuchem. Łańcuch taki przy przechodzeniu przez bęben wysypowy zmienia kierunek ruchu i zawija się na zgrzeble, co powoduje, że zgrzebło wraz z łańcuchem ma wysokość znacznie większą niż wysokość dolnej przestrzeni rynien i powoduje trwałe wygięcie blachy spągowej. Jeśli to wygięcie przekracza wartość graniczną, przy której rynna spoczywa na wybrzuszeniu blachy spągowej, to pazur ostrogi znajduje się powyżej spągu i strona ociosowa rynny z każdym jej przesunięciem podnosi się w górę, pozostawiając coraz więcej urobku na spągu. Graniczne wygięcie blachy spągowej zależy od wysokości pazura ostrogi i szerokości rynny. Przykładowo firma "RYFAMA" podaje wartość wygięcia trwałego blachy spągowej dla rynien o profilach E 330 i szerokości 1100 mm równe 12 mm (rys. 134).



Rys. 134. Pomiar wygięcia blachy spągowej rynny [97]

Zużycie rynien jest funkcją ich położenia w przenośniku. Pierwsza rynna przed napędem wysypowym przenosi całość urobku ze ściany, zaś ostatnia tylko tę ilość, która była transportowana w dolnej przestrzeni rynien. Z tego powodu zużycie konkretnej rynny spowodowane przez przemieszczany urobek jest liniową funkcją jej położenia od napędu wysypowego.

Wykorzystując tę zależność, przy relokacji przenośnika do następnej ściany należy odwrócić kolejność montowania rynien w tej ścianie. Takie postępowanie powinno być stosowane przy każdej kolejnej instalacji przenośnika z tym, że rynny nadmiernie zużyte w wyniku ich pracy na odcinkach zakrzywionych przenośnika powinny mieć regenerowane ubytki na ich końcach, lub wymieniane [167].

17.4.4. Postępowanie w przypadku zaistnienia usterek

W czasie użytkowania przenośników zgrzebłowych mogą powstać różnego rodzaju uszkodzenia jego elementów i zespołów. Dozór maszynowo-elektryczny i załoga z większym doświadczeniem potrafi zazwyczaj sprawnie zidentyfikować miejsce i przyczynę oraz sposób jej usunięcia. Mniej doświadczeni użytkownicy mogą skorzystać z tabeli 19, w której wyszczególniono najczęściej występujące usterki oraz możliwe przyczyny ich powstania. Dla każdej przyczyny podano sposób jej usunięcia.

Ust	erki	Przyczyny		Sposoby usuwania usterek		
1.	Przenośnik mimo prawidłowego załączenia nie rusza, lub rusza, ale po chwili zatrzymuje się.	a) Pr b) Sp c) Zv d) St wz (n ur pr pia e) Pr st zt	zerwa w obwodzie prądu oadek napięcia warcie przewodu erowniczego do ziemi cycznik wyłącza się ze zględu na przeciążenie admierne obciążenie obkiem, podbicie zenośnika miałem lub askiem podsadzkowym) rzerwa w obwodzie erowniczym lub siłowym, y kontakt styków	a) b) c) d) e)	Skontrolować obieg prądu Skontrolować napięcie Usunąć zwarcie i odizolować przewód od ziemi Skontrolować stycznik przeciążeniowy, usunąć przyczynę przeciążenia Usunąć przerwę, oczyścić lub wymienić uszkodzone styki	
2.	Przenośnik w czasie pracy zostaje samoczynnie wyłączony	a) Za te pr b) Ja c) Du ro	adziałanie zabezpieczeń rmicznych po dłuższym zeciążeniu ak w punkcie a, b, c, d, e uża nierównomierność zkładu obciążeń silników	a) b) c)	Usunąć przyczynę przeciążenia Jak w punkcie a, b, c, d, e Znaczna różnica napięć zasilania, w cięgnie łańcuchowym są odcinki starego i nowego łańcucha o dużej różnicy podziałek	
3.	Nagłe zablokowanie ruchu cięgna (cięgno pozwala tylko na minimalny ruch do przodu i do tyłu)	a) W sk b) Za pr wy lui c) Pr ur ci pr śc wy d) Re pr cz	ytrzymałe ciało obce lub cała blokuje ruch cięgna ablokowanie ruchu zenośnika w pobliżu ysypu, pod kombajnem b w dolnej gałęzi rzenośnik zablokowany obkiem w dolnej gałęzi ęgna (źle funkcjonujący zesyp, praca przenośnika cianowego przy yłączonym podścianowym) ozerwanie trasy zenośnika (zniszczenie copów lub elementów acznych rynien)	a) b) c) d)	Usunąć ciało obce Usunąć przyczynę zablokowania Poprawić pracę przesypu, wprowadzić system automatycznego wyłączania przenośnika ścianowego po zatrzymaniu przenośnika podścianowego. Wymienić rynnę lub jej elementy złączne	

Najczęściej występujące nieprawidłowości w pracy i uszkodzenia przenośników zgrzebłowych, ich przyczyny oraz sposoby ich usuwania

242 Górnicze przenośniki zgrzebłowe. Teoria, badania i eksploatacja

Ust	erki	Przyczyny		Spo	Sposoby usuwania usterek		
4.	Silniki elektryczne lub przekładnie zbyt mocno sie grzeja	a)	Silniki lub przekładnie są zasypane urobkiem i jest złe chłodzenie	a)	Usunąć zanieczyszczenie i zabezpieczyć przed zasypywaniem urobkiem		
	(powyżej 85°C)	b)	Zbyt duża częstotliwość załączeń	b)	Zmniejszyć częstotliwość załączeń		
		c)	Niewystarczający przepływ cieczy chłodzącej lub powietrza	c)	Skontrolować obieg chłodzenia wraz z zaworami i filtrami, udrożnić wlot powietrza		
		d)	Nadmierne lub niedostateczne napełnienie przekładni oleiem	d)	Sprawdzić poziom oleju i doprowadzić do jego właściwego poziomu		
		e)	Wyciek oleju na uszczelnieniach wałów	e)	Wymienić uszczelnienia		
		f)	Stary i zużyty olej lub o nadmiernej lepkości	f)	Wymienić olej		
		g)	Uszkodzone łożyska	g)	Wymienić łożyska		
5.	Nasmarowane łożyska	a)	Zbyt mało smaru w łożysku	a)	Uzupełnić niedobór smaru		
	zbyt mocno się grzeją	b)	Łożysko ma zlikwidowany	b)	Zapewnić łożysku		
		->	luz	->	prawidłowy luz		
		C)	Stary i zanieczyszczony smar	C)	Usunąc stary i nasmarować łożysko nowym smarem w odpowiedniej ilości		
		d)	Uszkodzone łożysko	d)	Wymienić łożysko		
6.	Zatarcie lub uszkodzenie łożysk na wale weiściowym	a)	Brak smaru lub niedostateczny przepływ oleju	a)	Wymienić łożyska i wyregulować ich luz, poprawić smarowanie		
	przekładni stożkowej	b)	Silnie niewyważone sprzęgło	b)	Wymienić lub wyważyć sprzęgło		
7.	Wyłamanie zębów w kołach stożkowych przekładni	a)	Niewłaściwe zazębienie kół stożkowych (złe ustawienie luzu)	a)	Wymienić koła stożkowe i wyregulować luz		
		b)	Zatarcie lub uszkodzenie łożysk	b)	Wymienić łożyska		
8.	Hałaśliwa praca przekładni	a)	Uszkodzenie łożysk lub uzębień kół	a)	Wymienić uszkodzone elementy		
9.	Cięgno łańcuchowe przeskakuje na bębnie	a)	Cięgno łańcuchowe zbyt luźne	a)	Skrócić i ponownie napiąć cięgno		
	łańcuchowym	b)	Przekręcony łańcuch	b)	Rozpiąć i właściwie spiąć łańcuch		
		c)	Nadmiernie wygięte zgrzebła	c)	Wymienić wygięte zgrzebła		
		a)	Nadmiernie wydłużone jedno z pasm łańcuchowych, nadmierne zużycie łańcucha i koła	a)	Wymienic odcinki łańcucha nadmiernie zużyte i wydłużone oraz koło napędowe		
		e)	napędowego Niejednakowa liczba ogniw w pasmach ciegna	e)	Skrócić pasmo i większej liczbie ogniw		
10.	Wytopienie korków to- pikowych w sprzęgłach hydrodynamicznych o stałym napełnieniu	a)	Przeciążenie przenośnika	a)	Ustalić przyczynę przegrzania, usunąć ją i napełnić sprzęgło ponownie		

Usterki	Przyczyny		Sposoby usuwania usterek		
	b)	Duża liczba włączeń	b)	Doprowadzić do mniejszej liczby włączeń	
	c)	Nieprawidłowe napełnienie lub uszkodzone uszczelnienia	c)	Napełnić prawidłowo sprzęgło lub wymienić uszkodzone uszczelnienia, sprawdzić pracę sprzęgła i wskazani amperomierzy	
	d)	Zablokowanie ruchu przenośnika	d)	Usunąć przyczynę zablokowania ruchu przenośnika	
 Stale utrzymujące się nierówne obciążenie jednostek napędowych z przepływowymi sprzęgłami hydrodynamicznymi 	a)	Rozregulowany układ sterowania pracą sprzęgieł (źle funkcjonujące zawory, zanieczyszczone filtry wody i zawory itp.)	a)	Ustalić przyczynę i ją usunąć	
 Zmieniające się cyklicznie obciążenia jednostek napędowych w każdym obiegu cięgna 	a)	W cięgnie łańcuchowym są odcinki łańcucha o zróżnicowanej podziałce (stare i nowe odcinki lub odcinki odkształcone plastycznie)	a)	Wymienić cięgno łańcuchowe lub zastąpić odcinki wydłużone innymi o podziałce zbliżonej do pozostałych	
 Cięgno łańcuchowe wykazuje dużą częstotliwość zerwań od początku jego pracy 	a)	Źle dobrane cięgno łańcuchowe do przenośnika lub niewłaściwie wykonane łańcuchy lub szybkozłącza	a)	Wymienić cięgno na właściwe	
 Cięgno łańcuchowe wykazuje dużą częstotliwość zerwań po pewnym okresie poprawnej pracy 	a)	Pęknięcia zmęczeniowe ogniw łańcucha zainicjowane przez korozję lub martenzyt tarcia	a)	Wymienić łańcuchy i elementy złączne na nowe	
	b)	Pęknięcia elementów złącznych przy poprawnej pracy łańcuchów	b)	Wymienić elementy złączne	

Literatura

- [1] Antoniak J.: Nowy model podziemnej kopalni węgla kamiennego. Wydaw. Politechniki Śląskiej. Gliwice 2008.
- [2] Antoniak J.: Urządzenia i systemy transportu podziemnego w kopalniach. Katowice. Wydaw. "Śląsk", Katowice 1990.
- [3] Antoniak J.: Transport taśmowy i koncentracja wydobycia podstawą współczesnego modelu polskiej kopalni węgla kamiennego. Wydaw. Politechniki Śląskiej. Gliwice 2009.
- [4] Antoniak J.: Współczesne systemy napędowe wysoko wydajnych ścianowych przenośników zgrzebłowych. Mechanizacja i Automatyzacja Górnictwa 2001, nr 6.
- [5] Antoniak J.: Systemy napędowe wysoko wydajnych ścianowych przenośników zgrzebłowych. W: Międzynarodowa konferencja techniki urabiania TUR 2001. Kraków-Krynica 2001.
- [6] Antoniak J.: Zastosowanie inteligentnego systemu napędowego CST 30 w wysoko wydajnym przenośniku zgrzebłowym w KWK "Piast". Maszyny Dźwigowo-Transportowe 2000, nr 2.
- [7] Antoniak J.: Własności ruchowe nowoczesnego napędu ciężkiego ścianowego przenośnika zgrzebłowego wyposażonego w sprzęgła hydrodynamiczne opróżnialne na wodę. Maszyny Dźwigowo-Transportowe 2000, nr 2.
- [8] Antoniak J.: Prędkość fali naprężenia w łańcuchu przenośnika zgrzebłowego. Zeszyty Naukowe Pol. Śl., Seria Górnictwo, zeszyt 269.
- [9] Antoniak J.: Badania przemysłowe systemów napędowych ścianowych przenośników zgrzebłowych. W: IV Międzynarodowa konferencja "Nowoczesne przenośniki dla węglowego górnictwa podziemnego. Systemy transportu kopalnianego.
- [10] Antoniak J.: Górnicze łańcuchy ogniwowe okrągłe i płaskie do ścianowych przenośników zgrzebłowych i ich dobór wspomagany komputerowo. TUR 2002. Kraków – Krynica 2002.
- [11] Antoniak J., Lutyński A, Suchoń J.: Badania zużycia rynien przenośników zgrzebłowych. W: Międzynarodowa Konferencja Naukowo-Techniczna "Problemy projektowania, wytwarzania i eksploatacji sprzętu górniczego i środków automatyzacji górnictwa." Politechnika Śląska 1993.
- [12] Antoniak J., Suchoń J.: Badanie zjawisk dynamicznych występujących w łańcuchach przenośników zgrzebłowych. Praca

naukowo-badawcza. Instytut Mechanizacji Górnictwa Pol. Śląskiej, Gliwice 1972.

- [13] Antoniak J., Suchoń J.: Górnicze przenośniki zgrzebłowe. Wydaw. "Śląsk", Katowice 1983.
- [14] Antoniak J., Lutyński A.: Inteligentny system napędowy CST dla ścianowych przenośników zgrzebłowych dużej mocy. Maszyny Górnicze 2000, nr 83.
- [15] Antoniak J., Lutyński A.: Identyfikacja obciążeń ruchowych przenośnika podścianowego w warunkach kopalnianych. Praca badawcza dla RFM "RYFAMA" S.A., Gliwice 1995.
- [16] Antoniak J, Paschedag U.: Heavy AFC with CST Drive Systems for High-Performance Longwall Operations. W: IV Międzynarodowa Konferencja "Nowoczesne przenośniki dla węglowego górnictwa podziemnego – Systemy transport kopalnianego" Politechnika Śląska – IMG. Ustroń 2001.
- [17] Ahrens K.: Theoretische Untersuchung des Dynamischen Verhaltens von Kohlenhobelanlagen mit zweiseitigen Antrieb durch Asynchronmotoren beim Anlauf Blockieren, Auslauf und Lauf gegen variablen Hobelwiderstand Diss. RWTH Aachen 1972.
- [18] Ahrens K.: Schweranlauf von Kettenkratzerförderern mit konventionellen Antrieben Glückauf 1984, nr 12.
- [19] Ahrens K., Brychta P., Dinter A., Wiechers K.: Erfordliche Haltekräfte von Festsetzeinrichtungen für Kettenkratzerförderer. Glückauf – Forschungshefte 1987, nr 3.
- [20] Ahrens K., Müller W., Rieckhof.: Elastizitätsmodul von Rundstehlgliederketten für den Bergbau. Glückauf – Forschungshefte 1981, nr 5.
- [21] Brunn W.: Experimentelle und theoretische Untersuchung von Blockierungsvorgängen an Zweikettenkraftzerförderern mit verschiedenen Antrieben. Diss. Aachen RWTH 1968.
- [22] Brychta P.: Antriebstechnische Möglichkeiten zur Verbesserung des Schweranlaufs von Kettenkratzerförderern. Glückauf 1984 nr 12.
- [23] Brychta P., Kaci V., Thesing H.: Leistungsverschiebungen und Leistungsausgleich an Hobelantrieben an Hobelantrieben im Betrieb. Glückauf 1988 nr 14/15.
- [24] Brycki B.: Analiza doświadczalna współpracy łańcucha pierścieniowego z kołem gwiazdowym. Praca doktorska. Kraków AGH 1965.

Górnicze przenośniki zgrzebłowe. Teoria, badania i eksploatacja

- [25] Clasen J.: Einflußgrößen auf den Widerstandsbeiwert von Kettekratzerförderern Diss. TU Clausthal 1989.
- [26] Czugriejew L.J.: Urawnienija dwiżenija skriebkowogo konwejera. Transport Szacht i Karjerow. Moskwa Izdat."Niedra" 1971, s. 127 – 137.
- [27] Czugriejew L.J.: Dynamika konwiejerow s cepnym tjagowym organom. Moskwa Izdat. "Niedra" 1976.
- [28] Dokukin A.W. i inni: Mietodika rasczota na staticzeskuju procznost' tjagowych krugłozwiennych cepiej dla wyjemocznych kompleksow. Moskwa Instytut Gornogo Dieła im. A.A. Skoczinskogo. 1970.
- [29] Dolipski M.: Dynamika przenośników łańcuchowych. Wydaw. Pol. Śl. Gliwice 1997.
- [30] Dolipski M.: Współpraca napędowego koła gwiazdowego z łańcuchem ogniwowym. Mechanizacja i Automatyzacja Górnictwa 1981, nr 11/12.
- [31] Dolipski M.: Warunki specjalnego i normalnego zazębienia łańcuchowego. Przegląd Mechaniczny 1981, nr 15/16.
- [32] Dolipski M.: Matematyczny opis położenia ogniw łańcucha górniczego na napędowym kole gniazdowym. Zeszyty Naukowe Pol. Śl., Seria Górnictwo, zeszyt 116, Gliwice 1982.
- [33] Dolipski M.: Sprawność zazębienia łańcuchowego. Przegląd Mechaniczny 1982, nr 18.
- [34] Dolipski M.: Dynamika górniczych przenośników zgrzebłowych. Rozprawa habilitacyjna. Zeszyty Naukowe Pol. Śl., Seria Górnictwo, zeszyt 177, Gliwice 1989.
- [35] Dolipski M.: Wpływ napięcia wstępnego na obciążenia dynamiczne w łańcuchu pociągowym o konturze zamkniętym. Praca doktorska. Politechnika Śląska, Gliwice 1980.
- [36] Dolipski M.: Obciążenia dynamiczne w łańcuchu zgrzebłowym. Przegląd Mechaniczny 1982, nr 18.
- [37] Dolipski M.: Obliczanie obciążeń dynamicznych w łańcuchu dwunapędowego przenośnika zgrzebłowego. Prace Naukowe Instytutu Górnictwa Politechniki Wrocławskiej, nr 42, Wrocław 1983.
- [38] Dolipski M.: Identyfikacja dynamiczna obciążeń w łańcuchu zgrzebłowym. Zeszyty Naukowe Pol. Śl., Seria Górnictwo, zeszyt 125, Gliwice 1984.

246
- [39] Dolipski M.: Rezultaty badań modelowych zjawisk dynamicznych w układzie łańcuchowym dwunapędowego przenośnika zgrzebłowego. Przegląd Mechaniczny 1984, nr 9.
- [40] Dolipski M.: Charakterystyki dynamiczne przenośników zgrzebłowych. Przegląd Górniczy 1985, nr 4.
- [41] Dolipski M.: Dynamika rozruchu ścianowych przenośników zgrzebłowych wyposażonych w sprzęgła hydrokinetyczne. Wiadomości Górnicze 1987, nr 11/12.
- [42] Dolipski M., Giza T., Osadnik J., Sobota P.: Wpływ parametrów sieci zasilającej na pracę ścianowych przenośników zgrzebłowych. Zeszyty Naukowe Pol. Śl., Seria Górnictwo, zeszyt 201, Gliwice 1992.
- [43] Dolipski M., Sobota P.: Wyznaczenie współczynników rozdziału mocy silników synchronicznych w przenośnikach zgrzebłowych. Przegląd Górniczy 1987, nr 6.
- [44] Dolipski M., Sobota P.: Porównanie rozruchu przenośnika zgrzebłowego ze sprzęgłami hydrokinetycznymi i podatnymi. Przegląd Górniczy 1992, nr 12.
- [45] Dolipski M., Sobota P.: Znaczenie liczby silników napędowych w przenośniku zgrzebłowym. Mechanizacja i Automatyzacja Górnictwa 1993, nr 12.
- [46] Dybkowski J.: Propozycja poprawy trwałości łańcuchów ogniwowych przez zmiany wymiarowe współpracujących kół gniazdowych. Mechanizacja i Automatyzacja Górnictwa 1981 nr 11-12.
- [47] Dybkowski J.: Normalizacja i metody obliczeń kół gniazdowych do maszyn górniczych i innych. Normalizacja 1980 nr 1.
- [48] Dybkowski J., Penar j., Suchoń J.: O niektórych problemach związanych z zanieczyszczeniem dolnego przedziału rynien przenośników ścianowych przez miał węglowy. Mechanizacja i Automatyzacja Górnictwa 1979, nr 8.
- [49] Eisenhauer S.: Beitrag zur Verringerung der Bewegungswiderstände in Hobelkettenführungen. Diss TU Clausthal 1993.
- [50] Gondek H., Budirski S., Jurman J.: Zur Problematik des Anlaufes von Strebförderanlagen mit Hydraulischen Kupplung. Neue Bergbautechnik 1983, nr 9.
- [51] Gospodarczyk P.: Wpływ charakterystyk sprzęgieł na obciążenie elementów układu napędowego i cięgien ścianowego przenośnika zgrzebłowego. Praca doktorska. AGH, Kraków 1986.

248 Górnicze przenośniki zgrzebłowe. Teoria, badania i eksploatacja

- [52] Goździecki M., Świątkiewicz H.: Przenośniki. WNT, Warszawa 1979.
- [53] Götte E.: Verbesserung der Lauf und Verschlei
 ßverhaltens Außengreifender Kettenr
 ädern f
 ür Rundstahlgliederketten im Bergbau. Gl
 ückauf – Forschungshefte 1979, nr 6.
- [54] Götte E.: Untersuchungen zur Verbesserung des Lauf und Verschleißverhaltens von Außengreifenden Kettenrädern für Rundstahlgliederketten im Bergbau. Diss TU Klaustahl 1979.
- [55] Götte E.: Neues Kettenrad für Strebförderer. Glückauf 1979, nr 1.
- [56] Grotenhöfer H.: Der Rundstahlkettentrieb Beiträge Quellen Informationen. Aachen Institut für Bergbauliche Betriebmittel und Maschinelle Gewinnungstechnik. 1978, str. 74 – 103.
- [57] Grotenhöfer H.:Verfahren zur Ermittlung der geometrischen Form der Kettensterntaschen für hochfeste Rundstahlketten. Glückauf – Forschungshefte 1978, nr 5.
- [58] Gretenhöfer H.: Ergebnisse von Untersuchungen zur geometrischen form hochfester Rundstahlketten. Glückauf – Forschungshefte 1977, nr 4.
- [59] Grotenhöfer H.: Untersuchung der geometrischen Größen von Ketten und Kettensternen sowie deren Einfluss auf das Laufverhalten bei Rundstahlkettentrieben für den Bergbau. Diss. Aachen RWTH 1978.
- [60] Guder H.: Beitrag zur Auslegung und Strebförderern. Westfalia Berichte. Juli 1970.
- [61] Guder H.: Füllquerschnittmessungen an Strebförderern. Fördern und Heben 1968, nr 17.
- [62] Guder H.: Kettenkräfte und Antriebsleistungen an nicht geradlinig verlaufenden Kettenkratzerförderern. Technische Mitteilungen 1966, nr 9.
- [63] Guder H.: Untersuchungen des Fördervorgangs der Widerstandbeiwerte und der Kennlinien von Kettenkratzerförderern unter Berücksichtigung der Einsatzbedingungen im Steinkohlenbergbau. Diss. Aachen RWTH. 1968.
- [64] Hanffstengel G.: Die Förderung von Massengütern. Verlag von Julius Springer. Berlin 1921.
- [65] Henkel E., Ahrens K., Wildförster H.: Antriebskonzepte für Kettengetriebene Strebbetriebsmittel. Glückauf 1979, nr 20
- [66] Henkel E., Ahrens K., Wildförster H. :Anforderungen an Antriebe von Gewinnungs- und Strebförderanlagen. Glückauf 1979, nr 18.

- [67] Henkel E., Dinter A.: Das Fördervermögen von Kettenkratzerförderern. Beim Fördern mit ei Ansteigen. Glückauf 1979, nr 10.
- [68] Henkel E.: Experimentelle und theoretische Untersuchung des Anlaufvorgangs von Zweibettenkratzeförderern. Diss. Aachen RWTH 1971.
- [69] Henkel E., Dembeck R. : Untersuchung der Blockierungsvorgänge von Kettenkratzerförderern und Hobelanlagen. Glückauf – Forschungshefte 1978, nr 6.
- [70] Henkel E., Ahrens K., Dembeck R.: Das Drehschwingungsverhalten von drehelastisch gekuppelten T – Antrieben beim Anlauf von Kettenkratzerförderern. Glückauf – Forschungshefte 1981, nr 1.
- [71] Kaci V., Klimek K.: Betriebsfahrungen mit Leistungsausgleichenden Antriebssystem für Hobelanlagen. Glückauf 1991, nr 21/22.
- [72] Kaci V., Myszkowski M.: Zwiększenie wydajności na drodze nowoczesnego technicznego kierowania wyrobiskami ścianowymi. W: Międzynarodowa konferencja naukowo-techniczna "Kompleksy ścianowe do dużej koncentracji wydobycia w warunkach technicznej restrukturyzacji polskiego górnictwa". KOMAG, Szczyrk 1999.
- [73] Kallrath E., Brychta P.: Strömungskupplungen für schweranlafende Strebförderer. Glückauf 1986, nr 12.
- [74] Kańdzia R., Philipp G., Pytlik A., Szot M.: Dobór łańcuchów górniczych do pracy w warunkach obciążeń dynamicznych. "Nowoczesne metody eksploatacji węgla i skał zwięzłych". TUR 2009, AGH. Kraków 2009.
- [75] Kańdzia R., Philipp G., Pytlik A., Szot M., Paradowski : Możliwości podwyższenia niezawodności eksploatacji przenośników zgrzebłowych w wyrobiskach ścianowych w wyniku właściwego doboru łańcuchów górniczych z uwzględnieniem ich własności dynamicznych. Wiadomości Górnicze 2009.
- [76] Korszunow A.N. i inni: Wlijanije ugla bokowogo kriena na nanierawnomiernosť raspriedielenija staticzeskoj nagruzki mieżdu cepjami zabojmowo konwejera. Woprosy Mechanizacji Gornych Rabot. Sbornik Naucznych Trudow nr 38, Kiemierowo Kuzbasskij Politiechniczeskij Instytut 1971.

- [77] Kozakiewicz F., Mikuła S., Suchoń J.: Określenie dopuszczalnych wielkości zużycia łańcuchów ogniwowych. Mechanizacji i Automatyzacji Górnictwa, 1975, nr 2.
- [78] Kozakiewicz F., Mikuła S., Suchoń J.: Wpływ zużycia ogniw na właściwości mechaniczne łańcuchów. Eksploatacja Maszyn 1974, nr 9.
- [79] Krodkiewski J., Kot D., Suchoń J., Zadęcki G. : Doświadczenia z eksploatacji układu nadążnego napinania łańcucha w przenośniku Rybnik 1100 w ścianie 725 KWK "Piast". W: IV Szkoła Mechanizacji i Automatyzacji Górnictwa, Sekcja Mechanizacji i Automatyzacji Górnictwa Komitetu Górnictwa PAN, Instytut Mechanizacji Górnictwa Pol. Śl.. Szczyrk 2008.
- [80] Krodkiewski J., Kot D., Suchoń J.: Nadążne napinanie cięgna łańcuchowego ścianowych przenośnikach zgrzebłowych. W: Konferencja III Szkoła Mechanizacji i Automatyzacji Górnictwa "Kombajny chodnikowe, Mechatronika w górnictwie". Wisła 2006.
- [81] Krodkiewski J., Kot D.,Suchoń J., Zadęcki G.: Wstępne doświadczenia z eksploatacji układu do nadążnego napinania łańcucha w ścianowym przenośniku zgrzebłowym. TUR 2007, AGH Kraków 2007.
- [82] Kusak E., Suchoń J. : Badania odporności na zużycie ścierne stali trudnościeralnych. W: Międzynarodowa Konferencja naukowotechniczna "Trwałość elementów i węzłów konstrukcyjnych maszyn górniczych". Instytut Mechanizacji Górnictwa Pol. Śl., Gliwice – Ustroń 2009.
- [83] Kusak E., Suchoń J.: Podstawowe problemy związane z projektowaniem ścianowych przenośników zgrzebłowych wielkiej mocy. W: KOMTECH 2008. ITG KOMAG, Gliwice 2008
- [84] Kusak E., Suchoń J., Tytko S., Kolon., Włodarczyk M.: Bezstopniowa regulacja prędkości ścianowego przenośnika zgrzebłowego z zastosowaniem przemienników częstotliwości. W: KOMTECH 2009, ITG KOMAG, Gliwice 2009.
- [85] Kusak E., Suchoń J. Tytko S.: Niektóre aspekty związane z trwałością i oporami ruchu cięgien łańcuchowych w przenośnikach zgrzebłowych. Wiadomości Górnicze 2009, nr 7 – 8.
- [86] Löhning D., Kaci V., Wolf H., Straubel D.: Untersuchung des Widerstandbeiwertes von Kettenkratzerförderern. Glückauf 2002, nr 3.
- [87] Lutyński A., Gąsior S: Prędkość rozchodzenia się fali sprężystej w cięgnie przenośnika zgrzebłowego. W: Materiały na konferencję:

Systemy transportu kopalnianego". Ustroń 2001.

"Nowoczesne przenośniki dla węglowego górnictwa podziemnego.

- [88] Lutyński A., Rosikowski J.: Wpływ rozruchów ścianowych przenośników zgrzebłowych na spadki napięć w sieci elektroenergetycznej. Mechanizacja i Automatyzacja Górnictwa 2001, nr 10.
- [89] Lürig H.: Beladung, Kettenkräfte und Antriebsleistung von Kettenförderern in Hobelbetrieben. Technische Mitteilungen 1964, nr 9.
- [90] Lürig H.: Untersuchungen des Versuchsfeldes Bergtechnik zum Betrieb von Hobelanlagen bei fallend geführten Abbau. Glückauf – Forschungshefte 1969, nr 6.
- [91] Lürig H.: Vorschubkraft, Vorschubweg und Klettern beim Rücken von Strebförderern. Glückauf Forschungshefte 1969, nr 3.
- [92] Lürig J.: Einflußgrößen auf den Widerstandsbeiwert im Obertrum von Kettenkratzerförderern. Glückauf- Forschungshefte 1989 nr 1.
- [93] Materiały informacyjne firmy "WESTFALIA-LÜNEN". Gewinnungsanlagen der WESTFALIA-LÜNEN. Arbeitsblätter für Projektierung.
- [94] Materiały informacyjne Landesoberbergamts Nordrhein -Westfalen. Richtlinien des Landesoberbergamts Nordrhein – Westfalen für die betriebsplanmässige Zulassung der Abspannungen von Gewinnungs–und Kettenkratzerförderanlagen vom 28. 09. 1977 r.
- [95] Materiały i prace nie publikowane, Suchoń J.
- [96] Materiały reklamowe i informacyjne firmy "BUCYRUS".
- [97] Materiały reklamowe i informacyjne firmy RFM "RYFAMA".
- [98] Materiały reklamowe i informacyjne firmy "FASING'.
- [99] Materiały reklamowe i informacyjne firmy "THIELE".
- [100] Materiały reklamowe i informacyjne firmy "JDT".
- [101] Materiały reklamowe i informacyjne firmy "VOITH".
- [102] Michajłow A.F., Pierminow G.J., Bobrow G.H.: Nierawnomiernosť natjażenija cepiej zabojnogo konwiejera pri bokowych nakłonach. Woprosy Gornoj Mechaniki. Sbornik Naucznych Trudow, nr 47. Kiemierowo Kuzbaskij Politiechniczeskij Institut 1973.
- [103] Mikuła S.: Badania możliwości polepszenia trwałości zmęczeniowej górniczych cięgien łańcuchowych. Praca doktorska, Gliwice Pol. Śl. 1976.

- [104] Mikuła S.: Trwałość zmęczeniowa cięgien łańcuchowych górniczych maszyn urabiających i transportowych. Praca badawcza COPKMG KOMAG, Gliwice 1978.
- [105] Mikuła S., Gajda Ł.: Praca tarcia przy przeginaniu cięgna łańcuchowego napędów z łańcuchem ogniwowym. Eksploatacja Maszyn1979, nr 10.
- [106] Mikuła S., Gajda Ł.: Zagadnienia zużycia tarciowego cięgien łańcuchowych maszyn górniczych. Prace badawcze 1983, nr 2, CMG KOMAG Gliwice.
- [107] Nagas Z., Suchoń J.: Napędy ścianowych przenośników zgrzebłowych. Konferencja TUR 2011 "Nowoczesne metody eksploatacji skał zwięzłych". Kraków – Krynica 2011.
- [108] Philipp G., Forch K.: Bruchmechanische Bewertung der Anfälligkeit von Ketten gegen Spannungsrisskorrosion unter Betriebsbedingungen. Glückauf 2005, nr 9.
- [109] Philipp G.: Die Rundstahlkette als Element der Leistungsübertragung bei Förderern im Strebbau. Diss. Aachen RWTH 1999.
- [110] Philipp G., Forch K.: Ocena mechanicznej podatności łańcuchów na pęknięcia w wyniku korozji. Wiadomości Górnicze 2006, nr 10.
- [111] Plum D.: Planning of Hhigh Performance Plowing Faces Based on Cutting Resistance Measurements. Materiały na konferencję: 21 st World Mining Congress and Expo 2008. Kraków-Katowice-Sosnowiec 2008.
- [112] Pollmeier H.: Ein elektrisches Analogmodell eines Kettenkratzerförderers. Glückauf-Forschungshefte 1973, nr 2.
- [113] Praca zbiorowa pod redakcją M. Jaszczuka: System zintegrowanego sterowania układem technologicznym ściana wydobywcza-punkt załadowczy. KOMAG, 2008.
- [114] Pytlik A.: Charakterystyka pracy łańcucha przy obciążeniu dynamicznym. Materiały na Polski Kongres Górniczy 2010. Górnictwo Podziemne, tom 2, Gliwice 2010.
- [115] Pytlik A., Szot M., Philipp G., Kandzia R.: Porównanie łańcuchów górniczych klas C i D w aspekcie badań statycznych i dynamicznych przeprowadzonych w Głównym Instytucie Górnictwa. Wiadomości Górnicze 9/2007.
- [116] Rix P., Gajda L.: O nabieganiu łańcucha nabiegowego na koło gniazdowe. Sympozjum PTMTS 1984.

- [117] Rjabucha Z.J.: Natjażenije cepiej dwucepnogo skriebkowogo konwieyjera pri niesimmietricznoj nagruzkie. Procznost' i dołgowiecznost' gornych maszyn. Wypusk 1. Kijew Ministierstwo Wysszyewo i Sriedniego Specyalnogo Obrazowanija USSR, Ukrainskij Zaocznyj Politiechniczeskij Institut 1968.
- [118] Rosikowski J.: Rozruchy przenośników zgrzebłowych zrealizowane za pomocą rozruszników tyrystorowych. Wiadomości Elektrotechniczne 2003, nr 7.
- [119] Rosikowski J.: Badania wstępne przenośnika zgrzebłowego ścianowego wyposażonego w napęd z hydrodynamicznym sprzęgłem opróżnialnym. Konferencja 1999."Kierunki modernizacji systemów transportu podziemnego".
- [120] Rieckhof J.: Spannungsverteilung in Rundstahlkettengliedern bei Zugbelastung. Glückauf-Forschungshefte 1978, nr 6.
- [121] Rix P.: Das Zusammenwirken von Ketten und Kettenrädern. Glückauf 1993, nr 6.
- [122] Rychalskij J.A.: Utocznienije mietoda rasczota krugłozwiennych cepiej na procznist'. Woprosy Rudnicznogo Transporta. Wypust 8. Moskwa Gosgortiechizdat 1964.
- [123] Rychalskij J.A.: O wyborie racjonalnych paramietrow kruglozwiennych cepiej. Woprosy Rudnicznogo Transporta. Wypust 3. Moskwa Gosgortiechizdat 1959.
- [124] Rychalskij J.A.: Wlijanije rasporki na procznosť zwiena kruglozwiennoj cepi. Woprosy Rudnicznogo Transporta. Wypust 9. Moskwa Gosgortiechizdat 1965
- [125] Rynik J.: Nieprawidłowości w procesie współpracy kół gniazdowych i łańcuchów ogniwowych napędów łańcuchowych maszyn górniczych. Zeszyty Naukowe Pol. Śl., seria Górnictwo. Gliwice Pol. Śl. 1976, z. 72.
- [126] Sann B.: Der Kettenkratzerförderer, seine Fördermöglichkeiten und seine statischen und dynamischen Beanspruchungen, Diss. Leoben Montanuniversität 1976.
- [127] Sann B.: Neues Verfahren für die Strebförderung. Beiträge -Quellen-Informationen. Aachen. Institut für Bergbauliche Betriebsmittel und Maschinelle Gewinnungstechnik 1978.
- [128] Sann B.: Die mechanik des Förderers (Teil I und Teil II). Bergbau 12/1980 (Teil I), Bergbau 1/1981 (Teil II).

[129]	Sann	B.:	Die	mechanik	des	Hobels.	Teil	Ι.	Glückauf-
Forschungshefte 1971, H32									
[130]	Sann	В.:	Die	mechanik	des	Hobels.	Teil	II.	Glückauf-
	Forsch	ungs	hefte	1972, H33.					
[131]	Sann	B.:	Die	mechanik	des	Hobels.	Teil	III.	Glückauf-
Forschungshefte 1972, H33.									
[132]	Sann	B.:	Die	mechanik	des	Hobels.	Teil	IV.	Glückauf-
Forschungshefte 1973, H34.									

- [133] Sann B.: Die mechanik des Hobels. Teil V. Glückauf-Forschungshefte 1974, H35.
- [134] Sann B.: Die mechanik des Hobels. Teil VI. Glückauf-Forschungshefte 1977, H38.
- [135] Schaefer W.: Beschaffenheit, Pr
 üfunund. und Beurteilung hochfester Hobel-und F
 örderketten f
 ür den Bergbau. Gl
 ückauf 1969, nr 9.
- [136] Schaefer W.: Lage und Beanspruchung kurzer Kettenglieder im Kettenstern. Glückauf-Forschungshefte 1978, nr 4.
- [137] Schaefer W.: Der Einfluss von Toleranzen auf Abmessungen der Kettensterne. Glückauf-Forschungshefte 1978, nr 1.
- [138] Schaefer W.: Die Lage von Rundstahlketten in Kettenstern. Glückauf-Forschungshefte 1976, nr 2.
- [139] Schaefer W.: Das Zusammenarbeiten von Kette und Kettenstern. Glückauf-Forschungshefte 1975, nr 6.
- [140] Schaefer W.: Die Abstände der Kettenglieder von Rundstahlketten von der Drehachse der Kettensterne. Glückauf-Forschungshefte 1976, nr 6.
- [141] Schaefer W.: Die Lage langer Kettenglieder im Kettenstern. Glückauf-Forschungshefte 1979, nr 4.
- [142] Sebulke J.: Theoretische und experimentelle Ermittlung der Federkonstante von Rundstahlketten. Fördern und heben 1968, nr 8.
- [143] Scherschel M.: Messungen im Untertrum eines Fördermodells. Beiträge – Quellen _ Informationen. Aachen. Institut für Bergbauliche Betriebsmittel und Maschinelle Gewinnungstechnik, 1978.
- [144] Schuermann F.: Die verschiebewirksamen Maschinenkräfte bei der sogenannten langsamen Blockierung. Glückauf-Forschungshefte 1975, nr 1.

- [145] Sikora W., Dolipski M., Gizał T., Sobota P., Osadnik J.: Badania doświadczalne przenośnika zgrzebłowego ze sprzęgłami podatnymi. Zeszyty Naukowe Pol. Śl., Seria Górnictwo. Gliwice Pol. Śl. 1992, z. 201.
- [146] Sikora W., Dolipski M., Sobota P: Nierównomierność obciążenia napędów w wysoko wydajnym przenośniku zgrzebłowym. Przegląd Górniczy 1993, nr 4.
- [147] Skiba J., Rzeźniczek J.: Opory ruchu przenośników zgrzebłowych. Prace naukowo-badawcze ZKMPW, Gliwice 1968, z. 60.
- [148] Sobota P.: Quasistatystyczne średnio okresowe zmiany rozdziału mocy w wielonapędowych przenośnikach zgrzebłowych. Praca doktorska. Politechnika Śląska 1982.
- [149] Sobota P.: Komputerowe badania wpływu zwiększenia podziałki ogniw na obciążenie bębna napędowego. TUR 2011, Kraków-Krynica 2011.
- [150] Sommer J.: Untersuchungen zur Kraftübertragung auf die Rundstahlketten. Diss. RWTH Aachen 1998.
- [151] Sośnin A.G., Poliakow N.S.: Tieorija mnogopriwodnogo skriebkowogo konwiejera. Woprosy Rudnicznogo Transporta. Moskwa Ugletiechizdat 1957.
- [152] Spies K.: Neue Verfahren zur Untersuchung der Wechselwirkungen zwischen Ketten und Kettenrädern. Glückauf 1993, nr 6.
- [153] Spies K.: Leistungsübertragung mit Rundstahlketten. Glückauf 1993, nr 3.
- [154] Spies K., Sommer J., Drescher T., Koß R.: Wechselwirkungen zwischen Rundstahlketten und außengrifenden Taschänredern. Glückauf – Forschungshefte 1988, nr 3.
- [155] Suchoń J.: Opory przesuwania przenośników zgrzebłowych. Mechanizacja i Automatyzacja Górnictwa 1992, nr 2.
- [156] Suchoń J.: Rozkład sił w cięgnach trójpasmowych łączonych z wielu odcinków. Przegląd Mechaniczny. Rok wydaw. XXXI, zeszyt 23/72.
- [157] Suchoń J.: Prędkość rozchodzenia się fal sprężystych w cięgnach przenośników zgrzebłowych. Zeszyty Naukowe Pol. Śl. Seria Górnictwo. Gliwice Pol. Śl. 1975, z. 62.

- [158] Suchoń J.: Metoda obliczenia rozkładu obciążeń w łańcuchach przenośników zgrzebłowych. Praca doktorska. Wrocław, Politechnika Wrocławska 1977.
- [159] Suchoń J.: Obciążenia cięgien łańcuchowych przy zablokowaniu przenośników zgrzebłowych. Mechanizacja i Automatyzacja Górnictwa 1979, nr 5.
- [160] Suchoń J.: Badanie odporności na zużycie ścierne materiałów stosowanych do produkcji rynien przenośników zgrzebłowych. W: V Konferencja Naukowo-Techniczna "Trwałość elementów i węzłów konstrukcyjnych maszyn górniczych". Ustroń-Zawodzie, listopad 1995.
- [161] Suchoń J.: Górnicze przenośniki zgrzebłowe. Budowa i zastosowanie. Gliwice, 2012 r.
- [162] Suchoń J.: Sposób podniesienia trwałości rynien i cięgien łańcuchowych przenośników zgrzebłowych. Mechanizacja i Automatyzacja Górnictwa 1978, nr 5.
- [163] Suchoń J.: Badania zjawisk charakterystycznych i własności użytkowych przenośników zgrzebłowych. Etap V. Badania oporów ruchu cięgna łańcuchowego dolnej przestrzeni rynien. Instytut Mechanizacji Górnictwa Pol. Śl. Gliwice 1985.
- [164] Suchoń J.: Badania zjawisk dynamicznych występujących w łańcuchach przenośników zgrzebłowych. Instytut Mechanizacji Górnictwa Politechniki Śląskiej. Gliwice 1972.
- [165] Suchoń J. Sobczyk J., Tytko S.: Zmiana stosunku prędkości obrotowej silników dwubiegowych w ścianowych przenośnikach zgrzebłowych. Wiadomości Górnicze 2004, nr 5.
- [166] Suchoń J. Dębnicki S., Gorgoń L.: Dodatkowe opory ruchu w przenośnikach zgrzebłowych na trasie krzywoliniowej. Zeszyty Naukowe Pol. Śl., Seria Górnictwo. Gliwice Pol. Śl. 1978, z. 89.
- [167] Suchoń J., Widziak P.: Remonty elementów i zespołów górniczych przenośników zgrzebłowych. W: VI Międzynarodowa Konferencja "Zastosowania mechaniki w górnictwie". Instytut Mechanizacji Górnictwa Pol. Śl. Dzierżono 2008.
- [168] Suchoń J., Drwięga A., Gąsior R.: Identyfikacja wpływu współpracy gwiazdy łańcuchowej z łańcuchem na obciążenia dynamiczne w przenośniku zgrzebłowym. W: Międzynarodowa konferencja naukowo-techniczna "Trwałość elementów i węzłów konstrukcyjnych maszyn górniczych". Instytut Mechanizacji Górnictwa Pol. Śl., Gliwice-Ustroń 2008.

- [169] Suchoń J., Drwięga A., Gąsior R.: Analiza obciążeń dynamicznych przenośników zgrzebłowychna na podstawie badań w warunkach eksploatacyjnych. Maszyny Górnicze 2008, nr 3.
- [170] Suchoń J., Tytko S.: Nowa propozycja RFM "RYFAMA" S.A. w zakresie budowy i sterowania ruchem ścianowych przenośników zgrzebłowych. W: V Szkoła Mechanizacji i Automatyzacji Górnictwa. Ustroń 2010.
- [171] Sztokman J.G., Macanko W.N.: Wołnowyje procesy w tjagowom organie mnogopriwodnych cepnych konwiejerow. Izwiestija Wyższych Uczebnych Zawiedenij. Gornyj Żurnal 1965, nr 12.
- [172] Sztokman J.G.: O skorosti rasprostranienija uprugoj wołny w skriebkowoj cepi pri naliczii prowisajuszczich uczastkow. Woprosy Rudnicznogo Transporta. Moskwa Ugletiechizdat 1954.
- [173] Szachmeister L.G., Sołod G.I.: Podziemnyje konwiejernyje ustanowi. Moskwa. "NIEDRA" 1976.
- [174] Werbicky P.: Berechnung und Gestaltung von Rundstahlkettennüssen. Fördern und Heben 1971, nr 7.
- [175] Werbicky P.: Haspelräder für störungsfreien Kettenumlauf. Fördern und Heben 1971, nr 7.
- [176] Werbicky P.: Umlenkräder für Rundstahlkettenzüge. Fördern und Heben 1972, nr 12.
- [177] Ziegler M., Ketting M., Scholten J.: Dynamische Beanschpruchung von Hebel – und Strebförderanlagen. Glückauf 2007, nr 11.

Górnicze przenośniki zgrzebłowe. Teoria, badania i eksploatacja

Streszczenie

Monografia "Górnicze przenośniki zgrzebłowe. Teoria, badania i eksploatacja" jest publikacją uzupełniającą do wydanej wcześniej przez Instytut Techniki Górniczej "KOMAG" monografii "Górnicze przenośniki zgrzebłowe. Budowa i zastosowanie". W niniejszej monografii przedstawiono obszerne podstawy teoretyczne i wyniki najważniejszych badań ruchowych i stanowiskowych, związanych z podstawową funkcją przenośników zgrzebłowych, którą jest transport urobku, a także związane ze współpracą ze wszystkimi maszynami i urządzeniami z nimi współpracującymi, zwłaszcza w ścianie wydobywczej. Podano metodologię obliczeń przenośników i zasady, którymi należy się kierować przy określaniu liczby i rozmieszczaniu jego jednostek napędowych.

Ważny obszar monografii stanowią wiadomości związane z użytkowaniem przenośników zgrzebłowych w górnictwie. Dotyczą one bezpieczeństwa pracy, transportu, montażu oraz zasad użytkowania podstawowych elementów i zespołów przenośników.

Mine flight-bar conveyors. Theory, testing and maintenance

Abstract

The monograph entitled "Mine flight-bar conveyors. Theory, testing and maintenance" is the publication, which is the supplement to the previous monograph "Mine flight-bar conveyors. Structure and use." published by the KOMAG Institute of Mining Technology. Theoretical grounds and the results of most important operational and laboratory tests on the conveyors' main task – run-of-mine transportation – as well as on their cooperation with other mining machines, operating especially in the longwall panel, are presented. Methodology of conveyors calculations as well as the principles that should be obeyed in determination of number of drive units and their arrangement, are given.

Information as regards use of flight-bar conveyors in the mining industry is an important part of the monograph. This information concerns the problems of work safety, transportation, assembly and principles of use the main components of the conveyors.