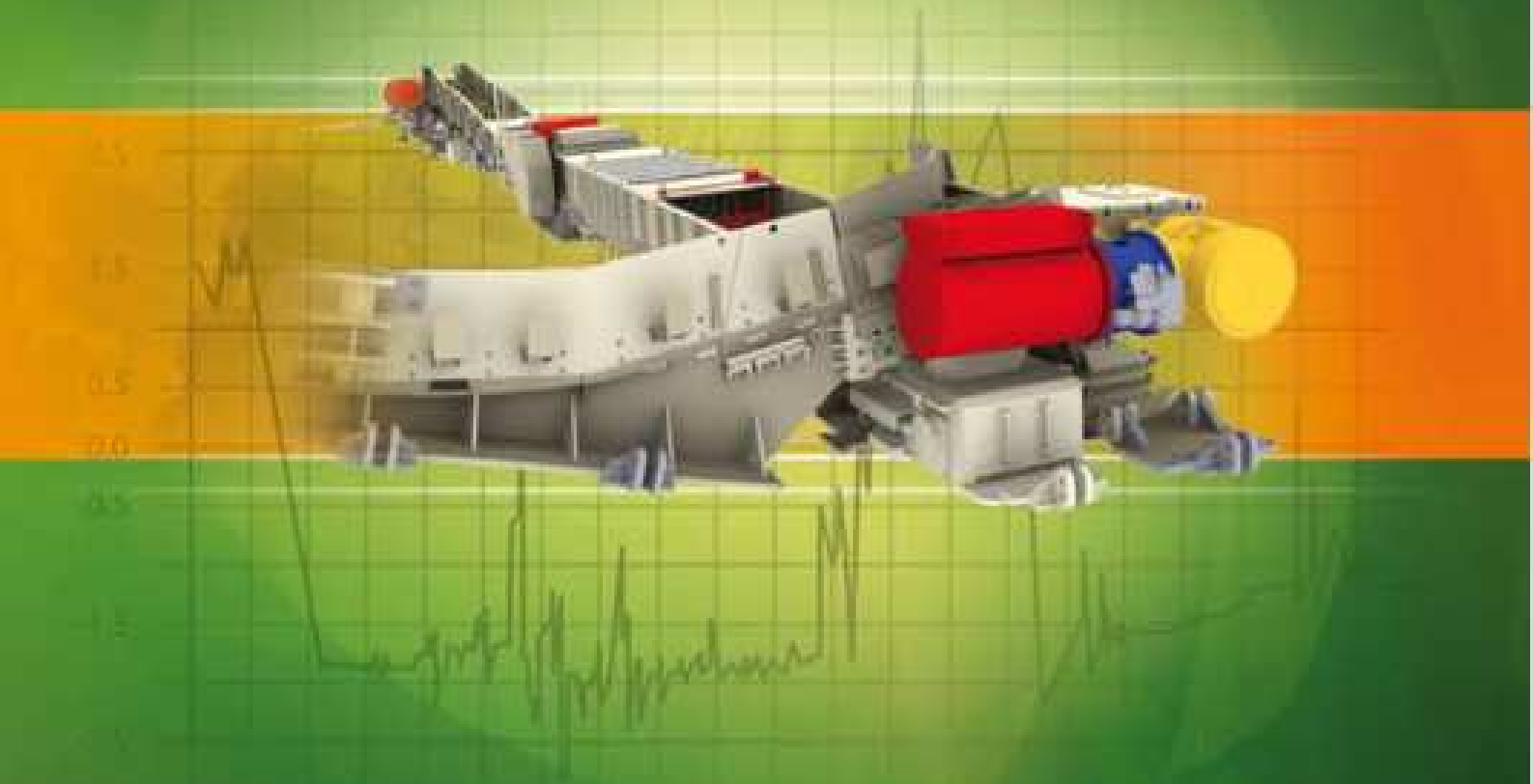
Józef SUCHOŃ



GÓRNICZE PRZENOŚNIKI ZGRZEBŁOWE. BUDOWA I ZASTOSOWANIE

Józef SUCHOŃ

GÓRNICZE PRZENOŚNIKI ZGRZEBŁOWE. BUDOWA I ZASTOSOWANIE

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 – redaktor techniczny:
mgr inż. Romana Zając

Copyright by
Instytut Techniki Górniczej KOMAG, Gliwice 2012

Praca naukowa finansowana ze środków na naukę.

ISBN 978-83-60708-65-1

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

Spis treści

str.

WPROWADZENIE 1

1. WIADOMOŚCI OGÓLNE 3

1.1. Zasada działania przenośników zgrzebłowych 3

1.2. Zastosowanie i funkcje przenośników zgrzebłowych w górnictwie podziemnym 5

1.3. Klasyfikacja przenośników 7

1.4. Rozwój przenośników zgrzebłowych i strugów węglowych w Polsce 10

2. OGÓLNA BUDOWA I ZASTOSOWANIE PRZENOŚNIKÓW ZGRZEBŁOWYCH W SYSTEMACH EKSPLOATACJI WĘGLA I ROBOTACH PRZYGOTOWAWCZYCH 13

2.1. Wymagania stawiane górniczym kompleksom maszynowym i pracującym w nich przenośnikom zgrzebłowym 13

2.2. Ścianowe przenośniki zgrzebłowe 17

2.2.1. Przenośniki zgrzebłowe przeznaczone do współpracy z kombajnami 18

2.2.1.1. Systemy posuwu, prowadzenia kombajnów oraz połączenia przenośnika ścianowego z obudową 19

2.2.1.2. Prowadzenie przewodów kombajnowych wzdłuż przenośnika ścianowego 35

2.2.1.3. Problemy odstawy urobku w ścianie 41

2.2.1.4. Budowa i charakterystyki techniczne ścianowych przenośników zgrzebłowych 48

2.2.1.5. Wykorzystanie przenośników zgrzebłowych w kombajnowych systemach eksploatacji węgla 61

2.2.1.6. Automatyzacja pracy kompleksów ścianowych 72

2.2.2. Ścianowe przenośniki zgrzebłowe przeznaczone do współpracy ze strugami 74

2.2.2.1. Rodzaje strugów, prowadzenie głowicy strugowej i łańcucha pociągowego oraz automatyczne sterowanie pracą kompleksu strugowego 74
2.2.2.2. Budowa przenośników współpracujących ze strugami statycznymi 89
2.3. Współpraca przenośnika ścianowego z obudową górniczą 92
2.3.1. Współpraca przenośnika ścianowego z obudową zmechanizowaną 93
2.3.2. Stabilizacja podłużna przenośnika ścianowego oraz jego kotwiczenie i przesuwanie poprzeczne 98
2.4. Współpraca przenośników zgrzebłowych z kruszarkami 115
2.5. Systemy zasilania, sterowania i monitoringu pracy kompleksów ścianowych 120
2.6. Analiza możliwości poprawnej współpracy między elementami zamierzonej kompletacji kompleksu ścianowego nowego 127
2.7. Podścianowe przenośniki zgrzebłowe 131
2.8. Inne zastosowania przenośników zgrzebłowych 145
2.8.1. Przenośniki zgrzebłowe w systemie komorowo-filarowym, mocno nachylonych pokładów grubych oraz resztek pokładów 145
2.8.2. Przenośniki zgrzebłowe chodnikowe 149
2.8.3. Przenośniki zgrzebłowe w kombajnach wąsko przodkowych, wozach odstawczych, ładowarkach, pod zasobnikami węgla i w ratownictwie górniczym 155
3. BUDOWA ZESPOŁÓW I ELEMENTÓW PRZENOŚNIKÓW ZGRZEBLOWYCH 165
3.1. Napędy 165
3.1.1. Kadłuby napędów i zwrotnie 192
3.1.2. Bębny napędowe 207
3.1.3. Przekładnie zębate i elementy z nimi związane 218

3.1.4. Sprzęgła 236
3.1.5. Silniki elektryczne 261
3.2. Rynny i elementy z nimi związane 269
3.3. Cięgna łańcuchowe 292
3.3.1. Łańcuchy ogniwowe 299
3.3.2. Elementy złączne cięgien łańcuchowych 312
3.3.3. Zgrzebła 317
LITERATURA 323
STRESZCZENIE 330
SUMMARY 331

Wprowadzenie

W ciągu ostatniego dwudziestolecia miał miejsce olbrzymi wzrost wydobycia węgla kamiennego w świecie. Tylko w okresie dziewięciu lat, tj. od 2000 do 2008 roku globalne wydobycie węgla wzrosło z poziomu 3641 do 5850 mln ton, czyli o 62%, a przewiduje się, że do 2030 roku wzrośnie ono o około 2,5 razy [94]. Rosnące zapotrzebowanie na ten nośnik energetyczny nastąpiło głównie w Chinach (wzrost o 124%), Indiach, Rosji oraz innych krajach, które weszły na drogę przyśpieszonego rozwoju.

To wielkie zapotrzebowanie na węgiel spowodowało bardzo dynamiczny rozwój maszyn górniczych, który umożliwił uzyskanie rekordowego wydobycia ze ściany na poziomie 50 000 t/d. Rozwojowi parametrów technicznych maszyn i urządzeń ścianowych kompleksów wydobywczych towarzyszył jednocześnie ich rozwój w zakresie trwałości, niezawodności i bezpieczeństwa pracy.

Podstawowym elementem każdego kompleksu ścianowego integrującym pracę wszystkich jego elementów jest przenośnik zgrzebłowy. Ostatnie opracowanie monograficzne poświęcone zagadnieniom konstrukcyjnym i teoretyczno-badawczym wspomnianych maszyn transportowych ukazało się w 1983 r. Bardzo wysokie i systematycznie rosnące wymagania techniczne stawiane przez kopalnie producentom przenośników zgrzebłowych spowodowały, że od tego czasu gruntownym zmianom uległy rozwiązania konstrukcyjne i technologie wykonania wszystkich ich istotnych elementów i zespołów. Duży postęp nastąpił również w zakresie teorii i badań tych przenośników. Dzięki tym działaniom stosowane są już w świecie ścianowe przenośniki zgrzebłowe o wydajności obliczeniowej 5 500 t/h z rynnami o szerokości 1342 mm, zdolne do przetransportowania 20 mln ton węgla. Maksymalna długość przenośnika to obecnie 549 m [3], zaś maksymalna zainstalowana moc wynosi 3 x 1800 kW. Stosowane są też już dwupasmowe centralne cięgna łańcuchowe 2 x 60 x 181/297 o wytrzymałości 2 x 4800 kN, natomiast maksymalna prędkość cięgna osiągnęła 2,29 m/s.

Podane maksymalne wartości głównych parametrów technicznych górniczych przenośników zgrzebłowych świadczą o skali dokonanego postępu technicznego. Postęp ten byłby niemożliwy do zrealizowanie bez szeroko prowadzonych prac badawczych przez producentów, uczelnie i odpowiednie instytucje naukowo-badawcze w krajach o najbardziej rozwiniętym przemyśle maszyn górniczych, w tym także w Polsce.

Wszechstronna i najnowsza wiedza z tego zakresu jest obecnie niezbędna kadrze inżynierskiej pracującej w górnictwie, konstruktorom i producentom przenośników, pracownikom i studentom wydziałów górniczych wyższych uczelni oraz pracownikom górniczych instytutów naukowo-badawczych. Szczegółowa znajomość budowy i mechaniki przenośników zgrzebłowych potrzebna też będzie w najbliższych latach do już rozpoczętego w świecie procesu tworzenia bezobsługowych ścian wydobywczych, w których praca przenośnika, podobnie jak i innych elementów kompleksu ścianowego będzie sterowana automatycznie z uwzględnieniem wydajności urabiania, położenia kombajnu w ścianie, współpracy z obudową zmechanizowaną itp.

W niniejszej monografii przedstawiono ogólną budowę elementów i zespołów nowoczesnych przenośników zgrzebłowych stosowanych w podziemnym górnictwie węglowym. Opisano ich podstawowe cechy konstrukcyjne i użytkowe, którymi powinny się charakteryzować, aby mogły one prawidłowo spełniać swoje zadania w różnych zastosowaniach górniczych.

Zgromadzone przez Autora materiały informacyjne zawarte w monografii pochodzą z różnych źródeł. Są nimi materiały reklamowe i informacyjne czołowych w świecie producentów górniczych przenośników zgrzebłowych i ich poddostawców, różnego rodzaju publikacje, materiały i informacje pozyskane z kopalń oraz wiadomości własne uzyskane w trakcie wieloletniej pracy naukowej w Instytucie Mechanizacji Górnictwa Politechniki Śląskiej, zawodowej w RMF „RYFAMA", a także uzyskane w wyniku współpracy z polskimi kopalniami węgla kamiennego.

Aby wszystkim zainteresowanym problematyką przenośników zgrzebłowych przekazać minimum niezbędnej wiedzy przewidziana jest oprócz niniejszej druga książka, pt. „Górnicze przenośniki zgrzebłowe - teoria, badania, eksploatacja".

Autor pragnie wyrazić serdeczne podziękowanie Dyrekcji ITG KOMAG i Redaktorowi Technicznemu tej instytucji za udzieloną pomoc związaną z wydaniem książki.

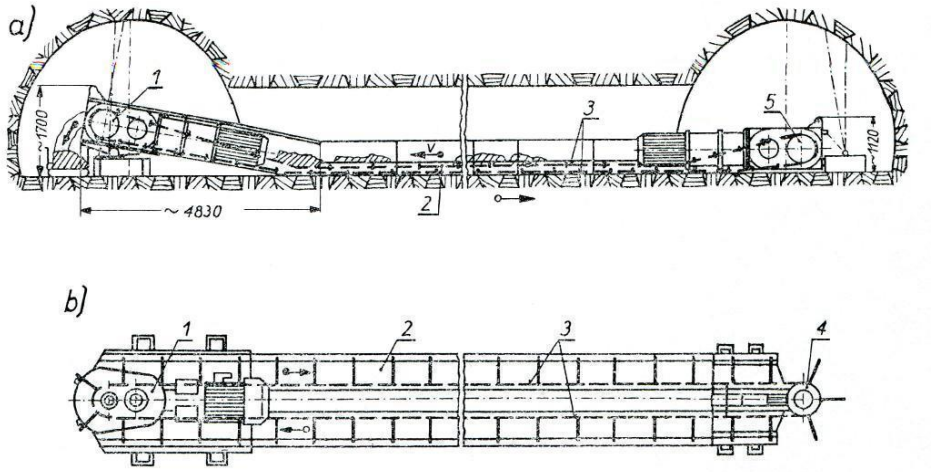
Szczególne podziękowania należą się Recenzentom za wnikliwe uwagi, których uwzględnienie niewątpliwie odbyło się z korzyścią dla tej publikacji.

Józef Suchoń

1. Wiadomości ogólne

1.1. Zasada działania przenośników zgrzebłowych

Przenośniki zgrzebłowe zaliczane są do grupy przenośników cięgnowych. Ich zadaniem jest ciągły transport urobku od punktu załadowania do punktu wyładowania, za pomocą zgrzebeł (poprzeczek, zabieraków) przymocowanych w równych odstępach do łańcucha lub łańcuchów po specjalnej drodze, którą stanowią szeregowo ułożone rynny. Łańcuchy wraz ze zgrzebłami i elementami złącznymi tworzą zamknięty obwód stanowiący łańcuchowe cięgno robocze. Obwód cięgna łańcuchowego składa się z dwóch gałęzi. Może być on zamknięty w płaszczyźnie pionowej lub poziomej. W pierwszym przypadku (rys. 1.1.a) urobek prawie zawsze transportowany jest przez gałąź górną, zaś w drugim (rys. 1.1.b) przez jedną z dwóch gałęzi poziomych.



Rys.1.1. Ogólna budowa przenośników zgrzebłowych [2]; *a - przenośnik ścianowy z cięgnem łańcuchowym zamkniętym w płaszczyźnie pionowej, b – przenośnik ścianowy z cięgnem łańcuchowym zamkniętym w płaszczyźnie poziomej i zgrzebłami wysięgnikowymi (bardzo rzadko stosowane); 1 - napęd główny, 2 - rynny, 3 - zamknięty kontur cięgna, 4 - zwrotnia, 5 - napęd zwrotny*

Każdy przenośnik zgrzebłowy przesuwający składa się z: napędu głównego (wysypowego, czołowego), rynien, cięgna łańcuchowego bez końca, napędu pomocniczego (zwrotnego) lub zwrotni. W przenośnikach hamujących z reguły instaluje się tylko napęd zwrotny, a w miejsce napędu wysypowego zwrotnię wysypową.

Przyjęta zasada działania przenośników zgrzebłowych powoduje powstawanie dużych sił oporów ruchu oraz intensywnych ubytków ścier-

no-korozyjnych rynien, elementów cięgna łańcuchowego, kół łańcuchowych, kadłubów napędów i zwrotni.

Sposób pracy przenośników stwarza ograniczenia w ich wykorzystaniu dla transportu materiałów twardych (bardzo duże opory ruchu np. piaskowiec), silnie lepiących się do rynny i cięgna łańcuchowego oraz silnie pylących, bardzo drobno uziarnionych i wrażliwych na kruszenie, gdy to jest niepożądane.

Niezależnie od wspomnianych ograniczeń przenośniki zgrzebłowe stosowane są powszechnie w górnictwie węglowym, ponieważ żaden inny środek ciągłej odstawy urobku z przodka wydobywczego (głównie ściany) nie zdołał sprostać stawianym mu wymaganiom.

Do najważniejszych zalet przenośników zgrzebłowych należy zaliczyć:

- bardzo dobre przystosowanie do ciężkich i zmiennych warunków pracy w górnictwie, zwłaszcza w przodku wydobywczym,
- znaczną niezależność transportu urobku od nachylenia poprzecznego i podłużnego przenośnika,
- dużą wydajność przy małych rozmiarach poprzecznych rynny i stosunkowo małej prędkości cięgna roboczego,
- możliwość współpracy z ciężkimi maszynami urabiającymi (kombajnami i strugami) oraz obudowami zmechanizowanymi i kruszarkami, dzięki dużej sztywności i wytrzymałości elementów przenośnika, zwłaszcza rynien,
- łatwość skracania i wydłużania przenośnika oraz jego mechanicznego przesuwania w całości w kierunku poprzecznym i podłużnym,
- możliwość zbudowania przenośników rozbieralnych, przesuwnych, prostoliniowych, sztywnych lub giętkich, a także przenośników krzywoliniowych,
- możliwość mechanicznego lub ręcznego kruszenia urobku bezpośrednio na rynnach i kadłubach napędu,
- prostotę konstrukcji i powtarzalność stałych i ruchomych elementów przenośnika,
- możliwość dopasowania i złączenia z przenośnikiem różnego rodzaju urządzeń pomocniczych (przesuwających, kotwiczących itp.),
- możliwość transportu przenośnikiem różnego rodzaju materiałów, elementów i zespołów,
- zdolność do pracy w podwyższonych temperaturach i w innych niekorzystnych warunkach środowiskowych (zapylenie, zanieczyszczenie, wilgoć itp.).

Do głównych wad przenośników zgrzebłowych zalicza się:

- bardzo duże opory ruchu i związane z tym znaczne zużycie energii (przy transporcie w poziomie ok. 15 do 20 razy większe niż w przenośnikach taśmowych przy tej samej drodze transportu),
- stosunkowo małą trwałość, takich elementów przenośnika jak: łańcuchy, zgrzebła, bębny łańcuchowe, rynny, kadłuby napędowe i zwrotne,
- dużą masę własną,
- intensywne rozdrabnianie urobku (dla węgla 10 do 20 razy większe niż na przenośnikach taśmowych),
- utrudniony boczny wyładunek urobku na trasie,
- trudny rozruch i znaczne obciążenia dynamiczne układu ruchowego przenośnika,
- zrywanie się łańcuchów i elementów złącznych bez widocznych oznak poprzedzających i duże utrudnienia w ich łączeniu przy zerwaniu w dolnej gałęzi,
- gromadzenie się metanu w dolnej przestrzeni rynien, co stwarza zagrożenie jego wybuchu podczas rozruchu po dłuższym postoju.

1.2. Zastosowanie i funkcje przenośników zgrzebłowych w górnictwie podziemnym

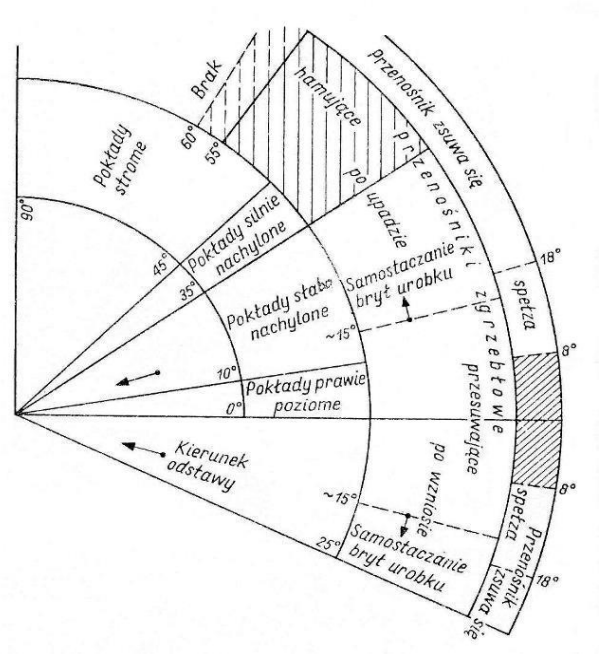
Przenośniki zgrzebłowe są stosowane w podziemnych kopalniach węgla przede wszystkim do odstawy urobku w wyrobiskach ścianowych i w chodnikach podścianowych, w ścianowych systemach podłużnych oraz w pochylniach lub dowierzchniach odstawczych, w ścianowych systemach poprzecznych. Są też stosowane w robotach przygotowawczych, chodnikach transportowych o nachyleniach uniemożliwiających zastosowanie przenośników taśmowych, a także w kombajnach chodnikowych i w zgrzebłowych zasobnikach węgla.

Na powierzchni kopalń przenośniki te wykorzystuje się także przy hałdach węglowych i w zakładach przeróbczych [11].

Zakresy zastosowań przenośników zgrzebłowych w funkcji ich podłużnego nachylenia przedstawiono graficznie na rysunku 1.2.

Ponieważ przenośniki zgrzebłowe są przystosowywane do współpracy z maszynami urabiającymi, ich zastosowanie w danych warunkach górniczo-geologicznych musi odpowiadać możliwościom zastosowania w tych warunkach również kombajnów lub strugów węglowych.

Z rysunku 1.2 widać, że przy nachyleniu $\pm 8^0$ przenośniki są stabilne, natomiast przy nachyleniu od $+8^0$ do $+18^0$ i od -8^0 do -18^0 na skutek drgań w trakcie pracy i przesuwania poprzecznego przenośnik spełza w dół, zaś przy większych nachyleniach zsuwa się. Z tych powodów przy nachyleniach powyżej $\pm 8^0$ przenośniki muszą być stabilizowane. Najczęściej realizuje się to poprzez siłowniki i łańcuchy łączące przenośnik z sekcjami obudowy zmechanizowanej.



Rys.1.2. Zakresy zastosowań przenośników zgrzebłowych w funkcji ich nachylenia podłużnego i kierunku transportu [2].

Kombajny poruszające się po przenośniku muszą być zabezpieczone przed zsuwaniem się w dół przy nachyleniu podłużnym ściany większym niż 9^0 w przypadku gdy kombajn porusza się na rolkach, większym niż 12^0, gdy porusza się na przenośniku na płozach ślizgowych i większym niż 18^0 gdy ślizga się po spągu [2, 11].

Wydajność maksymalna przenośników zgrzebłowych silnie się zmienia wraz ze wzrostem nachylenia, zwłaszcza przy transporcie w górę [11]. Przy transporcie po wzniosie 20^0 wydajność przenośnika w zależności od rozstawu, wysokości zgrzebeł, rodzaju cięgna łańcuchowego oraz wielkości brył urobku może spaść od 20 do 30%, a przy pochyleniu ok. 25^0 spadek wydajności może osiągnąć nawet 50% wydajności przenośnika pracującego w poziomie.

Przy transporcie w dół wydajność przenośników zgrzebłowych początkowo rośnie, a następnie maleje, ponieważ przy nachyleniu ok. 15^0 zaczyna się zjawisko samostaczania się brył urobku. Z tego powodu w przenośnikach hamujących stosuje się podwyższone zgrzebła i klapy hamujące na zgrzebłach, które przy wejściu do dolnej przestrzeni rynien muszą się samoczynnie składać w celu obniżenia ich wysokości.

Oprócz funkcji transportowej przenośniki zgrzebłowe ścianowe pełnią bardzo ważną funkcję toru jezdnego dla maszyn urabiających, po którym się poruszają lub są prowadzone. Na przenośniku ścianowym w jego zastawkach prowadzone są też różnego rodzaju przewody elektryczne (kombajnowe, sygnalizacyjne itp.), wodne (do zraszanie i klimatyzacji) itp. Ważną funkcją przenośnika ścianowego jest mechaniczny załadunek węgla pozostającego w ścieżce po maszynie urabiającej. Funkcję tę pełnią kliny ładujące (ostrogi) znajdujące się po stronie calizny dzięki siłownikom przesuwającym obudowy zmechanizowanej.

Nie mniejszą rolę przenośniki ścianowe pełnią w stosunku do obudowy zmechanizowanej. Konstrukcja trasy przenośnika umożliwia bowiem podciąganie sekcji obudowy w kierunku calizny węglowej za przesuwającym się kombajnem. Tak więc przenośnik zgrzebłowy ścianowy jest podstawową maszyną kompleksu ścianowego integrującą wszystkie elementy tego kompleksu w jedną spójną całość, pracującą bezpiecznie, wydajnie i zgodnie z przyjętymi założeniami projektowymi.

W każdym przypadku zastosowania, przenośnik zgrzebłowy zawsze pełni funkcję transportową, zaś funkcje dodatkowe zależą od przeznaczenia przenośnika.

1.3. Klasyfikacja przenośników

Górnicze przenośniki zgrzebłowe można klasyfikować ze względu na szereg różnorodnych czynników, czyli:

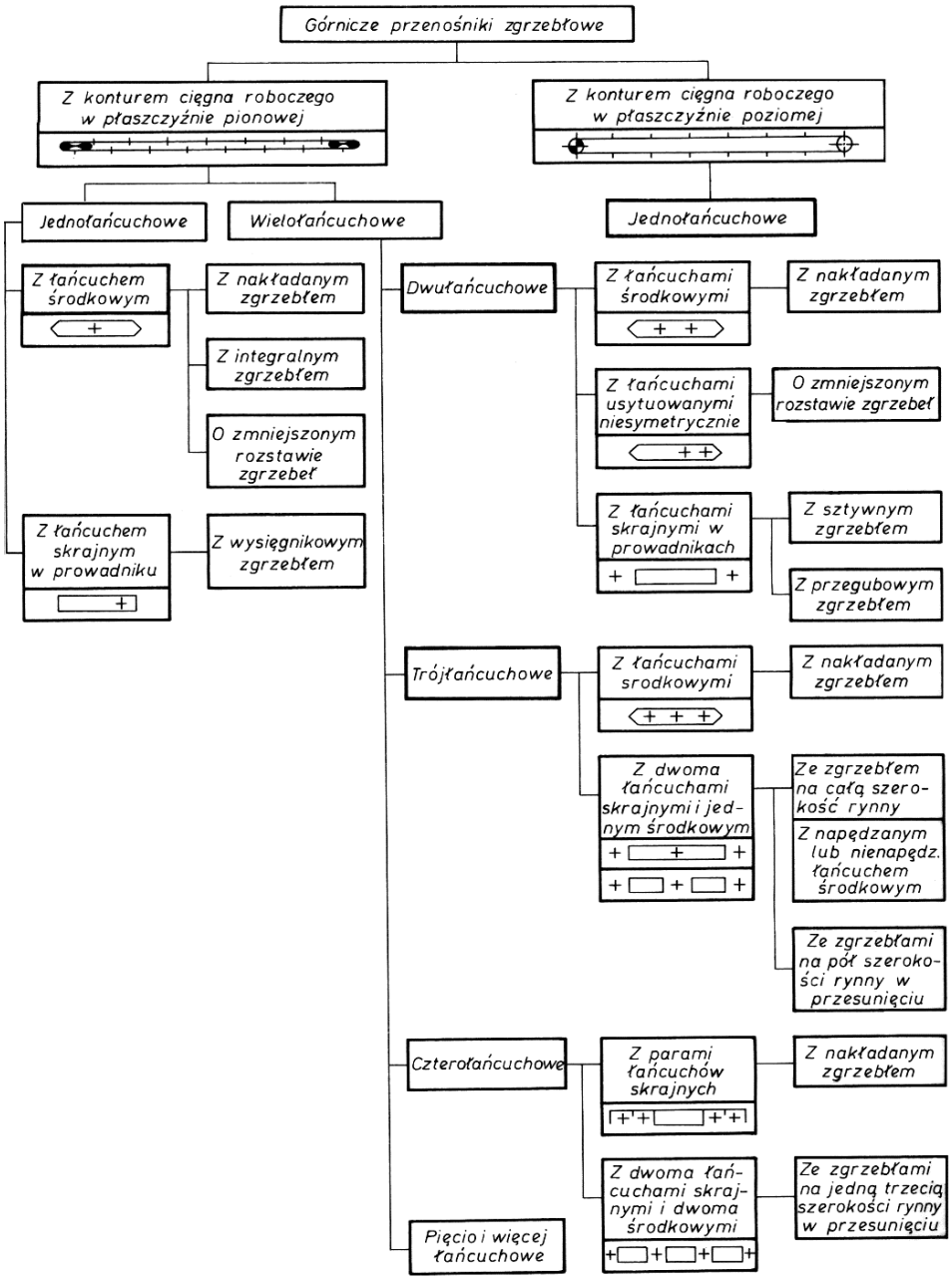
- ze względu na budowę na: lekkie, średnie, ciężkie i bardzo ciężkie,
- ze względu na miejsce zastosowania: do robót eksploatacyjnych, do robót przygotowawczych, jako wyposażenie maszyn górniczych, specjalne,
- ze względu na usytuowanie w wyrobisku na: naspągowe, podwieszane, podwieszano-naspągowe,
- ze względu na ułożenie na: prostoliniowe, krzywoliniowe,
- ze względu na liczbę i rozmieszczenie napędów na: jednonapędowe, dwunapędowe (napędy na obu końcach przenośnika), wielonapędowe (napędy na końcach i pośrednie),

- ze względu na rodzaj wyrobiska w których pracują na: ścianowe, podścianowe, chodnikowe,
- ze względu na rodzaj maszyny urabiającej w ścianie na: współpracujące z kombajnami, współpracujące ze strugami,
- ze względu na rodzaj wysypu: z wysypem czołowym (prostym), z wysypem bocznym, z wysypem krzyżowym [11].

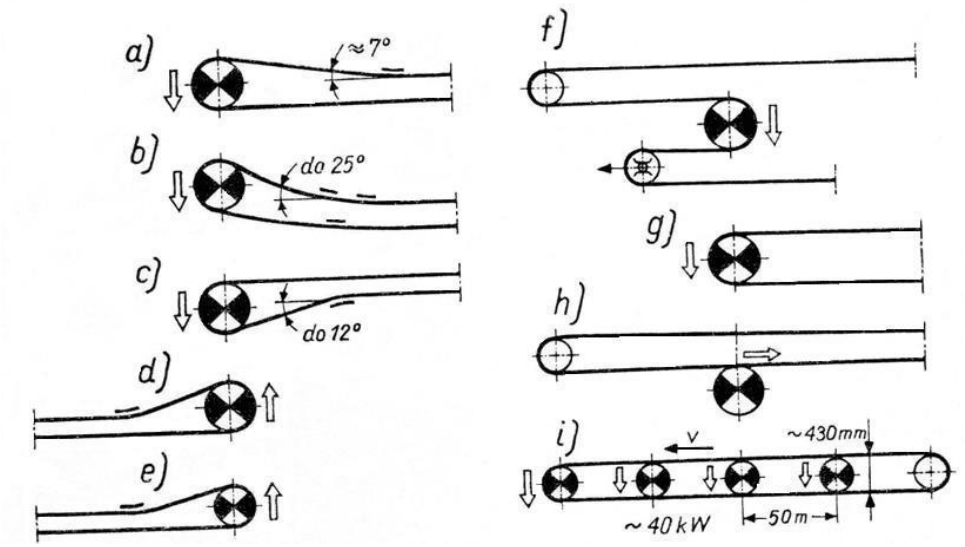
Dodatkowo górnicze przenośniki zgrzebłowe można sklasyfikować ze względu na:

- charakter wykonywanej pracy na: przesuwające po upadzie przy kącie nachylenia podłużnego do 30^0 (wyjątkowo do 35^0) i po wzniosie przy kącie nachylenia podłużnego do 20^0 (wyjątkowo do 25^0) oraz hamujące przy kącie nachylenia podłużnego od 35 do 55^0 (wyjątkowo do 60^0),
- element roboczy: z górną gałęzią roboczą, z dolną gałęzią roboczą i z jedną lub obiema gałęziami roboczymi w płaszczyźnie poziomej,
- liczbę i rozmieszczenie łańcuchów w cięgnie roboczym (rys. 1.3),
- liczbę i rozmieszczenie jednostek napędowych na: jedno-, dwu-, trój-, i czteronapędowe z napędem głównym i zwrotnią, napędem głównym i pomocniczym, zwrotnią wysypową i napędem pomocniczym, z napędami w układzie równoległym lub prostopadłym lub mieszanym w stosunku do podłużnej osi przenośnika,
- konstrukcję kadłuba napędu i prowadzenie cięgna łańcuchowego (rys. 1.4) na: napęd normalny, skrócony, odwrócony, napęd pomocniczy skrócony, napęd pomocniczy niski i skrócony, napęd główny z wysięgnikiem, napęd z równoległym naprowadzeniem obu gałęzi cięgna, napęd główny styczny do gałęzi cięgna i przesunięty względem zwrotni, pośredni napędzający obie gałęzie cięgna,
- prędkość cięgna roboczego na: o małej prędkości (do 0,7 m/s), średniej prędkości (do 1,5 m/s) i dużej prędkości (powyżej 1,5 m/s), oraz stałej lub zmiennej prędkości regulowanej skokowo lub bezstopniowo.

Górnicze przenośniki zgrzebłowe można klasyfikować również według innych kryteriów niż uprzednio wymienione. Kryteriami tymi mogą być: rodzaj transportowanej skały, usytuowanie przenośnika względem spągu, rodzaj energii napędowej itp.



Rys.1.3. Podział przenośników zgrzebłowych ze względu na liczbę i rozmieszczenie łańcuchów w cięgnie [11]



Rys.1.4. Podział napędów ze względu na konstrukcję kadłuba i prowadzenie cięgna [2]; *a - normalny, b - skrócony, c - odwrócony, d - pomocniczy skrócony, e - pomocniczy niski skrócony, f - główny z wysięgnikiem, g – z równoległym naprowadzeniem obu gałęzi łańcucha, h - główny styczny do dolnej gałęzi łańcucha przesunięty względem zwrotni, i - pośredni, napędzający obie gałęzie cięgna łańcuchowego*

1.4. Rozwój przenośników zgrzebłowych i strugów węglowych w Polsce

Pierwszy przenośnik zgrzebłowy w świecie zastosował w górnictwie angielskim, Blackett w 1902 roku. Niemcy przenośnik ten wprowadzili do podziemi kopalń dopiero w 1929 r., ale już w 1942 r. ich łączna długość wynosiła 20,5 km [27]. Na obecnych terenach polskich w KWK „Bobrek" (wtedy pod administracją niemiecką – kopalnia „Graffin Johanna"), w 1938 roku zastosowano pierwszy przenośnik zgrzebłowy, a następnie w 1941 roku w KWK „Wujek". Nie był on jednak polskiej produkcji, lecz niemieckiej. Rozwój przenośników zgrzebłowych w Polsce jest ściśle związany z myślą konstrukcyjną i działalnością produkcyjną Rybnickiej Fabryki Maszyn „RYFAMA" i częściowo ITG KOMAG. Zakład ten od początku swojej działalności, tj. od 1889 roku związany był z górnictwem. Pierwszym przenośnikiem wyprodukowanym w ówczesnej „Rybniker Hütte" nie był przenośnik zgrzebłowy, lecz taśmowy typu TND, produkowany w latach 1912-1950 [16]. Następnym przenośnikiem był przenośnik stalowo-członowy (nieckowy) typ „Hauhinco". Był on wynikiem ścisłej współpracy z firmą „DEMAG" z Duisburga. Pierwszy krajowy przenośnik

zgrzebłowy PZP-45 (przenośnik zgrzebłowy pancerny – 1945 r.) wyprodukowano w RFM „RYFAMA" w 1948 roku po włączeniu zakładu do Zjednoczenia Fabryk Maszyn i Sprzętu Górniczego (1945 r.). Dalsze informacje związane z rozwojem przenośników zgrzebłowych można znaleźć w książce „Dzieje Rybnickiej Fabryki Maszyn „RYFAMA" [16].

Szczególnie ważnymi momentami w historii rozwoju przenośników zgrzebłowych w Polsce, oprócz wspomnianego już PZP-45 są:

- uruchomienie produkcji wysoko zunifikowanych przenośników Śląsk-67, Samson-67 i Grot-67 (1967 r.),
- podjęcie produkcji przenośników zgrzebłowych z jedno i dwułańcuchowymi centralnymi cięgnami łańcuchowymi typu Rybnik-73 (1973 r.),
- podjęcie produkcji przekładni zębatych planetarnych do napędów przenośników zgrzebłowych (1995 r.),
- podjęcie produkcji nowej generacji przenośników zgrzebłowych typu Rybnik-330/1100, a następnie Rybnik 260/750, Rybnik 260/850 i Rybnik 330/950.

Przenośniki zgrzebłowe stosowane są też w strugach węglowych. Każdy strug węglowy składa się z dwóch głównych zespołów maszynowych, tj. z części przenośnikowej i strugowej. Część strugowa składa się z głowicy urabiającej, łańcucha pociągowego, prowadnic oraz dwóch niezależnych napędów strugowych umieszczonych na końcach przenośnika.

Pierwszy prymitywny strug węglowy (głowicę) zbudował sztygar kopalni „Ibbenbüren", Konrad Grebe w 1937 r. [27]. W 1939 r. tę technikę zaczął rozwijać Wilhelm Löbbe z firmy Eisenhütte „Westfalia – Lünen". Doprowadził on w sierpniu 1942 r. do uruchomienia na bazie przenośnika zgrzebłowego ściany strugowej długości 190 m w kopalni „Hannover – Hannibal". Elementem ciągnącym była lina, którą ze względu na szybkie zużywanie się zastąpił w 1943 r. łańcuch ogniwowy.

W Polsce pierwszy strug węglowy wyprodukowano w RFM „RYFAMA" w 1965 r. Był to strug SWS-1 (strug węglowy statyczny), wykonany w oparciu o elementy seryjnie produkowanych ścianowych przenośników zgrzebłowych PZP-45 i Śląsk [16]. Rozwój konstrukcji strugów następował równolegle z ówczesnym rozwojem konstrukcji ścianowych przenośników zgrzebłowych oraz łańcuchów górniczych. Ważnym czynnikiem rozwojowym były też doświadczenia ruchowe, które weryfikowały

przyjęte rozwiązania konstrukcyjne. Tak powstawały kolejne konstrukcje strugów od SWS2 do SWS6 oraz SWS-30M, SWS-34M i SWS-38S [16].

Zmiany ustrojowe i związane z tym przejście na gospodarkę rynkową spowodowały znaczne obniżenie popytu na strugi. W związku z brakiem zainteresowania kopalń techniką strugową, RFM „RYFAMA" zaniechała dalszych prac rozwojowych w tym zakresie.

W 2009 r. polskie górnictwo węglowe ponownie zainteresowało się techniką strugową do eksploatacji pokładów cienkich. W tym roku w KWK „Zofiówka" rozpoczął pracę kompleks strugowy w ścianie o wysokości 1,2 m i długości 240 m składający się ze struga ślizgowego (Gleithobel-2x800kW) oraz przenośnika PF4/1032 o mocy 2 x 200/400 kW firmy „BUCYRUS" (dawniej DBT). W czwartym miesiącu od uruchomienia ściany, a więc po okresie jej rozruchu i po zdobyciu przez załogę obsługującą kompleks strugowy niezbędnych ruchowych doświadczeń, uzyskano średnie dobowe wydobycie na poziomie zbliżonym do 3400 t/dobę [32]. W 2010 r. w KWK „Bogdanka" uruchomiono drugi kompleks strugowy w całości wyposażony w sprzęt firmy „BUCYRUS". W ścianie długości 305 m i wysokości 1,4 – 1,7 m, wyposażonej w strug GH1600 o mocy 2 x 210/630 kW, przenośnik ścianowy PF4/1032 (2 x 800 kW, przenośnik podścianowy ST PF4/1132 długości około 47 m (z silnikiem 400 kW), kruszarkę SK1111 o mocy 315 kW i obudowę ze sterowaniem PMC-R, uzyskano rekordowy wynik, równy 16894 t/dobę przy tylko 10,5 godzinnym czasie pracy kompleksu na dobę [24, 32]. Tak dobry wynik uzyskano dzięki wysokiej jakości sprzętu, automatycznemu sterowaniu, dobrym warunkom górniczym oraz bardzo dobrej organizacji pracy.

Zdobyte doświadczenia w pracy pierwszej ściany strugowej pozwoliły kopalni „Bogdanka" udoskonalić organizację pracy i wyposażenie techniczne w chodniku podścianowym, w wyniku czego w następnej ścianie uzyskano wydobycie równe 25 400 t/d, którym ustanowiono światowy rekord w wydobyciu węgla techniką strugową.

2. Ogólna budowa i zastosowanie przenośników zgrzebłowych w systemach eksploatacji węgla i robotach przygotowawczych

2.1. Wymagania stawiane górniczym kompleksom maszynowym i pracującym w nich przenośnikom zgrzebłowym

Globalne wydobycie węgla systematycznie rośnie. W tabeli 2.1 przedstawiono dane dotyczące wydobycia węgla kamiennego w przodujących pod tym względem krajach w świecie. Dane te dotyczą roku 2000 i 2008.

Wydobycie węgla kamiennego na świecie [94]

Tabela 2.1

Kraj	**Rok 2000** mln ton	**Rok 2008** mln ton	**Zmiana** [%]
Polska	102	72 (2009)	-30%
RPA	225	242	8%
Chiny	1 171	2 622	124%
Australia	238	341	43%
Indie	310	460	48%
Rosja	169	275	62%
USA	899	1 000	11%
Świat ogółem	3 641	5 850	62%

Z zestawienia tego wynika, że zaledwie w ciągu 8 lat wydobycie węgla wzrosło o 62%. Na tak duży wzrost wydobycia węgla wpłynęły w sposób zasadniczy Chiny, gdzie w tym okresie wydobycie wzrosło z poziomu 1171 do 2622 mln ton tj. o 124%.

Wydobycie globalne węgla w 2010 r. wzrosło do poziomu 6700 mln ton. Przewiduje się, że do 2030 r. wydobycie to wzrośnie 2,5-krotnie w stosunku do 2000 r.

Niestety, Polska w latach 2000 do 2008 obniżyła wydobycie aż o 30% ale mimo to, z wynikiem 72 mln ton w 2009 r. jest nadal największym producentem węgla kamiennego w Unii Europejskiej [94].

Zgodnie z opiniami ekspertów przewiduje się, że do 2030 r. średni wzrost zapotrzebowania na energię będzie wynosił 1,7 - 2,5% rocznie. Rozpoznane dotychczas zasoby węgla w świecie, nadające się do przemysłowej eksploatacji, przy obecnym jego zapotrzebowaniu są jeszcze tak duże, że powinny wystarczyć na około 300 lat. Polska, ze swoimi ciągle dużymi zasobami węgla (tabela 2.2) może nadal przez długie lata

opierać swoją energetykę na węglu pod warunkiem, że koszty jego wydobycia i dostawy do odbiorców nie będą wyższe niż u producentów zagranicznych.

Zmiany bazy zasobowej Kompanii Węglowej S.A. w latach 2003 - 2010 [38]

Tabela 2.2

Zasoby	mln ton		
	31.12.2002 r.	**31.12.2009 r.**	**Różnica**
Bilansowe	10 105,5	9 041,8	-10,5%
Przemysłowe	4 860,8	2 379,4	-51,0%
Operatywne	3 364,8	1 408,8	-58,1%

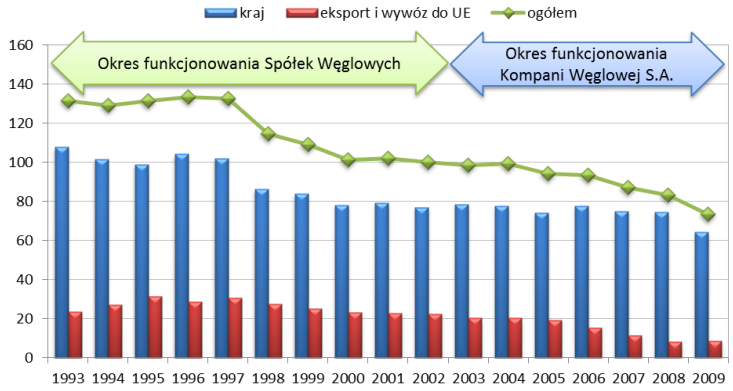
Polskie górnictwo wydobywające węgiel z pokładów głęboko zalegających, w warunkach zagrożeń metanowych i tąpaniowych ma obecnie wysokie koszty wydobycia i trudności na europejskim rynku węglowym mimo wysokiej jakości węgla (patrz rys. 2.1 do 2.3).

Najczęściej stosowanymi systemami podziemnej eksploatacji węgla kamiennego w świecie są:

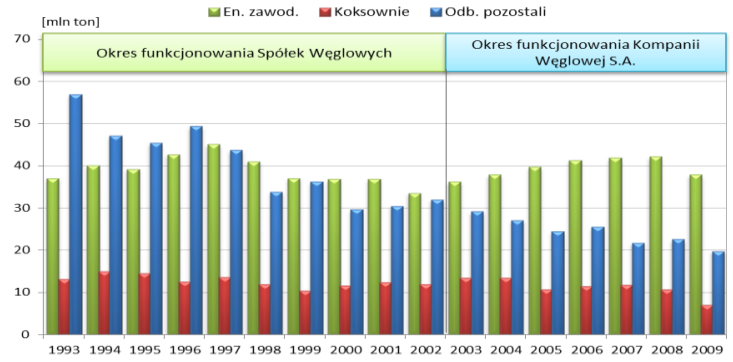
- system ścianowy (długofrontowy, długościanowy) z pojedynczym przejściem maszyny urabiającej (single pass long-wall), w którym kombajn lub strug urabia węgiel na całej wysokości pokładu,
- system ścianowy wybierania pokładów grubych warstwami (multi slice longwall),
- system ścianowy podbierkowy do wybierania pokładów grubych (longwall top coal carving –LTCC),
- system komorowo-filarowy (room and pillar).

Dominującym systemem podziemnej eksploatacji węgla jest w świecie system ścianowy. W systemie tym najczęściej jako maszynę urabiającą stosuje się kombajny, rzadziej strugi węglowe. W Polsce w ostatnich latach prawie 100% wydobycia uzyskuje się systemem ścianowym kombajnowym. W 2010 roku tylko dwie ściany w Polsce wyposażone były w strugi węglowe GH1600 produkcji niemieckiej. Dotyczyło to kopalni „Zofiówka” i „Bogdanka”, pozostałe systemy podziemnej eksploatacji to ściany kombajnowe.

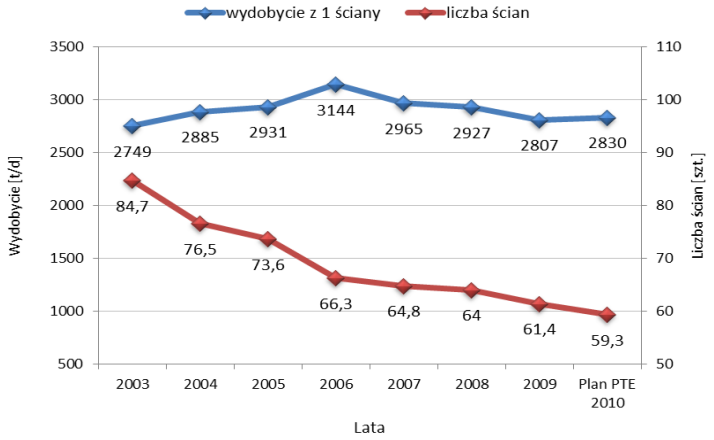
Podstawą zwiększenia efektywności pracy kompleksów ścianowych jest nie tylko stosowanie wysoko wydajnych maszyn urabiających i środków odstawy, odpowiednio szybko działająca obudowa zmechanizowana, ale też minimalizacja czasów przerw w wydobyciu wynikających zarówno ze względów organizacyjnych, jak i technicznych.



Rys.2.1. Sprzedaż polskiego węgla kamiennego w kraju i na eksport w latach 1993 - 2009 [38]



Rys.2.2. Sprzedaż polskiego węgla kamiennego według odbiorców w latach 1993 - 2009 [38]



Rys.2.3. Liczba ścian czynnych i średnie wydobycie z jednej ściany w latach 2003 - 2010 [38]

Cel ten osiąga się przez:

- stosowanie wysoko wydajnych i niezawodnych maszyn i urządzeń wchodzących w skład kompleksu ścianowego oraz pozaścianowych środków odstawy urobku,
- wydłużenie wybiegów i długości ścian wydobywczych,
- stosowanie zautomatyzowanych systemów sterowania pracą maszyn i urządzeń kompleksu ścianowego,
- stosowanie kruszarek do kruszenia dużych brył urobku blokujących ich przejście pod kombajnem w obrębie wysypu itp.,
- stosowanie szybko działających urządzeń przekładkowych w chodniku podścianowym,
- ciągłą pracę ściany przez siedem dni w tygodniu,
- zapewnienie dobrych warunków pracy (wentylacja, klimatyzacja itp.).

Najlepsze rezultaty są osiągane najczęściej w kopalniach eksploatujących węgiel w pokładach płytko zalegających, nienaruszonych wcześniejszą eksploatacją górniczą i nie wymagających ochrony powierzchni oraz bez zagrożeń metanowych i tąpaniowych [69].

Wymagania stawiane górniczym przenośnikom zgrzebłowym zależą od:

- rodzaju, budowy, funkcji oraz parametrów technicznych maszyn i urządzeń współpracujących z przenośnikiem,
- przyjętych technologii prac w przodku wybierkowym i w wyrobiskach towarzyszących,
- warunków górniczo-geologicznych,
- parametrów technicznych i funkcji pełnionych przez przenośnik,
- wymagań użytkowników i obowiązujących przepisów górniczych.

Niezależnie od szczegółowo przedstawionych wymagań, każdy przenośnik oraz maszyny i urządzenia z nim współpracujące powinny zawsze charakteryzować się [41]:

- wysoką trwałością i niezawodnością pracy,
- wysokim bezpieczeństwem pracy,
- możliwie małym zużyciem energii,
- funkcjonalnością przyjętych rozwiązań.

Największą ilość różnorodnych wymagań stawia się przenośnikom ścianowym, a w drugiej kolejności przenośnikom podścianowym. Stąd też budowa przenośników ścianowych jest najbardziej zróżnicowana.

2.2. Ścianowe przenośniki zgrzebłowe

Ścianowe przenośniki zgrzebłowe stanowią podstawowe ogniwo współczesnych kompleksów ścianowych. Integrują one wszystkie maszyny i urządzenia kompleksu ścianowego. Przenośniki te oprócz odstawy urobku ze ściany są torem jezdnym dla kombajnu i głowicy strugowej, a także, dzięki swej konstrukcji umożliwiają podciąganie sekcji obudowy zmechanizowanej i mechaniczny załadunek urobku znajdującego się w ścieżce pokombajnowej, na przenośnik.

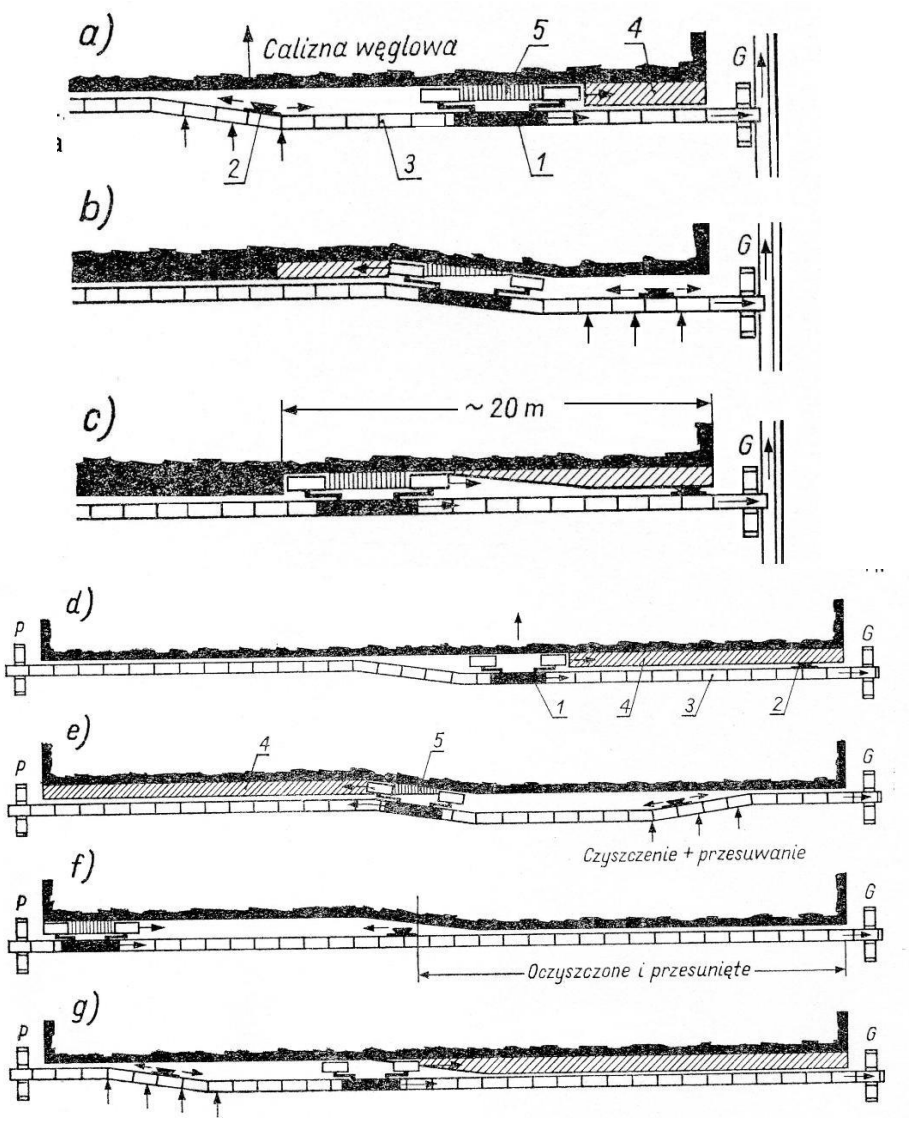
Przenośnik ścianowy musi być dostosowany swoją budową i parametrami technicznymi do:

- budowy i parametrów technicznych pozostałych elementów kompleksu ścianowego,
- zmieniających się warunków górniczo-geologicznych wybieranego pokładu,
- założonych rozwiązań technicznych i organizacyjnych na skrzyżowaniu ściana-chodnik, maszyn i urządzeń znajdujących się w chodniku podścianowym, współpracujących z maszynami i urządzeniami ścianowymi.

Przenośniki ścianowe muszą cechować się zdolnością przeginania trasy zarówno w płaszczyźnie pionowej, jak i poziomej. W płaszczyźnie poziomej odchylenia rynien względem siebie wynoszą 0,8 do $1{,}2^0$, zaś w płaszczyźnie pionowej $\pm 6^0$.

Odchylenia w płaszczyźnie poziomej są konieczne ze względu na przekładkę przenośnika za poruszającym się kombajnem lub strugiem. Podane wartości odchyleń poziomych dotyczą rynien szerokich. Przy mniejszych szerokościach rynien kąty te są zwykle większe. Przegięcia w płaszczyźnie pionowej są konieczne głównie ze względu na pofałdowanie i uskoki pokładu, oraz zmieniające się położenie spągu chodnika względem spągu ściany.

Na rysunku 2.4 przedstawiono przykładowo przegięcia trasy przenośnika zgrzebłowego w trakcie rozpoczynania nowego cięcia kombajnu (zawrębiania) metodą jazdy pętlowej na końcu (rys. 2.4 a, b, c) i w środku ściany. Liczba przegięć między rynnami, których doznaje przenośnik ścianowy za maszyną urabiającą w ścianie kombajnowej jest o rząd mniejsza niż w ścianie strugowej. Wynika to z faktu, iż zabiory kombajnów wynoszą 0,6 do 1,2 m, zaś zabiór głowicy strugowej, w zależności od urabialności węgla, wysokości urabiania i zainstalowanej mocy są zwykle w granicach od kilku do kilkunastu centymetrów.



Rys.2.4. Przegięcia trasy przenośnika ścianowego przy zawrębianiu kombajnu na końcu (a, b, c) i w środku ściany (d, e, f, g) [11]; *1- kombajn, 2-ostroga rynny lub dynamiczne urządzenie ładujące (obecnie nie stosowane), 3-ścianowy przenośnik zgrzebłowy, 4-urabiana calizna, 5-dolna warstwa, G, P- napęd główny i pomocniczy*

2.2.1. Przenośniki zgrzebłowe przeznaczone do współpracy z kombajnami

Ponieważ po trasie przenośnika zgrzebłowego poruszają się kombajny o masie od 30 do 150 ton, konstrukcja przenośnika musi być dos-

tosowana do tych obciążeń statycznych powiększonych o obciążenia dynamiczne związane ze zmiennymi siłami urabiania węgla pochodzącymi od organów urabiających.

Wraz ze wzrostem masy kombajnu rosną siły uciągu napędów posuwu kombajnu, a w konsekwencji również elementy posuwu kombajnu instalowane na rynnach przenośnika ścianowego muszą być odpowiednio wytrzymałe i trwałe, aby zapewnić ich bezawaryjną pracę.

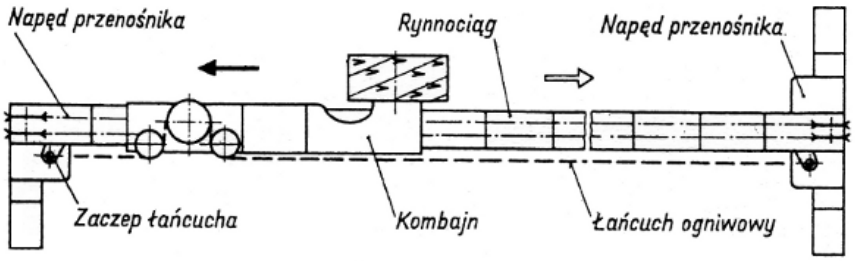
Siła uciągu mechanizmów posuwu kombajnów, liczona w kN, w stosunku do ciężaru kombajnu w kN mieści się zwykle w zakresie od 0,6 do 1,5, przy czym najczęściej te wartości mieszczą się między 0,8 a 1,2. Dość duża rozbieżność między podanymi wartościami wynika ze stosowania w różnych kombajnach tych samych ciągników, różnych oporów urabiania zależnych od urabianej skały, konstrukcji noży i organów urabiających, prędkości posuwu kombajnu, a także od tego, na jakich nachyleniach podłużnych ma pracować kombajn i czy jest on wyposażony w płozy rolkowe, czy ślizgowe.

Rynny przenośnika ścianowego nie są obciążone symetrycznie, ponieważ środek ciężkości kombajnu nie pokrywa się z osią podłużną rynien, lecz jest blisko ich profili ociosowych. Asymetrię obciążeń statycznych rynien pogłębiają siły dynamicznego oddziaływania kombajnu, wynikające ze zmieniających się sił urabiania.

2.2.1.1. Systemy posuwu, prowadzenia kombajnów oraz połączenia przenośnika ścianowego z obudową

Kombajn węglowy może być przesuwany po trasie przenośnika w różny sposób.

Początkowo kombajny miały łańcuchowy system posuwu, co zaprezentowano na rys. 2.5.

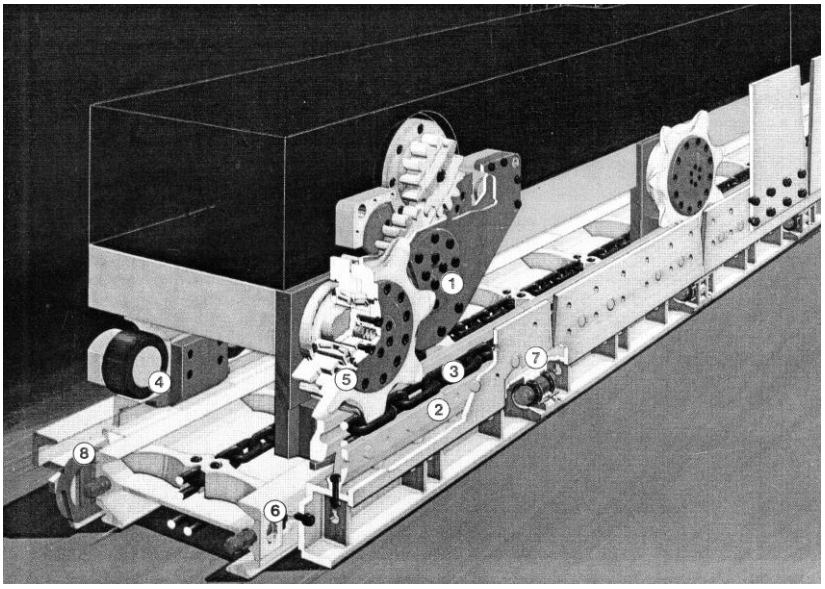


Rys.2.5. Łańcuchowy system posuwu kombajnu [11]

Łańcuch ogniwowy rozciągnięty wzdłuż przenośnika po stronie zawałowej z zamocowanymi końcami w obrębie napędu wysypowego i zwrotnego, lub zwrotni, przechodził przez układ kół łańcuchowych na kombajnie, w których przynajmniej jedno koło napędowe powodowało ruch kombajnu względem łańcucha po trasie przenośnika.

Aby łańcuch nie zwisał luźno za poruszającym się kombajnem, dla skompensowania jego wydłużeń sprężystych stosowano specjalne kompensatory sprężynowe lub hydrauliczne [11]. Kombajnowe łańcuchy pociągowe wycofano ze względu na częste przypadki ich pęknięć oraz występowanie drgań poprzecznych (biczowanie) wynikających ze zmiennych sił ciągnących, co powodowało szereg ciężkich wypadków.

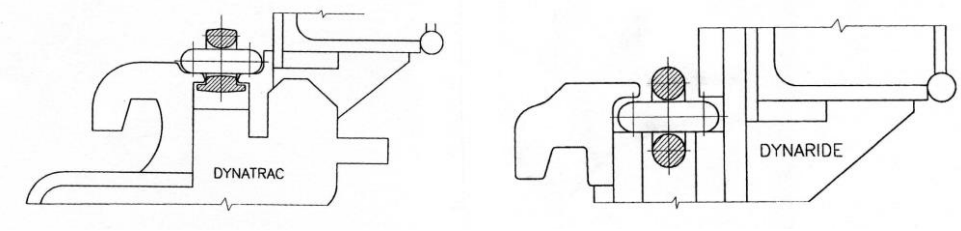
Z tych względów wdrożono do praktyki system oparty na współpracy dwóch zębatych kół łańcuchowych ze specjalnym łańcuchem ułożonym bezpiecznie w prowadnikach wzdłuż zawałowej strony przenośnika. System ten o nazwie Dynatrack opracowała firma „HALBACH-BRAUN", Niemcy (rys 2.6).



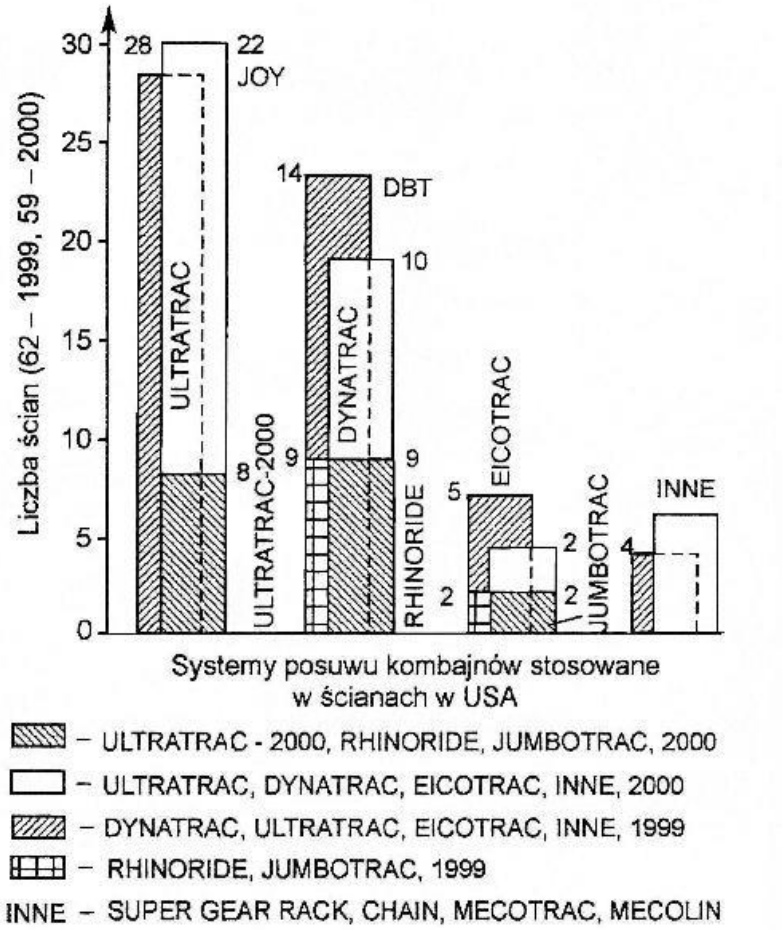
Rys.2.6. System posuwu kombajnu Dynatrack firmy „HALBACH-BRAUN" [53];
1-mechanizm posuwu, 2-prowadnik łańcucha pociągowego i szyna jezdna, 3-specjalny łańcuch pociągowy, 4-szeroki krążek jezdny z elementem wymuszonego oprowadzenia, 5-napędowe koło zębate w jednej całości z kołem jezdnym, 6-rynna przenośnika, 7-rama podstawowa z połączeniem dla popychaka obudowy, 8-płyta jezdna ze złączem łubkowym

Do zalet tego systemu należy zaliczyć jego niewrażliwość na przegięcia rynien oraz możliwość chwilowego zmniejszania prędkości posu-

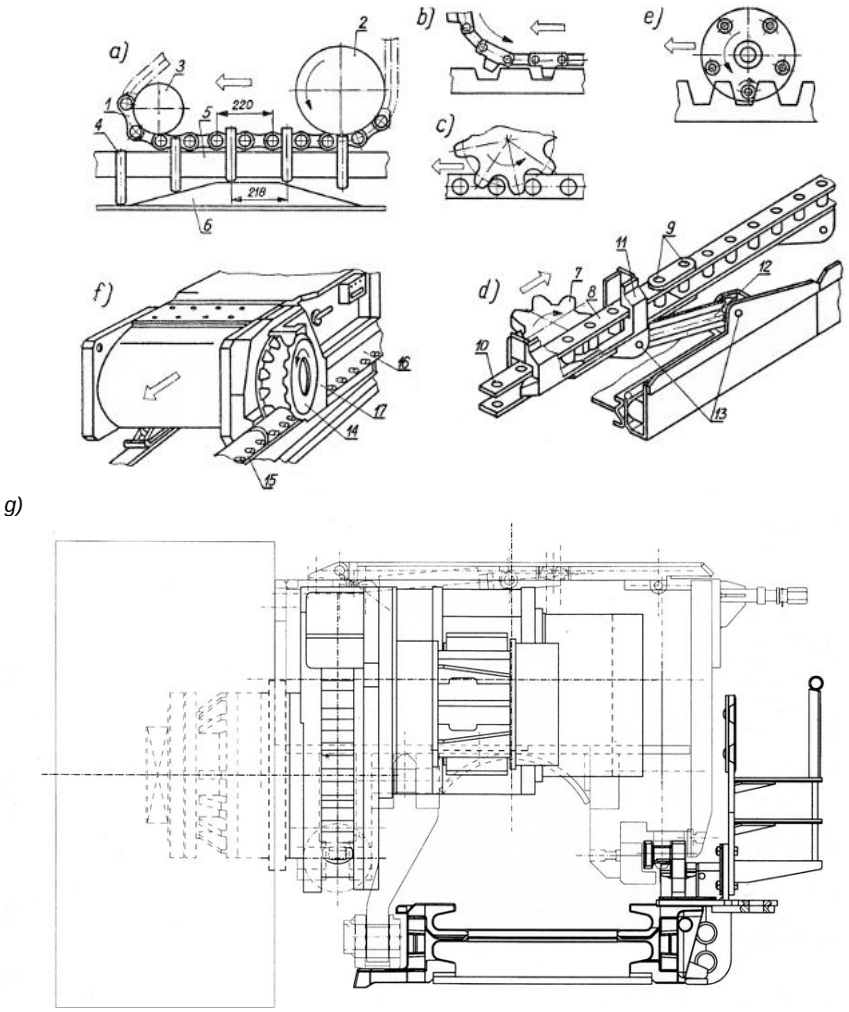
wu kombajnu (dzięki elastyczności łańcucha) przy wzroście oporów urabiania, zaś do wad duże koszty i zwiększone zagrożenia wynikające z pracy w ścianach o dużym nachyleniu podłużnym. Nowszą odmianą systemu Dynatrac jest system Rhinoride i Dynaride (rys. 2.7).



Rys.2.7. Zmodyfikowane systemy posuwu Dynatrack i Dynaride

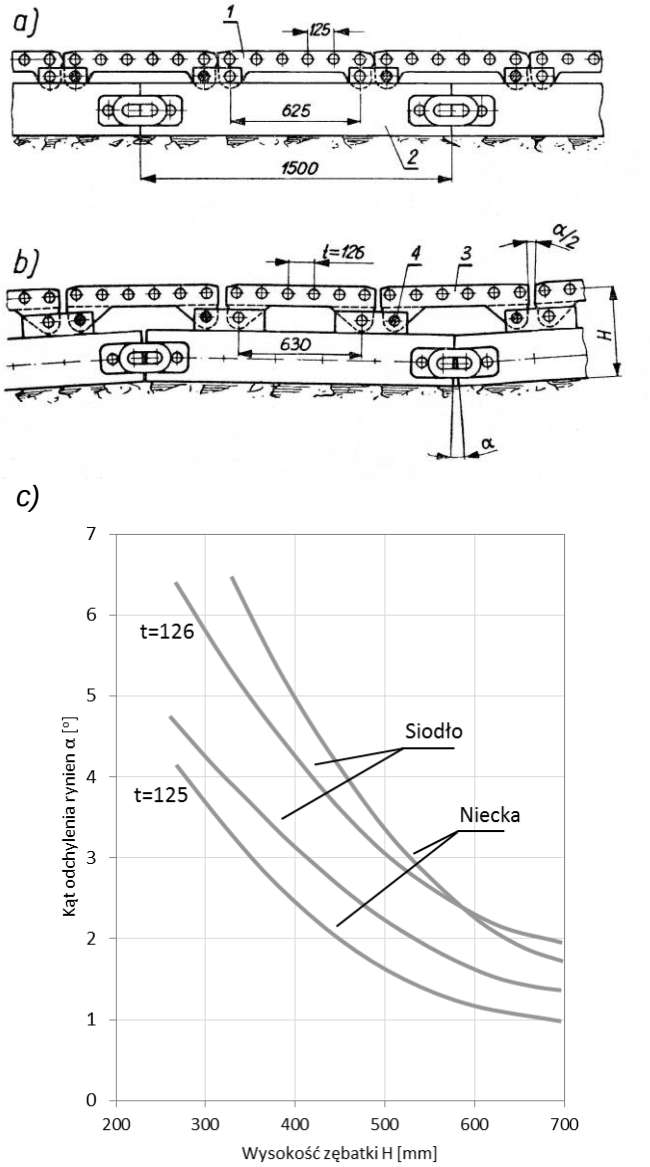


Rys.2.8. Systemy posuwu kombajnu stosowane w ścianach w USA [13]



Rys.2.9. Systemy bezcięgnowych mechanizmów posuwu kombajnów [11];
a - system Rackatrac, b – system Startrack, c – początkowy system Eicotrack, d – system Poltrak II, e - system Roll-Rack, f – system GIPROUGLEMASZ, g – aktualny system Eicotrack, 1- łańcuch drabinkowy, 2-koło napinające, 3-koło luźne, 4-sworznie, 5-listwa oporowa, 6-ślizg klinowy, 7-koło zębate, 8-zębatka sworzniowa, 9-łącznik zębatek, 10-otwory owalne, 11-prowadnik, zębatek, 12-łącznik zębatki z zastawką, 13-przeguby kulowe, 14-koło specjalne, 15-sworznie palcowe, 16-prowadnik rurowy, 17-ślizg naprowadzający

Cechą charakterystyczną tych systemów jest to, że ogniwa poziome mają większą podziałkę w celu pomieszczenia w nich zębów koła trakowego. W systemie Dynaride łańcuch mocuje się za pomocą specjalnego uchwytu do co dziewiątej rynny, czyli co 13,5 m.



Rys.2.10. Sposób zabudowy segmentów zębatki (drabinek) systemu Eicotrack [11]; *a - dla podziałki między szczebelkami drabinki 125 mm, b - dla podziałki między szczebelkami drabinki 126 mm, c – wykres zmiany kąta odchylenia rynien w płaszczyźnie pionowej w funkcji wysokości zębatki nad spągiem; 1 - drabinka środkowa, 2 – rynna, 3 – drabinka skrajna (nad połączeniem rynien), 4 – sworzeń w otworze owalnym wspornika drabinki*

Systemy posuwu kombajnów stosowane w USA i ich procentowe udziały pokazano na rysunku 2.8.

Zasadę pracy innych, w większości nie stosowanych już bezcięgnowych systemów posuwu kombajnu, pokazano na rysunku 2.9. Aktualnie, z przedstawionych na rysunkach systemów, stosowany jest tylko zmodyfikowany system posuwu Eicotrack. W układzie tym szczebelki drabinek o przekroju okrągłym zastąpiono szczebelkami o przekroju zbliżonym do trapezu. Początkowo podziałka między szczebelkami wynosiła 125 mm, czyli na rynnę długości 1500 mm przypadało 12 szczebelków. Później wprowadzono podziałkę 126 mm.

Ze względu na lepsze pokonywanie przegięć między rynnami drabinki mocuje się w ten sposób, że na rynnie (prawie zawsze po stronie zawałowej) mocuje się dwa wsporniki (rys. 2.10).

Wspornik taki (rys. 2.11) po stronie końca rynny ma otwór owalny, w którym sworzeń drabinki skrajnej lewej i prawej, ma zazwyczaj luz wzdłużny równy 12 mm. W takim przypadku połączenia między rynnami muszą być tak zaprojektowane, aby możliwe do uzyskania odchylenia między rynnami nie powodowały kasacji luzu we wspornikach drabinek, ponieważ wtedy siły związane z przesuwaniem trasy przenośnika do czoła ściany lub związane z podciąganiem sekcji obudowy zmechanizowanej przenoszą się na drabinki i ich wsporniki. Może wówczas dochodzić do ich dodatkowego, nieplanowanego obciążenia i zniszczenia. Zastosowanie owalnych otworów we wspornikach do mocowania drabinek skrajnych pozwala na praktycznie dwukrotne zwiększenie przegięć między rynnami bez istotnego pogorszenia się warunków współpracy między kołem posuwu kombajnu, a drabinką.

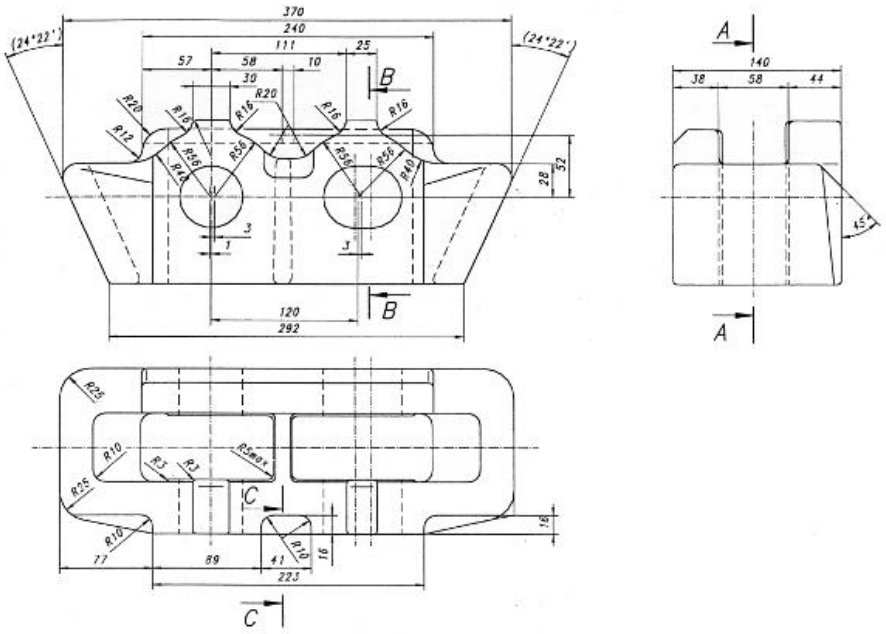
Zabieg ten, mimo istotnej poprawy możliwości przeginania rynien powoduje, iż przy rynnach średniej szerokości kąt ich odchylenia w płaszczyźnie poziomej mieści się zwykle w zakresie 1 do $1,5^0$, zaś przy rynnach szerokich, 0,8 do $1,2^0$.

Zmiana podziałki między szczebelkami drabinek ze 125 mm na 126 mm pozwala na zwiększenie katów odchyleń między rynnami tak w płaszczyźnie pionowej (rys. 2.10c), jak i poziomej.

W płaszczyźnie pionowej kąt przegięcia rynien zależy od wysokości położenia szczebelków drabinek nad spągiem.

System posuwu kombajnu Eicotrack może być wykorzystywany również po stronie ociosowej przenośnika. Ma to miejsce niekiedy w kompleksach kombajnowych przeznaczonych do ścian niskich.

Wynalazca systemu Eicotrack podaje zakresy stosowania tego systemu w tabeli 2.3.



Rys.2.11. Wspornik drabinek systemu posuwu Eicotrack przenośnika Rybnik 750 [60]

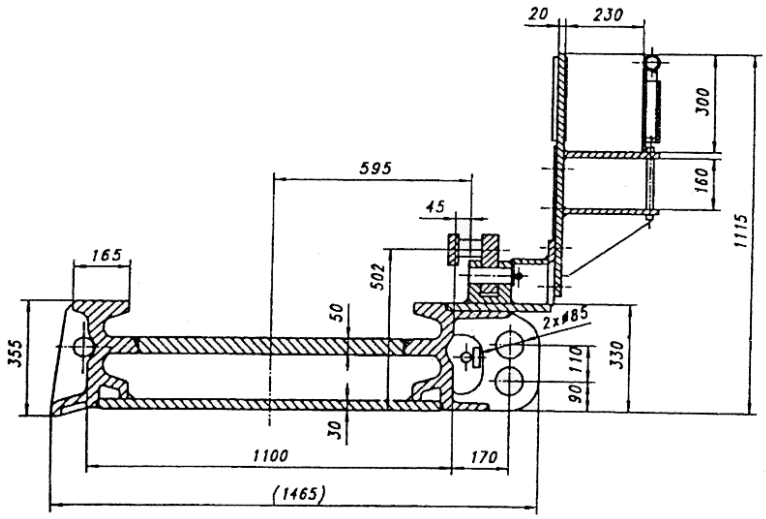
Zakres stosowania zębatek systemu Eicotrack [11]

Tabela 2.3

Wysokość zębatki nad spągiem *H* mm	**Nachylenie podłużne pokładu**		
	< 9°	**9 do 18°**	**> 18°**
400	126 mm, stała	126 mm, stała	125 mm, stała
400 do 700	126 mm, stała 126 mm, przesuwna 125 mm, przesuwna	126 mm, stała	125 mm, stała
700	126 mm, przesuwna 125 mm, przesuwna		

W systemie posuwu kombajnu Eicotrack i jego późniejszych pochodnych, Jumbotrack, (BUCYRUS) i Ultratrack (JOY), (rys. 2.12) kombajn po stronie obudowy zmechanizowanej porusza się po drabinkach, zaś po stronie ociosu najczęściej porusza się po ostrodze (klinie ładującym), która ma budowę przypominającą literę L, lub po górnej półce ociosowego profilu rynny.

Profil ten, ze względu na duże obciążenie i szybsze zużywanie ścierne powinien być wzmocniony poprzez zwiększenie jego wymiarów poprzecznych w stosunku do profilu odzawałowego.



Rys.2.12. Rynna przenośnika Rybnik 330/1100 z ociosowym profilem bocznym przystosowanym do współpracy z kombajnem [60]

Zasadę tę łatwo się realizuje w przypadku odlewanych profili bocznych. Od zasady tej można odstąpić w przypadku profili walcowanych z uwagi na bardzo wysoki koszt wykonania walców. W systemie posuwu Eicotrack podziałka drabinki wynosi 125 lub 126 mm. Mocniejsza wersja tego systemu posuwu firmy „BUCYRUS" nazywa się Jumbotrack i dla rynien długości 1500 mm ma podziałkę drabinki t = 151 mm, zaś dla 1750 i 2050 mm t = 147. Drabinki firmy „RYFAMA" mają podziałki takie jak w rozwiązaniach niemieckich z tym, że te z większą podziałką nazywają się Megatrack.

W przypadku kompleksu kombajnowego do pokładów cienkich (0,6 do 1,5 m), gdy po przenośniku porusza się kombajn, między blachą ślizgową, a kombajnem jest bardzo mała powierzchnia przekroju poprzecznego na strugę urobku [19]. Powoduje to bardzo duże ograniczenie możliwej do osiągnięcia wydajności dobowej z takiej ściany. W takim przypadku w niektórych rozwiązaniach kombajn porusza się w ścieżce pokombajnowej. Prowadzenie kombajnu realizowane jest przez rurę prowadzącą na wsporniku zastawki poprzez portal. Po drugiej stronie znajdują się elementy bezcięgnowego systemu posuwu kombajnu powiązane z ociosowym profilem bocznym rynny. W tym systemie prowadzenia kombajnu, podobnie jak i we wcześniej opisanym, problemem jest załadunek urobku na przenośnik przez organy urabiające, ponieważ wolna przestrzeń między ramieniem kombajnu a rynną jest mała. Jest to jedna z głównych przyczyn małej wydajności kombajnów w ścianach niskich.

Z tego powodu Grupa „KOPEX" podjęła działania zmierzające do stworzenia nowego, innowacyjnego kompleksu ścianowego umożliwiającego opłacalną eksploatacje pokładów cienkich o miąższości 1,2 do 1,5 m.

W skład kompleksu wchodzą (rys. 2.13a):

- maszyna urabiająco-ładująca (kombajn) przystosowana do dwukierunkowego, bezwnękowego urabiania i ładowania węgla w pokładach cienkich eksploatowanych systemem ścianowym w warunkach nachyleń podłużnych, do 35^0 i poprzecznie do 20^0 (rys. 2.13b),
- przenośnik ścianowy Ryfama S-850N (rynny o profilach E 220) wyposażony w napęd posuwu kombajnu typu strugowego z łańcuchem w układzie pionowym po stronie zawałowej (rys. 2.13c),
- obudowa zmechanizowana Tagor 08,5/16-PoZ.

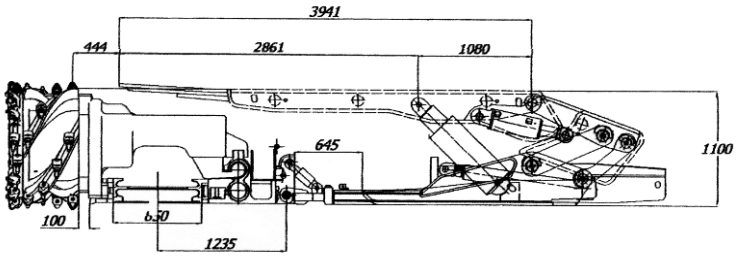
Napęd organów urabiających kombajnu stanowi jeden silnik o mocy 500 kW na napięcie 3,3 kV. Kombajn przesuwany jest łańcuchem 42 x 137, którego napędy znajdują się na obu końcach przenośnika. W środkowej części kombajnu (rys. 2.13b) znajdują się dwa okna poziome, przez które urobek wyrzucony przez organy urabiające na jego kadłub zrzucany jest na przenośnik. Główny strumień urobku jest załadowywany przez organ urabiający poprzez okno pionowe z pomocą ładowarek osłonowych.

Przenośnik o mocy 2x400 kW wyposażony jest w podwójne centralne cięgno łańcuchowe 34x126, przy czym ze względu na wysokość rynny zastosowano łańcuchy z pionowymi ogniwami, o bardzo małej wysokości, zwane super płaskimi lub potrójnie płaskimi.

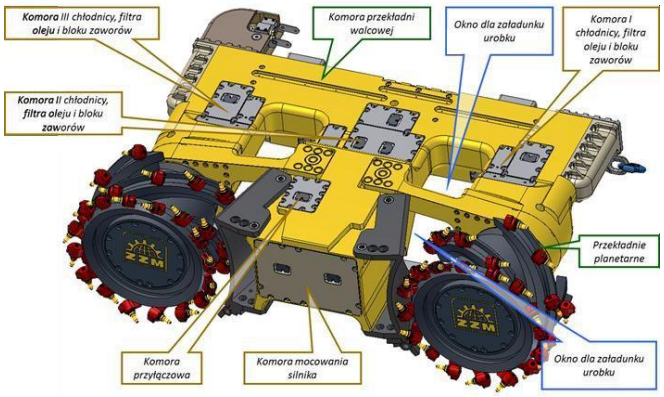
Każdy kombajn ścianowy musi mieć przewidziane na przenośniku jakieś prowadzenie. Prowadnik kombajnu zwykle znajduje się na wsporniku zastawki w postaci spawanej rury (starsze rozwiązania), lub rolę tę pełnią elementy systemu bezcięgnowego posuwu (Eicotrack, Jumbotrack itp.), albo też są nimi prowadniki łańcucha w systemie Dynatrack, Dynaride lub Rhinoride. Te nowe systemy posuwu kombajnów, wprowadzono głównie po 1995 roku, ponieważ wtedy ciężary kombajnów się zwiększyły. Wzrosły też siły niezbędne do ich przesuwania.

W przypadku gdy nachylenie poprzeczne przenośnika jest większe niż 12^0 kombajn, zgodnie z przepisami górniczymi musi mieć prowadzenie po obu stronach rynny.

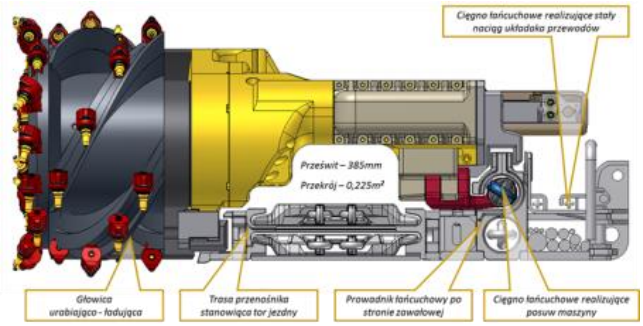
a)



b)



c)

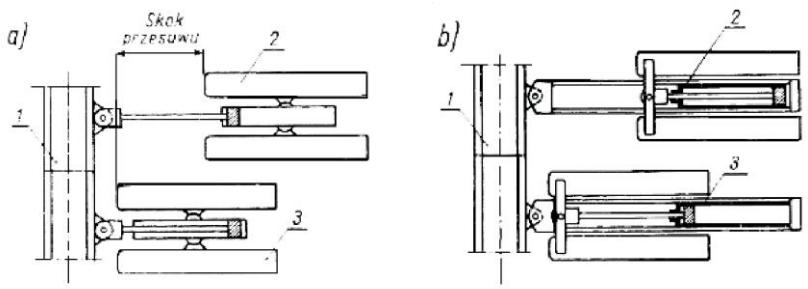


Rys.2.13. Kombajnowy kompleks ścianowy do pokładów cienkich [68]
a - wyposażenie kompleksu grupy „KOPEX", b - maszyna urabiająco-ładująca, c - maszyna urabiająco-ładująca na przenośniku

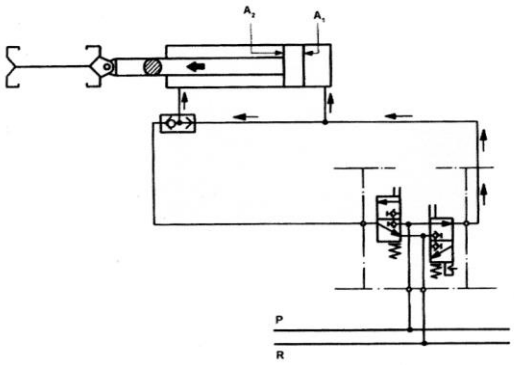
We współczesnych kompleksach ścianowych przesuwanie (przekładka) przenośnika zgrzebłowego do czoła ściany i podciąganie obudowy zmechanizowanej odbywa się mechanicznie za pomocą siłowników hydraulicznych (popychaków) znajdujących się między spągnicami w każdej sekcji obudowy.

Znane są trzy sposoby przesuwania poprzecznego przenośnika i podciągania obudowy zmechanizowanej. Są to:

- system bezpośredni (rys. 2.14a) [11],
- system pośredni (rys. 2.14b) [11],
- system różnicowy (rys. 2.15) [28].



Rys.2.14. System bezpośredni i pośredni przesuwania przenośnika [11]; *a - system bezpośredni, b - pośredni (odwrócony); 1 - przenośnik zgrzebłowy, 2 - faza przesuwania przenośnika, 3 - faza podciągania sekcji obudowy*



Rys.2.15. Schemat sterowania różnicowego przy przekładce przenośnika i podciąganiu sekcji obudowy zmechanizowanej [28]

W systemie bezpośrednim sekcja obudowy połączona jest z przenośnikiem bez zespołów pośrednich. Przesuwnikiem jest w tym przypadku siłownik dwustronnego działania, którego cylinder połączony jest przegubowo ze spągnicą sekcji. Głowica tłoczyska połączona jest również przegubowo z odpowiednim uchwytem we wsporniku zastawki.

O sile przesuwania przenośnika decyduje przede wszystkim ciśnienie w przestrzeni podtłokowej i średnica wewnętrzna cylindra tego siłownika. Do podciągania sekcji w tym systemie dysponuje się mniejszą siłą wynikającą ze zmniejszonej powierzchni nadtłokowej o powierzchnię przekroju drąga tłoczyska. Z tego też powodu w systemie bezpośrednim dysponowana siła przesuwania przenośnika w stosunku do dysponowanej siły podciągania obudowy jest przeciętnie 1,8 razy większa.

Wraz z rozpowszechnieniem obudów osłonowych i osłonowo-podporowych charakteryzujących się dużymi masami zaszła potrzeba odwrócenia tego układu w taki sposób, aby dysponowana siła podciągania sekcji była większa od siły przesuwania przenośnika. W układzie odwróconym (rys. 2.14b) wykorzystano drąg przesuwnikowy jako element pośredniczący.

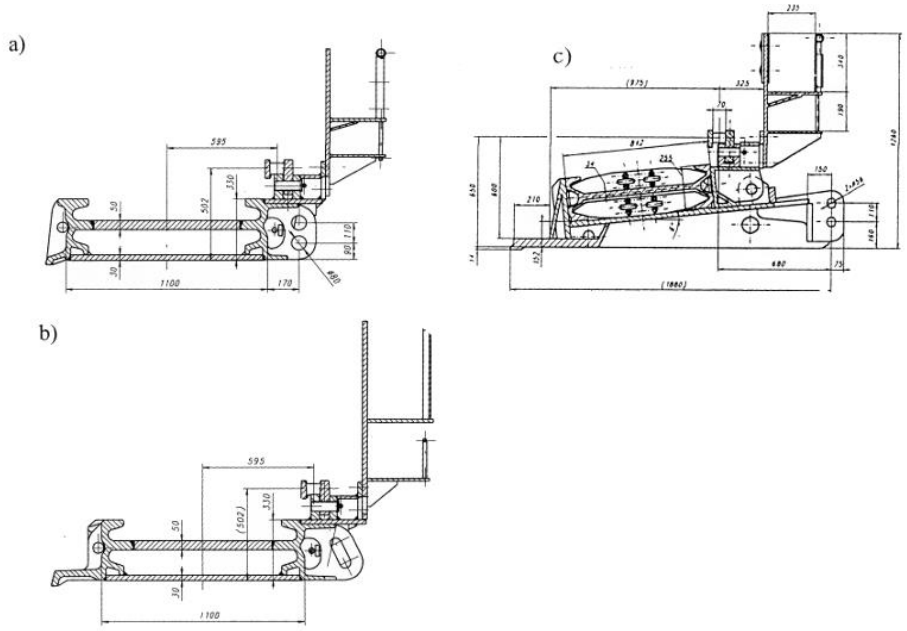
Do przesuwania przenośnika i podciągania sekcji obudowy można też wykorzystać siłowniki różnicowe (rys. 2.15) z jednostronnym tłoczyskiem [28]. Przy bezpośrednim mocowaniu do przenośnika siłownik ten swoją dużą powierzchnią tłoka A_1 wytwarza siłę przekładki dla przenośnika, a przez powierzchnię pierścienia A_2 siłę dla podciągania obudowy. Takie rozwiązanie ma wadę z systemu bezpośredniego i najczęściej stosuje się go w systemie pośrednim (odwróconym) z wykorzystaniem drąga przesuwnikowego i jest drogie, a Polsce nie jest stosowane.

Wykorzystanie siłowników różnicowych w systemach różnicowych umożliwia zmianę (zmniejszenie) siły przekładki przenośnika przez:

- oddziaływanie na obie strony tłoka różnym ciśnieniem (mniejszym ciśnieniem na powierzchnię A_1 ale wtedy konieczna jest druga linia zasilania ciśnieniowego),
- zmniejszenie siły przekładki przenośnika przez przeciwciśnienie w przestrzeni nadtłokowej o powierzchni oddziaływania A_1 za pomocą połączenia różnicowego.

Każda współczesna rynna ścianowego przenośnika zgrzebłowego, od strony obudowy zmechanizowanej ma w połowie swojej długości element służący do połączenia z drągiem przesuwnika. Element ten jest odlewany razem z profilem zawałowym, lub jest wspawany jako gruba płyta ze specjalnymi otworami przyłączeniowymi. Element ten stanowi uchwyt do połączenia rynien z sekcjami obudowy.

Aktualnie stosowane są dwa podstawowe rodzaje uchwytów.



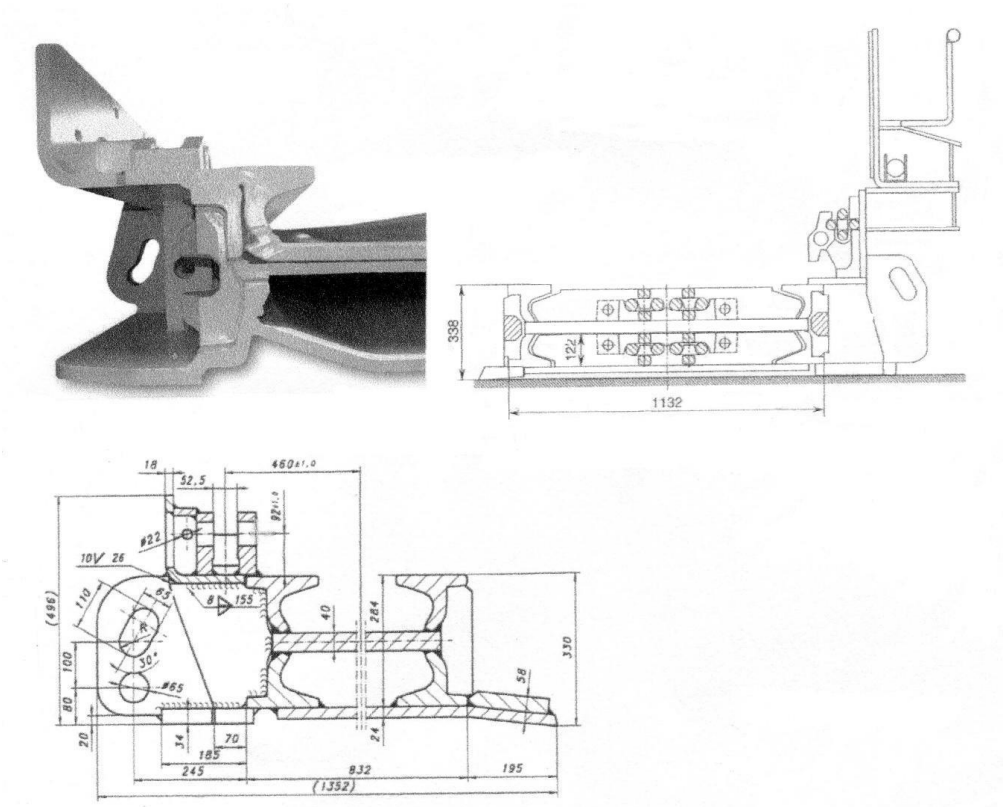
Rys.2.16. Konstrukcja rynien i miejsca pazurów czyszczących spąg z urobku [60, 81, 82]; *a – rynna przenośnika Rybnik 330/1100 z pazurem czyszczącym spąg wysokości 30 mm, b – rynna przenośnika Rybnik 330/1100 z profilem ociosowym zakończonym od dołu pazurem czyszczącym o wysokości 25 mm, c – rynna posadowiona na specjalnych saniach z pazurem czyszczącym*

Pierwszy z nich (rys. 2.16b) ma nachylony podłużny otwór do pomieszczenia sworznia łączącego rynnę z drągiem popychaka, zaś drugi (rys. 2.16a) ma dwa otwory okrągłe do połączenia sworzniowego z drągiem na wybranej przez użytkownika wysokości. Jedno i drugie rozwiązanie ma swoich zwolenników w górnictwie. Wydaje się, że rozwiązanie pierwsze, tj. z podłużnym, nachylonym uchem jest lepsze, ponieważ nachylenie i długość otworu sworzniowego są tak dobrane, aby przy przesuwaniu rynny do czoła ściany sworzeń przesunął się w górne położenie, zaś przy podciąganiu, opadł w dół. Taka praca sworznia powoduje, iż przy przesuwaniu rynien wytwarza się moment, który powoduje docisk pazura ostrogi lub profilu ociosowego do spągu i jego dobre oczyszczenie.

Przy podciąganiu obudowy siła ciągnąca obudowę, działająca na małej wysokości, nie powoduje unoszenia strony ociosowej rynny i nie pozwala na przedostawanie się tam urobku, powodując z każdym przesunięciem rynny coraz większe jej podniesienie nad spąg.

Wadą omawianego połączenia, nazywanego niekiedy przez użytkowników i producentów przenośników „łezką” jest strata przesunięcia, wynikająca z nachylenia i długości podłużnego otworu w uchwycie sworzniowym. Siłowniki przesuwników muszą mieć więc większy skok o około 50 do 80 mm.

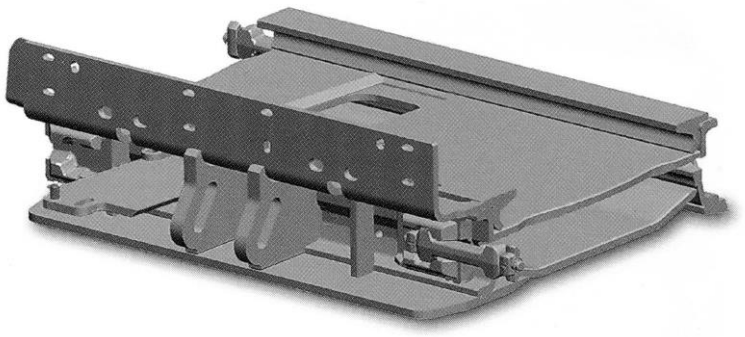
W celu zmniejszenia wspomnianej straty przesunięcia i ułatwienia zapoczątkowania ruchu sworznia łączącego w górę, przy przesuwaniu trasy przenośnika firma „BUCYRUS” zastosowała zamiast prostego, otwór łamany, a także kombinacje otworów podłużnego i okrągłego (rys. 2.17).



Rys.2.17. Przykłady rozwiązań uchwytów mocujących w rynnach firmy „BUCYRUS” [44]

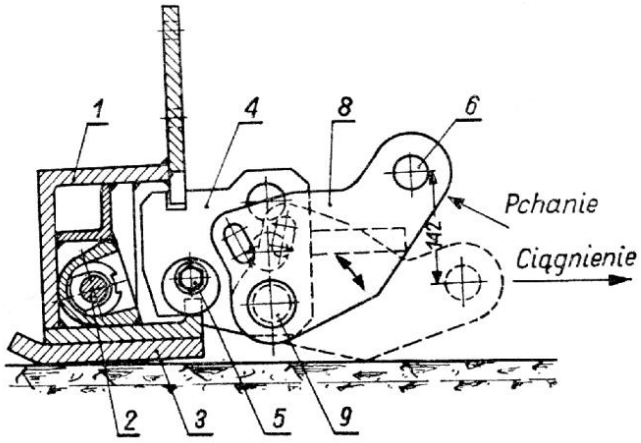
Rynny przenośników ścianowych tej firmy mają też w niektórych zastosowaniach inne połączenia z obudową.

W firmie tej stosuje się również niekiedy, do połączenia drąga popychaka obudowy z rynną, dwie równoległe płyty z podłużnymi otworami sworzniowymi (rys. 2.18).



Rys.2.18. Rynna inspekcyjna przenośnika PF6
z dwiema płytami uchwytowymi [44]

Drugi z podstawowych uchwytów do połączenia rynien z sekcjami obudowy zmechanizowanej, tj. z dwoma okrągłymi otworami (rys. 2.16a) jest rzadziej stosowany w praktyce. W zależności od parametrów maszyn i urządzeń kompleksu ścianowego i panujących tam warunków górniczo-geologicznych drągi popychaków podłącza się do górnych lub dolnych otworów sworzniowych, a najczęściej na przemian. Uchwyty z dwoma otworami są bardziej przydatne w przypadkach gdy stosuje się specjalne elementy pośredniczące między głowicą drąga a uchwytem na rynnie, służące do sterowania położeniem rynny względem spągu (zwłaszcza w czasie pracy siłownika przesuwnika). Przykład takiego rozwiązania pokazano na rysunku 2.19.

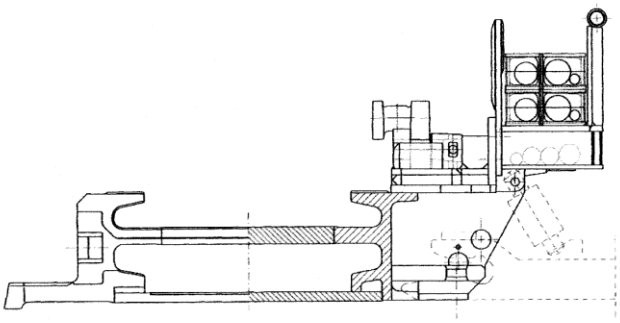


Rys.2.19. Element pośredniczący starszego typu sterujący położeniem rynny względem spągu [11]; *1-wspornik zastawki, 2-trzpień łączący, 3-płoza, 4-uchwyt, 5-mimośrodowy element blokujący, 6-otwór sworzniowy, 8- dźwignia wychylna, 9-sworzeń*

W celu zwiększenia stabilności obudowy, w niektórych przypadkach celowym jest posadowienie rynien na specjalnych saniach, pod które wchodzą spągnice. Przykład budowy takich sań pokazano na rysunku 2.16c, na którym przedstawiono również element do połączenia z popychakiem obudowy.

Od przenośnika zgrzebłowego wymaga się, aby przy jego dosuwaniu do czoła ściany nie pozostawiał węgla na spągu. W tym celu każda ostroga lub profil ociosowy, po którym porusza się kombajn, są wyposażone w pazur, którego koniec, w zależności od szerokości rynny, znajduje się od 15 do 30 mm poniżej dolnej półki profilu ociosowego, lub blachy spągowej rynny (rys. 2.16). Pazur ten przesuwa się po spągu i dobrze go czyści z urobku. Niekiedy jednak z różnych względów przedstawiony opis konstrukcji ociosowej strony rynny i sposób połączenia rynny z obudową zmechanizowaną nie pozwalają na prawidłowe sterowanie położeniem rynien przenośnika względem spągu. Przyczynami takiego stanu mogą być różne czynniki ruchowe, jak i błędy konstrukcyjne zarówno po stronie przenośnika, jak i obudowy.

Typowym przykładem wad powstających w trakcie użytkowania przenośnika jest wygięcie blach spągowych rynien. W takim przypadku rynny nie spoczywają na spągu na swoich skrajnych powierzchniach, czyli w pobliżu profili bocznych, lecz na częściach środkowych wygiętych na zewnątrz blach spągowych. Jest to przyczyną destabilizacji położenia rynien względem spągu. W tym przypadku rynny podbijane są urobkiem i zajmują coraz wyższe położenie nad spągiem. Podcinanie spągu przez organ urabiający kombajnu nie przynosi zwykle dostatecznych efektów i koniecznym staje się naprawa rynien lub zastosowanie siłowników podnoszących stronę zawałową rynien (rys. 2.20).



Rys.2.20. Sterowanie położeniem rynien przenośnika Rybnik 750 względem spągu za pomocą siłowników [60]

Przenośniki zgrzebłowe pracujące w ścianach nachylonych na skutek przesuwania poprzecznego i drgań wykazują tendencje do zsuwania się w kierunku chodnika podścianowego. W takim przypadku przenośnik musi być stabilizowany podłużnie. Przepisy górnicze oraz załącznik do normy PN-EN 12321 wymagają, aby przy nachyleniach podłużnych przenośnika powyżej 12^0 napędy posadowione były na podbudowach kotwicząco-przesuwających, zaś trasa przenośnika powinna być przystosowana do zamocowania odciągów zabezpieczających przenośnik przed spełzaniem w czasie pracy i przekładki. Rozwiązania techniczne spełniające te wymagania są przedstawione w dalszej części tego rozdziału i w rozdziale dotyczącym współpracy przenośnika z obudową zmechanizowaną.

Napędy zwrotne umieszczone w ścianie powinny być posadowione na odpowiednich podbudowach np. płytach umożliwiających podłączenie sekcji skrajnych obudowy oraz wyposażonych w gniazda do stojaków rozpierających. Rozpór tych nie trzeba instalować, jeśli moment podrywający napęd, wywołany siłami pociągowymi w łańcuchach, jest 1,5 krotnie mniejszy niż moment stabilizujący wywołany ciężarem napędu zwrotnego względem punktu obrotu, którym jest pierwsze niesztywne połączenie napędu z rynną przenośnika.

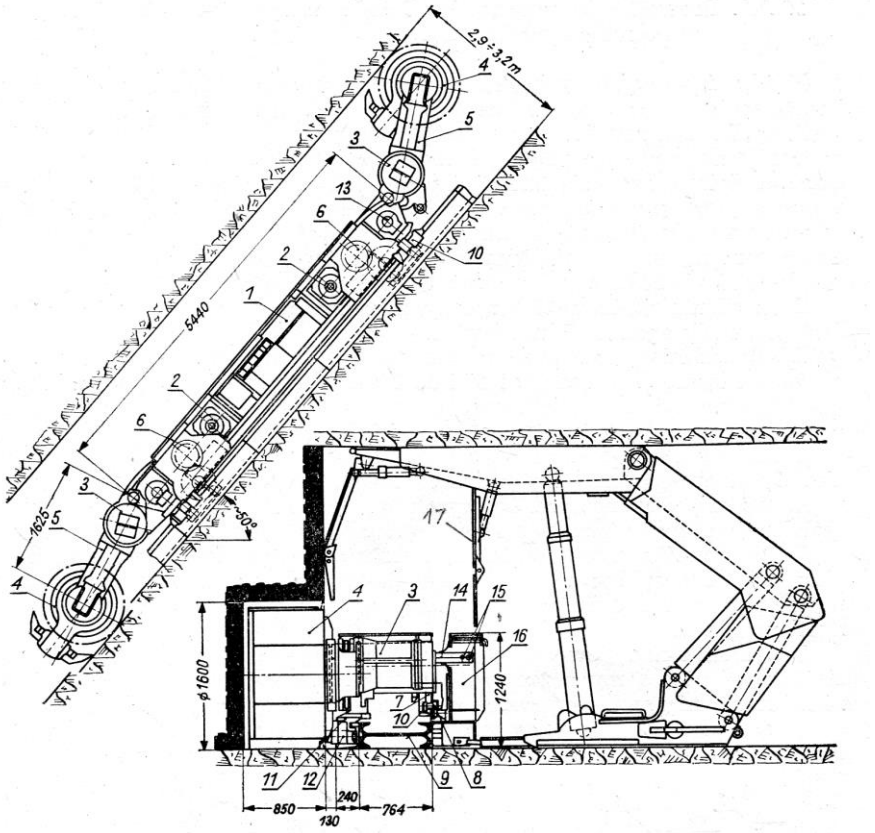
Przy nachyleniach podłużnych przenośnika wynoszących 35^0 do 60^0 przenośnik powinien mieć zabezpieczenia przed samostaczającym się urobkiem np. w postaci podwyższonych zgrzebeł z klapami, fartuchów zawieszonych nad trasą przenośnika, odbojnic, przegród oddzielających pole maszynowe od przejścia dla załogi itp., oraz przesuwnej obudowy przesypu z przenośnika ścianowego na podścianowy. Przenośnik nie musi być wyposażony w podwyższone zgrzebła lub fartuchy hamujące urobek, jeśli do zabezpieczenia dla załogi zastosowane są przegrody oraz jest osłonięty przesyp.

Przenośnik przesuwany w całości po spągu wyposażony powinien być, w części uniesionej nad spągiem, w trasę sztywną osłoniętą od dołu. Dotyczy to części przenośnika od napędu wysypowego do pierwszej rynny spoczywającej na spągu.

2.2.1.2. Prowadzenie przewodów kombajnowych wzdłuż przenośnika ścianowego

Każdy przenośnik ścianowy po stronie zawałowej powinien być wyposażony w zastawki. Muszą one mieć wysokość i konstrukcję dostoso-

waną do wysokości pokładu oraz wyposażenia kompleksu ścianowego. Zadaniem zastawek jest zapobieganie przesypywaniu się urobku poza przenośnik oraz prowadzenie i zabezpieczenie przed uszkodzeniem przewodów elektrycznych, hydraulicznych, wodnych, sygnalizacyjnych, do urządzeń głośnomówiących itp. Połączenia zastawek z ich wspornikami mocowanymi do profili zawałowych rynien powinny być takie, aby były one łatwo zdejmowalne, zwłaszcza w obrębie napędów.



Rys.2.21. Kombajn węglowy w ścianie o dużym nachyleniu podłużnym z wózkiem ciągnącym przewody kombajnowe przez kołowrót, za pośrednictwem liny i z obudową zmechanizowaną z osłoną przejścia dla załogi [11]; *1-kombajn dwubębnowy, 2 – elektryczne ciągniki kombajnu, 3 – silniki kombajnowe, 4 – organy urabiające, 5 – ramiona kombajnu, 6 – zębatkowy mechanizm posuwu, 7 – koło zębatkowe, 8 – zębatka (drabinka), 9 – rynna przenośnika, 10 – prowadnica kombajnu, 11 – wspornik płozy rolkowej, 12 – rolki jezdne, 13 – doprowadzenie energii elektrycznej i wody chłodzącej do silnika, 14 – ramię podtrzymujące przewody wychodzące z zastawki zamkniętej, 15 – przewody kombajnowe, 16 – kanał zastawki, 17 – osłona przejścia dla załogi*

Przenośnik zgrzebłowy przeznaczony do pracy w pokładach o nachyleniu podłużnym 15^0 do 25^0 i wysokości powyżej 1,7 m powinien być wyposażony w podwyższone zastawki, zaś o nachyleniu większym od 25^0 i wysokości powyżej 1,7 m zabezpieczenie przed staczającymi się bryłami urobku powinno być zapewnione przez obudowę zmechanizowaną (rys. 2.21), natomiast przewody kombajnowe powinny być prowadzone w zamkniętych prowadnikach.

Do poruszającego się po przenośniku zgrzebłowym kombajnu musi być pewnie i bezpiecznie dostarczana energia elektryczna i woda pod ciśnieniem. W praktyce górniczej przewody prowadzi się w specjalnie do tego celu wykonanych otwartych od góry kanałach zwanych prowadnikami przewodów. Kanały te mają różne wysokości i szerokości. Zależą one od tego, czy przewody elektryczne i wodne są pojedyncze, czy zdwojone i jakie mają wymiary poprzeczne. Według firmy EICKHOFF szerokość kanału powinna być większa od szerokości układaka przewodów od 25 do 40 mm.

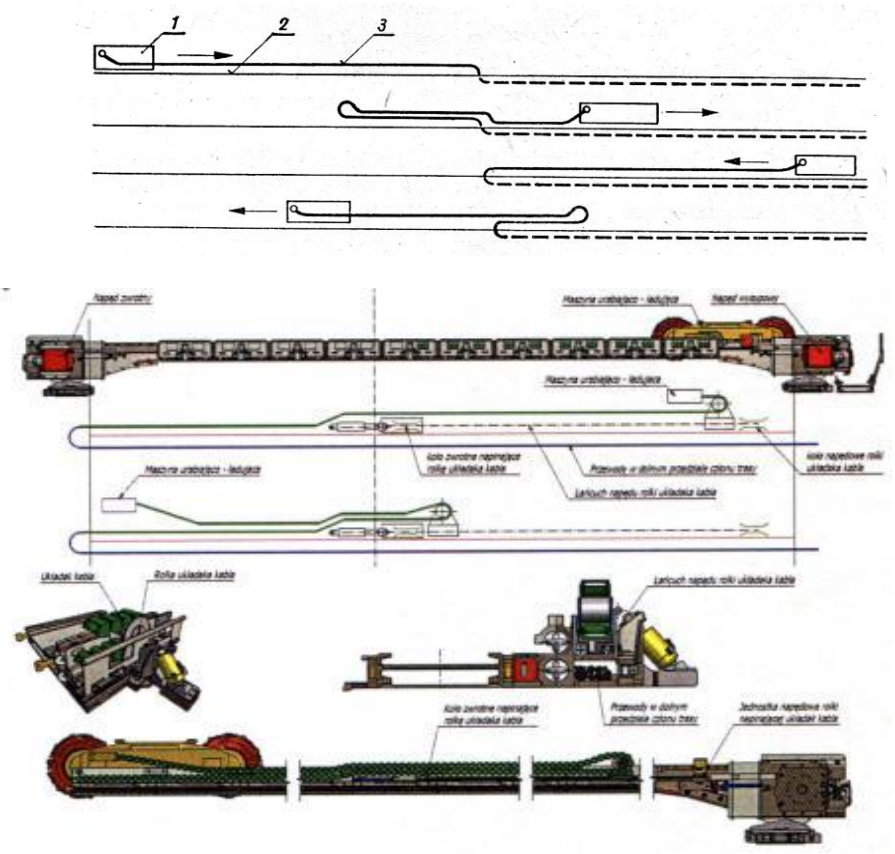
Do bezpiecznego i niezawodnego prowadzenia przewodów stosuje się specjalnej konstrukcji układaki gąsienicowe, które zbudowane są z szeregowo i przegubowo połączonych prostokątnych osłon plastikowych przewodów. Ze względu na różne przekroje tych przewodów stosuje się różne wielkości układaków. Układaki te oprócz zabezpieczenia przewodów przed uszkodzeniami pozwalają na tworzenie pętli o małej wysokości (dostosowane do dopuszczalnych promieni zginania przewodów) i mają za zadanie przejąć na siebie siły ciągnienia przewodów kombajnowych z układakiem. Układanie przewodów w kanale zastawkowym odbywa się w sposób pokazany na rysunku 2.22.

Przewody kombajnowe doprowadza się poza kanałem (poniżej kanału) dokładnie do środka długości ściany. W tym miejscu wprowadza się je do kanału zastawki i od tego miejsca zabezpiecza się elementami układaka, aż do końca tych przewodów przy kombajnie. Długość ruchomej części przewodów zabezpieczanych przez układak musi być dobrana bez nadmiaru lub niedostatku ich długości, aby kombajn mógł poruszać się między obu swoimi skrajnymi położeniami.

Tworzące się przy ruchu kombajnu pętle nie powinny być zbyt wysokie, by nie wypadały ze swoich prowadników, a w ścianach niskich nie zahaczały o stropnice obudowy. Istotne zmniejszenie wysokości pętli umożliwia zastąpienie pojedynczych przewodów dwoma, ale przez to o mniejszej średnicy. Stosowane w Polsce układaki przedstawiono w tabeli 2.4.

a)

b)



Rys.2.22. Zasada pracy układaków przewodów kombajnowych, *a - rozwiązanie klasyczne, b – rozwiązanie zastosowane w przenośniku Ryfama – S-850N (kompleks Mikrus), 1 - kombajn, 2 – przenośnik z zastawkami, 3 – przewody kombajnowe*

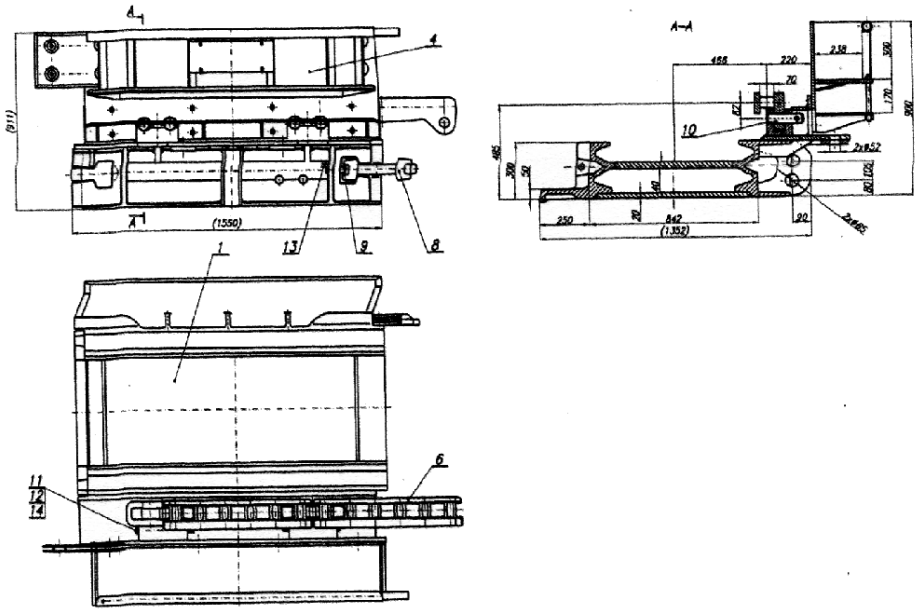
Układaki gąsienicowe pracują właściwie w ścianach o nachyleniu podłużnym do 12^0 i poprzecznym do 6^0. Przy nachyleniach podłużnych powyżej 22^0 pętle układaków przewodów kombajnowych znajdujące się powyżej kombajnu zsuwają się w dół, tworząc różnego rodzaju komplikacje ruchowe. W ścianach niskich poniżej 1 m układaki nie są stosowane, ponieważ pętla nie mieści się pod obudową [11].

Na rysunku 2.23 pokazano przykład rozwiązania konstrukcyjnego członów trasy przenośnika Rybnik 295/842/40/BP, zaś na rysunku 2.24 firmy „HALBACH-BRAUN”. Oprócz prowadzenia przewodów ciągnionych przez kombajn w kanale układaka, zastawki pełnią jeszcze funkcję zabezpieczania przewodów stałych (np. przewody elektryczne i wodne do napędu zwrotnego, instalacji głośnomówiącej itp.). Przewody te są zwykle pod kanałem układaka, a niekiedy z boku zastawki po stronie obudowy.

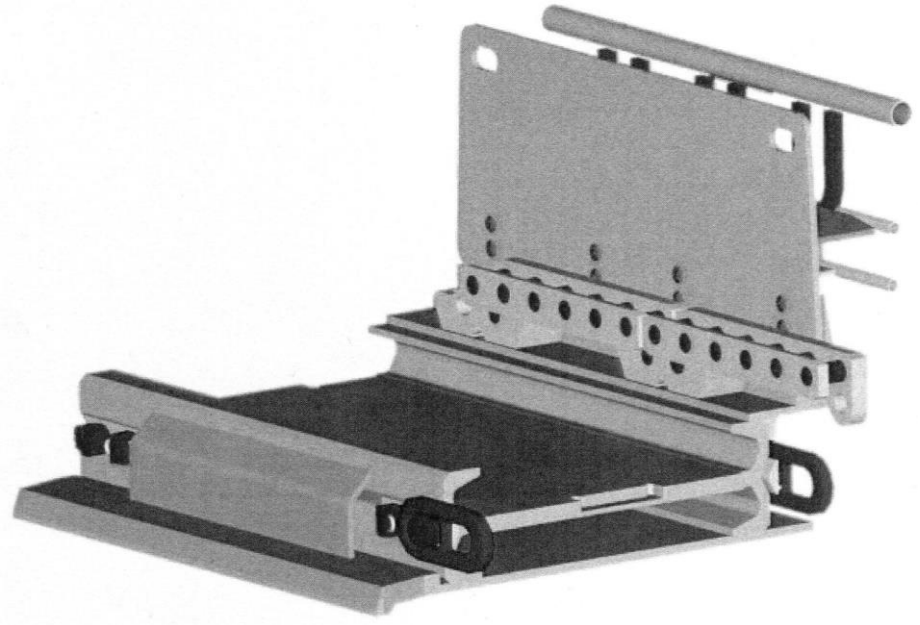
Typoszereg składników przewodów kombajnowych produkcji polskiej

Tabela 2.4

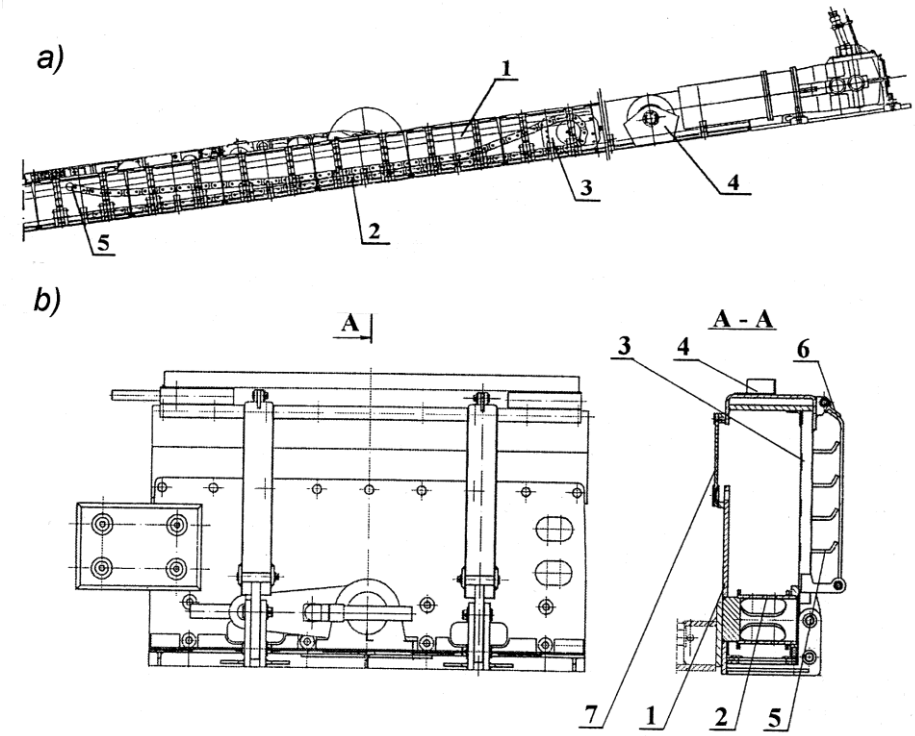
Wykonanie			**UKT-1x**	**UKT-2x**	**UKT-3x**	**UKT-4x**
Temperatura otoczenia			od 0°C do +40°C			
Wilgotność otoczenia			Bez ograniczeń			
Masa			6,9 kg/m	7,3 kg/m	7,6 kg/m	8,1 kg/m
Długość segmentu			100 mm			
Szerokość			160 mm	185 mm	205 mm	245 mm
Wysokość			110 mm			
Tworzywo			Technyl C 246 GREEN 6007 CF			
Element nośny Siła zrywająca	Stal St3SAL	UKT-x1N	34,5 kN			
	Stal 18G2A	UKT-x2N	58,00 kN			
	Stal 1H18N9T	UKT-x3N	69,40 kN			
Oznakowanie			I M2			
Wykonanie			**UKT-1xN**	**UKT-2xN**	**UKT-3xN**	**UKT-4xN**
Temperatura otoczenia			od 0°C do +40°C			
Wilgotność otoczenia			bez ograniczeń			
Masa			5,8 kg/m	6,0 kg/m	6,35 kg/m	6,64 kg/m
Długość segmentu			100 mm			
Szerokość			165 mm	185 mm	225 mm	245 mm
Wysokość			95 mm			
Tworzywo			Technyl C 246 GREEN 6007 CF			
Element nośny Siła zrywająca	Stal St3SAL	UKT-x1N	34,5 kN			
	Stal 18G2A	UKT-x2N	58,00 kN			
	Stal 1H18N9T	UKT-x3N	69,40 kN			
Oznakowanie			I M2			
Wykonanie			**UKT-1xZ***	**UKT-2xZ**	**UKT-3xZ**	**UKT-4xZ***
Temperatura otoczenia			od 0°C do +40°C			
Wilgotność otoczenia			bez ograniczeń			
Masa			12 kg/m	13 kg/m	14 kg/m	15 kg/m
Długość segmentu			125 mm			
Szerokość			168 mm	185 mm	215 mm	240 mm
Wysokość			125 mm			
Tworzywo			Technyl C 246 GREEN 6007 CF			
Element nośny Siła zrywająca	Stal St3SAL	UKT-x1Z	2x34,5 kN			
	Stal 18G2A	UKT-x2Z	2x58,00 kN			
	Stal 1H18N9T	UKT-x3Z	2x69,40 kN			
Oznakowanie			I M2			



Rys.2.23. Przykład konstrukcji zastawek firmy RFM „RYFAMA” do przenośnika Rybnik 295/842/40/BP [60]; *1-rynna, 4-prowadnik przewodów kombajnowych, 6-drabinka bezcięgnowego systemu posuwu, 8-łącznik rynien, 9-gniazdo łącznika,13-element zabezpieczający łącznik przed wypadnięciem, 11, 12, 14- uchwyt drabinki, sworzeń i zabezpieczenie sworznia*



Rys.2.24. Człon trasy z zastawkami firmy „HALBACH-BRAUN” [53]



Rys.2.25. System bezpiecznego prowadzenia przewodów w zastawce zamkniętej *[60, 31]*; *a -usytuowanie elementów systemu prowadzenia przewodów: 1 - zastawka zamknięta, 2 – układak kabla, 3 - wózek kablowy, 4 – przyciągarka, 5 – uchwyt kablowy kombajnu; b - konstrukcja zastawki zamkniętej: 1-ścianka pionowa, 2 – półka, 3 – stojaki podtrzymujące, 4 – pokrywa, 5 – podchwyty kabli, do napędu zwrotnego, obejmy zabezpieczające kable przed wypadnięciem, 7 – dwuczęściowe uchylne klapy z taśmy przenośnikowej*

Oprócz otwartych kanałów zastawkowych był też stosowany system firmy „HALBACH-BRAUN”, który miał kanał przewodowy zamknięty, a przewody do kombajnu wyprowadzane były w górnej części kanału, który w tym miejscu ma zainstalowane dwa zakładkowo zamocowane i odchylane przez przewody pasy gumowe. Przenośnik taki pracował przed laty w KWK „Knurów” w ścianie o dużym nachyleniu podłużnym. Schemat układu prowadzenia przewodów kombajnowych i zastawkę w wykonaniu RFM „RYFAMA” pokazano na rysunku 2.25.

2.2.1.3. Problemy odstawy urobku w ścianie

Najważniejszym zadaniem ścianowego przenośnika zgrzebłowego jest bezzakłóceniowe przejmowanie urobku, jego transport (odstawa)

wzdłuż ściany, a na koniec sprawne przekazanie go na następny środek odstawy, którym jest podścianowy przenośnik zgrzebłowy, usytuowany w chodniku podścianowym. Zadanie to musi być tak realizowane, aby spąg był dobrze czyszczony z urobku, urobek nie przedostawał się do pola obudowy zmechanizowanej, nie było blokad miejscowych ruchu strugi urobku, zwłaszcza w rejonie kombajnu i napędu wysypowego, a ponadto aby nie powodować zagrożeń dla załogi pracującej w ścianie i na jej skrzyżowaniach z chodnikami.

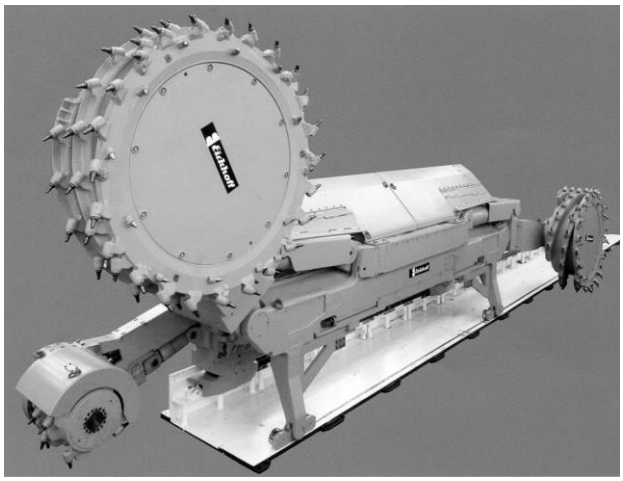
W podrozdziałach 2.2.1.1 oraz 2.2.1.2 przedstawiono już problemy związane z załadunkiem urobku na przenośnik i zapewnieniem bezpiecznej pracy górników w ścianach, zwłaszcza tych o średnich i dużych nachyleniach podłużnych, w których występują zagrożenia wynikające ze staczania się brył urobku. Nie są to jednak jedyne problemy które może powodować urobek w trakcie jego odstawy ze ściany. W ścianach średniej wysokości, a zwłaszcza wysokich (powyżej 2,5 m) bardzo duże problemy ruchowe stwarzają wielkie bryły urobku odrywające się od calizny w trakcie urabiania lub po przejściu kombajnu. Powodują one zatory ruchu urobku przed lub pod kombajnem, przy jego pracy w kierunku napędu zwrotnego lub na napędzie wysypowym.

W takich przypadkach koniecznym było zatrzymanie pracy ściany w celu rozkruszenia tych brył. Zwykle bryły rozbijane były ręcznie, co nie tylko jest ciężką pracą połączoną z zagrożeniem wynikającym z przebywania w pobliżu czoła ściany, ale powodującym także znaczne zmniejszanie efektywnego czasu pracy przekładające się na wielkość wydobycia i efekty ekonomiczne ściany.

Zatory w obrębie kombajnu, w niektórych przypadkach usuwano przez różnego rodzaju manewry kombajnem, ale one również, choć w mniejszym stopniu wpływały na obniżenie wyników produkcyjnych pracy ściany. Pewna poprawa odstawy dużych brył urobku możliwa jest przez zastosowanie szerszych rynien w przenośniku.

Najlepszym rozwiązaniem tego problemu jest zabudowanie na kombajnie, po stronie napędu zwrotnego przenośnika ścianowego kruszarki z niezależnym napędem. Kruszarka taka zainstalowana na ramieniu umożliwiającym zmianę wysokości jej organu kruszącego nad trasą przenośnika, najskuteczniej rozwiązuje problem zatorów przy kombajnie, pod warunkiem jednak, że ma odpowiednio dobraną moc.

We współczesnych kombajnach moc ta, w zależności od kombajnu, mieści się w granicach od 90 do 200 kW. Na rysunku 2.26 przedstawiono kombajn SL100 firmy „EICHOFF” z kruszarką dużych brył urobku.

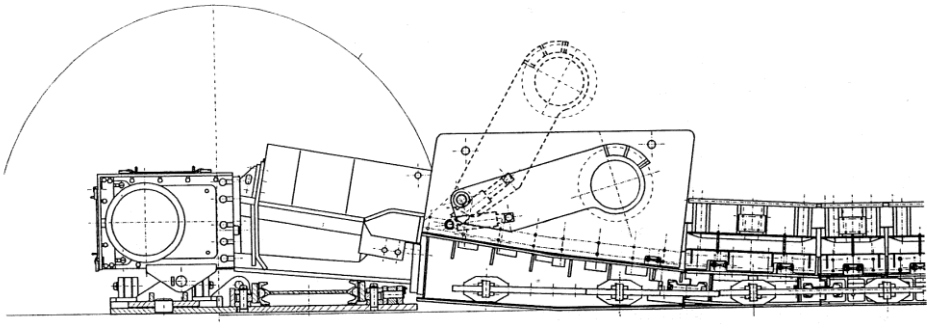


Rys.2.26. Kombajn firmy „EICKHOFF" SL1000 do ścian wysokich z kruszarką

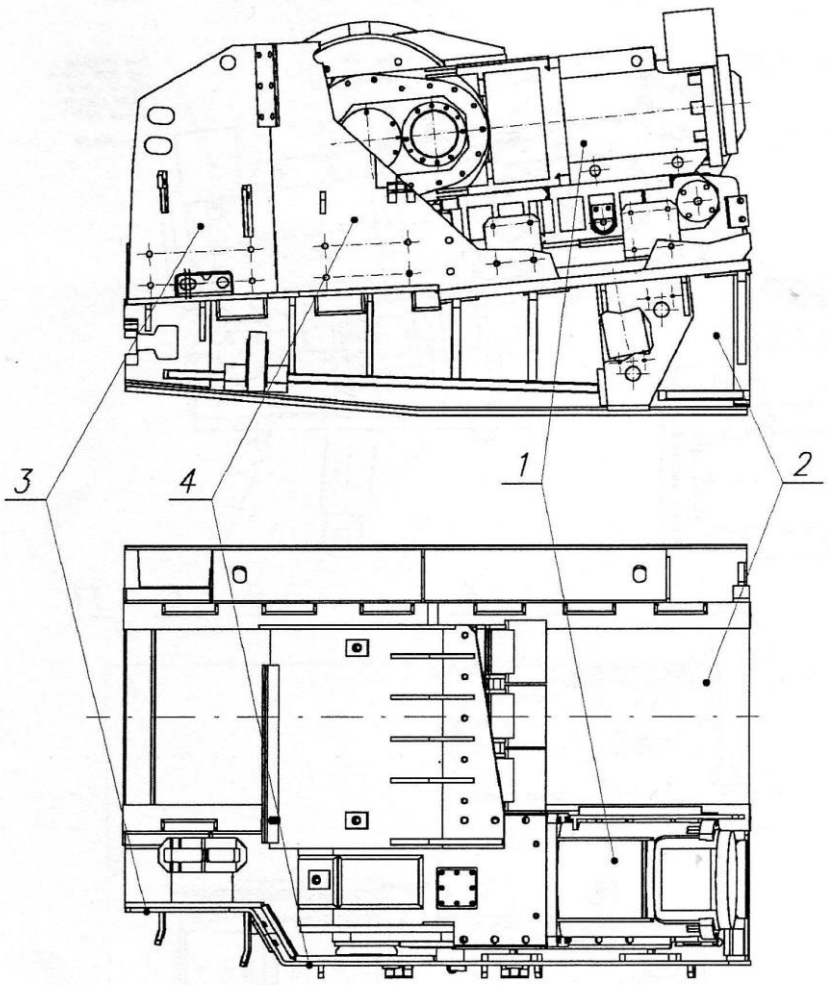
Drugim miejscem na którym występują komplikacje z odstawą urobku ze ściany jest rejon napędu wysypowego przenośnika. Na rynnie dołącznej i kadłubie napędu wysypowego ścianowego przenośnika zgrzebłowego powstają też często zatory w odstawie urobku. Powodują je duże bryły urobku zatrzymujące się na rynnie dołącznej lub na wysypie. Usuwanie tych zatorów przez górników jest pracochłonne i stwarza różne zagrożenia. Ze względu na fakt, iż miejsce powstawania tych zatorów w rejonie napędu jest w przybliżeniu stałe, instaluje się na stropnicach obudowy zmechanizowanej siłowniki zaopatrzone na końcu w grot w kształcie ostrej piramidy, który pod naciskiem wywołanym dużą siłą wywieraną przez siłownik powoduje rozbicie wielkich brył węgla w czasie dużo krótszym niżby to miało miejsce przy ręcznym jej kruszeniu. Do kruszenia tych brył można też używać młotów lub pików pneumatycznych lub hydraulicznych, ale w każdym przypadku potrzebne jest zatrzymanie pracy przenośnika.

Niedogodności tej można uniknąć przez zastosowanie stacjonarnych kruszarek zainstalowanych na rynnie dołącznej napędu wysypowego lub jego kadłubie. Zaletą tego rozwiązania jest możliwość likwidacji zatorów bez konieczności wyłączania przenośnika. Jeśli moc napędu kruszarek jest dostateczna, to w zależności od warunków panujących w danej ścianie tą drogą można uzyskać zwiększenie wydobycia od 20 do 40%.

Pierwszym tego typu rozwiązaniem było przystosowanie kruszarki kombajnowej firmy „FAMUR" do pracy na przenośniku Rybnik 330/1100 w KWK „PIAST" (rys. 2.27).



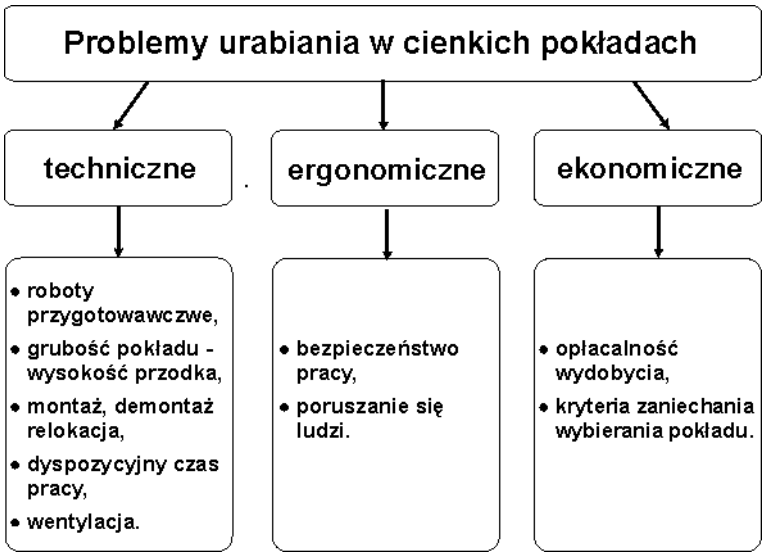
Rys.2.27. Kruszarka KS-1 zainstalowana na rynnie dołącznej przenośnika Rybnik 330/1100 w KWK „PIAST” [60]



Rys.2.28. Kruszarka KS-4 na rynnie dołącznej przenośnika Rybnik 330/1100;
1 -silnik kruszarki, 2 – człon dołączny, 3 – osłona I, 4 – osłona II

Moc silnika w tej kruszarce, oznaczonej jako KS-1 wynosiła 85 kW. Moc ta okazała się zbyt mała, ale i tak jej zastosowanie pozwoliło na ponad 20 % wzrost średniego wydobycia dobowego. Dalsze prace nad tego typu kruszarkami doprowadziły do wdrożenia kruszarek KS-2 z napędem paskowym o mocy 132 kW i kruszarki z napędem zębatym KS-4 o mocy maksymalnej 315 kW (rys. 2.28). Inne problemy ruchowe związane z odstawą urobku mogą powstawać, gdy transport urobku odbywa się po wzniosie, zaś kąty odchylenia cięgna łańcuchowego w rynnie dołącznej i kadłubie napędu wysypowego są dość znaczne. Występuje wtedy istotne ograniczenie zdolności transportowej i wyładowczej przenośnika, a w przypadku większych brył urobku bardzo łatwo dochodzi do zatorów.

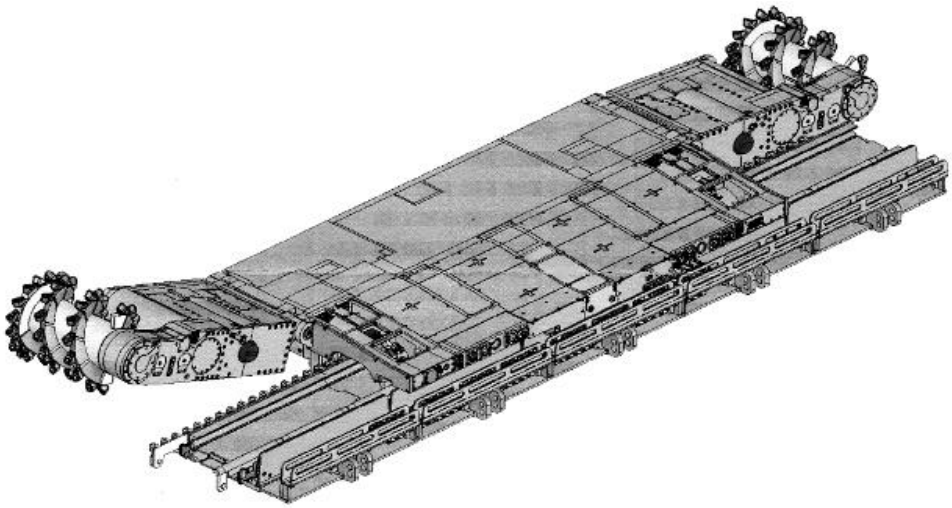
W ścianach niskich nie ma problemu wielkich brył urobku. Występują jednak inne, bardzo istotne utrudnienia, które znacznie ograniczają wydobycie, a przez co zmniejszają efekty ekonomiczne pracy takich ścian. Problemy te opisano w pracy [34], a skrótowo przedstawiono na rysunku 2.29.



Rys.2.29. Klasyfikacja problemów związanych z urabianiem w pokładach cienkich [34]

Jeśli kombajn porusza się po przenośniku podobnie jak to ma miejsce w ścianach średnich i wysokich, to przestrzeń między blachą ślizgową rynny a kombajnem jest bardzo mała i stwarza to tak duże ograniczenie powierzchni przekroju strugi urobku na przenośniku, że nawet przy braku większych brył urobku uzyskanie ekonomicznie uzasadnionego wydobycia (obecnie około 3000 t/d) jest bardzo trudne do osiągnięcia.

Z tego powodu ścian kombajnowych niskich (do 1,5 m) obecnie praktycznie w Polsce się nie spotyka. W przypadku, gdy w pokładach cienkich kombajn porusza się w ścieżce pokombajnowej, zdolności transportowe nie zwiększają się znacznie w odniesieniu do przypadku, gdy kombajn porusza się po przenośniku, bo nad trasą przenośnika jest portal łączący kombajn z jego prowadzeniem na stronie zawałowej przenośnika (rys. 2.13 i 2.30).



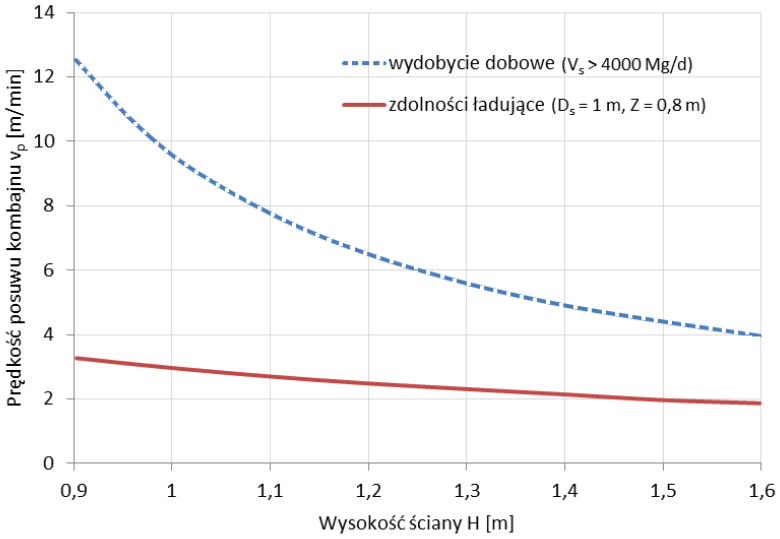
Rys.2.30. Czeski kombajn z portalem typ MB13-444P przeznaczony do ścian niskich

Dodatkowym i bardzo ważnym problemem występującym w kompleksach kombajnowych do ścian niskich są możliwości mechanicznego załadunku urobku na przenośnik. Trudności te wynikają ze stosunkowo wysokich rynien, małych średnic i małej wysokości zwojów załadowczych organów urabiających kombajnu oraz wymiarów poprzecznych ramion kombajnowych ograniczających możliwości załadowcze kombajnu.

Przeciętne zdolności załadowcze organów o średnicy 1 m i zabiorze 0,8 m oraz wymagane prędkości posuwu kombajnów w funkcji wysokości pokładu dla założonego wydobycia dobowego 4000 Mg/d pokazano na rysunku 2.31 [34].

Z rysunku tego widać, że osiągnięcie takiego wydobycia jest niemożliwe ze względów technicznych wynikających ze współpracy kombajnów i przenośników dotychczasowych konstrukcji.

Aby móc efektywnie wybierać pokłady cienkie techniką kombajnową konieczne jest poszukiwanie nowych rozwiązań technicznych eliminujących dotychczasowe ograniczenia.



Rys.2.31. Porównanie zdolności załadowczych organów urabiających o średnicy 1 m i zabiorze 0,8 m z wymaganą prędkością posuwu kombajnu dla wydobycia 4000 t/d [34]

Jednak już teraz można osiągnąć lepsze rezultaty wydobywcze przez zastosowanie:

- super płaskich łańcuchów w przenośnikach ścianowych (ogniwa pionowe o bardzo małej wysokości umożliwiają znaczne zmniejszenie wysokości rynien),
- ramion kombajnowych o kształcie bananowym lub litery C umożliwiających lepszy załadunek urobku na przenośnik,
- organów urabiających o nadsiębiernym kierunku urabiania.

Działania takie są słuszne, ale też mają swoje ograniczenia, dlatego celowym jest poszukiwanie nowych rozwiązań koncepcyjnych w zakresie budowy i współpracy przenośników i kombajnów ścianowych. Jednym z takich rozwiązań może być przenośnik zgrzebłowy z dolną gałęzią transportową i położoną wysoko nad nią gałęzią powrotną. Gałąź ta powinna być na wysokości 600 do 800 mm nad gałęzią transportową.

Wymaga to jednak bardzo istotnych zmian w koncepcji budowy i funkcjonowania przenośnika oraz kombajnu.

Poprawę warunków załadowywania urobku na przenośnik uzyskuje się też gdy ściana prowadzona jest po wzniosie (kąt nachylenia poprzecznego przenośnika w kierunku zawału – ok. 10 do 12^0).

Należy tutaj pamiętać, że zwiększone kąty nachylenia poprzecznego przenośnika silnie przesuwają środek ciężkości kombajnu, co czyni jego pracę bardziej niestabilną i wymaga dobrego prowadzenia po stronie ociosu. Istotnym czynnikiem ograniczającym wydobycie ze ścian niskich jest też mała prędkość poruszania się kombajnu.

Dobre funkcjonowanie odstawy urobku ze ściany jest zależne od funkcjonowania węzła przesypowego między przenośnikiem ścianowym a podścianowym. W przypadku wysypu przez bęben napędowy (wysyp czołowy, inaczej prosty) ważne jest położenie rynien przenośnika podścianowego względem bębna napędu wysypowego przenośnika ścianowego. Zbyt niskie usytuowanie wysypu nad rynnami przenośnika podścianowego jak też zbytnie wsunięcie go pod wysyp lub odsunięcie w drugim kierunku skutkuje powstawaniem pod bębnem wysypowym pryzm urobku, który zabierany jest do dolnej przestrzeni rynien przenośnika ścianowego. Powoduje to silny wzrost oporów ruchu w dolnej przestrzeni rynien prowadzący niekiedy do zatrzymania przenośnika. Celowym jest aby szerokość i prędkość ruchu przenośnika podścianowego były większe niż w przenośniku ścianowym, ponieważ wtedy istnieje mniejsza szansa powstawania tych nieprawidłowości.

W przenośnikach ścianowych z wysypem bocznym lub krzyżowym ilość urobku dostająca się do dolnego przedziału przenośnika jest nieduża w czasie normalnej pracy.

Sytuacja zmienia się jednak bardzo i to niezależnie od rodzaju wysypu, gdy załadowany przenośnik ścianowy pracuje przy wyłączonym przenośniku podścianowym. W takim przypadku już po stosunkowo krótkim czasie dochodzi do silnego wciągania urobku do dolnej przestrzeni rynien przenośnika ścianowego, zatrzymania jego ruchu i powstania wielkich trudności z jego ponownym uruchomieniem.

W celu uniknięcia takich sytuacji wyłączeniu przenośnika podścianowego powinno towarzyszyć automatyczne wyłączenie ruchu przenośnika ścianowego.

2.2.1.4. Budowa i charakterystyki techniczne ścianowych przenośników zgrzebłowych

Każdy producent przenośników zgrzebłowych dla górnictwa podziemnego stara się w możliwie największym stopniu odpowiedzieć na zróżnicowane potrzeby kopalń. Z tego powodu producenci oferują zwykle użytkownikom całe typoszeregi przenośników zgrzebłowych o zróżnicowanych parametrach technicznych, konstrukcyjnych i funkcjonalnych.

Parametry techniczne ścianowych przenośników zgrzebłowych produkcji RFM "RYFAMA" [60]

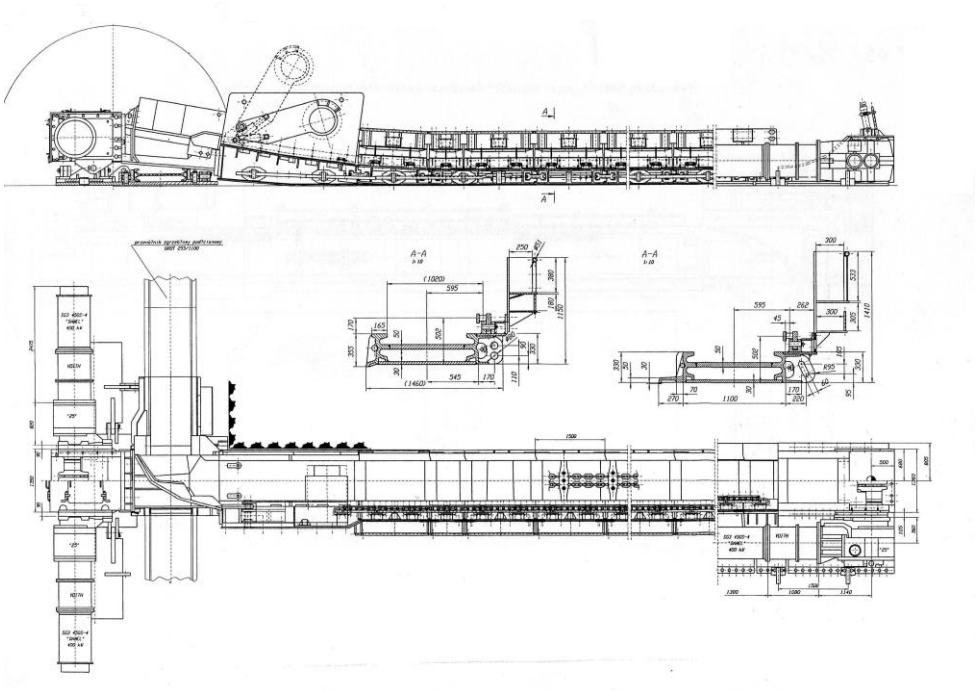
Tabela 2.5

Typ przenośnika	Profil boczny rynny mm	Szerokość rynny mm	Blacha ślizgowa rynny mm	Ilość i wymiar łańcucha mm	Prędkość łańcucha zgrzebłowego m/s	Moc max jednostek napędowych kW	Wydajność max t/h	Długość przenośnika max. m	Rodzaj wysypu
Ryfama S-1250	360 (O,N) 330 (O,N)	1250	60 50	48x152 (P) 2x48/115x152C 2x52/127x170C 2x56/131x187A	1,0÷1,8	4500	4500	450	WB, WK, WP
Rybnik 1100	330 (O,N)	1100	50	2x38x137 2x38x137 (P) 2x42x146 (P) 2x48/115x152C	1,0÷1,55	3000	3000	450	WB, WK, WP
Rybnik 950	330 (O,N) 260 (O,N)	ok. 950	50 40,45	2x34x126 2x38x125 (P) 2x38x137 2x38x137 (P) 2x42x146 (P) 2x48/115x152C	1,11 - 1,55	3000 2250	2200	450	WB, WK, WP
Rybnik 850	295 (O) 260 (O,N) 260 (W)	ok. 850	40, 45 40, 45 40	2x38x137 (P) 2x38x126 (P) 2x34x126 2x30x108	1,11 - 1,55	2250	1750	450	WB, WK, WP
Rybnik 750	260 (O,N) 260 (W) 230 (W) 220 (O,N)	ok. 750	40, 45 40 30 30	2x38x126 (P) 2x34x126 (P) 2x34x126 2x30x108 2x26x92	0,83 – 1,55	1800	1400	450	WB, WK, WP
Rybnik 600/700	180 (W) 190 (W)	620, 720 642, 742	10 20	3x18x64 2x22x86C	1,1 0,93 0,84	220	400	220	WP

O - profil odlewany, W - profil walcowany, N - przenośnik nowej generacji, WP, WB, WK – odpowiednio wysyp prosty, boczny i krzyżowy.

Przy projektowaniu tych przenośników uwzględnia się nie tylko aspekty związane z bezpieczeństwem, parametrami technicznymi, trwałością i niezawodnością pracy, ale też związane z kosztami wytwarzania, unifikacją i normalizacją elementów i zespołów przenośnika, oraz z potrzebą jego współpracy z pozostałymi maszynami i urządzeniami kompleksu ścianowego. Najlepsze z oferowanych rozwiązań, prędzej czy później są przejmowane przez konkurentów, co ukierunkowuje i przyśpiesza globalny postęp techniczny w tej dziedzinie.

W Polsce, od momentu zastosowania pierwszych przenośników zgrzebłowych w górnictwie, wiodącą rolę pełni RFM „RYFAMA", która aktualnie oferuje typoszereg ścianowych przenośników zgrzebłowych przedstawiony w tabeli 2.5. W typoszeregu tym na szczególną uwagę zasługują przenośniki nowej generacji (oznaczone literą N) z odlewanymi profilami bocznymi (0), charakteryzujące się szczególnie korzystnymi cechami użytkowymi. Przenośniki produkcji RFM „RYFAMA" mogą być wyposażone w napędy z wysypem czołowym (prostym), bocznym lub krzyżowym.



Rys.2.32. Ścianowy przenośnik zgrzebłowy z wysypem bocznym Rybnik 1100 [60]

Napędy zwrotne (zgodnie wymaganiami użytkownika), mogą być wyposażone w urządzenia hydrauliczne do zmiany napięcia cięgna, które po połączeniu z odpowiednimi urządzeniami sterowania automatycznego mogą realizować ciągłą lub okresową regulację napięcia cięgna, odpowiednio do zmian obciążenia przenośnika urobkiem.

W zależności od długości i stopnia załadowania przenośnika urobkiem, przenośniki powinny być wyposażone w cięgno łańcuchowe odpowiedniej wielkości i wytrzymałości. Rynny tych przenośników najczęściej są budowy zamkniętej (z blachą spągową), lub otwartej. Grubość blach ślizgowych i spągowych w rynnie może być, w pewnym zakresie, ustalana indywidualnie z użytkownikiem. Oferowane długości rynien wynoszą 1500, 1750 i 2050 mm.

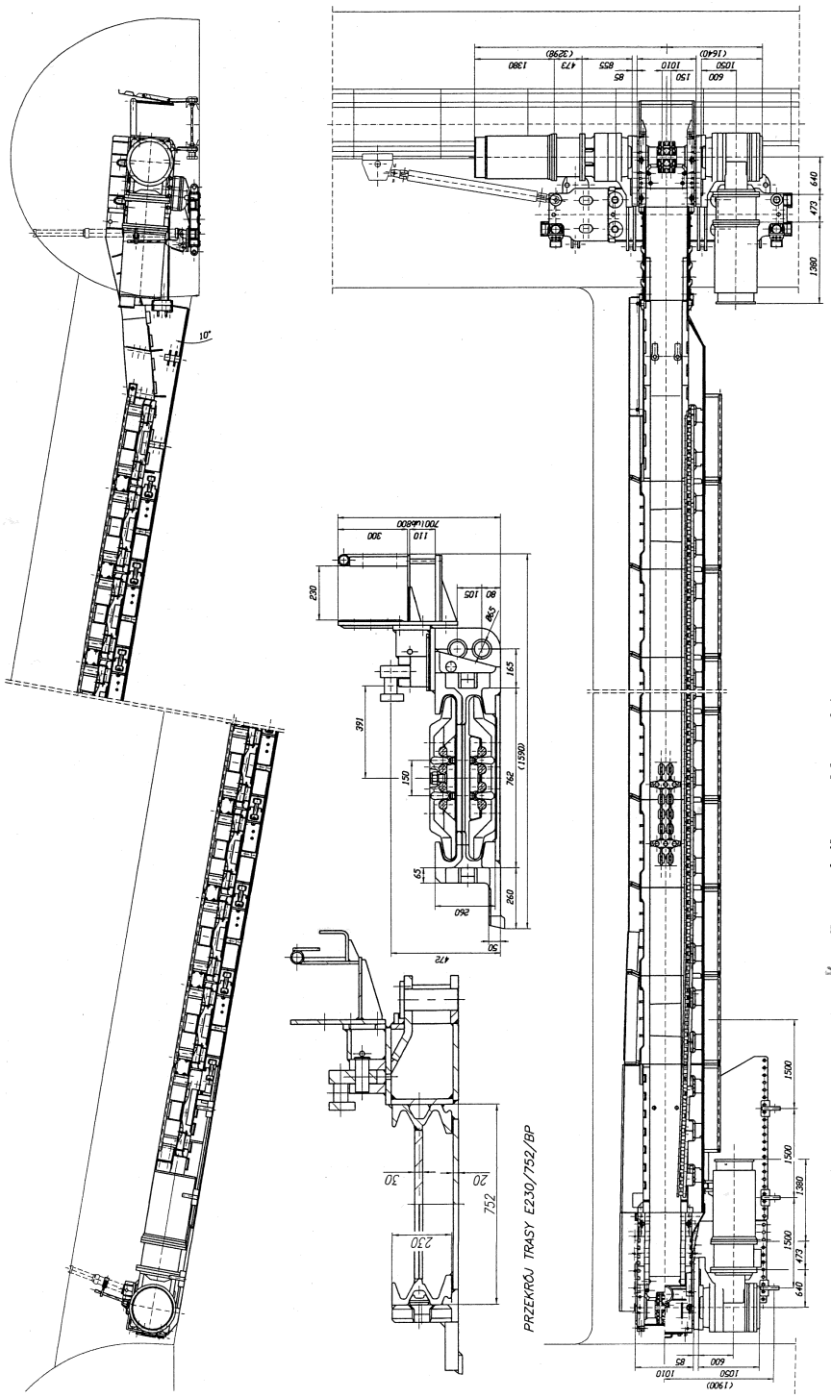
Przykłady ogólnej budowy przenośników zgrzebłowych produkcji RFM „RYFAMA” przedstawiono na rysunkach 2.32 do 2.34.

Drugim polskim producentem przenośników zgrzebłowych jest Zakład Maszyn Górniczych GLINIK Spółka z o.o., który na początku lat dziewięćdziesiątych ubiegłego wieku rozpoczął produkcję przenośników ścianowych Glinik 298/800/BPF1 w oparciu o dokumentację przenośnika Meco 298/800, a następnie trzech innych typów o podobnej postaci konstrukcyjnej, ale już według własnej dokumentacji.

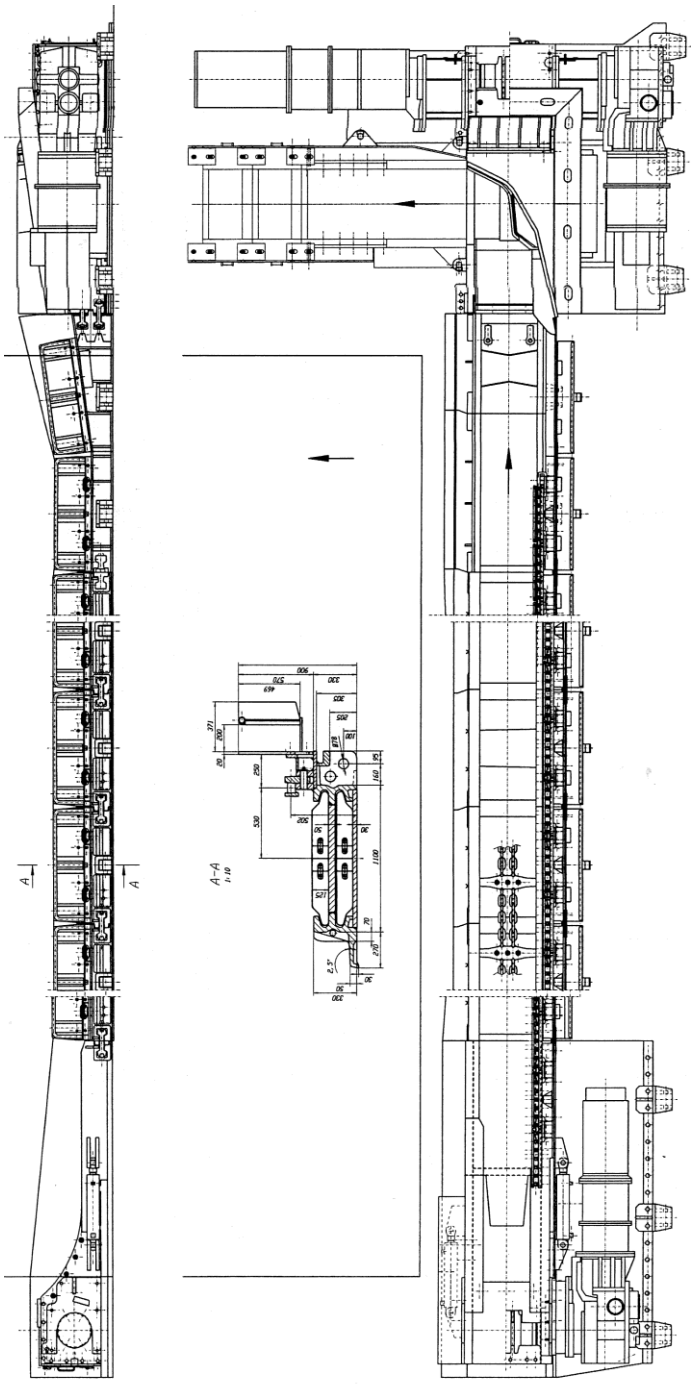
Parametry techniczne tych przenośników przedstawiono w tabeli 2.6.

Bardzo duży wkład w rozwój konstrukcji i technologii wykonania przenośników zgrzebłowych wniosły firmy niemieckie, takie jak: „WESTFALIA-LÜNEN”, „HALBACH-BRAUN”, „KLOCKNER-BECORIT” i „EICKHOFF”. W konsekwencji różnych działań restrukturyzacyjnych i własnościowych na rynku przenośników zgrzebłowych pozostała praktycznie tylko firma „DEUTSCHE BERGBAU TECHNIK” (DBT), która została przejęta przez firmę „BUCYRUS”, a ta z kolei, w 2010 r., przez firmę „CATERPILAR”. Firma ta oferuje rynny długości 1500, 1750 i 2050 mm (rys. 2.35), które wykonuje głównie na bazie profili walcowanych.

W tabeli 2.7 pokazano główne wymiary poprzeczne rynien PF3, PF4, PF5.i PF6.



Rys.2.33. Ścianowy przenośnik Rybnik 750 z wysypem czołowym przesuwany względem przenośnika podścianowego za pomocą siłownika [60,93]



Rys.2.34. Przenośnik ścianowy Rybnik 1100 z wysypem krzyżowym i teleskopowym napędem zwrotnym [60]

Parametry techniczne ścianowych przenośników zgrzebłowych ZMG „GLINIK" [51]

Tabela 2.6

Parametry	Jedn.	GLINIK 240/706/BP	GLINIK 260/724/BP1	GLINIK 298/800/BP1	GLINIK 335/920/1000
Wydajność max.	t/h	910	1000	1530	2100
Max długość	m	400	400	400	350
Max moc napędów	kW	3x85/250 lub 3x250	3x105/315 lub 3x315	3x105/315 lub 3x400 lub 2x500	3x400 lub 3x500 lub 3x630
Typ przekładni		Planetarne i kątowo-planetarne	Planetarne i kątowo-planetarne	Planetarne i kątowo-planetarne	Planetarne i kątowo-planetarne
Przełożenie		i =28 lub 33 lub 39	i = 28 lub 30,88 lub 33 lub 39	i = 30,88 lub 33 lub 39	i = 33 lub 39
Wysokość profile rynny	mm	240	260	298	335
Szerokość wewnętrzna rynny	mm	706	724	800	920
Szerokość nominalna rynny	mm	750	792	868	1000
Grubość blachy ślizgowej	mm	30	35	35 lub 40	45
Grubość blachy dolnej	mm	20	20	20 lub 25	25
Nośność złączy pomiędzy rynnami	kN	2500	3000	3000	3500
Łańcuch zgrzebłowy		2x(30 x 108) lub 2x (26x92)	2x(30 x 108) lub 2x (34x126)*	2x(34 x 126) lub 2x (238x137)*	2x(38 x 137) lub 2x (42x146)*
Prędkość łańcucha	m/s	0,96 do 1,33	0,96 do 1,33	0,96 do 1,44	1,22 do 1,52
Napięcie zasilania	V	1000 lub 1140 lub 3300			
Częstotliwość	Hz	50 lub 60			

Wprowadzone po 2010 roku rynny PF6 zbudowano w oparciu o półprofile boczne zastosowane w rynnach PF5 o wysokości 134 mm (w PF4 – 122 mm). Rynny PF6 składają się z dwóch głównych części. Pierwsza z nich stanowi ramę nośną w której porusza się dolna gałąź cięgna łańcuchowego. Rama ta, w górnej części ma wymienne wkłady tworzące prowadzenie dla górnej gałęzi cięgna. Wkłady te są tak przyspawane do ramy nośnej, aby można je było łatwo odciąć i przyspawać nowe. Rynny te są tak zaprojektowane, aby w przeciętnych warunkach górniczych były zdolne przetransportować ok. 20 mln ton urobku (rys. 2.35b).

Dane techniczne rynien firmy „BUCYRUS" [44]

Tabela 2.7

Typ rynny	Szerokość		Grubość blach		Minimalna wytrzymałość			Wydajność t/h
	Zewnętrzna mm	Wewnętrzna mm	Ślizg mm	Spąg mm	Łącznik kN	Gniazdo kN	Siły poprzeczne kN	
PF3	822	694	30	20	2000	3000	3000	1300
PF4	932 1032 1132	788 888 988	40	25	3000	4500	400	1800 2500 3500
PF5	1042 1142 1342	888 988 1188	50	30	4500	6000	600	2500 3500 5000
PF6*	1042 1142 1342	888 988 1188	30+25	30	4500	6000	600	2500 3500 5000

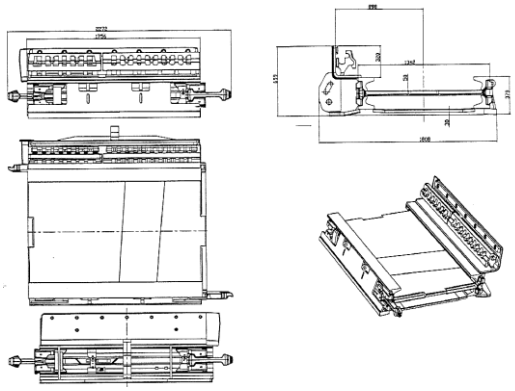
**- przenośnik z wymienną górną częścią rynny*

Kadłuby napędów wysypowych i zwrotnych w przenośnikach PF4, PF5 i PF6 są podobne i zależą od wielkości zastosowanych przekładni i łańcuchów. Przykładowo, jeśli poszczególne kadłuby napędu są przystosowane do przekładni wielkości 35, 45 czy 65, to kadłuby mają oznaczenie MR35, MR45 i MR65. Do pełnego oznaczenia dochodzi jeszcze oznaczenie określające szerokość rynien, z którymi współpracują. Kadłuby napędów krzyżowych oznacza się literami MRKR, przy czym do oznaczenia dochodzi jeszcze wielkość przekładni, np. MRKR65. Firma „BUCYRUS" ma najwyżej rozwiniętą technikę napędową w świecie. Umożliwia ona łagodny rozruch, wyrównywanie mocy jednostek napędowych oraz zabezpiecza napędy przenośnika i cięgno napędowe przed przeciążeniami.

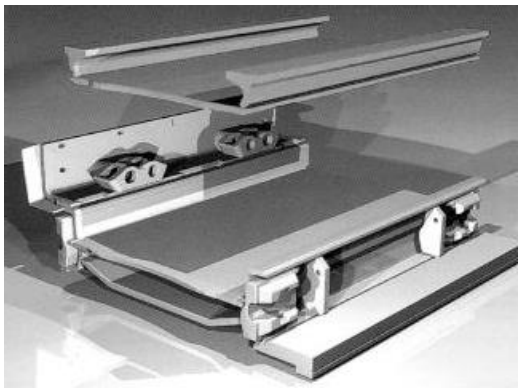
Maksymalna moc przenośnika zgrzebłowego ścianowego wynosi 3 x 1500 kW, a w warunkach amerykańskich (f = 60 Hz) 3 x 1800 kW. W przenośnikach takich stosuje się przekładnie wielkości 85 i łańcuchy wielkości nawet 60 x 181/197 lub 60 x 196 mm.

Na rysunku 2.36 przedstawiono ogólną budowę przenośnika zgrzebłowego PF4/932 jako klasyczny przykład rozwiązań konstrukcyjnych preferowanych w przenośnikach typu PF, ale bez napinania nadążnego w napędzie zwrotnym.

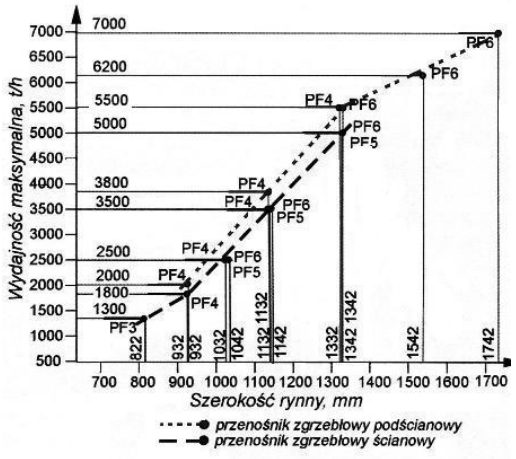
a)



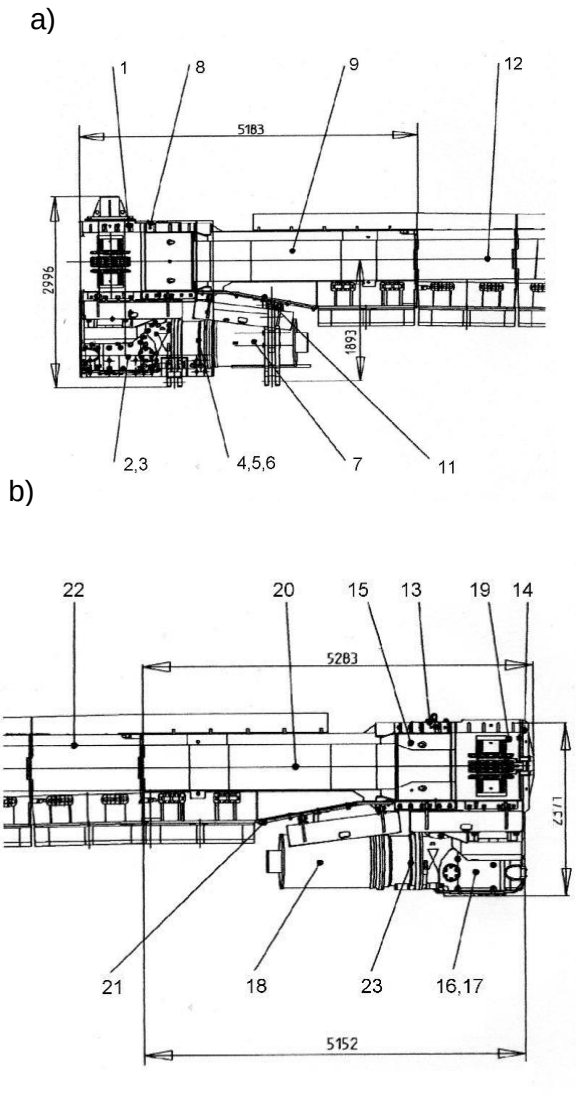
b)



c)



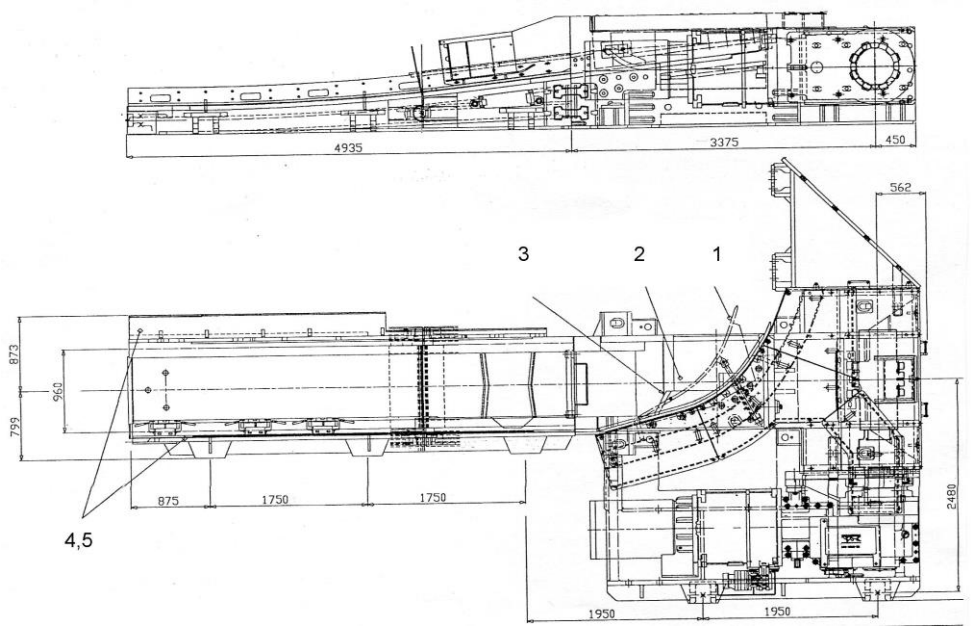
Rys.2.35. Budowa rynien i wydajność przenośników firmy „BUCYRUS” [3, 44];
a - PF5, b - PF6, c – wydajność maksymalna w funkcji szerokości rynien



Rys.2.36. Ogólna budowa przenośników typu PF4 z wysypem czołowym [44]; *a - napęd główny z wysypem czołowym, b - napęd zwrotny; 1-kadłub napędu głównego MR35-1000, 2,3 – płyta przyłączeniowa MR35 lewa i przekładnia 25KP-25/30, 4,5,6 – połączenie napędu i osłona sprzęgła, 7 – silnik 400 kW, 8 - osłona wału, 9 - rynna dołączna, 11 – blacha zastawkowa, 12- rynna zjazdowa napędu głównego, 13 - kadłub napędu zwrotnego, 14 – blacha osłonowa, 15 - ślizgi krzywoliniowe, 16 ,17 - płyta przyłączeniowa MR35 prawa i przekładnia KP-25/30, 18 – silnik 400kW, 19 –płyta przykrywająca kadłub, 20 – rynna dołączna napędu pomocniczego, 21 – blacha zastawkowa, 22 – rynna zjazdowa napędu zwrotnego (prawa), 23 - osłona sprzęgła*

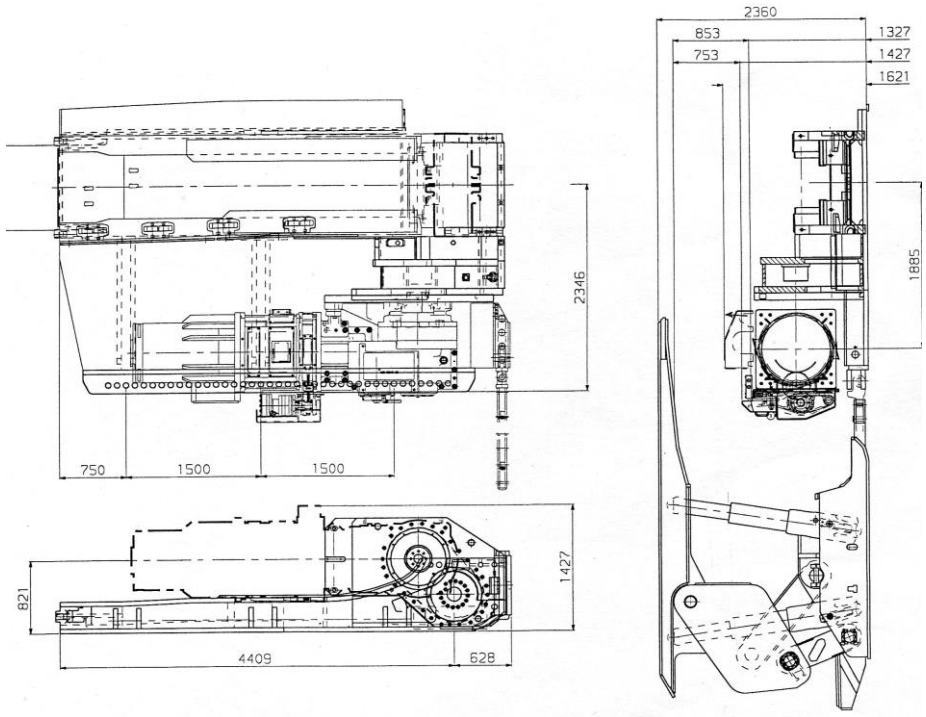
Również firma „JOY" należy do światowej czołówki producentów przenośników zgrzebłowych. Ma ona duży udział w rynkach takich krajów jak USA, Australia, RPA, Chiny, a także u wielu innych, mniejszych producentów węgla. Firma ta, w swojej ofercie, podobnie jak firma „BUCYRUS", ma typoszereg przenośników zgrzebłowych o szerokości rynien do 1300 mm i wydajności obliczeniowej dochodzącej do 5500 t/h. Rynny te mają profile boczne odlewane.

W przeciwieństwie do innych firm, szerokość rynny w tej firmie jest wyznaczana przez jej wymiar wewnętrzny, a nie zewnętrzny. Przykłady rozwiązań konstrukcyjnych ścianowych przenośników zgrzebłowych z napędem krzyżowym pokazano na rysunkach 2.37 i 2.38.

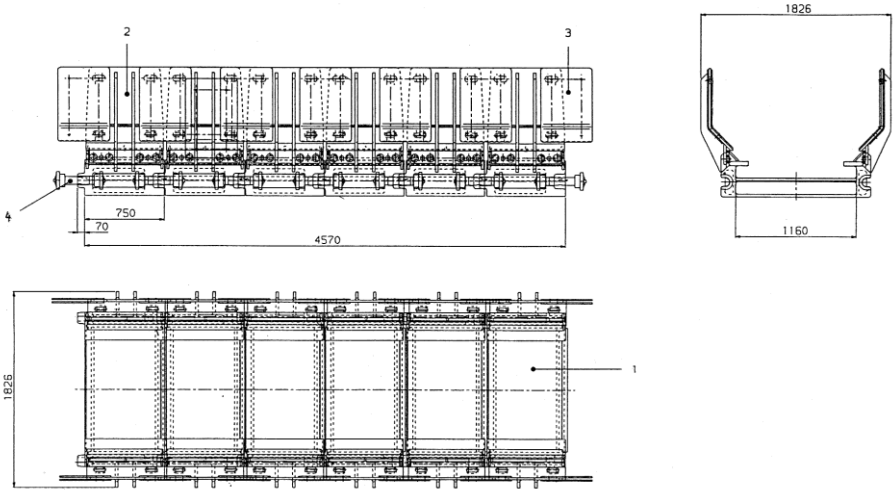


Rys.2.37. Napęd krzyżowy przenośnika firmy „JOY" [55]; *1 - odkładnia urobku z hydrauliczną regulacją położenia, 2 – przestrzeń dla górnej gałęzi przenośnika podścianowego, 3 – łamacz kęsów (ząb odrzucający), 4, 5 – rynna przejściowa z ostrogą i zastawką)*

Rozwiązanie to stanowi ciekawe połączenie przenośnika ścianowego z podścianowym. Dzięki temu, że górna gałąź cięgna przenośnika podścianowego przechodzi prostopadle między górną i dolną gałęzią przenośnika ścianowego, wysokość napędu krzyżowego jest wyjątkowo mała.



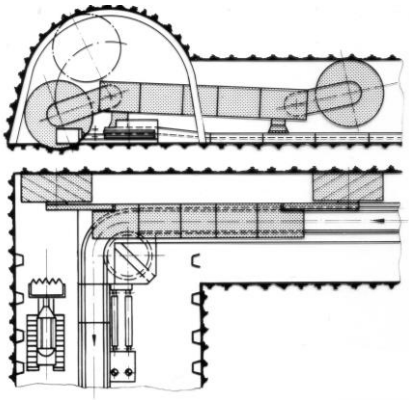
Rys.2.38. Napęd zwrotny niski ścianowego przenośnika zgrzebłowego firmy „JOY"' z przystawką zębatą obniżającą położenie bębna napędowego [55]



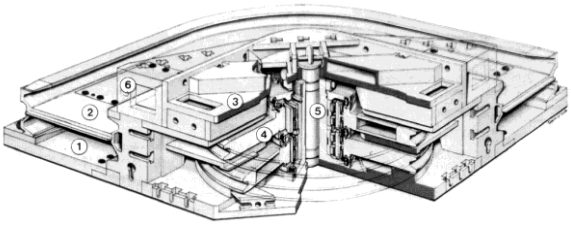
Rys.2.39. Specjalne krótkie rynny przenośnika podścianowego zintegrowanego z napędem krzyżowym firmy „JOY" (do kompensacji odchyleń przy przekładce przenośników) [55]; *1-rynna długości 750 mm, 2 – zastawka, 3 – płyta uszczelniająca, 4 – łącznik*

Przenośniki z napędem krzyżowym zajmują większą powierzchnię w rzucie poziomym, co stanowi ich wadę. Drugą ujemną cechą jest ograniczony zakres stosowania do pokładów poziomych i nachylonych podłużnie do 8^0 (10^0). Ze względu na występujące przy przekładce odchylenia osi kadłuba napędu, dla ich skompensowania przenośnik podścianowy musi mieć co najmniej cztery krótkie rynny kompensujące o długości nie większej niż 0,75 m (rys. 2.39).

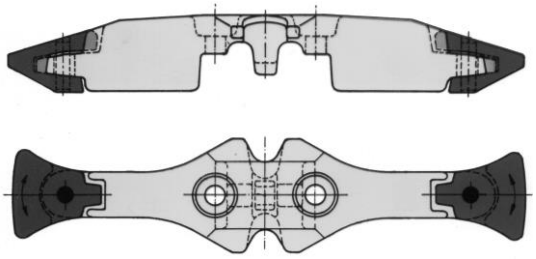
a)



b)



c)



Rys.2.40. Przenośnik kątowy pełniący jednocześnie funkcje przenośnika ścianowego i podścianowego w ścianie kombajnowej [53]*; a -przenośnik w rejonie skrzyżowania ściana – chodnik podścianowy, b – rynna łukowa oraz kadłub kół odchylających, c – zgrzebła przenośnika kątowego; 1-płyta spągowa, 2 – blacha ślizgowa, 3 - kadłub kół zwrotnych, 4 – koło zwrotne, 5 – oś montażowa, 6 – skrzynia*

Inną ciekawą formę integracji przenośnika ścianowego z podścianowym zaproponowała firma „HALBACH-BRAUN" (rys. 2.40), która wyprowadziła napędy z obszaru skrzyżowania chodnik-ściana do chodnika podścianowego na odległość do kilkudziesięciu metrów. Dzięki takiemu rozwiązaniu można, przy eksploatacji do granic, wykonywać kombajnem ścianowym chodnikowe prace wybierkowe.

Wadami tego rozwiązania są:

- konieczność stosowania specjalnej konstrukcji zgrzebeł (z odchylnymi końcówkami) do jednopasmowego cięgna łańcuchowego o małym rozstawie zgrzebeł, dużych specjalnych kół odchylających zmieniających kierunek ruchu cięgna o 90^0,
- stosunkowo duży wzrost oporów ruchu na przejściu cięgna ze ściany do chodnika,
- konieczność wprowadzenia ładowarki z bocznym wysypem do czyszczenia chodnika z urobku.

2.2.1.5. Wykorzystanie przenośników zgrzebłowych w kombajnowych systemach eksploatacji węgla

Dominującym systemem podziemnej eksploatacji węgla jest w świecie system ścianowy, przy czym najczęściej maszyną urabiającą jest kombajn.

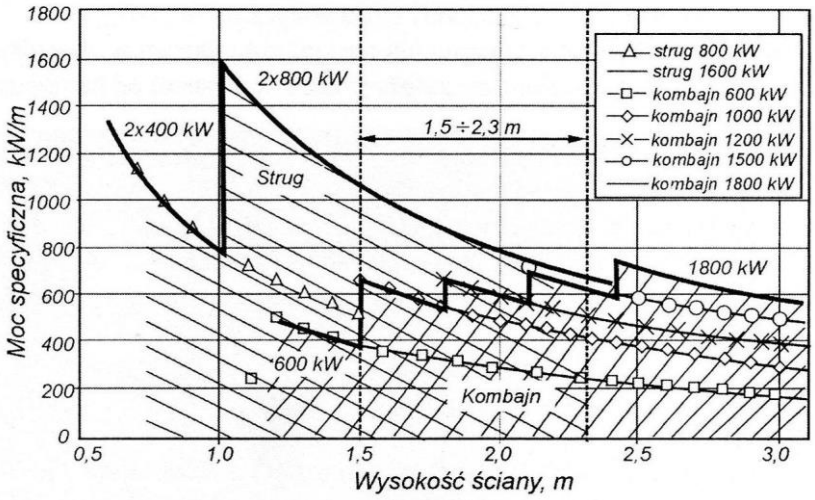
Strugi stosuje się do ścian niskich i częściowo średnich, ale praktycznie nie wyższych niż 2,3 m. Wydajność maszyny urabiającej zależy głównie od [1, 3]:

- wytrzymałości i skrawalności węgla,
- mocy zainstalowanych napędów,
- wysokości i nachylenia podłużnego ściany,
- zaburzeń w pokładzie oraz własności górniczo-geologicznych skał stropowych, spągowych i przerostów,
- struktury węgla (kliważu),
- ciśnienia eksploatacyjnego związanego z głębokością zalegania pokładu,
- prędkości posuwu maszyny urabiającej,
- głębokości zabioru itp.

W procesie urabiania kombajn pracuje z mniejszą prędkością urabiania i większym zabiorem niż strug. W związku z tym w technice strugowej uzyskuje się większy wychód sortymentów grubych węgla. Z tego

powodu zużycie energii do urabiania 1 m^3 calizny węglowej techniką kombajnową jest wyższe niż przy strugach, ale zwykle nie przekracza 5 MJ/m^3.

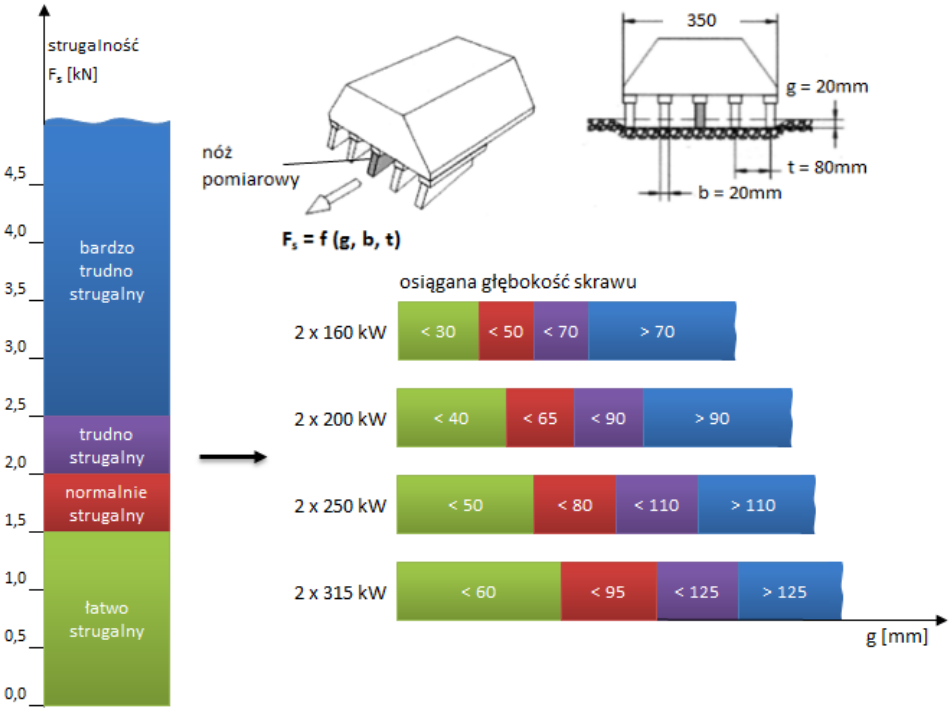
Do oceny przydatności strugów i kombajnów do pracy w ścianach w zakresie pokrywania się ich obszarów stosowalności, firma „BUCYRUS" proponuje wykorzystywać wykres pokazany na rysunku 2.41. Bierze on pod uwagę specyficzną moc, czyli moc całkowitą maszyny urabiającej przypadającą na 1 m wysokości ściany. Wykres ten sporządzono dla dwóch nowoczesnych strugów o mocy 800 i 1600 kW oraz pięciu kombajnów 600, 1000, 1200, 1500 i 1800 kW. Wynika z niego, iż w zakresie wysokości ścian do 2,3 m strug ma nadmiar mocy specyficznej w stosunku do kombajnu. Na rysunku 2.41 charakterystyki strugów położone są nad charakterystykami kombajnów.



Rys.2.41. Specyficzna moc kombajnu i struga w funkcji wysokości ściany [1, 41]

Technika strugowa jest więc w swoim zakresie stosowalności konkurencyjna w stosunku do techniki kombajnowej. Oczywiście dotyczy to strugów najnowszej generacji firmy „BUCYRUS", w których praca kompleksu ścianowego jest w pełni zautomatyzowana.

W ścianach niskich można stosować strugi, jeśli wskaźnik skrawalności (strugalności), wyznaczony za pomocą specjalnego przyrządu nie przekracza 4 kN. Wskaźnik ten jest liczbowo równy sile skrawana F_s w kN zarejestrowanej na nożu środkowym podczas skrawania calizny węglowej głowicą pomiarową przy głębokości skrawania 20 mm (rys. 2.42).

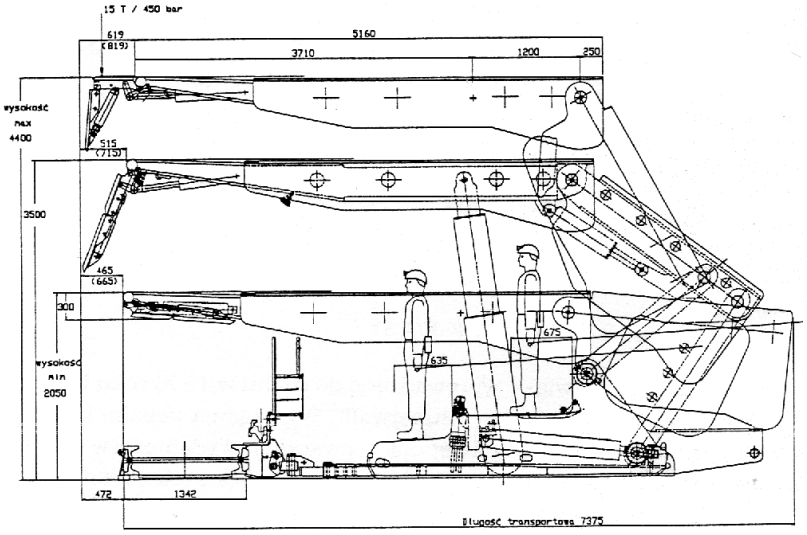


Rys.2.42. Sposób określania wskaźnika strugalności węgla [29]

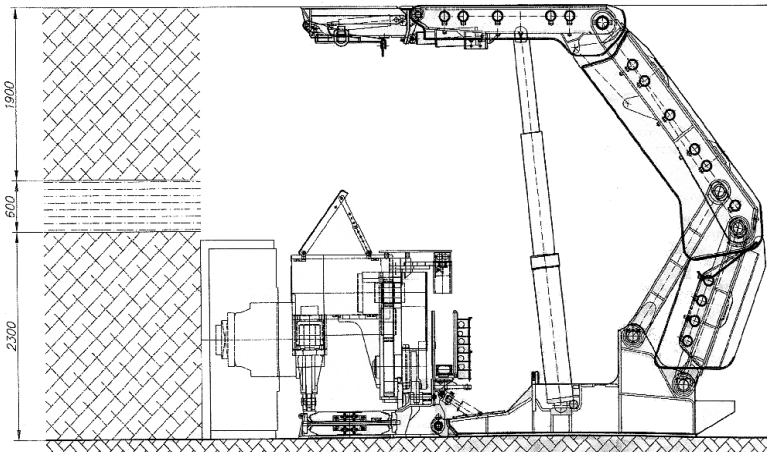
W kombajnowych systemach ścianowych (długofrontowych) zdecydowany prym wiedzie system z pojedynczym przejściem kombajnu (single pass longwall) wystarczającym do wybrania węgla na całej wysokości pokładu. System ten stosowany jest do pokładów o miąższości do 6 m.

Na rysunku 2.43a, pokazano przenośnik zgrzebłowy typu PF o szerokości 1142 mm, współpracujący z obudową DBT205/440 2xST2-5010 kN o podziałce 1,75 m i podporności 8400 kN, wyposażoną w sterowanie elektrohydrauliczne PM-4 pracujący w kopalni „TWENTYMILE" (USA). W ścianie tej o wysokości 2,7 m uzyskano przy współpracy z kombajnem Electra 3000 średnie miesięczne wydobycie netto 810 tys. ton. Przenośnik miał długość 250 m i wyposażony był w trzy jednostki napędowe CST o mocy 740 kW i cięgno łańcuchowe 2 x 42 x 146 mm. Na rysunku 2.43b przedstawiono ten sam przenośnik współpracujący z kombajnem SL500 firmy „EICKHOFF" oraz dwustojakową obudowę zmechanizowaną STS25/50L o podziałce 1,75 m.

a)



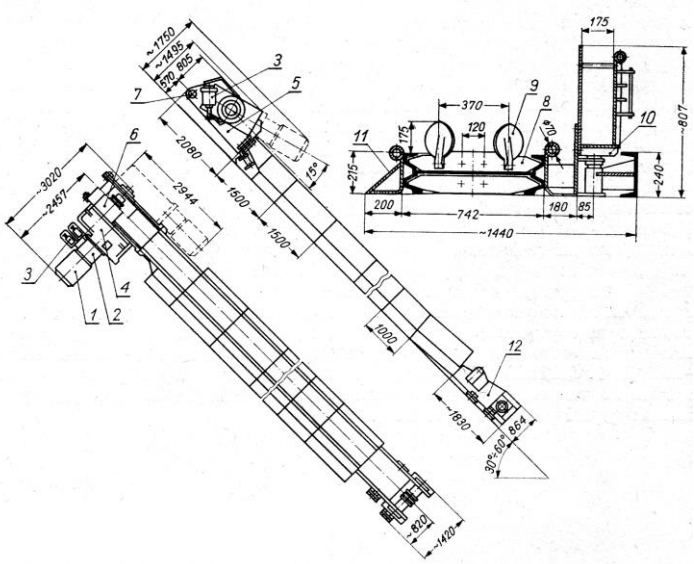
b)



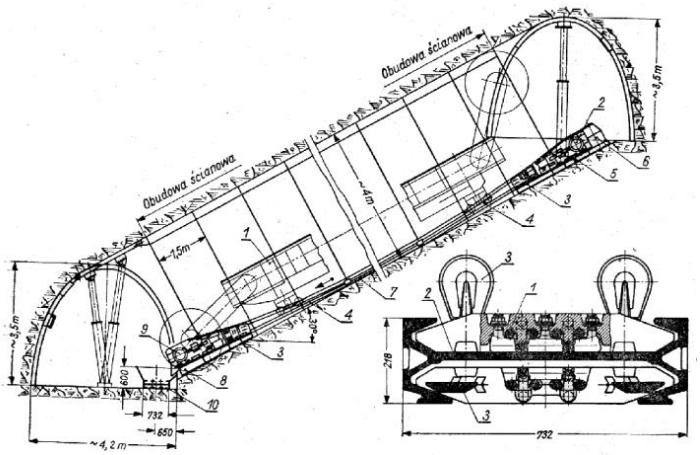
Rys.2.43. Przenośnik PF5/1342 [44]; *a - z obudową DBT/440 2x5103 kN o podziałce 1,75 m w kopalni „TWENTYMILE", b - z obudową STS25/50L z kombajnem SL500 (u dołu)*

Specyficzną grupę ścianowych przenośników zgrzebłowych stanowią przenośniki do pokładów stromych. Oprócz tego, że muszą one być wyposażone w bardzo silne stacje kotwicząco-przesuwające i silne odciągi podtrzymujące rynnociąg, przenośniki takie muszą mieć zabezpieczenia przed staczaniem się brył urobku w postaci odchylnych klap mocowanych na zgrzebłach. Klapy te przy wchodzeniu do dolnego przedziału rynien są odchylane z pozycji prostopadłej do łańcuchów do pozycji równoległej. Na rysunku 2.44 przedstawiono przenośniki ścianowe

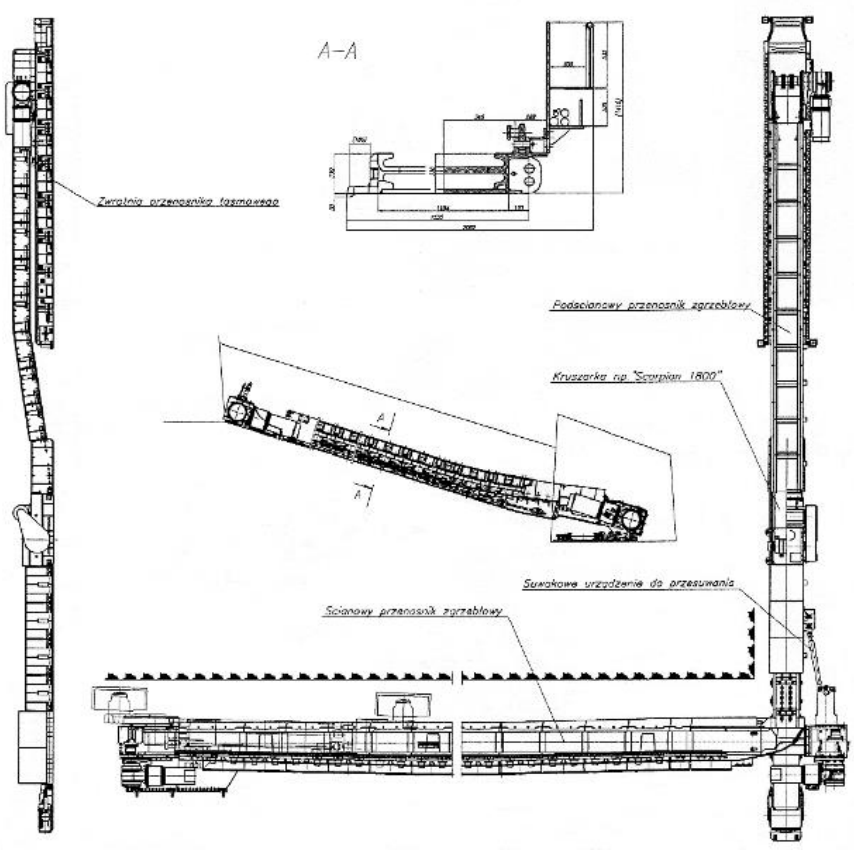
do pokładów stromych Rybnik 73 S oraz przenośnik typu EKF3/E74V firmy „HALBACH - BRAUN” na rysunku 2.45.



Rys.2.44. Przenośnik ścianowy Rybnik 73S do pokładów stromych firmy „RYFAMA” [11]; *1 - jednostka napędowa 1x90 kW, 2 – hamulec szczękowy, 3 – zwalniak elektrohydrauliczny, 4 – przekładnia, 5 – kadłub napędu, 6 – osłona, 7 – otwory do mocowania urządzeń kotwiczących, 8 – zgrzebło, 9 – klapa uchylna, 10 – zastawka, 11 – klin ładujący, 12 – zwrotnia wysypowa*



Rys.2.45. Przenośnik do pokładów stromych EKF3/E74V firmy „HALBACH-BRAUN” [53]; *1 - kombajn EDW300 2 – kadłub napędu zwrotnego, 3 – rynna dołączna, 4 - rynna przejściowa, 5 – rama podnapędowa, 6 – podstawa pod rozporę, 7 – rynna normalna, 8 – rama podnapędowa, 9 – kadłub napędu wysypowego, 10 – przenośnik podścianowy (przekrój przez trasę – 1 – łańcuch 2x26x92, 2 – rynna EKF3/E74V, 3 – klapa uchylna)*



Rys.2.46. Przykład typowego kompleksu ścianowego stosowanego w polskim górnictwie węglowym [60]

Z maszynami kompleksu ścianowego współpracuje zespół maszyn i urządzeń w chodniku podścianowym, czyli przenośnik podścianowy, kruszarka, urządzenia kotwiąco-przesuwające oraz zwrotnia najazdowa przenośnika taśmowego (rys. 2.46).

Do eksploatacji pokładów grubych stosuje się system ścianowy wybierania warstwami (multi slice longwall). W praktyce spotyka się go znacznie rzadziej niż system ścianowy z pojedynczym przejściem maszyny urabiającej. W tej grupie najczęściej stosuje się system wybierania dwuwarstwowego.

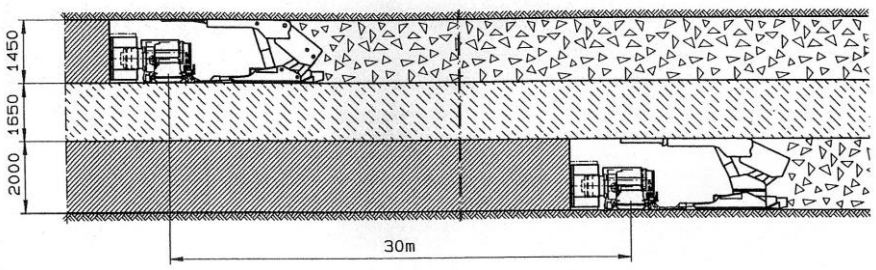
W przypadku konieczności ochrony powierzchni jako pierwszą wybiera się warstwę dolną z zastosowaniem podsadzki.

Drugą warstwę wybiera się po upływie pewnego czasu, niezbędnego do ustabilizowania się warunków górniczych warstwy podsadz-

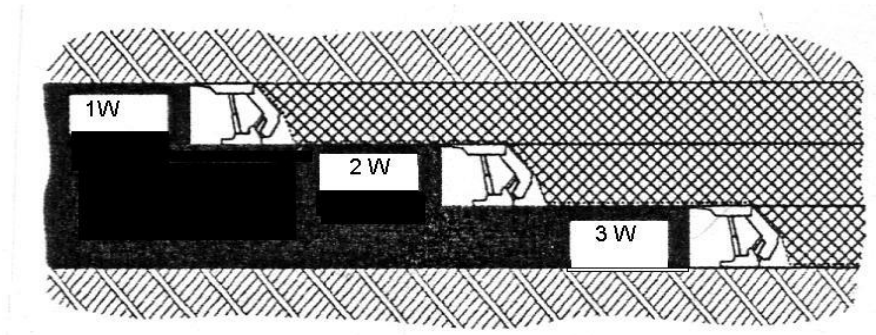
kowej i warstw wyżej położonych. Wybiera się ją podobnie z tym, że przenośnik ścianowy musi mieć rynny konstrukcji zamkniętej, aby nie zagłębiał się w piasku, zwłaszcza pod kombajnem. Do wybierania górnej warstwy pokładu można wykorzystać również przenośnik z rynnami otwartymi, ale pod warunkiem pozostawienia na piasku odpowiedniej grubości łaty przyspągowej węgla.

Jeśli nie ma potrzeby ochrony powierzchni wybieranie warstw pokładu odbywa się sposobem zawałowym z tym, że jako pierwszą wybiera się warstwę górną (rys. 2.47).

a)



b)



Rys.2.47. Przykłady wybierania pokładów warstwami [77];
a - dwiema warstwami, b – trzema warstwami

Wyposażenie kompleksów ścianowych przy eksploatacji pokładów warstwami jest podobne jak w systemie z pojedynczym przejściem maszyny urabiającej.

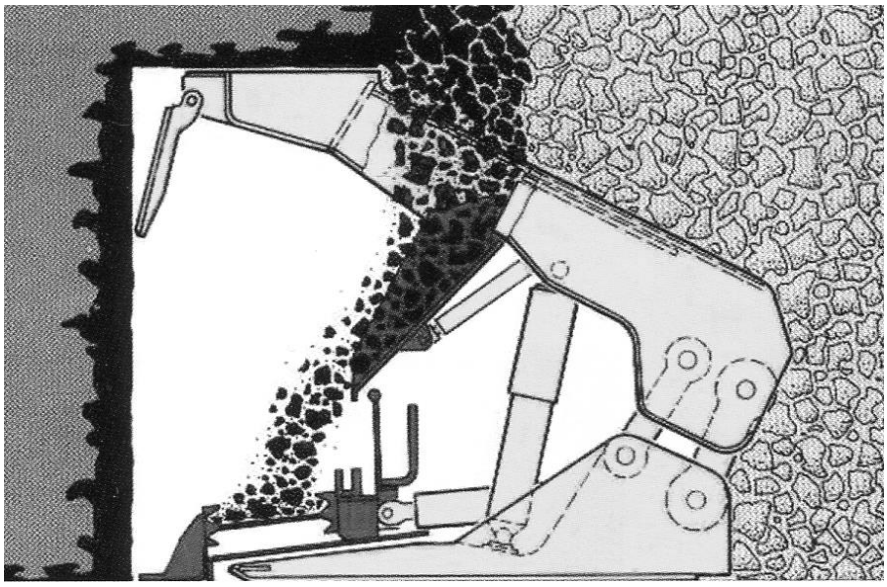
Pokłady grube można wybierać też sposobem podbierkowym (LTCC - Longwall top coal Carving). System ten od około 20 lat rozwijają głównie Chiny. W zakresie wyposażenia technicznego ścian podbierkowych wniosły istotny wkład firmy niemieckie. Dotyczy to głównie obudów, które dość istotnie różnią się od tradycyjnych.

W systemie podbierkowym prace mogą odbywać się z zastosowaniem:

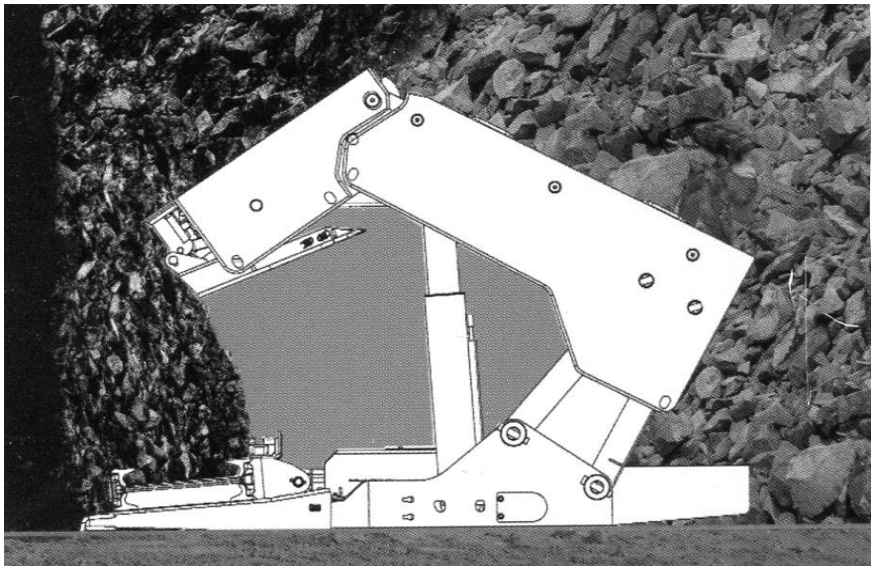
- jednego przenośnika zgrzebłowego pracującego przy ociosie węglowym i współpracującego z kombajnem, czyli tak jak w normalnych ścianach kombajnowych,
- dwóch przenośników zgrzebłowych; jeden po stronie ociosowej, drugi po stronie zawałowej.

Część pokładu, która urabiana jest kombajnem ma zwykle wysokość 2,8 do 3 m. Przy bardzo grubych pokładach (powyżej 10 m) wysokość ta może być znacznie wyższa, jednak nie więcej niż 6 m. Przy takiej wysokości ścian osiąga się najlepsze wyniki produkcyjne. Pozostała część pokładu będąca nad obudową ulega spękaniu i pod wpływem sił ciężkości, w sposób kontrolowany opada na drugi przenośnik za obudową. Generalnie tak wybiera się pokłady o miąższości od 6 (5,5) do 15 m.

W podbierkowym systemie eksploatacji z jednym przenośnikiem wyróżnić można dwa sposoby kierowania urobku z warstwy nadstropowej na przenośnik. W pierwszej z nich spękany węgiel zalegający w stropie nad obudową odprowadzany jest przez otwór w stropnicy odzawałowej i specjalną zsuwnię na przenośnik znajdujący się pod obudową (rys. 2.48).



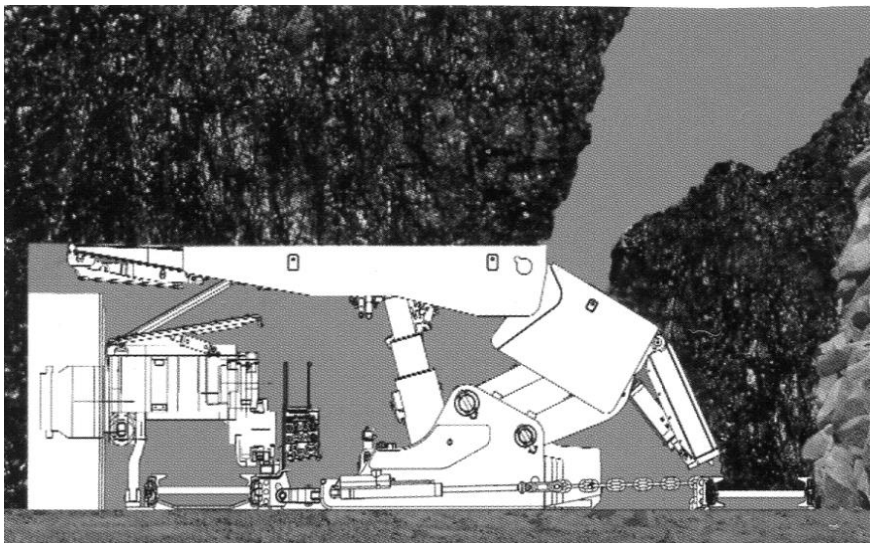
Rys.2.48. System podbierkowy z jednym przenośnikiem i obudową z otworem w stropnicy odzawałowej i rynną kierującą urobek na przenośnik [44]



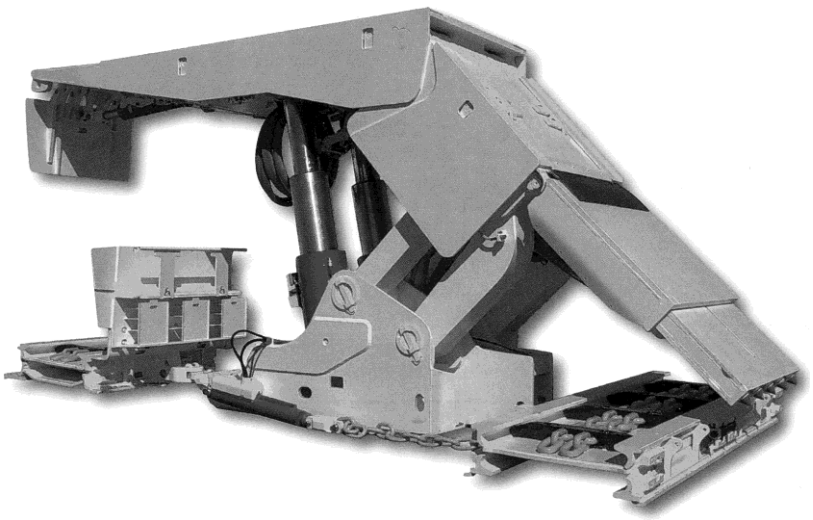
Rys.2.49. System podbierkowy z obudową zmechanizowaną ze stropnicą o regulowanym kącie nachylenia do sterowania spływem węgla na przenośnik [44]

W rozwiązaniu tym, proponowanym już przed kilkudziesięciu laty, m.in. przez firmy „DOWTY" i „WESTFALIA-LÜNEN" stosunkowo niewielkie otwory w osłonach odzawałowych nie sprzyjały dobremu wybieraniu węgla z górnej warstwy pokładu i dawały spore straty. Drugi sposób (rys. 2.49) wymaga innej konstrukcji obudowy. W tym rozwiązaniu przyjęto, że urobek z warstwy górnej będzie przedostawał się na przenośnik szeroką szczeliną równą podziałce obudowy między ociosem a końcem stropnicy. Stropnica ta musi być połączona przegubowo z osłoną zawałową i wyposażona dodatkowo w mocny siłownik podnoszący stropnicę i zamykający szczelinę w momencie, gdy węgiel przestaje się już sypać lub ma zbyt dużą ilość skał nadpokładowych. Poważnym utrudnieniem ruchowym w tym rozwiązaniu mogą być trudności w podniesieniu stropnicy w przypadku, gdy skały nadpokładowe będą stale zasypywały przestrzeń nad stropnicą. Opisanymi sposobami pozyskuje się około 45 do 50% węgla z warstwy nad obudową.

W systemie podbierkowym wykorzystującym dwa przenośniki zgrzebłowe (rys. 2.50) wyeliminowane zostały wady dwóch poprzednich rozwiązań. Został on jednak obarczony wyższymi kosztami inwestycyjnymi związanymi z instalacją drugiego przenośnika i bardziej złożoną obudową, która ma osłonę odzawałową z regulowaną długością, umożliwiającą regulację i zamykanie spływu węgla i skał nadpokładowych na przenośnik ścianowy odzawałowy (rys. 2.51).



Rys.2.50. System podbierkowy z dwoma przenośnikami i obudową firmy „BUCYRUS” [44]

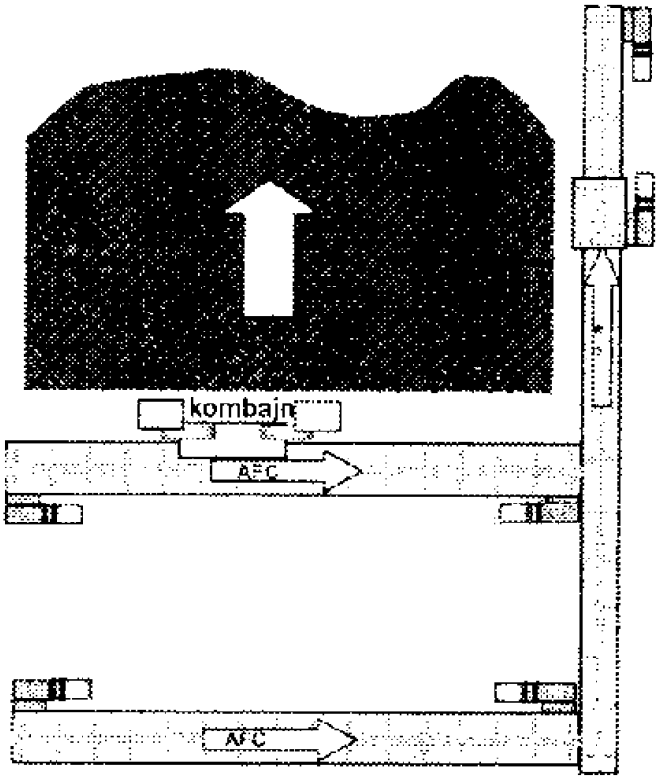


Rys.2.51. Obudowa zmechanizowana „BUCYRUS” do systemu podbierkowego (LTCC) przeznaczona do współpracy z dwoma przenośnikami zgrzebłowymi [44]

Ten system eksploatacji podbierkowej rozwijany jest głównie w kopalniach chińskich. W systemie tym pozyskuje się zwykle 80 do 90% węgla z pokładu. Z tego powodu system podbierkowy uważany jest jako perspektywiczny w odniesieniu do eksploatacji pokładów o grubości powyżej 6 m. Oczywiście do tego muszą być spełnione odpowiednie warunki górniczo-geologiczne. Bliższe informacje na temat systemu

LTCC można znaleźć w publikacjach [95], natomiast w publikacji [3] podaje się, że w YANZHOU GRUPPE w Mongolii Wewnętrznej (Chiny) w ścianie o wysokości 8,5 m i wybiegu 5000 m zastosowano kompleks składający się z:

- kombajnu typu 6LS5 „JOY”,
- przenośnika odzawałowego PF5-1142/1756 o mocy 2 x 530 kW z cięgnem 2x42x146 o wydajności 1800 t/h,
- przenośnika odociosowego PF6-1142/1756 o parametrach j.w.,
- obudowy firmy „BUCYRUS” (rys. 2.51) o masie 40 t.



Rys.2.52. System odstawy urobku ze ściany podbierkowej z dwoma przenośnikami zgrzebłowymi [3]

W chodniku podścianowym zainstalowano przenośnik podścianowy szerokości 1542 mm przystosowany do współpracy z dwoma przenośnikami ścianowymi i kruszarką (rys. 2.52). Kompleks ten umożliwił wydobycie ponad 5 mln ton węgla na rok. Zalety systemu LTCC zostały przedstawione w tabeli 2.8.

Zalety oraz ograniczenia i wady systemu wybierania LTCC [2, 8]

Tabela 2.8

Zalety	Ograniczenia i wady
▪ Wysokie wydobycie i wydajność (~100 t/rdn). ▪ Uzyskiwanie dużych brył węgla. ▪ Oszczędność energii elektrycznej – duża część złoża jest urabiana grawitacyjnie. ▪ Prosta struktura ściany. ▪ Nie ma potrzeby stosowania dodatkowych materiałów do konstrukcji specjalnych sekcji obudów i urządzeń do podsadzki. ▪ Obniżenie kosztów wydobycia. ▪ Niski stosunek drążonych chodników do wydobycia ścianowego. ▪ Możliwość eksploatowania pokładów o dużej grubości systemem długościa- nowym.	▪ Do eksploatacji systemem LTCC nadają się pokłady: ▪ o małym nachyleniu podłużnym, ▪ o wysokości od 6 do 15 m, ▪ o względnie małej twardości węgla. ▪ Wzrost zapylenia. ▪ Duża wrażliwość na wypływ metanu i samozapalenie węgla. ▪ Wyposażenie ściany w specjalny typ obudowy zmechanizowanej i zautomatyzowanej. ▪ W zależności od zastosowanej techniki LTCC niezbędny jest drugi przenośnik zgrzebłowy o większej wydajności od przenośnika odzawałowego. ▪ Spadanie brył kamienia na przenośnik odzawałowy.

2.2.1.6. Automatyzacja pracy kompleksów ścianowych

Istnieją dwa podstawowe powody, dla których specjaliści zajmujący się wybieraniem węgla systemem kombajnowym ścianowym dążą do automatyzacji tych prac. Są to dążenia do poprawy bezpieczeństwa pracy i większej produktywności. W USA wykonano opracowania analityczne, które wykazują, że wdrożenie automatyzacji do ścian kombajnowych powinno skutkować około 20% zwiększeniem produktywności oraz poprawą bezpieczeństwa pracy (załoga nie przebywa w ścianie).

Automatyzacja pracy ściany jako proces stałego i powtarzalnego wykonywania niezbędnych sekwencji czynności przez elementy kompleksu ścianowego bez ludzkiej interwencji, musi być odpowiednio dostosowana do parametrów technicznych wyposażenia ściany, warunków górniczo-geologicznych i przyjętej technologii prac związanych z urabianiem, odstawą urobku i pracą obudowy zmechanizowanej przy zabezpieczaniu stropu i przekładce przenośnika.

Już w latach siedemdziesiątych wprowadzane były pierwsze elektroniczne systemy sterowania obudową zmechanizowaną, oraz opracoąwano system radiowego sterowania obudową. W latach osiemdziesiątych firma „JOY" wprowadziła system sterowania obudową SIRSA (Sherrer Initiated Roof Suport - postęp obudowy inicjowany pracą kombajnu). W następnych dziesięcioleciu wprowadzono system pamięci urabiania dla kombajnów, zaś producenci sekcji obudowy w chodniku

wdrożyli automatyzację jej pracy. Na przełomie stuleci systemy pamięci urabiania zostały udoskonalone do tego stopnia, że zaczęły się one dostosowywać automatycznie do zmieniających się warunków pracy kombajnów. Zostały wprowadzone czujniki dokładnie mierzące ruch kombajnu w ścianie, oraz spełzanie na końcach ścian. Stało się więc możliwe urabianie węgla w funkcji zalegania pokładu. Proces automatyzacji pracy ściany kombajnowej jest bardzo trudny, ponieważ realizowany jest w nieprzyjaznych i zmieniających się warunkach (duże zapylenie, wilgotność, słabe oświetlenie). Zmieniają się też warunki geologiczne wraz z postępem ściany, a ponadto producenci poszczególnych maszyn i urządzeń ścianowych prowadzą te prace zazwyczaj niezależnie, co prowadzi do braku możliwości ich współdziałania.

W systemie Sirsa informacje o pozycji kombajnu w ścianie przekazywane są do obudów przez nadajniki podczerwieni, umieszczone na kombajnie. Odbierane są one przez odbiorniki umieszczone na sekcjach obudowy. Sekcje obudowy automatycznie przesuwają się do czoła ściany za poruszającym się wzdłuż ściany kombajnem. Sposób ten jest nadal najbardziej rozpowszechnionym systemem pozycjonowania kombajnu w ścianie.

Do pełnej automatyzacji pracy kombajnu ścianowego niezbędna jest szybko przesyłowa komunikacja w czasie rzeczywistym między wszystkimi sterowanymi elementami pracującymi w ścianie i w chodniku podścianowym. Niezbędny jest również wideo monitoring poza ścianą.

Możliwość szybko przesyłowej komunikacji z kombajnem dają przewody światłowodowe umieszczone wewnątrz przewodu zasilającego lub w oddzielnym kablu światłowodowym umieszczonym w osłaniającym go wężu hydraulicznym prowadzonym przez układak kablowy w zastawce.

Inną technologią testowaną w kopalniach jest technologia bezprzewodowa, umożliwiająca przesyłanie informacji „do” i „z” kombajnu.

Nowością opracowaną w Australii w zakresie automatyzacji kompleksu ścianowego jest system nawigacji bezwładnościowej pozwalający na dokładny pomiar pozycji kombajnu w ścianie w trzech wymiarach. Dane te można wykorzystać do automatycznego ułożenia i sterowania ścianą. System taki zapewnia wyrównanie ściany z dokładnością do 100 mm, co jest istotne dla ścian o wysokości powyżej 2,5 m i długości powyżej 300 m.

Ważnym elementem poprawnej pracy kompleksu ścianowego jest uniknięcie kolizji poruszających się względem siebie maszyn i urządzeń, zwłaszcza kombajnu z obudową i przenośnikiem. W tym celu np. na obu ramionach kombajnu montuje się kamery lub inne czujniki, które mają wykrywać przeszkody i chronić w dalszej kolejności wyposażenie kompleksu przed uszkodzeniami i przerwami w pracy. Testy z takimi kompleksami prowadzone są w Chinach, USA i Australii.

Podobne prace w odniesieniu do kombajnów prowadzi firma „EICKHOFF" (Niemcy) produkująca kombajny.

Opisane działania są punktem wyjścia do zrealizowania wizji bezobsługowej ściany kombajnowej. Aktualnie obserwuje się, jak rola operatorów maszyn zmienia się w funkcję personelu nadzorującego procesy mające miejsce w ścianie.

W Polsce prace w zakresie sterowania i automatyzacji pracy kompleksów ścianowych, ze szczególnym uwzględnieniem kombajnów prowadzą grupy kapitałowe „KOPEX" i „FAMUR", przy współpracy z takimi jednostki jak: EMAG, KOMAG, SOMAR. Bardziej szczegółowe informacje na temat sterowania i automatyzacji pracy kompleksów ścianowych można znaleźć w monografii [29].

2.2.2. Ścianowe przenośniki zgrzebłowe przeznaczone do współpracy ze strugami

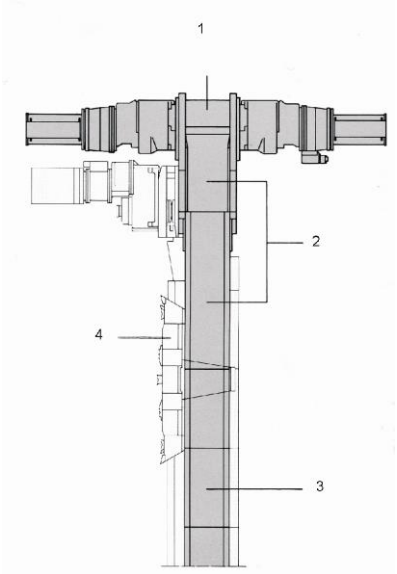
2.2.2.1. Rodzaje strugów, prowadzenie głowicy strugowej i łańcucha pociągowego oraz automatyczne sterowanie pracą kompleksu strugowego

Statyczne strugi węglowe są zespołowymi maszynami górniczymi, przeznaczonymi do wybierania pokładów cienkich i średnich w zakresie od 0,6 do 2,3 (2,5) m systemem ścianowym [11]. W skład kompleksu wchodzą:

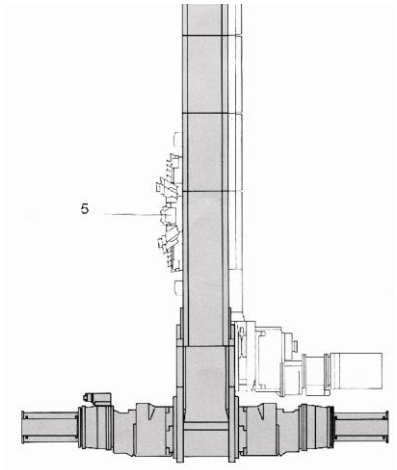
– przenośnik zgrzebłowy z napędem wysypowym i zwrotnym,
– głowica strugowa ciągniona łańcuchem,
– napędy struga usytuowane na końcach przenośnika na wspólnych kadłubach napędowych (rys. 2.53).

Ogólnie strugi węglowe dzieli się na:

– strugi ślizgowe (Gleithobel) (rys. 2.53),
– strugi mieczowe (Reisshakenhobel) (rys. 2.54).



Rys.2.53. Ogólna budowa statycznych strugów węglowych ślizgowych (Gleithobel) [44]; *1 - napęd przenośnika, 2 – kadłub napędu i rynna dołączna,3 – rynna, 4 – głowica struga ślizgowego*



Rys.2.54. Ogólna bodowa struga mieczowego (Reisshakenhobel) z napędami i prowadnikami łańcucha po prawej stronie i z głowicą po lewej stronie [44]; *5 – głowica struga mieczowego*

Usytuowanie napędów struga i przenośnika względem wspólnego kadłuba napędu zależy od przyjętego systemu prowadzenia głowicy urabiającej i liczby jednostek napędowych przenośnika. Najbardziej typowe układy napędów przenośnika i struga pokazane zostały na rysunku 2.55.

Aktualnie najbardziej rozpowszechnione są napędy w których na obu końcach przenośnika znajdują się dwie jednostki napędowe – jedna przenośnikowa, druga do ciągnienia głowicy strugowej. Taki układ napędów mają obecnie strugi firmy „BUCYRUS", które zdominowały światowy rynek strugowy. Parametry techniczne strugów tej firmy przedstawiono tabeli 2.9.

Parametry techniczne strugów statycznych firmy BUCYRUS [44]

Tabela 2.9

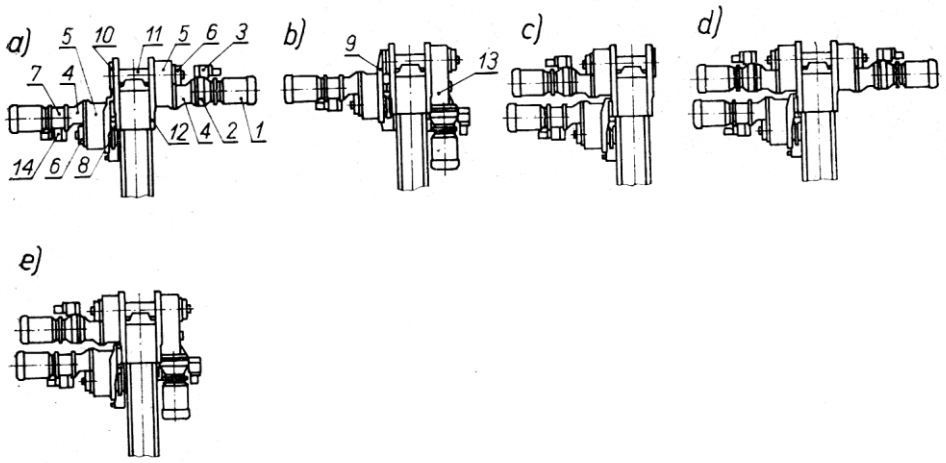
Wyszczególnienie	Rodzaj struga (prowadzenie głowicy)		
	Mieczowe RHH800	Ślizgowe GH800	Ślizgowe GH1600
Wysokość urabiania, m	0,6-1,6	0,9-2,0	1,0-2,3
Twardość węgla	miękki - twardy	miękki - twardy	średni - b. twardy
Maks. pochylenie ściany, stopnie	do 60		
Maks. moc napędów, kW	2x400 2x540	2x400 2x540	2x800 2x1080
Maks. prędkość struga, m/s	2,5	3	3,6
Maks. głębokość cięcia, mm	150	180	250
Typowa szerokość rynny, mm	800	1000	1100
Stosowane silniki	dwubiegowe lub sterowane przemiennikami częstotliwości		sterowane przemiennikami częstotliwości
Maks. moc napędu przenośnika, kW	2x500	2x800	2x1200
Długość ściany, m	200-400		

Na rysunkach 2.56 - 2.58 pokazano budowę struga ślizgowego firmy „BUCYRUS" GH 1600-PF4/1032. Strug ten ma jednostki napędowe usytuowane w chodnikach, których spąg obniżony jest o około 1 m w stosunku do spągu w ścianie. Chodniki te mają nominalną szerokość 6100 mm i wysokość 4275 mm (KWK „BOGDANKA").

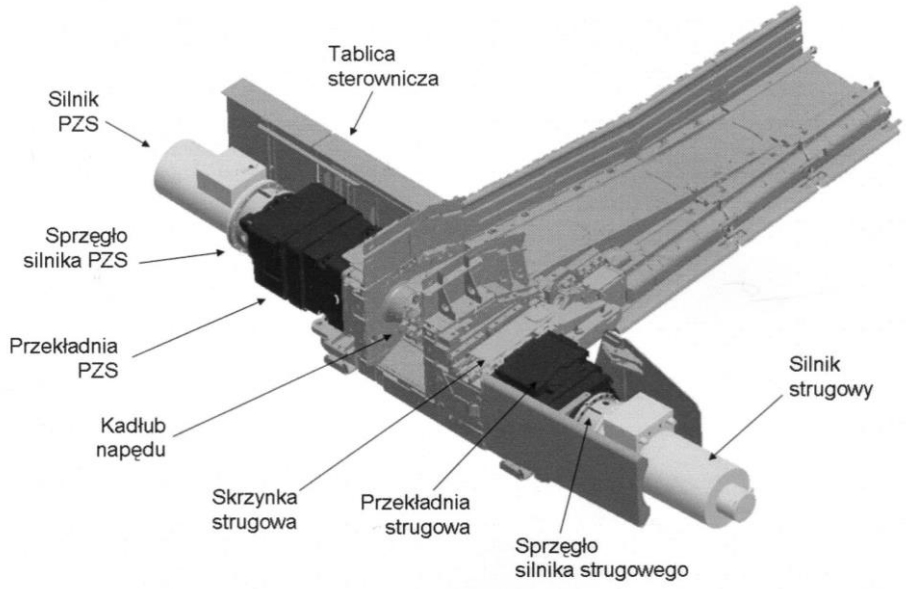
W strugach ślizgowych prowadzenie głowicy oraz łańcucha strugowego jest zawsze po stronie ociosowej przenośnika.

W strugach firmy „BUCYRUS" gałąź ciągnąca łańcucha strugowego znajduje się w dolnym kanale prowadników, zaś w strugach firmy „HALBACH-BRAUN" w górnym (rys. 2.59).

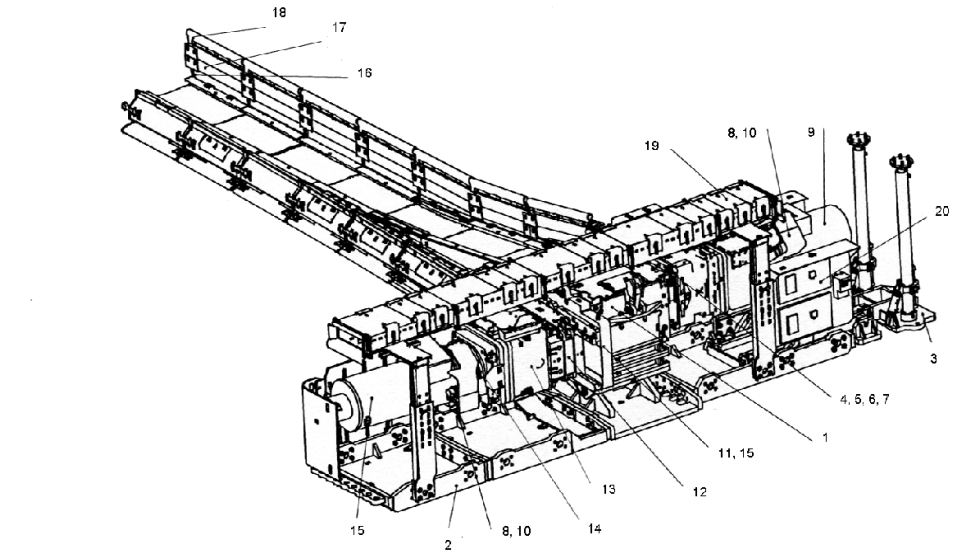
Z porównania systemów prowadzenia łańcucha pociągowego obu firm widać, że w rozwiązaniu firmy „HALBACH-BRAUN" moment odchylający głowicę strugową (wypadkowa sił skrawania) w płaszczyźnie pionowej jest mniejszy niż taki moment w strugu firmy „BUCYRUS", ponieważ siła pociągowa jest bliżej wypadkowej sił skrawania o rozstaw kanałów łańcuchowych.



Rys.2.55. Typowe układy napędów przenośnika zgrzebłowego i struga [11]; *a -układ T, b - skrócony układ T z cofniętym napędem struga, c – układ F, d, e – układy T, F; 1 -silnik elektryczny, 2 – obudowa sprzęgła hydrodynamicznego, 3 – pomocniczy napęd hydrauliczny do naciągu łańcucha, 4 – przystawka przekładniowa, 5 – przekładnia główna, 6 – sprzęgło bezpieczeństwa, 7 – obudowa sprzęgła elastycznego, 8 – mechanizm napędowy łańcucha strugowego, 9 – cofnięty mechanizm napędowy łańcucha strugowego, 10 – ślepe łożysko,11 – bęben napędowy, 12 – kadłub napędu, 13 – przekładnia zębata kątowa, 14 – pomocniczy napęd hydrauliczny do wstępnego naciągu łańcucha strugowego*



Rys.2.56. Napęd wysypowy struga ślizgowego GH1600-PF4/1032 [32]

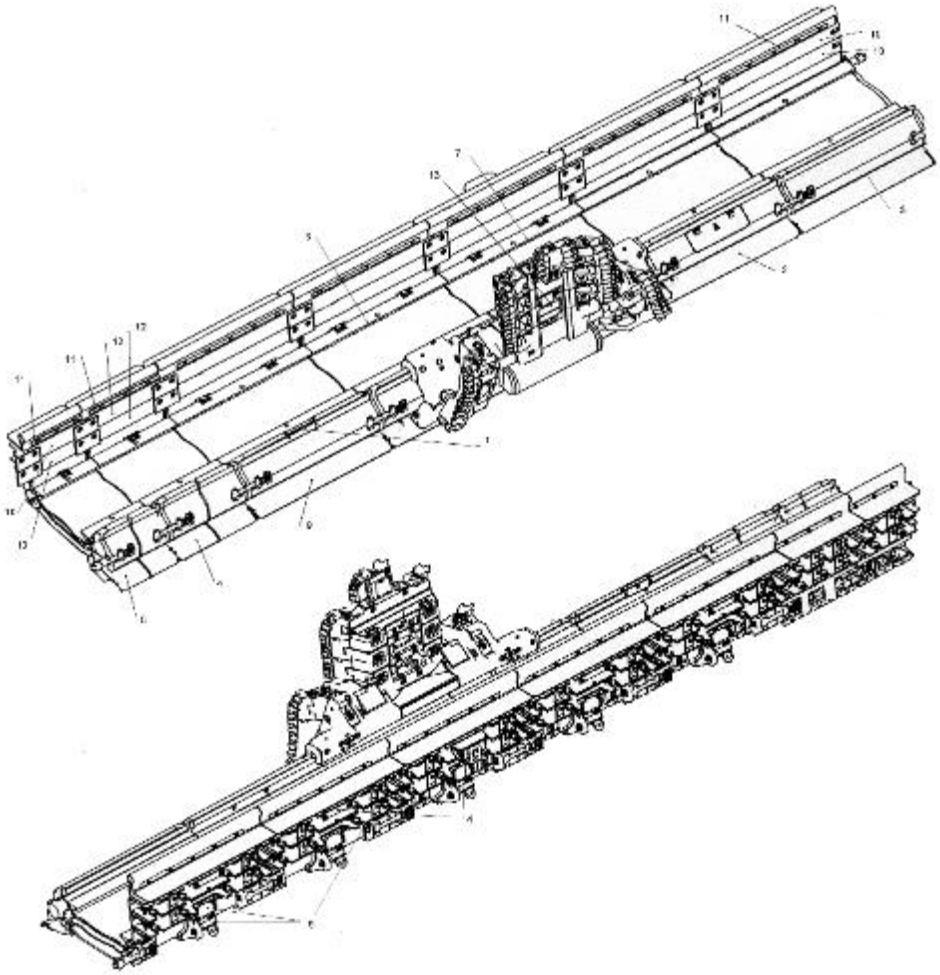


Rys.2.57. Napęd pomocniczy struga ślizgowego GH1600-PF4/1032 z rynną dołączną i rynnami klinowymi [44]; *1-kadłub napędu MR65-1100, 2 -belka podnapędowa do MR65, 3 – urzadzenie przekładkowe, 4 – skrzynia sprzęgła rozłączalnego MR65 – P45 lewa, 5 – połowa sprzęgła kłowego, 6 – przekładnia P45CST, i = 33, 7 – hydrauliczny zestaw mocujący do MR65, 8 – hydrauliczny napinak łańcucha strugowego, 9 – silnik trójfazowy 800 kW/3300V, 10 – pokrywa, 11 – płyta kołnierzowa napędu struga MR65 HK45, 12 – skrzynia napędowa głowicy struga HK45, 13 – przekładnia P-45, 14 – łącznik napędu (obudowa sprzęgła), 15 – zestaw połączeniowy, 16, 17 – prowadnice kabli, 18 – guma zastawki, 19 – kanał kablowy, 20 - tablica*

Na rysunku 2.59a pokazano ponadto usytuowanie rolek prowadzących głowicę strugową. Rolki są usytuowane po obu stronach głowicy, z czego dwie mają oś pionową i dwie – oś poziomą.

Pozwala to na istotne zmniejszenie oporów ruchu głowicy (o około 25%) i zużycia prowadników (rys. 2.60) w stosunku do prowadzenia ślizgowego (bez rolek). W strugach ślizgowych moment wypadkowej sił strugania działający w płaszczyźnie poziomej jest niewielki ze względu na małe ramię działania tej wypadkowej.

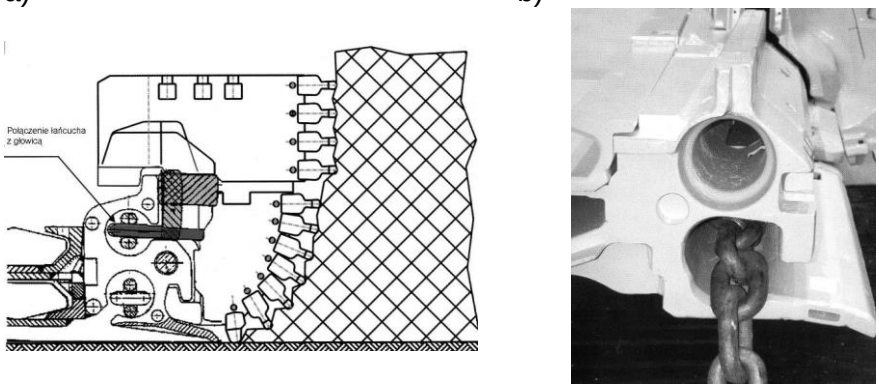
Inaczej jest w przypadku struga mieczowego. W tym rozwiązaniu (rys. 2.54) łańcuch pociągowy jest po stronie zawałowej, co skutkuje dużym momentem oddziaływania głowicy na prowadniki w płaszczyźnie poziomej (rys. 2.61).



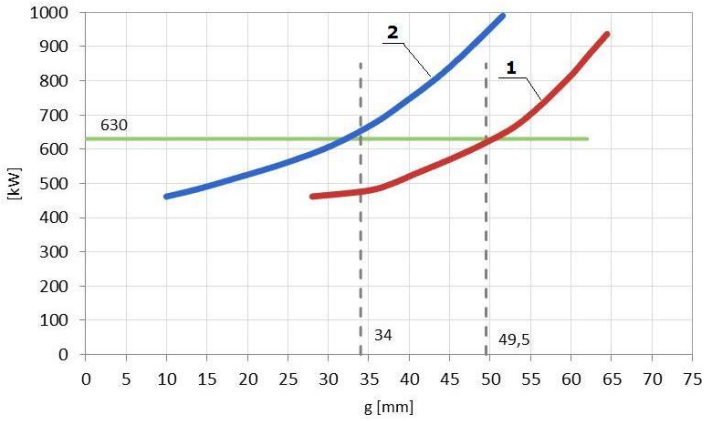
Rys.2.58 Głowica struga GH1600 współpracująca z przenośnikiem PF4/1032 [44]; *1-wyłącznik krańcowy MES1, 2 – rynna GH PF4/1032-1750 42A, 3 - rynna GH PF4/1032-1750 42B, 4 - rynna GH PF4/1032-1000 AW-42B, 5 - rynna GH PF4/1032-750 AW- 42A, 6 - rynna GH PF4/1032-1750 AW- 42A, 7 - rynna GH PF4/1032-1750 AW-42B, 8 - rynna GH PF4/1032-1750 S-AW-42B, 9 – sterowanie korekcji poprzecznej, 10 – prowadnica kabli, 11 – guma zastawki, 12 - prowadnica kabli, 13 – strug ślizgowy GH1600-1, 14 – konsola wyłącznika awaryjnego i zabezpieczeń elektrycznych*

Z tego powodu, w celu zmniejszenia oporów ruchu głowicy i zmniejszenia zużycia prowadników, (umieszczone na początku i końcu głowicy) powinny mieć zwiększony rozstaw. W celu zmniejszenia oporów urabiania cała głowica lub jej zespoły mają możliwość odchylania się o nieznaczny kąt tak, aby noże pracujące przy przeciwnym kierunku urabiania nie tarły o ocios lub spąg.

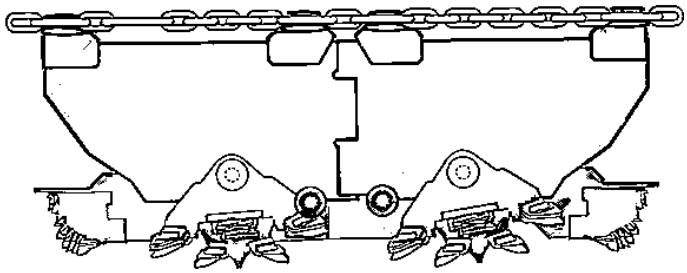
a) b)



Rys.2.59. Prowadzenie głowicy strugowej i usytuowanie łańcucha pociągowego w prowadnikach [53, 44]; *a - firmy „HALBACH-BRAUN”, b - firmy „BUCYRUS”*



Rys.2.60. Porównanie zapotrzebowania mocy struga przy prowadzeniu ślizgowym i rolkowym według firmy „HALBACH-BRAUN” [53];
1- prowadzenie rolkowe, 2- prowadzenie ślizgowe

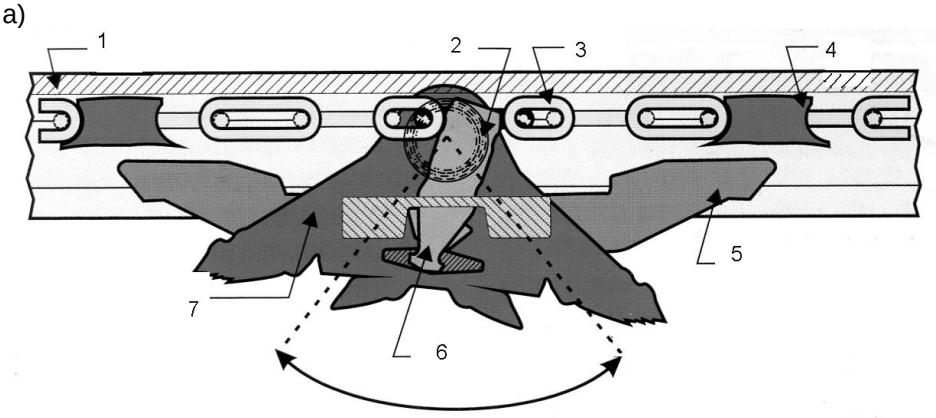


Rys.2.61. Strug dwugłowicowy firmy „HALBACH-BRAUN” z przegubową płytą podprzenośnikową (mieczem), dostosowaną do wygarniania urobku spod rynien w kierunku ociosu [53]

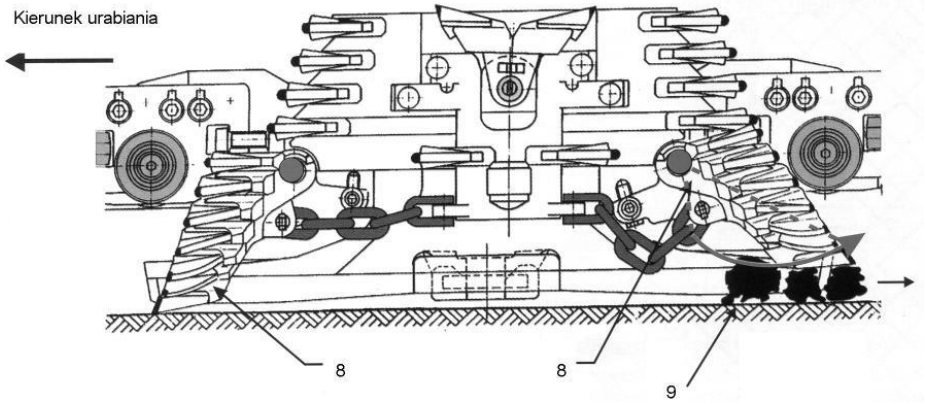
Na rysunku 2.62a pokazano schematycznie głowicę strugową odchylającą się względem osi pionowej, zaś na rysunku 2.62b głowicę z zespołem odchylnych noży przyspągowych umożliwiających wydostawanie się urobku z przestrzeni międzynożowej i zmniejszających opory ruchu.

Dla umożliwienia lepszego pokonywania przez głowicę i łańcuch strugowy wklęsłych i wypukłych przegięć występujących w ścianie, prowadnice struga przy większych przegięciach trasy mają elementy odchylne ($\pm 2{,}5^0$) zapewniające bezkolizyjne przejście głowicy strugowej i zmniejszające zużycie prowadnic przez łańcuch i głowicę.

a)



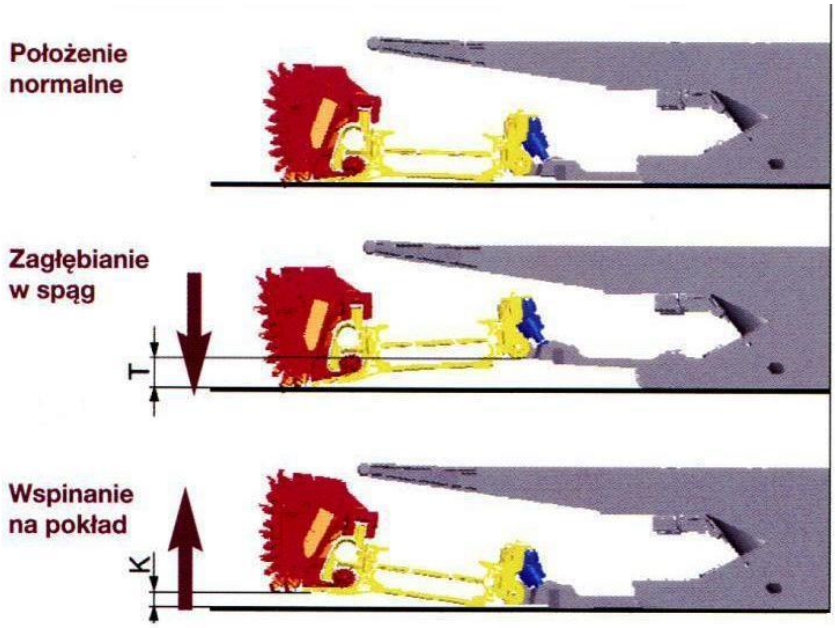
b)



Rys.2.62. Głowice strugowe i zespoły noży odchylnych firmy „HALBACH-BRAUN"; *a – głowica odchylająca się odpowiednio do kierunku urabiania, b – zespoły przyspągowych noży odchylnych [53]; 1- prowadnik łańcucha 2 – oś obrotu, 3 – ogniwo łączące, 4 – uchwyt łańcuchowy, 5 – główny kadłub struga, 6 – głowica odchylna, 7 – uchwyty nożowe, 8- zespoły przyspągowych noży udchylnych, 9 – wypuszczanie kawalków węgla z przestrzeni międzynożowej*

Sterowanie pracą struga w płaszczyźnie poprzecznej do trasy przenośnika (sterowanie względem poziomu struga, czyli spągu) może odbywać się w różny sposób.

Najbardziej rozpowszechnionym sposobem jest sterowanie za pomocą specjalnego, krótkiego siłownika hydraulicznego po stronie zawałowej przenośnika. Jest on połączony z jednej strony z belką przesuwną sekcji obudowy (popychakiem), a z drugiej strony z zastawką przenośnika (rys. 2.63). Umożliwia on dokładne kontrolowanie kąta nachylenia struga tak, aby nie zagłębiał się w spąg ani też nie wspinał się w pokładzie, chyba, że wymaga tego geologiczne ukształtowanie pokładu. Sterowanie to w zależności od warunków lokalnych eliminuje lub ogranicza konieczność skrawania skał przylegających do pokładu, ogranicza straty wynikające z utraty węgla, a także sprzyja zmniejszeniu zużycia noży i energii.

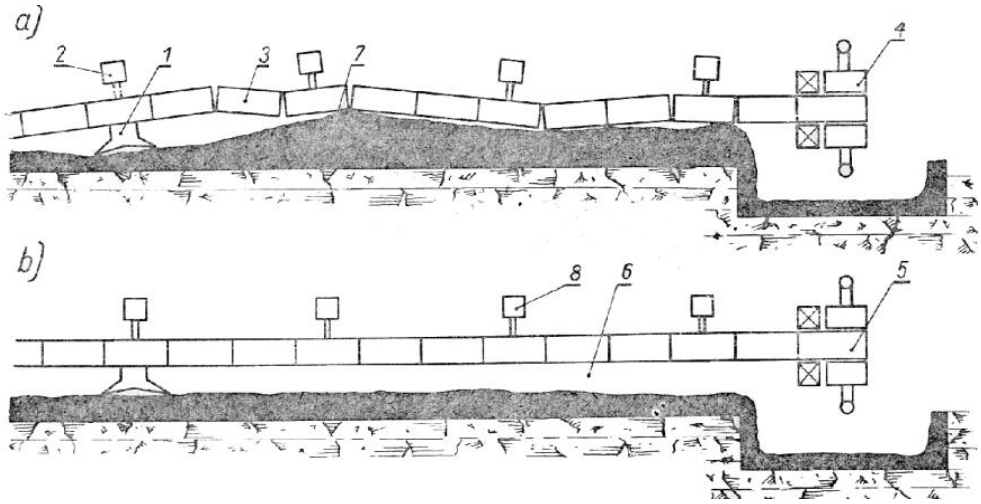


Rys.2.63. Sterowanie struga względem poziomu spągu [44]

Osobnym, ale bardzo ważnym problemem jest sterowanie położeniem przenośnika w płaszczyźnie poziomej. Wysoko wydajny strug węglowy powinien mieć:

- zdalne, automatyczne sterowanie, co zapewnia bezpieczeństwo pracy,
- regulowaną głębokość skrawania, czyli tzw. zdefiniowane przesunięcie,
- prostą linię ściany.

Cele te można zrealizować przez zastosowanie systemu urabiania z dozowanym przesunięciem przenośnika w stronę ociosu o stałą wcześniej zdefiniowaną wartość oraz przez pełną automatyzację pracy kompleksu strugowego. Wcześniejsze systemy sterowania zabezpieczały jednakowy docisk głowicy do calizny, co prędzej lub później prowadziło do nieprawidłowości przebiegu osi przenośnika strugowego (zakrzywień), powodowanych zmieniającą się głębokością skrawania (rys. 2.64) oraz do zwiększonych sił skrawania a nawet do zablokowania jego pracy. Problemy te usunął nowy system automatycznego sterowania wprowadzony przez firmę „BUCYRUS".

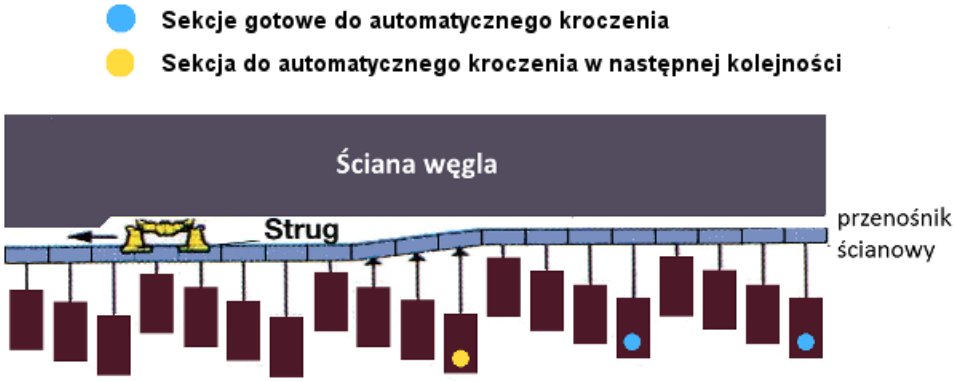


Rys.2.64. Porównanie dwóch metod przesuwania poprzecznego przenośnika strugowego [11]; *a - przesuwanie tradycyjne ze stałym dociskiem, b – przesuwanie dozownikowe (podawanie stałej objętości cieczy do cylindra i ze zdefiniowanym przesunięciem); 1-głowica struga z płytą podprzenośnikową, 2 – zróżnicowany przesuw siłownika przesuwającego w sposób ciągły, 3 - rynny przegięte i odsunięte od czoła ściany, 4 – odchylony kadłub napędu, 5 – kadłub usytuowany w osi podłużnej przenośnika, 6 – wolna ścieżka postrugowa, 7 – przenośnik dociśniety do czoła ściany (możliwość zablokowania struga), 8 – przesuwniki z regulowaną pojemnością cylindra lub o regulowanym (zdefiniowanym) przesunięciu*

Sterowanie struga jest zdalne z chodnika przyścianowego lub innego oddalonego miejsca (np. z powierzchni kopalni). Położenie głowicy jest monitorowane na podstawie ruchu przekładni strugowej i zsynchronizowane za pomocą łączników zbliżeniowych w prowadnicy struga. Sygnał ten jest przekazywany do urządzeń sterujących SCU znajdujących się na każdej sekcji obudowy. Przenośnik jest przesuwany na dokładnie zaprogramowaną odległość, co gwarantuje stałą głębokość skra-

wania, niezależną od twardości węgla. W taki sam sposób przesuwane są również napędy. Na obu końcach ściany strug wykonuje podwójny skraw lub skraw z podwójną głębokością, co zapewnia prostoliniowość ściany.

Każda sekcja, w której pozostały do dyspozycji skok możliwy do wykonania jest mniejszy od zaprogramowanego (ustalony przez badania skrawalności), wykonuje automatycznie sekwencję przesuwu obudowy. Gdy odległość od końca stropnicy nie przekracza dopuszczalnego odsłonięcia stropu, sekcje obudowy ustawione są w kształcie zębów piły. Wtedy podczas jednego przejazdu struga tylko co czwarta lub co piąta sekcja wykonuje sekwencje ruchów „rabowanie-przesuw-rozparcie" (rys. 2.65).



Rys.2.65. Zasada dozowanego urabiania strugiem [44]

Takie rozwiązanie sterowania przesunięciem przenośnika strugowego minimalizuje wymaganą wydajność pompy zasilającej obudowę. W przypadku kruchych stropów przesunięcia sekcji obudowy można tak zaprogramować, aby odsłonięcie stropu było mniejsze.

System sterowania jest tak zaprogramowany, aby dwie sąsiednie sekcje nie mogły rabować się w tym samym czasie. Ta forma bezpiecznej pracy sekcji obudowy realizowana jest przez zastosowanie czujników ciśnienia w stojakach sekcji.

System sterowania obudową zmechanizowaną PMC-R firmy „BU-CYRUS" oparty jest o jednostki sterujące PMC-R zabudowane na każdej sekcji obudowy [14], które odpowiednio skonfigurowane realizują narzucony tryb pracy systemu.

Do jednostki sterującej dochodzą wartości pomiarowe z różnych elementów systemu i w zależności od żądanej konfiguracji pozwalają tak

na wykorzystanie poszczególnych wybranych funkcji, jak i na wykorzystanie funkcji automatycznych.

Ze sterownikami PMC-R współpracują elementy umożliwiające realizację różnych funkcji [14] tj.:

- czujniki ciśnienia ze wzmacniaczami pomiarowymi generującymi napięcia 0,5 do 4,5 V odpowiadające ciśnieniom od 0 do 60 MPa,
- mierniki kontaktronowe do dokładnego pomiaru przesunięcia, które wbudowane są do każdego siłownika przesuwającego obudowę (listwa pomiarowa),
- listwa sterowania zaworami PMC-SD1 mogąca obsługiwać 22 zawory,
- wtyczki kodujące SKKT24, które podłączone do sterownika pozwalają zakodować żądany program pracy,
- zasilacze systemu z wbudowanymi adapterami.

Do sterowania struga zastosowany został system sterowania PMC-D (System Drive Control). Do każdej jednostki napędowej przyporządkowany jest sterownik PMC-D oraz współpracujące z nimi urządzenie wizualizacyjne PMC-V. Kontrolną wizualizację ściany i urządzenia strugowego zapewniają dwa programy:

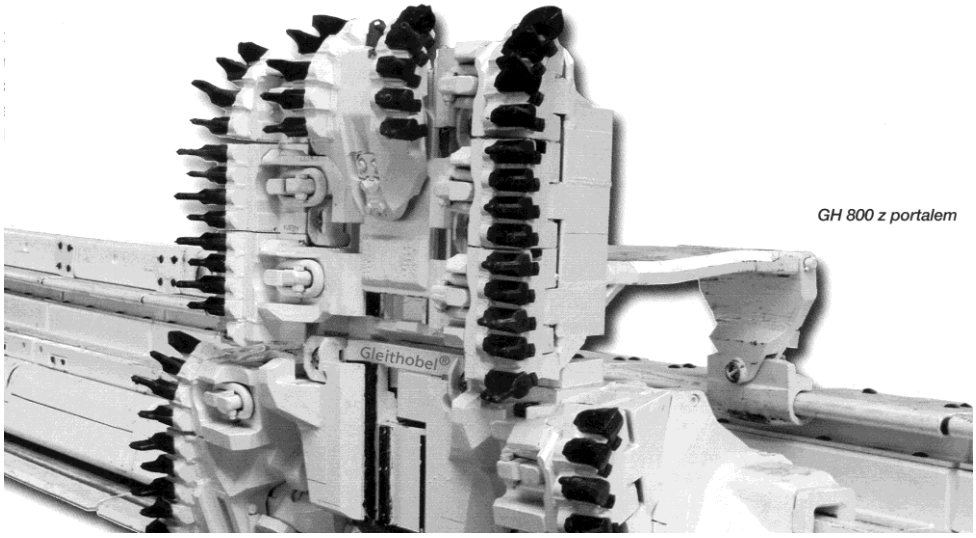
- program V Shield centralnej wizualizacji ściany dla systemu PMC-R sterowania obudową,
- program V Plow wizualizacji urządzenia strugowego dla systemu PMC-D sterowania urządzeniem strugowym.

Program aplikacyjny centralnego urządzenia sterowania jest uruchamiany przez system operacyjny Windows XP, który umożliwia:

- monitoring podstawowych parametrów pracy kompleksu ze stanowiska operatora oraz każdego pola PMC-R zabudowanego w ścianie,
- identyfikację położenia, kierunku pracy i prędkości głowicy struga w ścianie,
- definiowanie głębokości zabioru głowicy podczas jej pracy w zakresie 0 do 200 mm,
- automatyczną zmianę prędkości i kierunku urabiania,
- zmianę parametrów przesuwania sekcji obudowy zmechanizowanej,
- sekwencyjne zraszanie wodą głowicy urabiającej ze stropnicy każdej sekcji obudowy,
- wyłączenie automatyki i ręczne sterowanie podległymi urządzeniami,

- przekazywanie bieżących informacji o stanie pracy i wszystkich parametrach monitorowanych w kompleksie strugowym,
- sterowanie oraz wizualizację parametrów pracy tak z chodnika przyścianowego, jak i z powierzchni,
- diagnostykę układu zasilania kompleksu strugowego,
- archiwizację danych o pracy systemu.

Z punktu widzenia dostosowania wysokości głowicy urabiającej do wysokości pokładu bardzo pożyteczną cechą konstrukcyjną współczesnych rozwiązań jest modułowa budowa głowicy. Wysokość głowicy można dostosować do pokładu przez dodawanie lub odejmowanie bloków noży (modułów) o wysokości 400 mm. Korpus struga można dostosować do mniejszych zmian dzięki możliwości dowolnego regulowania wysokości w zakresie do 300 mm dzięki wysuwnej wieżyczce nożowej zmieniającej swą wysokość przez przekładnię ślimakową umieszczoną od strony przenośnika strugowego (rys. 2.66).



Rys.2.66. Głowica strugowa budowy modułowej z wysuwną wieżyczką nożową i portalem [44]

W celu zwiększenia okresu użytkowania struga wszystkie miejsca styku między korpusem struga a prowadnicą są tak skonstruowane, aby możliwa była ich wymiana. W strugach firmy „BUCYRUS" podobnie jak i firmy „HALBACH-BRAUN" górna część prowadnicy jest otwierana, aby umożliwić szybki i łatwy dostęp do łańcucha górnego i dolnego. Połączenia rynien po stronie zawałowej i ociosowej mają wytrzymałość ok. 3000 kN.

W strugowym systemie wybierania węgla niezwykle ważną rolę odgrywają napędy. Muszą one zapewniać (zwłaszcza napędy ciągnące głowicę):

- możliwość uruchomienia pod pełnym obciążeniem,
- wyrównywanie mocy między jednostkami napędowymi,
- ochronę elementów napędu wraz z cięgnem łańcuchowym przed przeciążeniem.

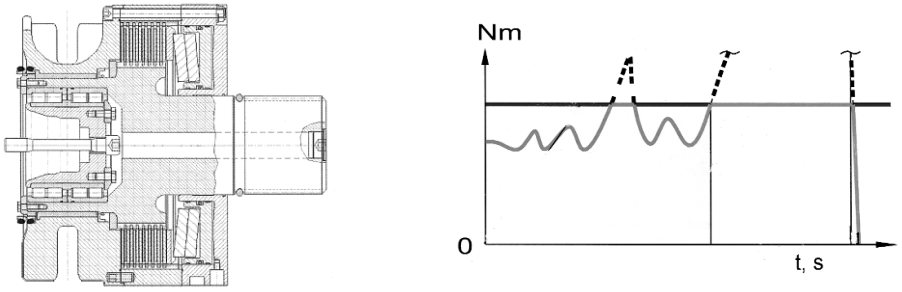
Rozruch pod pełnym obciążeniem z dużym momentem rozruchowym zapewniają silniki dwubiegowe, dwuklatkowe.

Mają one często moment rozruchowy większy od momentu krytycznego, który zwykle jest większy od 2,5-krotnej wartości momentu nominalnego. Jeszcze lepszym rozwiązaniem jest zastosowanie silników zasilanych przez przemiennik częstotliwości. W tym przypadku oprócz dużego momentu uzyskuje się możliwość łagodnego rozruchu i regulacji jego czasu. Dodatkową zaletą przemienników jest możliwość ich trwałej pracy w zakresie od kilku obrotów do 120% obrotów nominalnych. Inną zaletą napędów zasilanych przez przemienniki częstotliwości jest możliwość wyrównywania mocy jednostek napędowych przez odpowiednią regulację częstotliwości zasilania jednego z silników względem drugiego, zwanego masters.

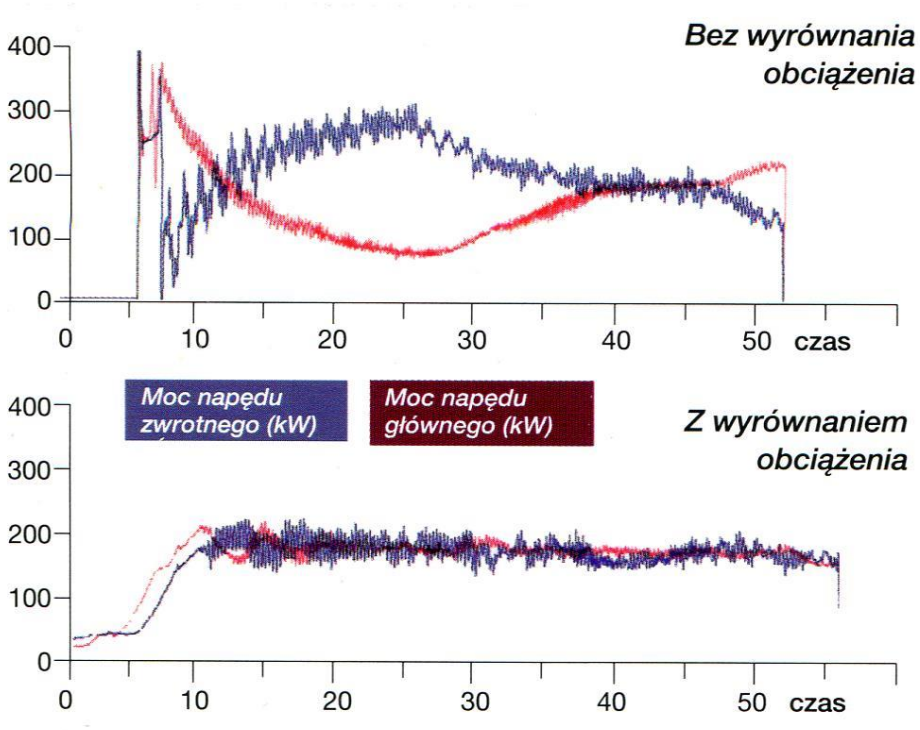
Charakter pracy struga (duże siły dynamiczne w łańcuchu pociągowym wynikające z dużej prędkości ruchu i możliwości natrafienia na twarde skały) wymaga, by układ napędowy był zabezpieczony przed przeciążeniem. We wcześniejszych etapach rozwoju strugów stosowane były zabezpieczenia przeciążeniowe w postaci kołków ścinanych lub sprzęgieł hydrostatycznych. Nie zdawały one jednak dostatecznie egzaminu w praktyce ruchowej.

Z tego powodu firma „HALBACH-BRAUN” wdrożyła w swoich strugach do napędu głowicy strugowej wielopłytkowe sprzęgło mokre z dociskiem sprężynami talerzowymi, które po przekroczeniu nastawionego obciążenia (momentu) wpada w poślizg i nie pozwala na przeciążenie układu napędowego (rys. 2.67).

Sprzęgło to jest na wale zdawczym przekładni i jest bezpośrednio połączone z gwiazdą łańcuchową ciągnącą głowicę struga.



Rys.2.67. Wielopłytkowe sprzęgło przeciążeniowe firmy „HALBACH-BRAUN” i zasada jego pracy [53]



Rys.2.68. Moce napędów struga podczas rozruchu i pracy ustalonej bez i z układem do wyrównywania mocy [44]

Jeszcze dalej w tym względzie poszła firma „BUCYRUS”, która przy zastosowaniu przekładni CST przez odpowiednie sterowanie elektroniczne siłą docisku wielopłytkowego sprzęgła mokrego na drodze hydraulicznej może uzyskać jednocześnie zabezpieczenie przed przeciążeniem, jak i wyrównywanie mocy obu jednostek napędowych ciągnących głowicę strugową.

Firma ta ma też możliwość wykorzystania układu ochrony przed przeciążeniem UEL. W układzie tym przy zablokowaniu ruchu głowicy następuje poślizg w sprzęgle, który odbywa się na poziomie bezpiecznym dla łańcucha. Poślizg sprzęgła jest monitorowany w sposób ciągły i w przypadku jego wykrycia układ zmniejsza moment obrotowy przekładni, zaś silniki nie zostają wyłączone (rys. 2.68).

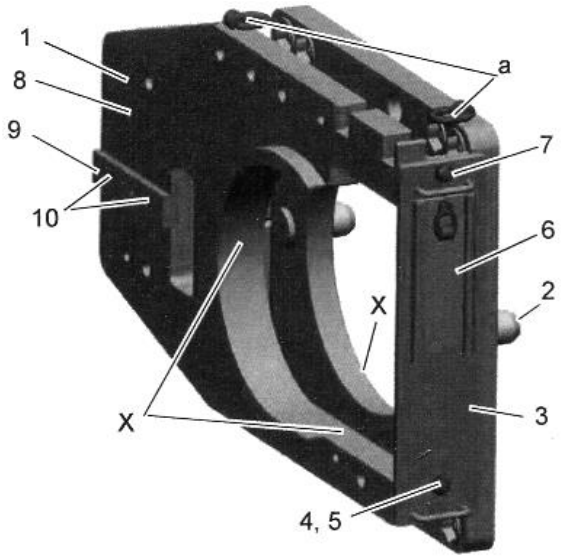
2.2.2.2. Budowa przenośników współpracujących ze strugami statycznymi

Konstruktorzy ścianowych przenośników zgrzebłowych przeznaczonych do współpracy ze strugami statycznymi starają się, aby postać konstrukcyjna ich zespołów i elementów, była, tam gdzie jest to możliwe, identyczna z tymi stosowanymi w przenośnikach przeznaczonych do kompleksów kombajnowych. Takie podejście daje szereg korzyści producentom i użytkownikom tego wyposażenia technicznego ścian wydobywczych.

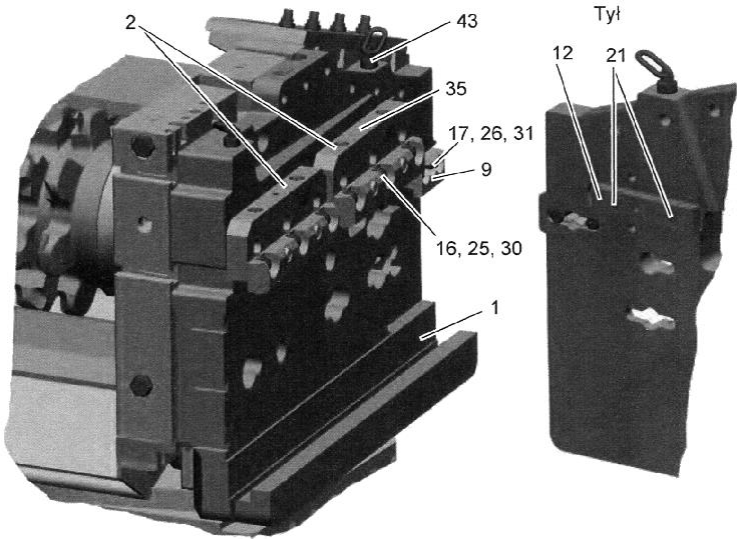
Kadłuby napędów przenośnika strugowego na obu jego końcach buduje się jednakowe. Ich prawe i lewe masywne płyty mają symetryczną budowę względem płaszczyzny prostopadłej do osi bębna napędowego (stanowią lustrzane odbicie). Jest to konieczne ze względu na możliwość ich wykorzystania w ścianach z lewym lub prawym ociosem. Pełne możliwości wykorzystania kadłubów napędów do pracy w kompleksie strugowym i kombajnowym występują tylko wtedy, gdy w przenośniku strugowym po jednej stronie obu kadłubów napędowych znajduje się tylko jedna jednostka napędowa.

W przypadku strugów ślizgowych po stronie zawałowej są jednostki napędowe przenośnika, zaś po stronie ociosowej, jednostki napędowe struga. Połączenie jednostek napędowych przenośnika z kadłubem napędu odbywa się za pomocą płyt (skrzyń) przyłączeniowych, jak w przypadku przenośników pracujących w ścianach kombajnowych (rys. 2.69), zaś jednostki napędowe struga wymagają zastosowania przyłączeniowych płyt kołnierzowych (rys. 2.70).

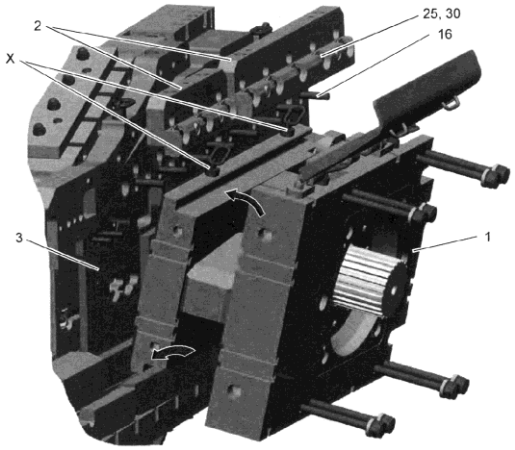
Na płycie kołnierzowej mocowana jest skrzynia napędowa głowicy struga (rys. 2.71) z kołem napędowym łańcucha pociągowego. Ważnym elementem struga jest jednostka napinająca łańcuch pociągowy.



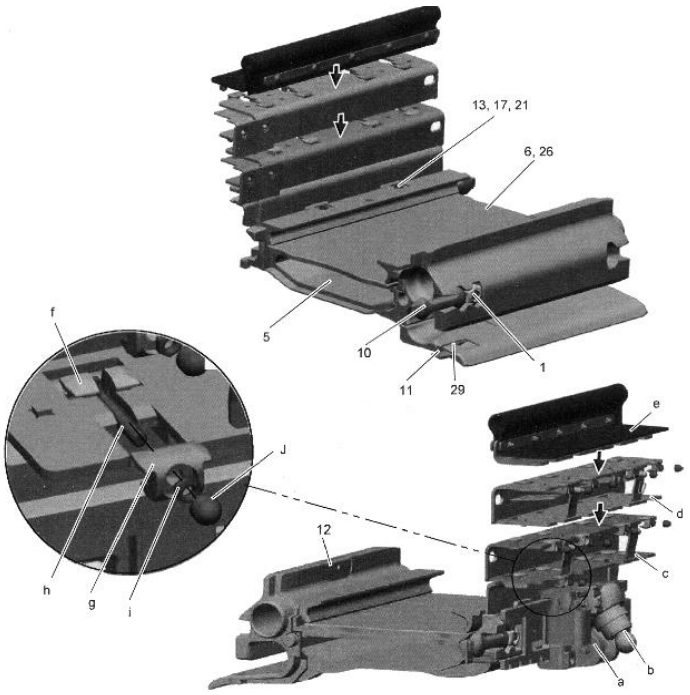
Rys.2.69. Płyta przyłączeniowa napędu przenośnika PF4 [44]; *1 -płyta przekładniowa, 2 – sworzeń centrujący, 3 – pokrywa, 4,5 – śruba z nakrętką M24, 6 – pokrywa czołowa, 7 – śruba M22, 8 – zatyczka, 9 – wpust pasowany, 10 – śruby mocujące wpust; a – uchwyty transportowe, x – obszary smarowane pastą*



Rys.2.70. Kołnierzowa płyta przyłączeniowa do jednostek napędowych struga GH1600 [44]; *1-płyta kołnierzowa, 2, 9 – listwy prowadzące, 12 – wpust pasowany, 16, 17 – śruby M30 i M24, 21 – śruby mocujące wpust, 25,26,30 31, - nakrętki i podkładki, 35 gniazdo smarowe, 43 – uchwyty transportowe*



Rys.2.71. Skrzynia napędowa głowicy struga GH1600 wraz z napędowym kołem łańcuchowym [44]; *1 - skrzynia napędowa głowicy struga, 2 – listwa prowadząca, 3 – płyta prowadząca, 16 – śruba M30x150, 25, 30 – nakrętka M30 i podkładka, x – uchwyt obrotowy*



Rys.2.72. Budowa członu trasy przenośnika strugowego GH1600 - PF4/1032 z wymiennym górnym wkładem rynnowym*; 1- zabezpieczenie łącznika rynien, 5 – rynna GH PF4/1032, 6 – wymienny górny wkład rynny, 10 - łącznik rynien, 11 – zasuwa, 12 – zaślepka, 13 – element zaciskowy, 17, 21 – śruba z nakrętką M24, 26 – uszczelnienie blachy ślizgowej, 29, 30 – kołki rozprężne; a – konsola do sterowania wysięgnikiem, b – siłownik korekcji poprzecznej, c, d – osłony nasadowe, e – gumowa zastawka przenośnika, f, g – elementy zaciskowe, h, i – śruba i nakrętka M20, j – osłona sześciokątna SW30*

W strugu GH1600 napięcie to realizują dwa siłowniki, których maksymalne wysunięcie wynosi 525 mm, co pozwala na zmianę długości konturu łańcuchowego o 1050 mm.

Jeśli chodzi o budowę elementów trasy przenośnika strugowego, to różnice między nimi a elementami trasy przenośnika do ściany kombajnowej uwidaczniają się głównie w funkcjach i budowie elementów znajdujących się po obu stronach profili bocznych rynien.

Dobrym przykładem ilustrującym człon trasy przenośnika strugowego jest rysunek 2.72, który obrazuje budowę przenośnika GH-PF4/1032. Z ogólną budową innych elementów przenośników strugowych można bliżej zapoznać się na podstawie rysunków 2.56 - 2.58.

2.3. Współpraca przenośnika ścianowego z obudową górniczą

Formy zabezpieczenia wyrobisk górniczych są różnorodne. Historycznie formy te zależały od możliwości technicznych, warunków górniczo-geologicznych, rodzaju wyrobisk oraz ich wyposażenia. Inne rodzaje obudów górniczych stosuje się w wyrobiskach udostępniających czy przygotowawczych, charakteryzujące się długimi okresami użytkowania, a jeszcze inne w wyrobiskach eksploatacyjnych, których cechą jest zabezpieczenie ludzi i sprzętu w warunkach stale przesuwającego się frontu eksploatacyjnego.

Z wielu rodzajów obudów powstałych od momentu ich wynalezienia do ostatnich lat przetrwały trzy ich zasadnicze rodzaje [28]:

- obudowa ramowa,
- obudowa kasztowa, nazywana też podporową,
- obudowa osłonowa.

W Polsce funkcjonuje jeszcze pojęcie obudowy osłonowo-podporowej. W obudowach takich nacisk skał stropowych przejmuje stropnica podparta stojakami mająca osłonę odzawałową, która może być również podparta stojakami.

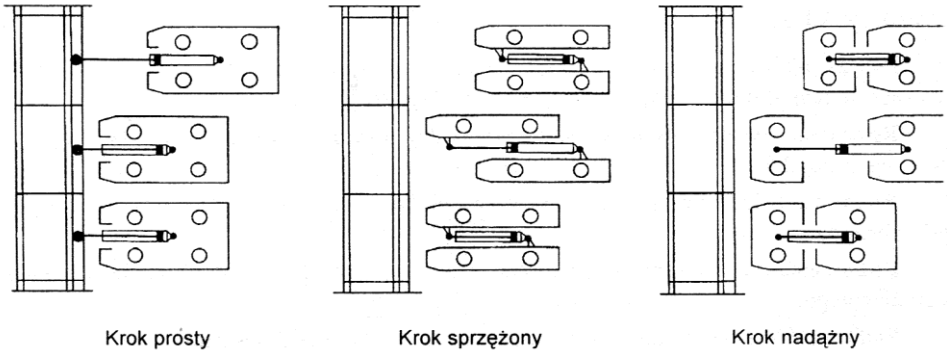
Spośród różnych funkcji obudów zmechanizowanych stosowanych w wyrobiskach ścianowych dwie związane są bezpośrednio z przenośnikiem zgrzebłowym. Są nimi:

- przesuwanie przenośnika do czoła ściany przez popychak, które odbywa się przy rozpartej obudowie,

– kroczenie zrabowanej obudowy jako jej podciąganie do przenośnika, przy czym przenośnik pełni funkcję belki opartej o inne sekcje obudowy.

2.3.1. Współpraca przenośnika ścianowego z obudową zmechanizowaną

W kompleksach ścianowych kombajnowych i strugowych zdecydowanie dominują obudowy osłonowe. Ruch tej obudowy połączonej z przenośnikiem układem przesuwnym odbywa się poprzez kroczenie proste (rys. 2.73).



Rys.2.73. Zasada kroczenia prostego obudowy zmechanizowanej [28]

W zależności od kolejności wykonywanych czynności we współpracy przenośnika i sekcji obudowy rozróżnia się dwa rodzaje pracy obudowy, tj:

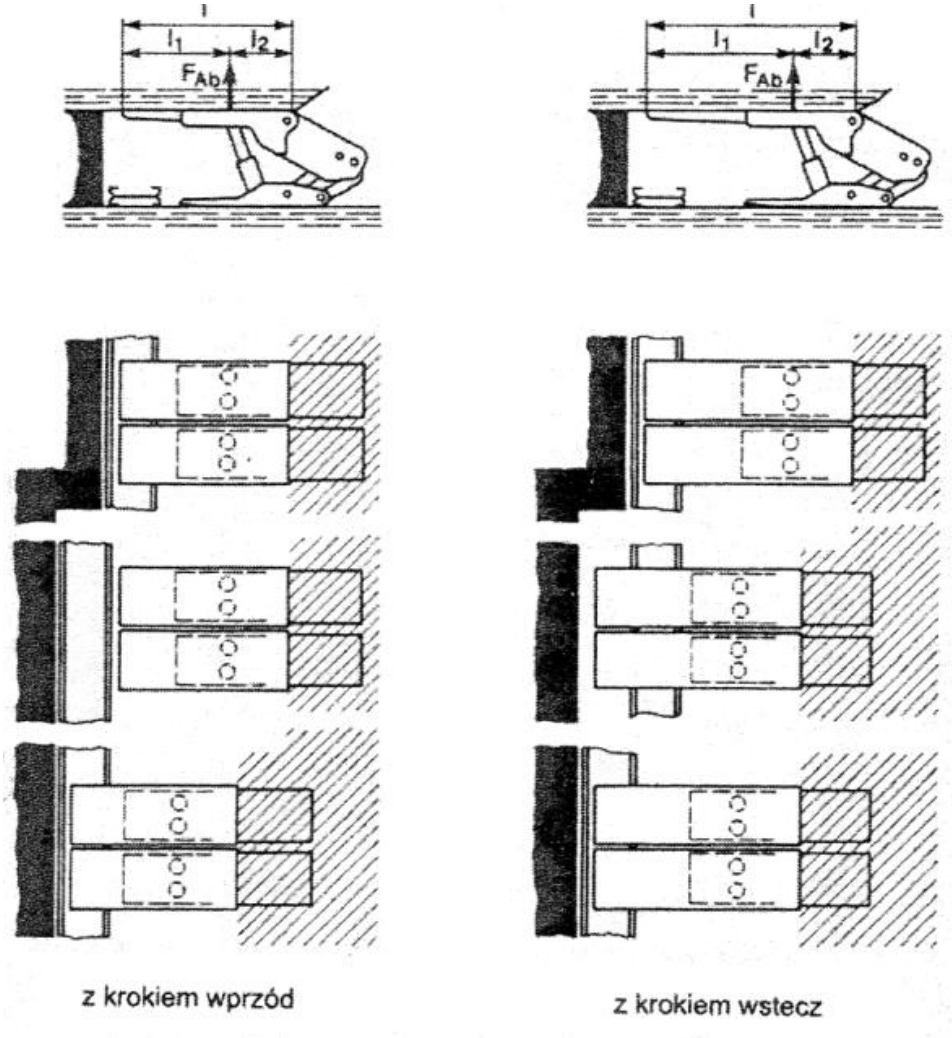
– z krokiem w przód,
– z krokiem wstecz.

Praca obudowy z krokiem w przód ma miejsce, gdy sekwencja czynności w ścianie odbywa się w kolejności: urabianie – przekładka przenośnika – podciąganie obudowy, zaś z krokiem wstecz, gdy kolejność ta w dwóch ostatnich czynnościach jest zamieniona, czyli: urabianie - podciąganie obudowy - przekładka przenośnika (rys. 2.74).

Wśród górników za bardziej racjonalne uważa się stosowanie obudów pracujących z krokiem wstecz. Podczas urabiania obudowa znajduje się wtedy o jeden krok do tyłu, co wymaga dłuższej stropnicy, ale możliwa jest szybsza zabudowa odsłoniętego stropu.

Praca obudowy z krokiem w przód jest korzystniejsza ze względu na doleganie stropnic do stropu i lepsze kierowanie stropem, ale mniej

korzystna z uwagi na opóźnienie obudowy. Z tych powodów w obudowach pracujących z krokiem wstecz lepsze doleganie stropnic uzyskuje się przez stosowanie stropnic przegubowych, zaś w obudowach z krokiem w przód opóźnienie w zabudowie zmniejsza się przez zastosowanie stropnic wysuwnych. Czynnikiem istotnym w wyborze rodzaju obudowy są warunki stropowe.



Rys.2.74. Rodzaje współpracy ścianowego przenośnika zgrzebłowego z obudową zmechanizowaną [28]

Jeśli chodzi o przesuwanie poprzeczne przenośnika do czoła ściany znane są trzy różne sposoby realizacji tej czynności, czyli bezpośredni, pośredni i różnicowy. Ten ostatni jest stosowany bardzo rzadko i w Polsce

nie jest spotykany. W początkowym okresie stosowania obudów zmechanizowanych, kiedy ich masy nie były duże, stosowano układ bezpośredni (rys. 2.14 a), a obecnie najczęściej odwrócony (rys. 2.14 b). Jest to konieczne do pokonania dużych oporów przesuwania obudów, których masa w niektórych przypadkach dochodzi do około 40 ton. Maksymalne siły przesuwników hydraulicznych przy podciąganiu sekcji obudowy wynoszą już około 700 kN, a przy przekładce przenośnika około 400 kN.

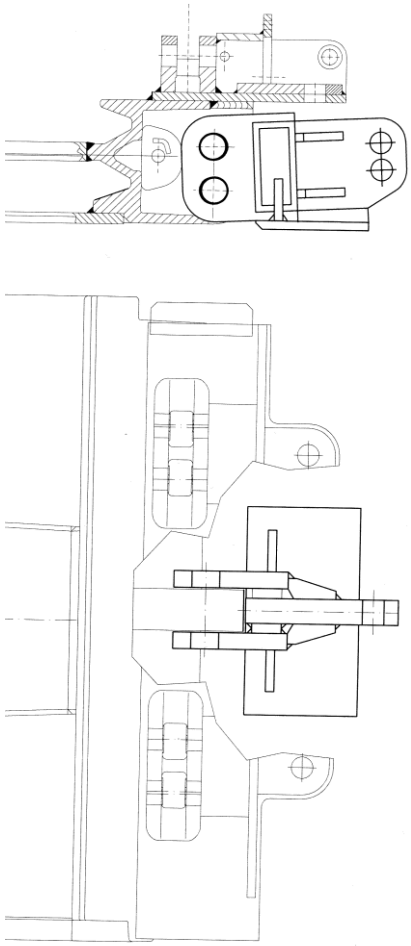
System różnicowy (rys. 2.15) jeśli już jest stosowany, to tylko w odniesieniu do siłowników hydraulicznych pracujących w układzie odwróconym (pośrednim).

W celu połączenia rynien z układem przesuwu obudowy zmechanizowanej na rynnach, po stronie zawałowej, znajdują się silne elementy służące do bezpośredniego ich połączenia z układem przesuwu sekcji obudowy. Elementy te najczęściej mają dwa otwory okrągłe (rys. 2.16) lub jeden podłużny, skośnie usytuowany otwór przyłączeniowy (tzw. „łezka"). Dwa otwory przewidziane są w celu umożliwienia dostosowania podłączenia popychaka w zależności od tego, jak zachowują się rynny przenośnika w ścianie. Jeśli ostrogi rynien źle czyszczą spąg i przenośnik zaczyna pozostawiać coraz więcej węgla, to mocowanie popychaka powinno być podniesione. W tym przypadku siła od popychaka wywołuje przy przekładce moment dociskający pazur ostrogi do spągu i go czyści. W praktyce przy dwuotworowym uchu przyłączeniowym popychaki są podłączane najczęściej raz na górnym otworze, raz na dolnym.

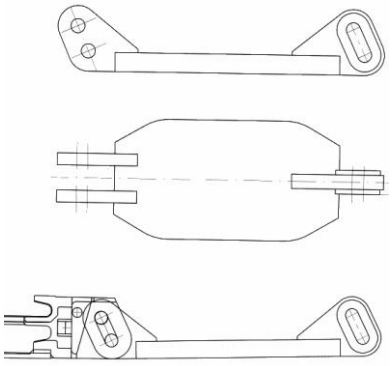
Łączenie popychaka z „łezkowym" uchem rynny ma tę zaletę, że przy przesuwaniu rynny popychak podnosi się w górne położenie, co daje pożądany moment dociskający ostrogę do spągu, zaś przy podciąganiu sekcji popychak opada w dolne położenie, co przy tej czynności likwiduje ten moment. To połączenie jest bardziej preferowane przez kopalnie mimo, że powoduje ono stratę około 5 cm skoku przesuwaka.

Niektórzy producenci stosują na rynnie dwa ucha przyłączeniowe. W takim przypadku na końcówce układu przesuwającego lub elementu pośredniczącego stosuje się ucho pojedyncze.

W przypadkach, gdy opisane działania są niewystarczające lub kopalnia ma przenośnik z rynnami które w tej kopalni nie sprawdzają się z różnych powodów, wprowadza się elementy pośredniczące, których działanie eliminuje istniejące nieprawidłowości. Przykłady takich elementów pośredniczących przedstawiono na rysunkach 2.75, 2.76 i 2.77.

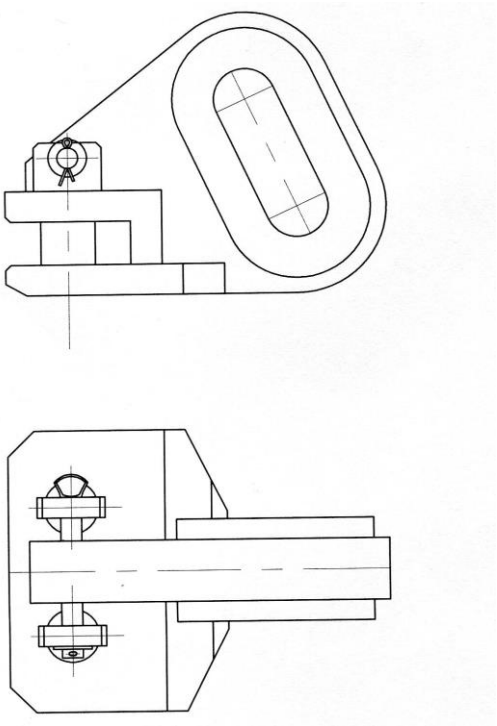


Rys.2.75. Element pośredniczący z dwoma otworami okrągłymi do mocowania popychaka obudowy [60]



Rys.2.76. Płytowy element pośredniczący z podłużnymi otworami do mocowania popychaka obudowy [60]

W omawianych dotychczas rozwiązaniach, które aktualnie dominują, oś sworznia łączącego rynnę z elementami popychającymi obudowę ma położenie poziome. Wcześniejsze rozwiązania, a niekiedy i obecne, mają tę oś pionową, co wymaga innych przyłączy po stronie popychaka i w elementach pośredniczących, jeśli zostały one przewidziane do połączenia obudowy z przenośnikiem [11].



Rys.2.77. Element pośredniczący między płytą podnapędową a popychakiem z obróconymi o 90^0 sworzniami mocującymi [60]

W podbierkowych systemach eksploatacji węgla z dwoma przenośnikami zgrzebłowymi przenośnik odzawałowy ma nieco inną budowę członów trasy.

Nie stosuje się w nim zastawek i klinów ładujących, które zastępuje się zwykle pazurem czyszczącym. Połączenie tego przenośnika z obudową odbywa się za pomocą siłownika i krótkiego łańcucha ogniwowego połączonego z rynną. Takie połączenie wyklucza możliwość odsuwania przenośnika od obudowy w kierunku zawału (rys. 2.51). Z różnymi formami współpracy przenośników ścianowych z obudowami zmechanizowanymi można się zapoznać na rysunkach 2.13, 2.20, 2.48 - 2.51, 2.63 i 2.73.

2.3.2. Stabilizacja podłużna przenośnika ścianowego oraz jego kotwiczenie i przesuwanie poprzeczne

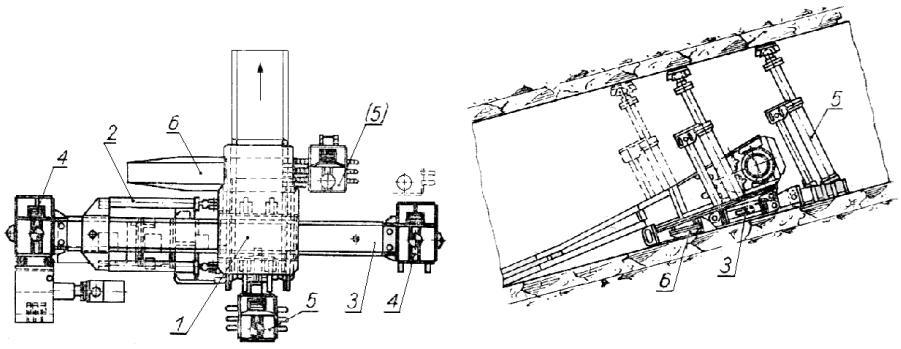
Jeśli przenośnik ścianowy ma nachylenie powyżej 12^0 przepisy górnicze wymagają, aby był zabezpieczony przed zsuwaniem się. Podatność przenośnika na zsuwanie się wynika z jego drgań w czasie pracy i systematycznego przesuwania poprzecznego trasy do czoła ściany oraz podciągania obudowy.

Siła zsuwania się przenośnika w kierunku upadu, zgodnie z PN-50038:1997 jest sumą maksymalnej siły w łańcuchach przenośnika, maksymalnej siły posuwu kombajnu lub maksymalnej siły pociągowej w łańcuchu strugowym, maksymalnej siły zsuwania wywołanej masą maszyn i urobku na przenośniku, pomniejszonych o siłę tarcia między przenośnikiem i spągiem wywołanych masą urządzeń i urobku oraz sił podtrzymujących przenośnik przez obudowę.

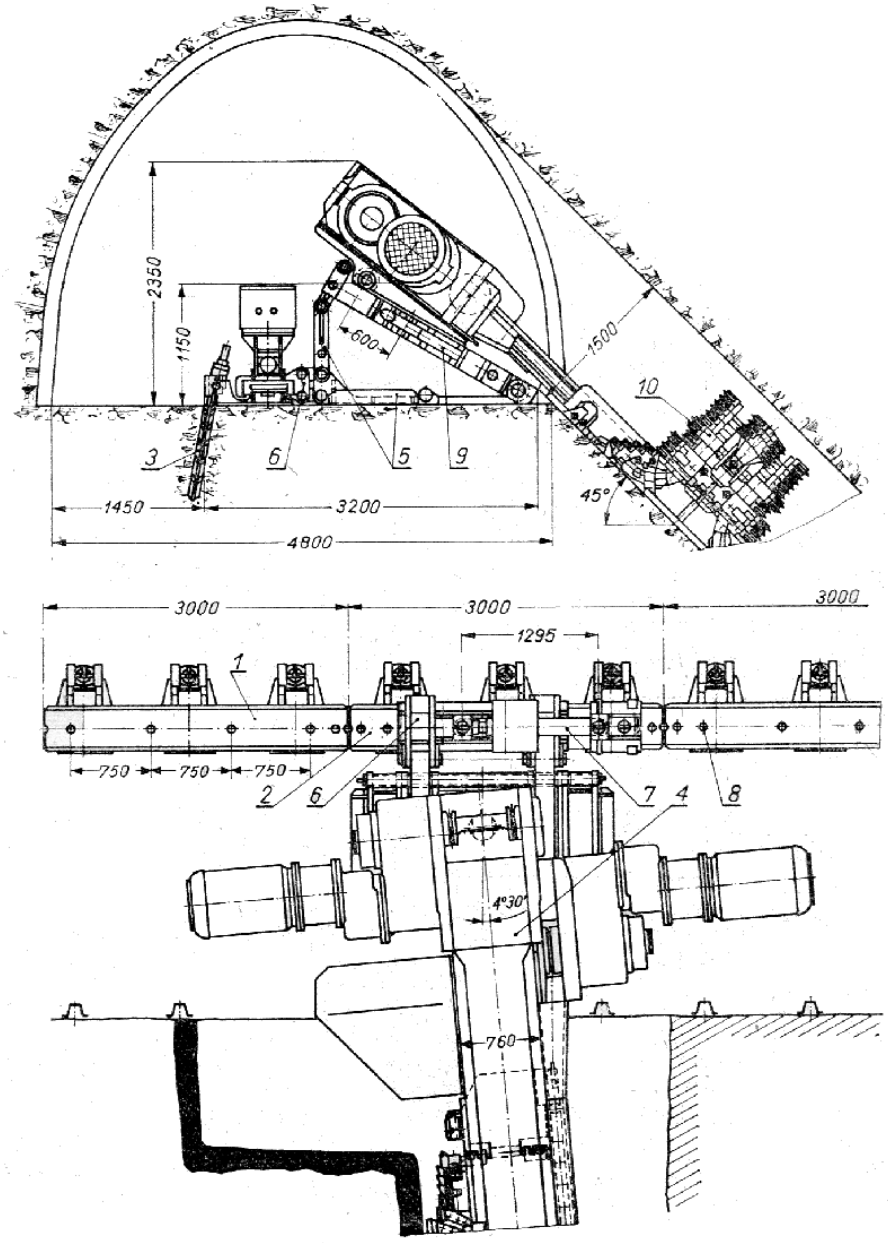
Urządzenie kotwicząco-przesuwające przenośnik powinno mieć zdolność wywoływania siły podtrzymującej minimum 1,5 siły zsuwającej. Sposób obliczania tych sił zostanie przedstawiony w części dotyczącej teorii i obliczeń przenośników zgrzebłowych.

Stabilizację podłużną przenośnika ścianowego realizować można dwoma metodami poprzez:

- stacje kotwicząco-przesuwające zintegrowane z napędami przenośnika,
- siłowniki stabilizacji wzdłużnej rozmieszczone w równych odstępach na długości przenośnika, łączące rynny z obudową.



Rys.2.78. Urządzenie kotwicząco-przesuwające do zwrotni ścianowego przenośnika zgrzebłowego współpracującego z kombajnem [11];
1 - zwrotnia, 2 - przesuwniki, 3 - belka, 4, 5 - rozpory, 6 - element ślizgowy



Rys.2.79. Urządzenie kotwicząco-przesuwające napędu zwrotnego z hydraulicznym układem przesuwania poprzecznego i podciągania przenośnika strugowego do dużych nachyleń firmy „WESTFALIA-LÜNEN" [11]; *1 - belka segmentowa, 2 – segment belki, 3 – kotwy łańcuchowe, 4 – przenośnik, 5. – stół napinający, 6 – obejmy ślizgowe, 7 – siłownik hydrauliczny, 8 – otwory ustalające siłownik, 9 – siłowniki podciągające, 10 – płyta podprzenośnikowa i głowica struga*

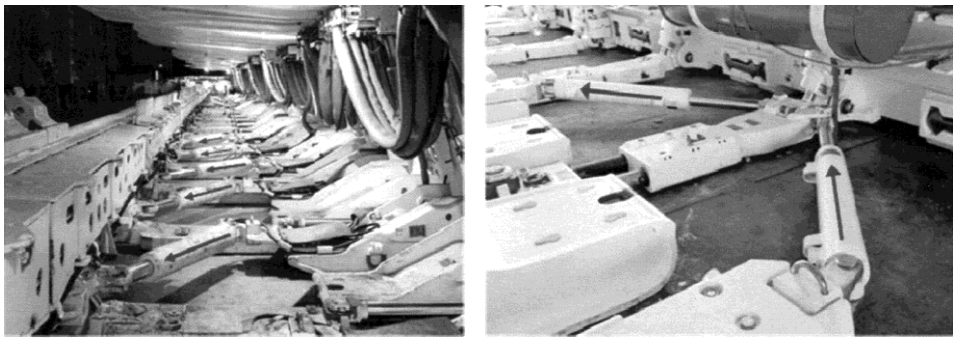
W przenośnikach zgrzebłowych pracujących w ścianach nachylonych stosowano stacje kotwicząco-przesuwające na obu jego końcach. Miały one możliwość solidnego rozparcia się w chodnikach oraz poprzecznego przesuwania napędu na drodze hydraulicznej. Stacje te zabezpieczały jednocześnie napędy przed poderwaniem, ponieważ były one na nich mocowane.

Przykład takiej stacji kotwicząco-przesuwającej pokazano na rysunku 2.78. Stacja ta może być zainstalowana w ścianie lub chodniku przy nachyleniu podłużnym około 25^0. Napęd zwrotny lub zwrotnia 1 przesuwane są poprzecznie przesuwnikami 2 wzdłuż belki ślizgowej 3 stabilizowanej rozporami 4.

Drugim miejscem unieruchomienia przenośnika jest rozpora 5 zainstalowana za jego zwrotnią lub na elemencie ślizgowym 6. Tego typu urządzenia z belką ślizgową mogą być bardzo rozbudowane, tak ze względu na wielkość przenoszonych obciążeń, jak i na postać konstrukcyjną. Urządzenia takie są kłopotliwe w użytkowaniu, mają dużą masę, 6 lub 8 rozpór, skomplikowaną hydraulikę i są drogie.

Z tego powodu przy dużych nachyleniach ściany (do 60^0) korzystniejsze jest zastosowanie belek segmentowych 1 i 2 (rys. 2.79) zakotwiczonych w spągu. Siły wzdłużne od przenośnika 4 są przenoszone na belki segmentowe przez stół napinający 5 i obejmy ślizgowe 6.

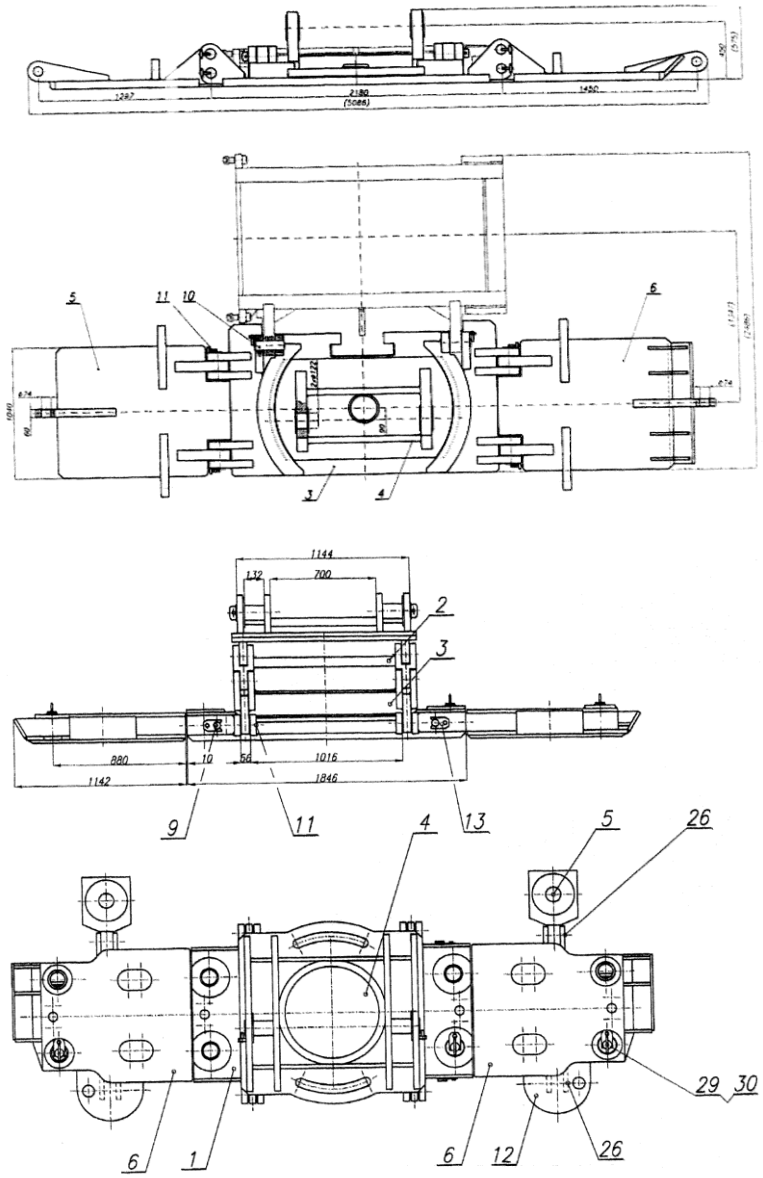
Przenośnik jest przesuwany przez siłownik hydrauliczny 7 i ustalany na otworach 8. Podciąganie wzdłużne przenośnika wykonują dwa siłowniki umieszczone w stole napinającym. Do nawrotu struga 10 z płytą podprzenośnikową wykonuje się krótką wnękę na końcu ściany.



Rys.2.80. Stabilizacja wzdłużna przenośnika ścianowego na jego trasie za pomocą siłowników łączących rynny z obudową [44]

a)

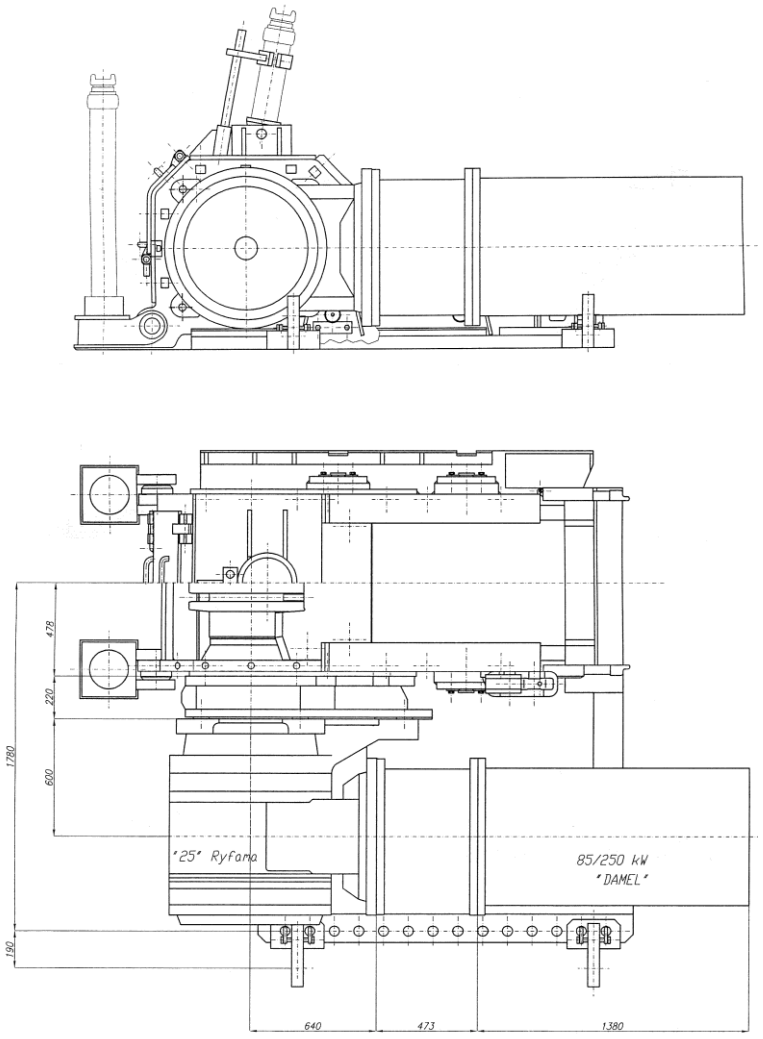
b)



Rys.2.81. Belki kotwiczące przenośników ścianowych firmy „RYFAMA” [60]; *a – belka kotwicząca do zintegrowanego przesuwania przenośnika podścianowego z napędem przenośnika ścianowego, 3 – płyta II, 4 – sekcja obrotowa, 5 – płyta I, 6 – płyta III, 10, 11 – sworznie, b – belka kotwicząca do niezależnego przesuwania napędu przenośnika ścianowego, 1 – rama, 2, 3 – wkładki dystansowe, 4 – sekcja obrotowa, 5 – stopa kotwiąca, 6 – rama dołączna, 9 i 26, 13 i 29 - sworznie ø 60 i przetyczki, 12 – zderzak, 30 – sworzeń ø 80*

Aktualnie funkcję stabilizacji wzdłużnej spełnia drugi z opisanych wcześniej sposobów (rys. 2.80). Sprzyja temu fakt, że obecnie w Polsce praktycznie nie prowadzi się eksploatacji ścian silnie nachylonych, czyli powyżej 35^0.

Dzięki rozmieszczeniu wzdłuż przenośnika siłowników stabilizujących, siły w elementach łączących rynny są znacznie zmniejszone w stosunku do przypadku stosowania tylko stacji kotwicząco-przesuwających. Przykłady stacji kotwicząco-przesuwających napędów wysypowych w wykonaniu firmy RFM „RYFAMA” pokazano na rysunku 2.81.



Rys.2.82. Zabezpieczenie napędu zwrotnego K-315Z przenośnika Rybnik 850 przed poderwaniem [60]

Napędy i zwrotnie przenośników zgrzebłowych powinny być zabezpieczone przed poderwaniem w kierunku pionowym. Takie zdarzenia mogą mieć miejsce w przypadku zablokowania ruchu łańcucha. W celu uniknięcia takich niebezpiecznych zdarzeń można na napędzie zwrotnym lub zwrotni zainstalować stojak hydrauliczny i rozpierać go o strop. Drugim miejscem w którym mocuje się jeden albo dwa stojaki są gniazda stojakowe mocowane przegubowo za napędem lub zwrotnią (rys. 2.82).

Na rysunku tym pokazana też została płyta podnapędowa z otworami do mocowania specjalnych uchwytów umożliwiających podłączenie skrajnych sekcji obudów zmechanizowanych. Otwory te mają podziałkę 125 mm. Przedstawiony sposób zabezpieczenia napędu zwrotnego lub zwrotni nie musi być zastosowany, gdy spełniony jest warunek:

$$K \cdot \alpha \geq 1{,}5M \tag{2.1}$$

gdzie:

K — nominalna siła utwierdzenia pionowego zabezpieczająca napęd lub zwrotnię przed poderwaniem, kN,

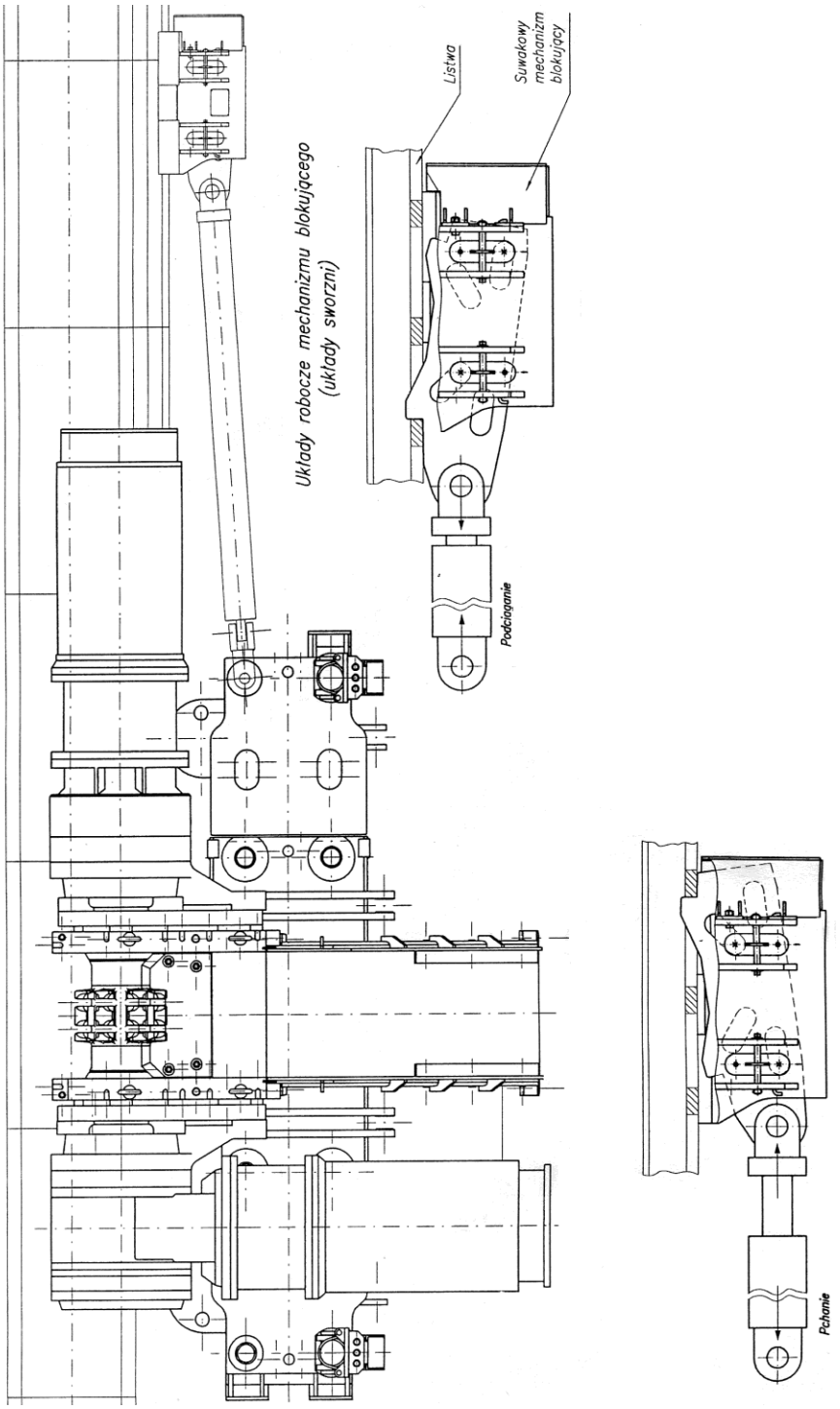
a — ramię działania siły K (jest to odległość od punktu rozparcia do pierwszego niesztywnego połączenia napędu lub zwrotni), m,

M — moment podnoszący wywołany siłami działającymi na napęd lub zwrotnię względem pierwszego punktu niesztywnego połączenia kadłuba z rynnami, kNM.

Jeśli wyliczony moment *M* ma wartość ujemną, to utwierdzenie nie jest konieczne. Jeśli moment *M* jest dodatni, to w celu uniknięcia straty czasu związanego z czynnościami manipulacyjnymi związanymi z rozpieraniem, obecnie stosuje się najczęściej sztywne połączenie napędu lub zwrotni z rynną dołączną o takiej długości, aby spełniony był wcześniej podany warunek. Szczegółowo metoda określania sił utwierdzania napędów i zwrotni przenośnika zostanie przedstawiona w części dotyczącej teorii i obliczeń przenośników zgrzebłowych.

Przesuwanie poprzeczne napędów wysypowych przenośników ścianowych jest bardziej złożone niż napędów zwrotnych. Komplikacje te wynikają z różnych form współpracy przenośnika ścianowego z podścianowym i przenośnikiem taśmowym. Przesuwanie poprzeczne ścianowego przenośnika zgrzebłowego i podłużne przenośnika podścianowego może być realizowane:

- niezależnie,
- jednocześnie.

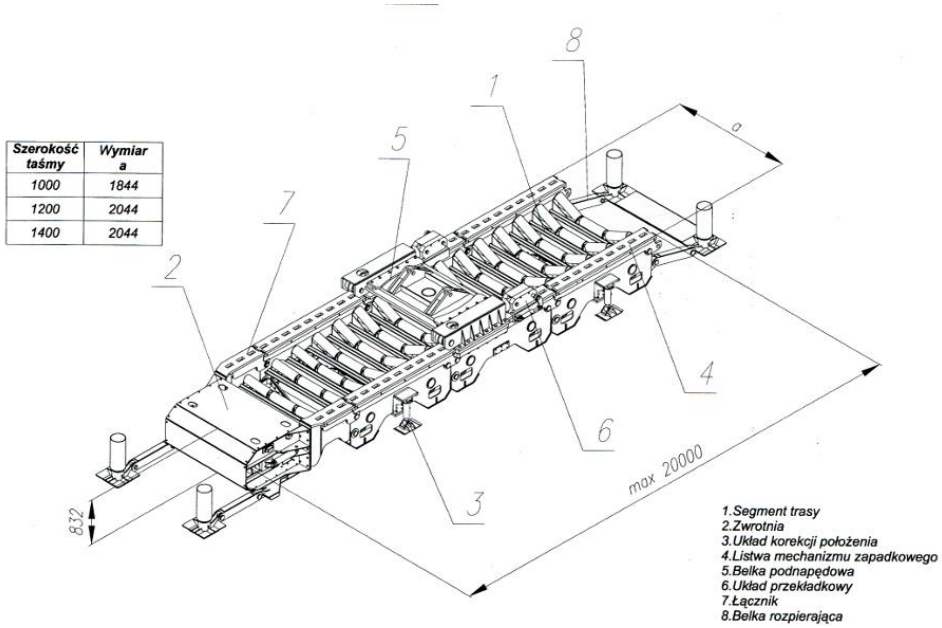


Rys.2.83. Zapadkowe urządzenie przekładkowe firmy RFM „RYFAMA” [60]

W niezależnym przesuwaniu poprzecznym napędu wysypowego ścianowego przenośnika uczestniczą skrajne sekcje obudowy zmechanizowanej i belka kotwicząco-przesuwająca. Siły niezbędne do takiego przesuwania są zwykle większe niż przy przesuwaniu poprzecznym napędu zwrotnego. Wynika to nie tylko z większych mas tego napędu, ale też ze zwykle większego zanieczyszczenia urobkiem strefy napędu wysypowego niż zwrotnego.

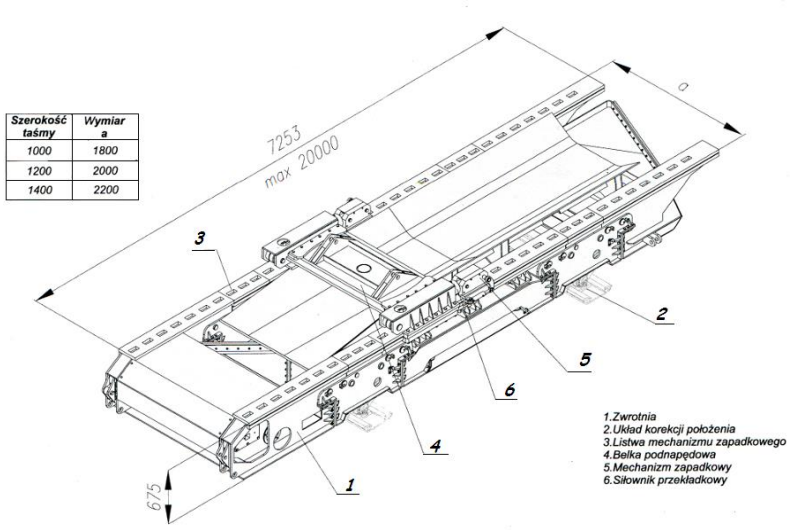
Masa urobku przed napędem, jaką należy przemieszczać przy przekładce mechanicznej jest niejednokrotnie bardzo duża i wymaga dodatkowych znacznych sił przesuwających w stacji kotwicząco-przesuwającej. Przykładowo, na rysunku 2.83 pokazano prosty sposób przesuwania napędu głównego z wysypem czołowym. Wykorzystano w nim siłownik hydrauliczny, który z jednej strony połączony jest ze stacją, a z drugiej z przesuwnym mechanizmem zapadkowym zainstalowanym na specjalnym prowadniku przytwierdzonym do rynien przenośnika podścianowego.

Firma „SIGMA” oferuje różne urządzenia przekładkowe np. typu Żaba i Legwan oraz przekładkowe stacje najazdowe Waran (rys. 2.84) i Żbik (rys. 2.85).

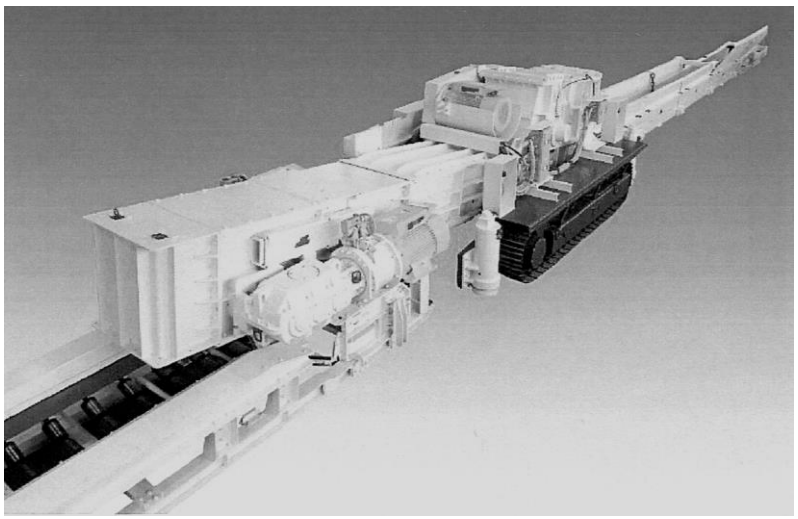


Rys.2.84. Najazdowa stacja zwrotna przenośników taśmowych z rolkowym podparciem taśmy typu Waran firmy „SIGMA” [61]

Obie stacje przekładkowe przystosowano do przenośników taśmowych o szerokości taśmy B = 1000, 1200 i 1400 mm, przy czym Waran ma rolkowe podparcie taśmy, zaś Żbik ślizgowe w postaci odpowiednio wyprofilowanych blach stalowych. Obie stacje mają korekcję ustawienia w płaszczyźnie poziomej i pionowej. Siłowniki układu przekładkowego o skoku 2000 mm mają przy ciśnieniu 30 MPa siłę podtłokową (podciąganie przenośnika zgrzebłowego) 2 x 600 kN i nadtłokowa (przesuwanie stacji) 2 x 360 kN.

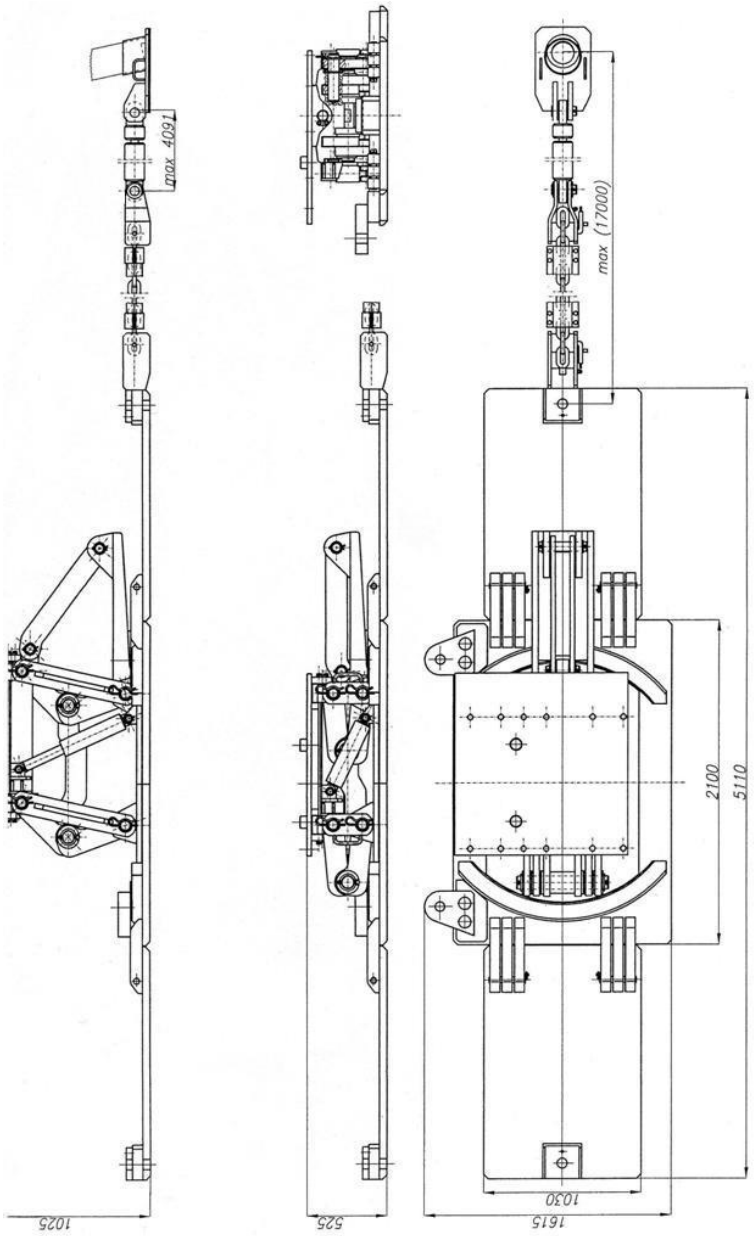


Rys.2.85. Najazdowa stacja zwrotna przenośników taśmowych ze ślizgowym podparciem taśmy typu Żbik firmy „SIGMA” [61]



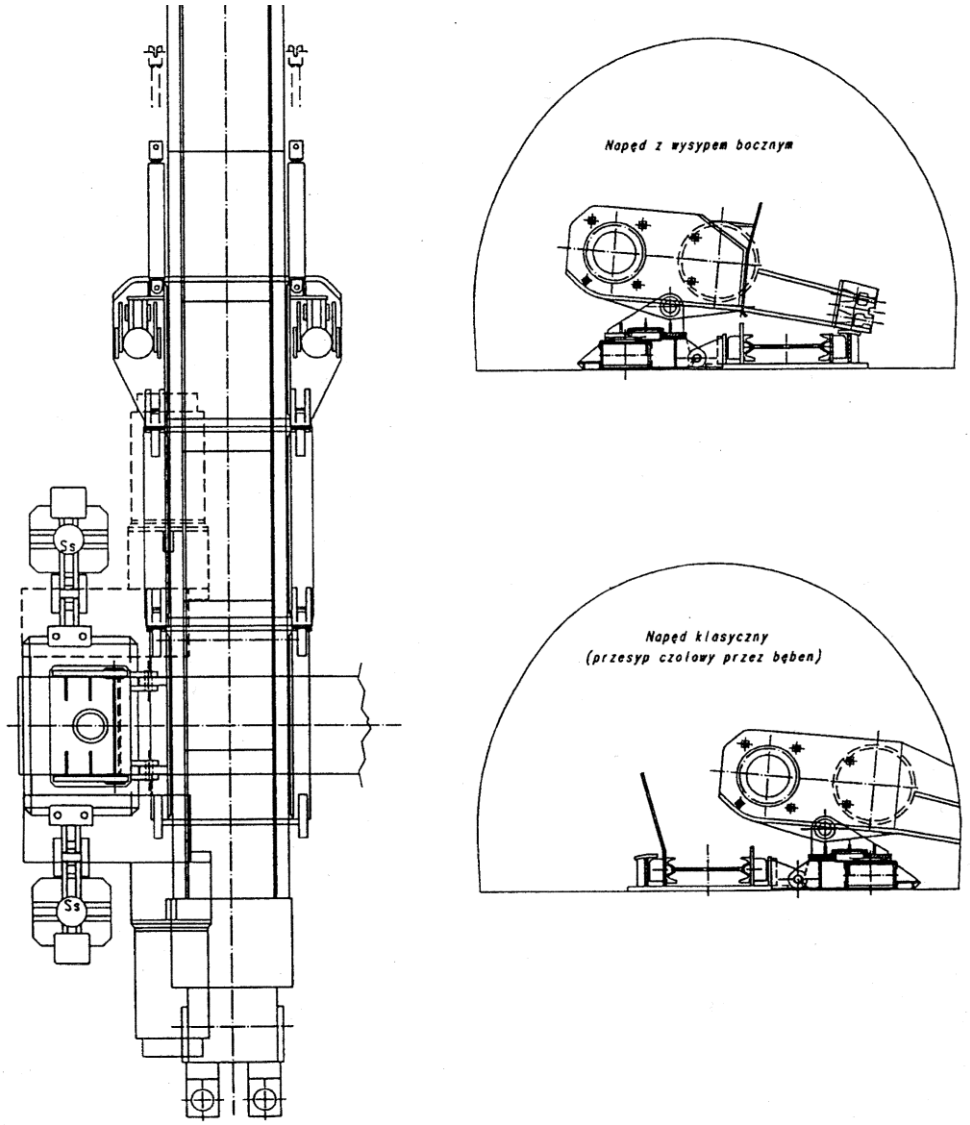
Rys.2.86. Gąsienicowy system przekładki przenośnika podścianowego [47]

Firma „SIGMA” oferuje również, aż w pięciu wersjach konstrukcyjnych, urządzenia przekładkowe, pod nazwą „Żaba” dla przenośników podścianowych z możliwością rozparcia rozpór o ociosy lub strop. Skok siłownika przekładkowego wynosi 3000 mm, zaś siła przesuwania 2 x 650 kN.

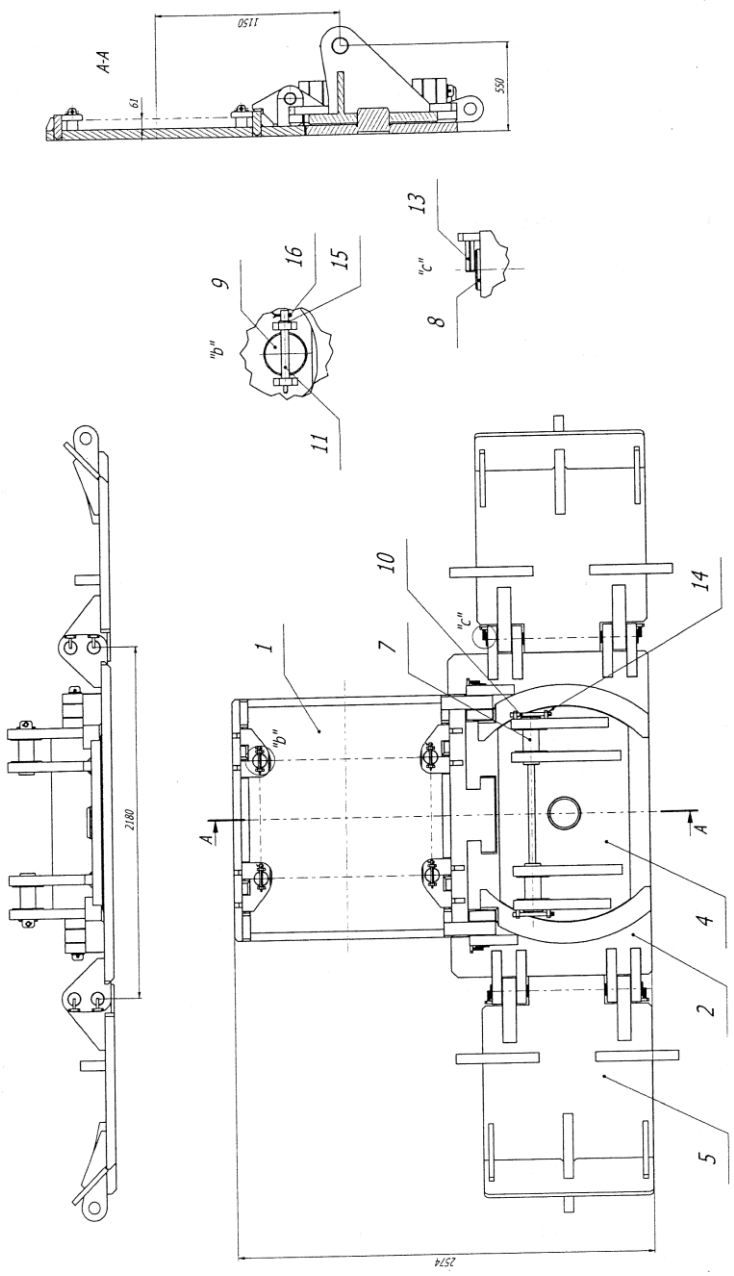


Rys.2.87. Belka podnapędowa z hydrauliczną regulacją wysokości [11]

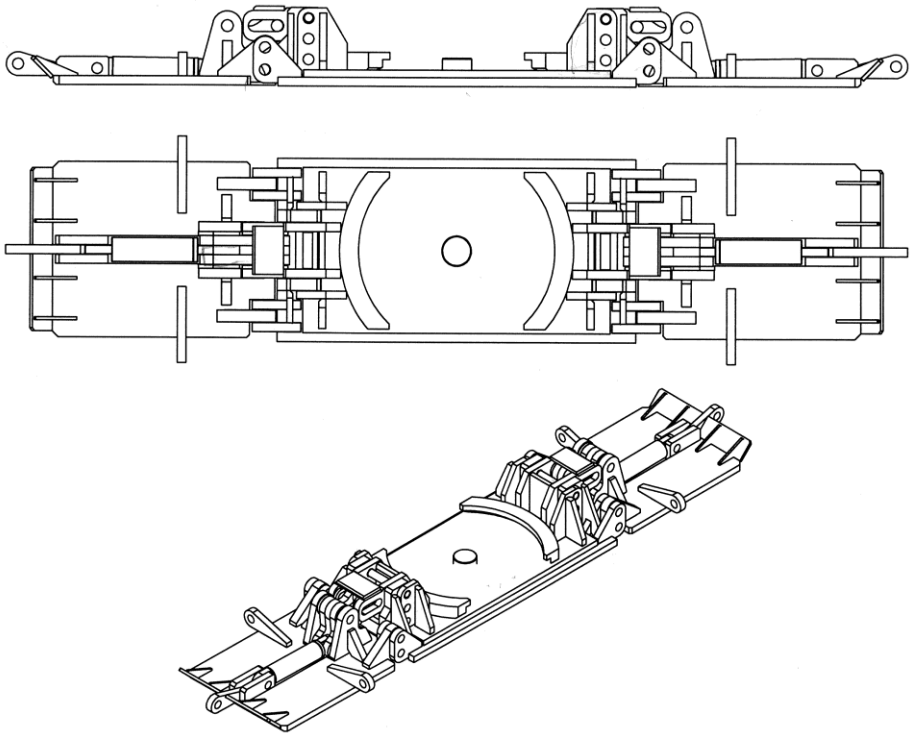
Na rysunku 2.86 przedstawiono interesujący system przekładki przenośnika podścianowego z napędem gąsienicowym firmy „DEILMANN-HANIEL" [47]. System ten zawierający stację zwrotną przenośnika taśmowego, stół przesypu i kruszarkę na przenośniku podścianowym umożliwia szybką przekładkę.



Rys.2.88. Uniwersalna belka podnapędowa RFM „RYFAMA" integrująca przenośnik ścianowy z podścianowym, umożliwiająca zmianę kąta odchylenia między nimi oraz zmianę wysokości posadowienia przenośnika ścianowego [60]



Rys.2.89. Niska belka napędu wysypowego z sekcją obrotową integrującą przenośnik ścianowy z podścianowym produkcji RFM „RYFAMA” [60];
1– *płyta łącząca przenośnik podścianowy z belką, 2- płyta obrotnicy, 4 – sekcja obrotowa, 5 – płyta przedłużająca belkę, 7 – sworzeń łączący płytę (1) z belką podnapędową, 8, 9 – sworznie, 10, 15 - zabezpieczenia sworzni, 16 – zawleczka*



Rys.2.90. Koncepcja belki napędu wysypowego przenośnika ścianowego o regulowanej wysokości z sekcją obrotową [60]

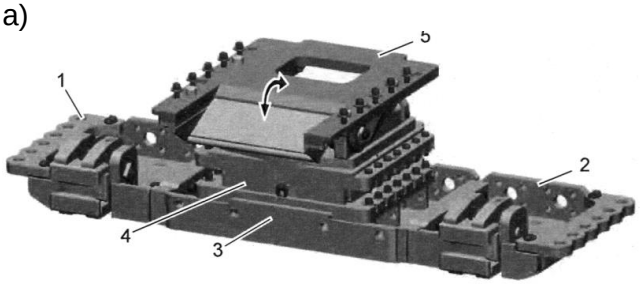
Dzięki usytuowaniu kruszarki na podwoziu gąsienicowym uzyskano zwiększenie sił przesuwających. Rynny przenośnika mogą być ze sobą łączone w sposób sztywny lub przegubowy.

Jeśli spąg w ścianie ma zmieniającą się wysokość względem spągu chodnika podścianowego, to celowym jest zastosowanie podbudowy o regulowanej w sposób ciągły wysokości. Na rysunkach 2.87, i 2.90 przedstawiono takie rozwiązania firmy „RYFAMA".

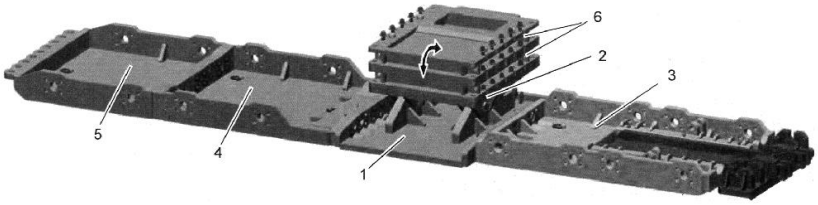
Jeśli ścianowy przenośnik zgrzebłowy jest zintegrowany z podścianowym, to każdej przekładce przenośnika ścianowego odpowiada identyczne przesunięcie przenośnika podścianowego wraz z kruszarką. Siły niezbędne do takiej przekładki są znacznie większe niż w przypadku niezależnej przekładki obu przenośników. Dotyczy to zwłaszcza sytuacji, gdy na przenośniku podścianowym znajduje się wyposażenie tzw. pociągu aparaturowego. Na rysunku 2.88 pokazano budowę uniwersalnej belki integrującej przenośnik podścianowy z przenośnikiem ścianowym z wysypem bocznym lub czołowym. Inne przykłady belek podnapędowych konstrukcji RFM „RYFAMA" pokazano na rysunkach 2.89 i 2.90.

Na rysunku 2.91a przedstawiona została belka pod napęd główny przenośnika strugowego GH-PF4/1032, zaś na rysunku 2.91b pod napęd pomocniczy. Belki te są elementami podnapędowymi pokazanymi na rysunkach 2.56 i 2.57.

a)



b)



Rys.2.91. Belki napędów struga ślizgowego GH1600-PF4/1032 [44]; *a – belka napędu wysypowego, 1, 2 – prawa i lewa płyta podstawy, 3 – środkowa płyta podstawy, 4 – segment, 5 – płyta przegubowa, b – belka napędu zwrotnego, 1, 2 – dolna i górna płyta przegubowa, 3, 4, 5 – płyty podstawy, 6 – segment*

Dobrym przykładem systemu przekładkowego jest stacja zwrotna przenośnika taśmowego w wykonaniu RFM „RYFAMA" (rys. 2.92 i tabela 2.10). Jest to urządzenie budowy modułowej ze ślizgowym podparciem taśmy w górnej gałęzi, umożliwiające jej poprzeczne poziomowanie, korygowanie położenia poprzecznego w chodniku, stabilizowanie rozporami między stropem a spągiem lub między ociosami, i najazd przenośnika podścianowego z mostem sztywnym lub elastycznym na stację zwrotną przenośnika taśmowego.

Na rysunku 2.92 przedstawiono przekrój przez człon zwrotny stacji najazdowej, sposób poziomowania, miejsce usytuowania siłowników przesuwających, jeden z wariantów budowy bębna zwrotnego, sposób połączenia członów itp.

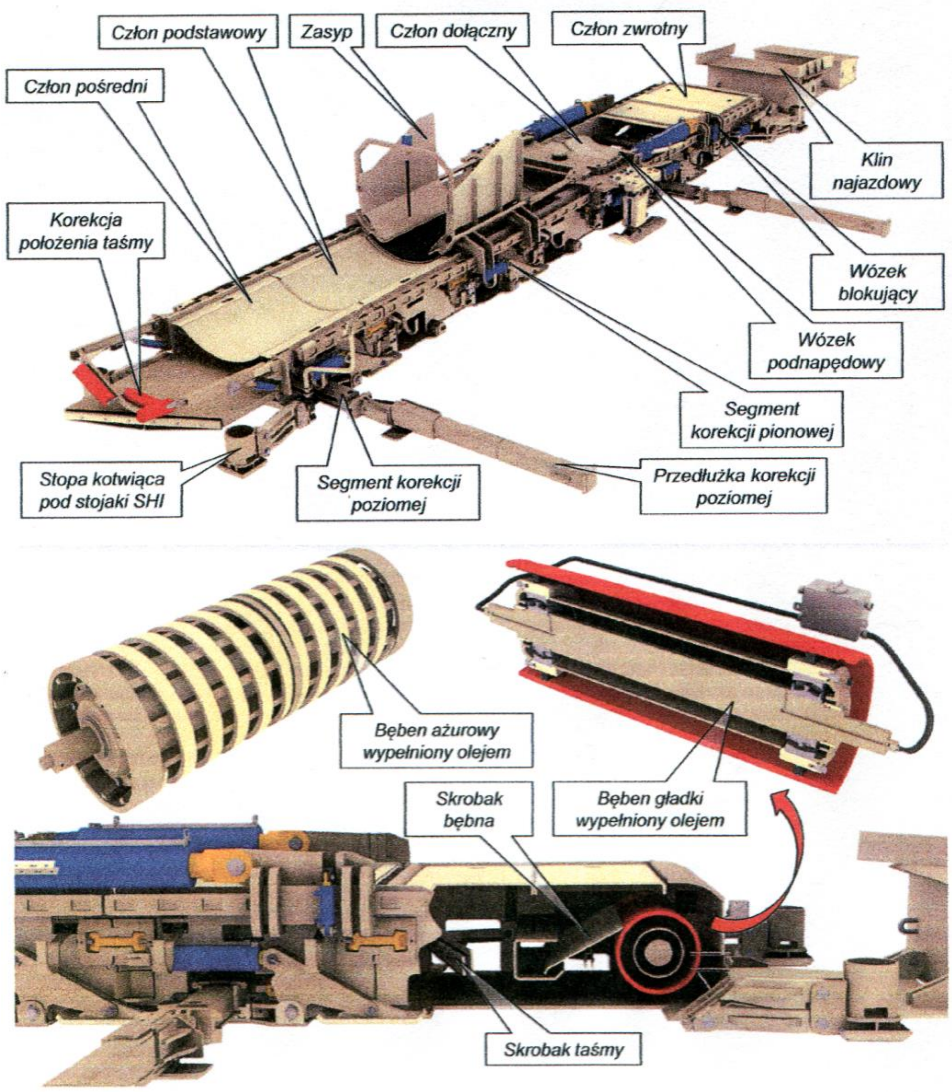
Na rysunku 2.93 pokazano zintegrowaną przekładkę przenośnika podścianowego oraz napędu wysypowego przenośnika ścianowego za pomocą kroczącej obudowy chodnikowej.

Parametry techniczne stacji zwrotnej najazdowej produkcji RFM „RYFAMA" [60]

Tabela 2.10

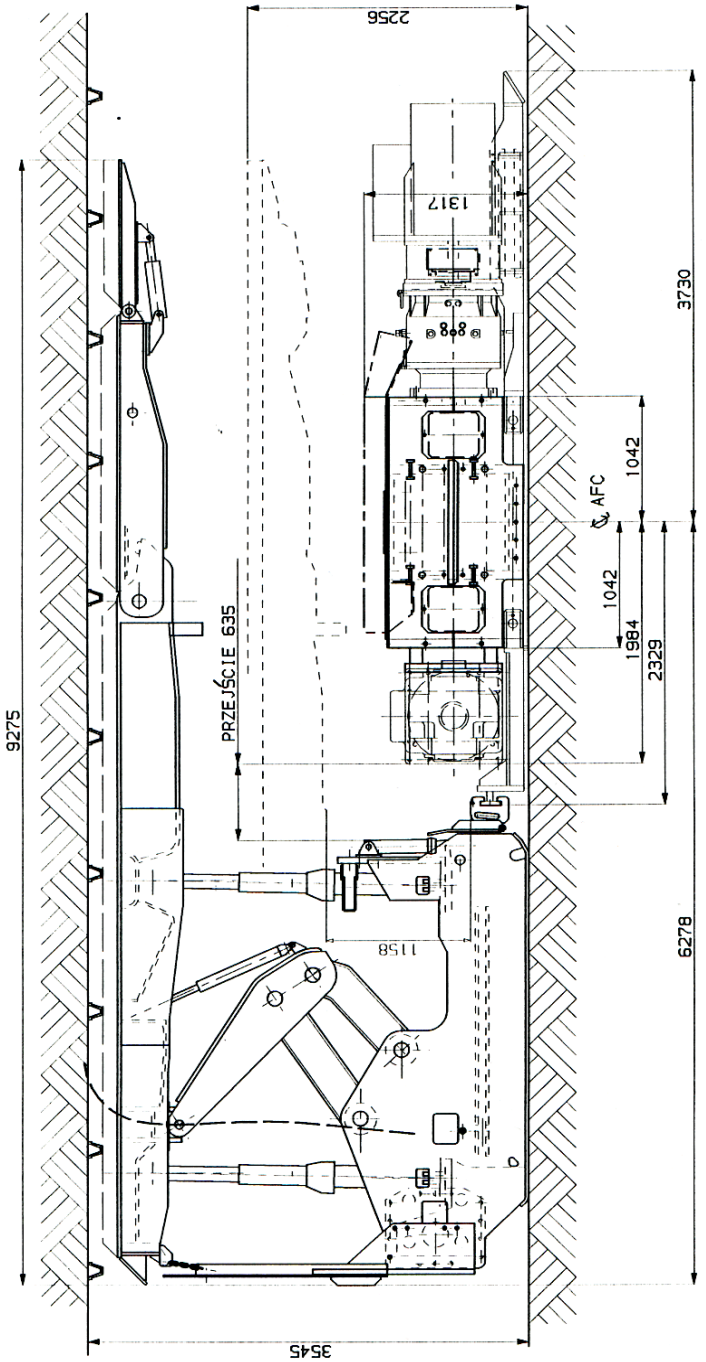
Długość zwrotni	6,0 – 51 m
Szerokość taśmy	800, 1000, 1200, 1400, 1800 mm
Dopuszczalne nachylenie podłużne chodnika	Do 16^0 (wznios) , do 14^0 (upad)
Max. siła przesuwania przenośnika sypiącego	2x1107,5 kN
Max. siła przesuwania zwrotni przenośnika taśmowego	2x615,5 kN
Wysokość członu zwrotni	670 – 1160 mm
Średnica bębna zwrotni	400 - 800 mm
Liczba stojaków kotwiących	2 – 8
Liczba siłowników przesuwających	2
Ciśnienie zasilania siłowników	32 MPa
Wytrzymałość złączy między członami zwrotni	2x300 kN
Długość członów	1500 mm, 3000 lub inna
Sposoby kotwienia zwrotni	– rozparcie o strop, – rozparcie na boki o ocios, – chodnika, – układ mieszany z rozparciem, – o strop i na boki.
Typy niecki profilującej członu zwrotni	– ślizgowy, – rolkowy, – mieszany, ślizgowo-rolkowy.
Przesyp z przenośnika sypiącego na zwrotnię	– z napędu wysypowego, – ze zwrotni biernej, – wysypowej.

Ciekawe rozwiązania podobnej stacji zwrotnej najazdowej przenośnika taśmowego oferuje firma „SIGMA", która w środkowej części każdego członu umieściła krążniki wystające nieznacznie ponad blachę ślizgową. Zmniejszają one opory ruchu i zużycie taśmy oraz blachy ślizgowej.



Rys.2.92. Ogólny widok stacji zwrotnej przenośnika taśmowego oraz przekrój przez człon zwrotny zwrotni taśmowej produkcji RFM „RYFAMA" [60]

Innym rozwiązaniem najazdowej stacji zwrotnej przenośnika taśmowego są konstrukcje mostowe spoczywające na czterech krótkich nogach o regulowanej wysokości, umożliwiające poziomowanie i dostosowanie ich wysokości do wysokości trasy przenośnika taśmowego. Mają one budowę członową ułatwiającą transport (człony są skręcanie śrubami) i są wyposażone w siłowniki przesuwające i urządzenia kotwiczące. Podparcie taśmy może być ślizgowe lub krążnikowe.



Rys.2.93. Obudowa chodnikowa firmy „GLINIK” w systemie zintegrowanej przekładki przenośnika podścianowego i napędu krzyżowego przenośnika ścianowego [51]

2.4. Współpraca przenośników zgrzebłowych z kruszarkami

W górnictwie węgla kamiennego stosuje się trzy rodzaje kruszarek współpracujących z przenośnikami zgrzebłowymi. Związane są one z miejscem ich pracy. Są nimi:

– kruszarka kombajnowa instalowana na końcu kombajnu od strony napędu zwrotnego przenośnika (jako kruszarka związana z kombajnem nie będzie ona tu opisywana) (rys. 2.26),
– stacjonarna kruszarka ścianowa instalowana na rynnie dołącznej lub kadłubie napędu wysypowego przenośnika taśmowego,
– kruszarka podścianowa instalowana na przenośniku podścianowym.

Kruszarki kombajnowe wykorzystuje się do likwidacji zatorów urobku, tworzących się przy kombajnie przez wielkie bryły urobku, które nie mogą przejść pod kombajnem. Kruszarki ścianowe mają za zadanie rozbijanie wielkich brył urobku, które zatrzymują się na rynnie dołącznej lub kadłubie napędu wysypowego. Kruszarki te powinny być tak zaprojektowane, aby umożliwiały bezzakłóceniowe urabianie kombajnem aż do chodnika podścianowego.

Pierwszym udanym wdrożeniem kruszarki ścianowej w Polsce było przystosowanie do tego celu kruszarki kombajnowej firmy „FAMUR". Dokonała tego RFM „RYFAMA" we współpracy z KWK „PIAST" (rys. 2.27). Kruszarka wyposażona jest w silnik elektryczny o mocy 85 kW mieszczący się w bębnie kruszącym wraz z przekładnią planetarną. Może ona być stosowana w pokładach o miąższości powyżej 2,7 m. Niewątpliwą zaletą kruszarki są małe gabaryty, zaś wadą niedostateczna moc i awaryjność.

Aby kombajn mógł wykonać cięcie aż do chodnika, kruszarka przy dochodzeniu do jej bębna kruszącego zostaje podniesiona przez siłownik hydrauliczny. Kruszarkę ustawia się tak, aby przechodzące pod nią bryły mogły swobodnie przechodzić na przenośnik podścianowy. Większe bryły urobku są rozdrabniane na mniejsze lub zbierana z nich zostaje górna warstwa. Największe bryły są rozbijane przez ruch wahadłowy bębna góra – dół. Daje to znaczący wzrost efektywnego czasu pracy ściany, a tym samym wzrost wydobycia. W KWK „PIAST" tym sposobem zwiększono średnie wydobycie dobowe z około 8,5 tys. t/d do ponad 10 tys. t/d., czyli o około 20%.

Następnym rozwiązaniem konstrukcyjnym była kruszarka KS-2 z napędem paskowym o mocy 132 kW. Ponieważ pierwsze wdrożenia

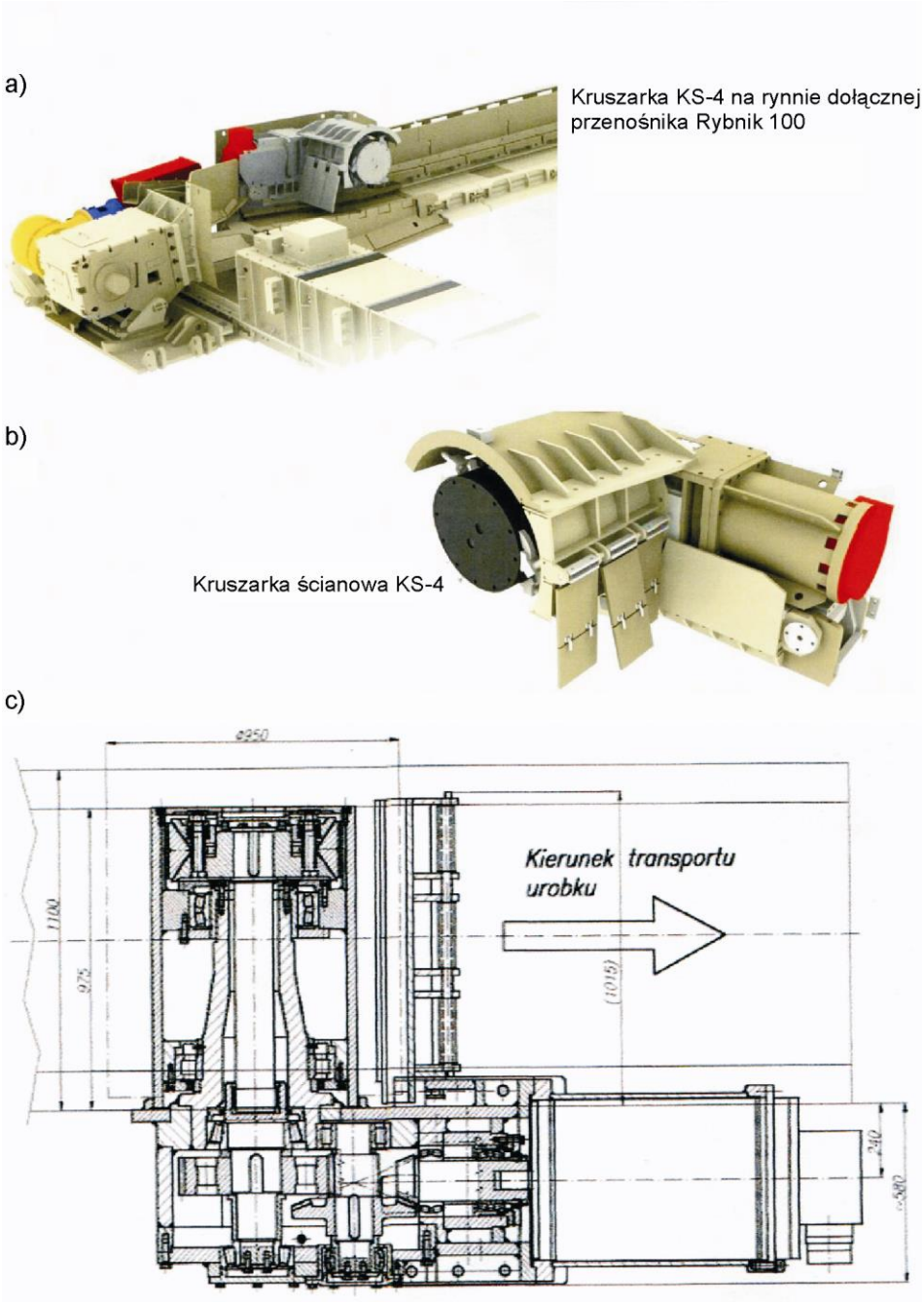
do ruchu tych urządzeń ujawniły ich niedostatki, podjęto decyzję o konstruowaniu dwóch dalszych kruszarek. Pierwsza z nich KS-3 z napędem paskowym została wyposażona w stożkowe sprzęgło przeciążeniowe, zaś druga z napędem zębatym KS-4, oprócz sprzęgła poślizgowego miała dodatkowe zabezpieczenie w postaci wałka skrętnego o momencie niszczącym większym niż moment sprzęgła poślizgowego. Przewidziano możliwość zainstalowania silników o mocy: 160, 200, 250 i 315 kW. Bardzo zadowalające rezultaty uzyskane z użytkowania tej kruszarki spowodowały, że zrezygnowano z produkcji kruszarek KS-3. Kruszarki te budowane są zarówno na ocios prawy, jak i lewy.

Na rysunku 2.94a, b pokazano w perspektywie kruszarkę KS-4 zamontowaną na rynnie dołącznej przenośnika Rybnik 1100, a na rysunku 2.94c przekrój przez oś bębna kruszącego i stożkowe sprzęgło przeciążeniowe.

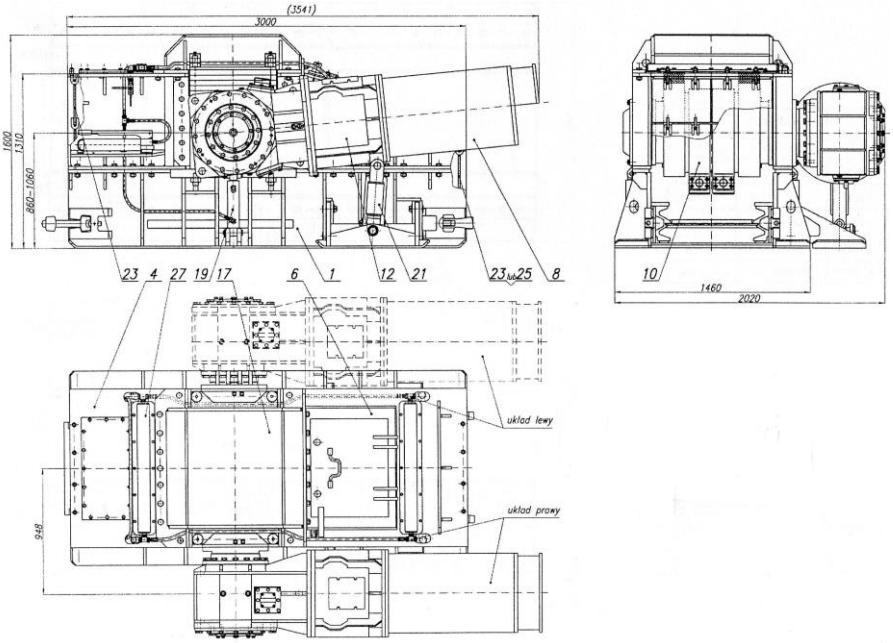
Kruszarki instalowane na podścianowym przenośniku zgrzebłowym są od kilkudziesięciu lat powszechnie stosowane w górnictwie węglowym. Wynika to z konieczności chronienia krążników przenośników taśmowych przed nadmiernymi obciążeniami dynamicznymi przy transporcie dużych brył urobku. Przykładowo dla taśm szerokości B = 1200 mm dopuszcza się bryły nie większe niż 400 mm, jeśli ich udział w urobku wynosi 20% i odpowiednio 350 mm przy udziale 50%. Drugim niemniej ważnym powodem jest zagrożenie jakie wywołują takie bryły w wyrobisku chodnikowym w przypadku ich wypadnięcia z przenośnika. Dotyczy to zwłaszcza chodników, w których jest ruch załogi, szczególnie przy większych nachyleniach podłużnych.

Kruszarki montowane na podścianowym przenośniku zgrzebłowym muszą mieć rynny z grubą blachą ślizgową. Dotyczy to zwykle jednej lub dwóch rynien normalnej długości albo jednej dłuższej. Potrzeba stosowania znacznie grubszych blach w rynnach pod kruszarką wynika z dużych sił dynamicznych działających na tę blachę podczas pracy kruszarki oraz ze zwiększonego jej ścierania się.

Na rysunku 2.95 przedstawiono dynamiczną kruszarkę kęsów Scorpion-1800 firmy RFM „RYFAMA”. Elementem łączącym wszystkie główne jej elementy i zespoły jest podstawa. Jest ona równocześnie fragmentem przenośnika podścianowego i dlatego ma różne wersje wykonania. Od strony wejścia urobku do kruszarki znajduje się część wlotowa, następnie zespół kruszący i część wylotowa. Kruszarka posiada zespół podnoszenia bębna wraz z jednostką napędową. Ponadto kruszarka wyposażona jest w osłony, układ zraszania i wspornik jednostki napędowej.

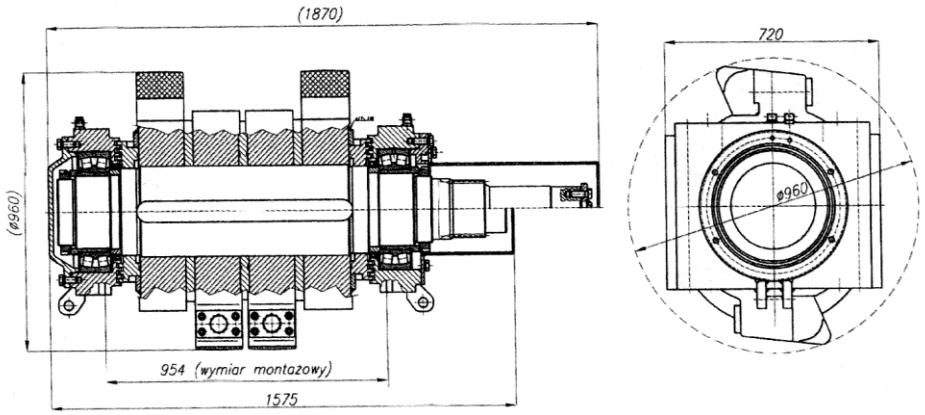


Rys.2.94. Kruszarka ścianowa KS-4 firmy RFM „RYFAMA” [60];
a, b - widok kruszarki i miejsce jej zabudowy na przenośniku ścianowym, c - przekrój przez oś bębna kruszącego kruszarki

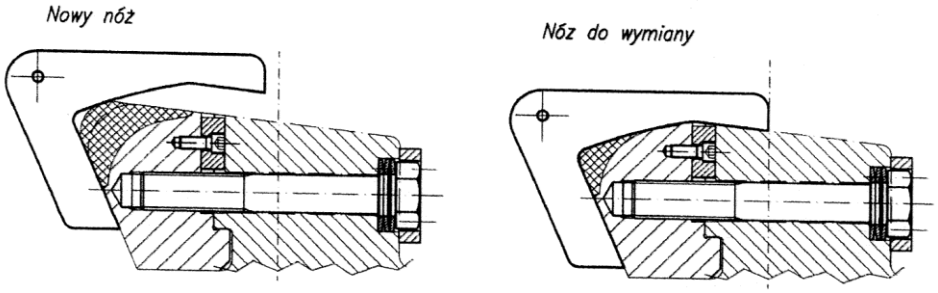


Rys.2.95. Dynamiczna kruszarka urobku Scorpion -1800 [60]; *1-podstawa, 4 – segment wlotowy, 6 – segment wylotowy, 8 – wyposażenie elektryczne, 10 – bęben, 12.- zespół napędowy, 17 – pokrywa, 19 – układ podnoszenia bębna, 21 – wspornik napędu, 23 - osłona, 27 – układ zraszania*

Podnoszenie zespołu bębna odbywa się za pomocą dwóch siłowników hydraulicznych znajdujących się po obydwu stronach kruszarki. Zasilanie siłowników może być z pompki ręcznej lub magistrali ciśnieniowej z emulsją. Kruszarki Scorpion budowane są w dwóch wersjach, tj. z napędem zębatym i paskowym.

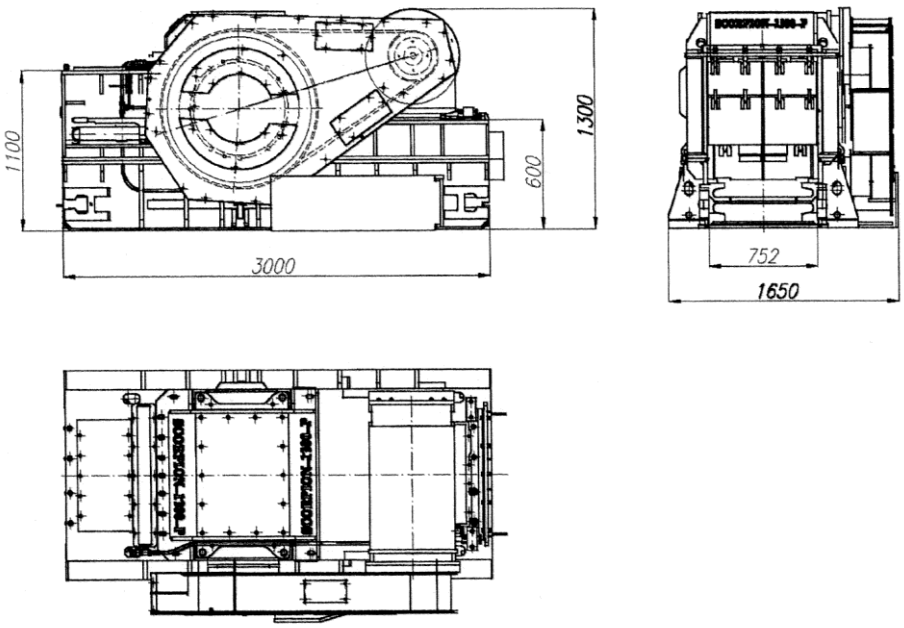


Rys.2.96. Zespół bębna kruszącego kruszarki Scorpion – 1800 [60]



Rys.2.97. Sposób mocowania i kontroli zużycia noży bijakowych w kruszarkach typu Scorpion [60]

Na rysunku 2.96 pokazany został zespół bębna kruszącego z czterema bijakami (do szerokich przenośników stosowanych jest 6 bijaków), zaś na rysunku 2.97 sposób mocowania i kontroli zużycia noży bijakowych.



Rys.2.98. Kruszarka z napędem paskowym Scorpion – 1300 produkcji RFM „RYFAMA” [60]

W kruszarce z napędem paskowym (rys. 2.98), jako zabezpieczenie przed przeciążeniem zastosowano stożkowe sprzęgło poślizgowe. W kruszarce z napędem zębatym rolę tę pełni sprzęgło hydrodynamiczne zainstalowane między silnikiem, a przekładnią.

2.5. Systemy zasilania, sterowania i monitoringu pracy kompleksów ścianowych

Kompleksy ścianowe mają systemy zasilania w:

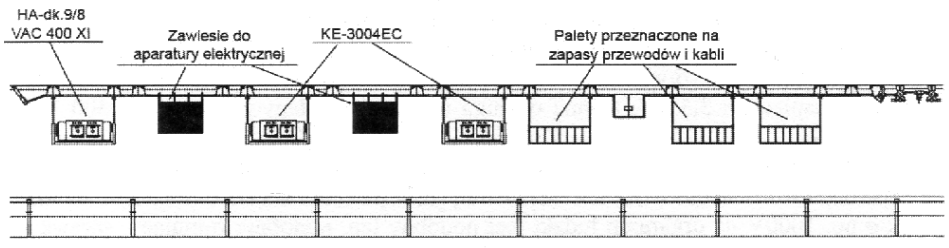
- energię elektryczną,
- wodę do schładzania napędów i zwalczania zapylenia,
- emulsję olejowo-wodną.

Podstawowe znaczenia dla kompleksów ścianowych stanowią systemy zasilania w energię elektryczną. W Polsce w wyrobiskach ścianowych i przyścianowych stosuje się do zasilania napędów maszyn, napięcia 1,0 kV i 3,3 kV. Były też próby zastosowania napięcia 6,0 kV, ale ich zaniechano. W USA stosowane jest powszechnie napięcie 3,3 i 4,16 kV, natomiast w Rosji popularne jest napięcie 1,16 kV.

Stosowanie coraz wyższych napięć spowodowane jest głównie przez:

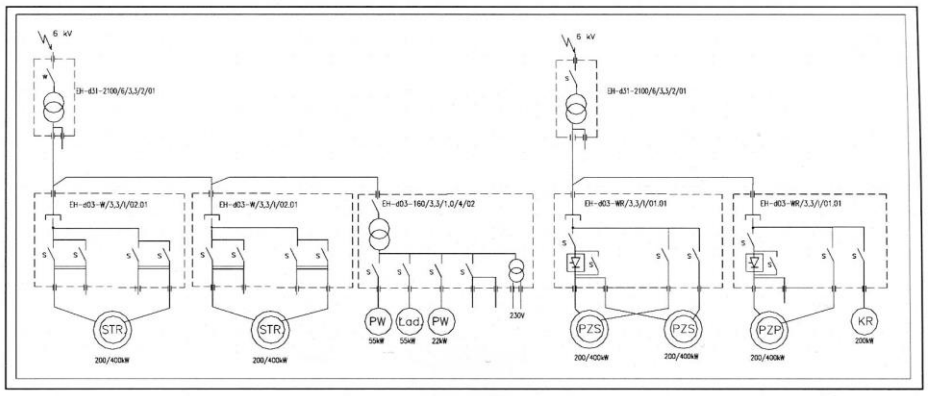
- wzrost mocy kombajnów i przenośników generujących wzrosty prądów, przekrojów kabli, wielkości aparatury elektrycznej i dużych spadków napięć, które bardzo zmniejszają moc silników, zwłaszcza podczas rozruchu [42],
- dążenie do ograniczenia uciążliwych przekładek transformatorów i aparatury łączeniowej.

Aparatura elektryczna maszyn i urządzeń znajdujących się w ścianie i w chodniku podścianowym musi być przemieszczana wraz z jej postępem. Może ona znajdować się na przenośniku podścianowym o odpowiednio do tego celu dostosowanej budowie, na szynowych platformach spągowych lub na platformach kolejki podwieszonej (rys. 2.99) w chodniku podścianowym.

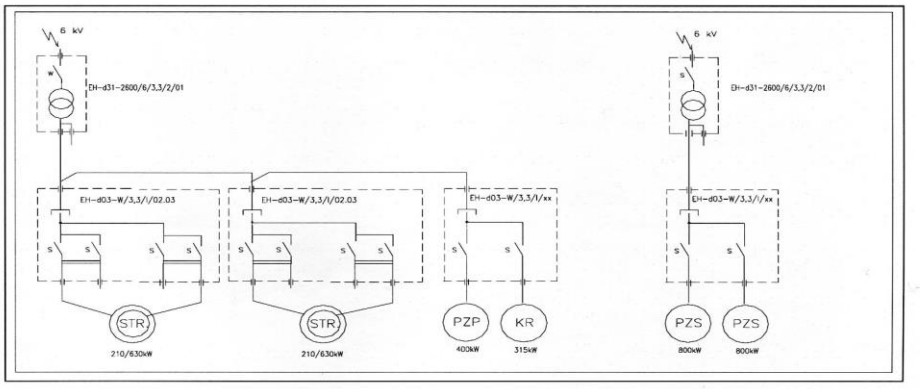


Rys.2.99. Aparatura łączeniowa w zestawie transportowym z samohamownym urządzeniem przesuwnym w ścianie 3 pokład 505 w KWK „Bobrek-Centrum”

Na rysunkach 2.100 i 2.101 zaprezentowano schematy ideowe układu zasilania kompleksów strugowych w KWK „Zofiówka” i KWK „Bogdanka” [14].



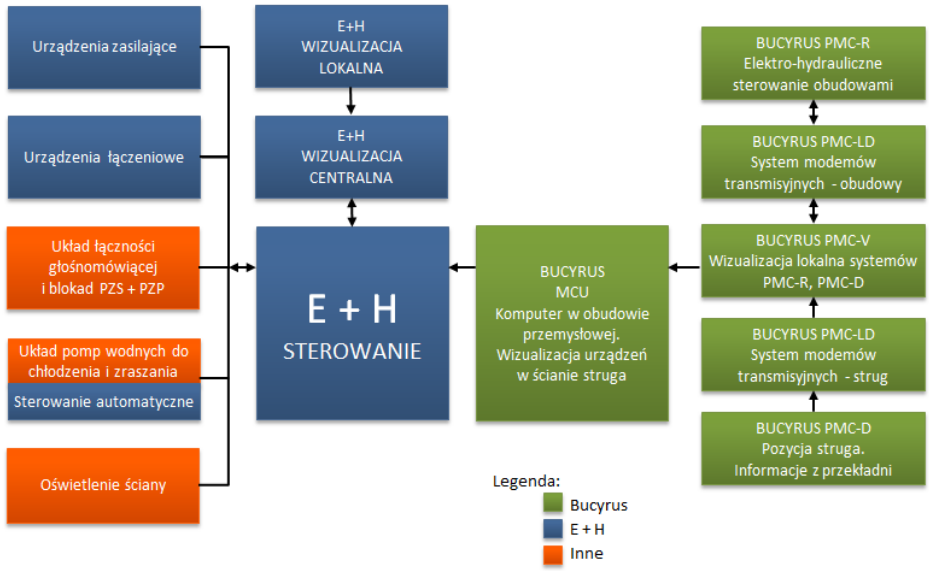
Rys.2.100. Schemat ideowy zasilania kompleksu strugowego w KWK „Zofiówka” [14]



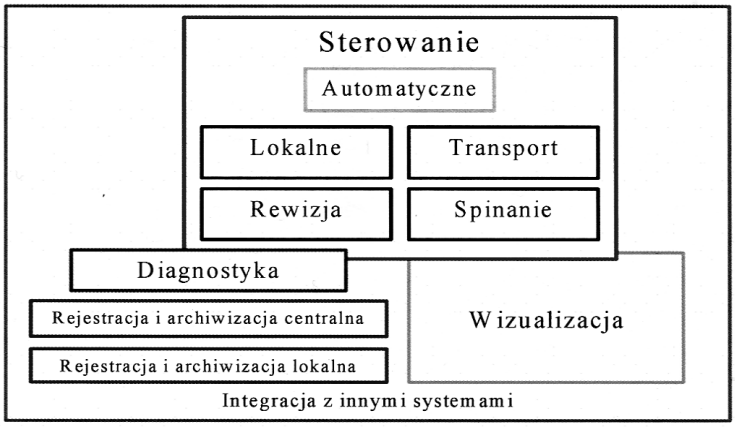
Rys.2.101. Schemat ideowy zasilania kompleksu strugowego w KWK „Bogdanka” [14]

System sterowania kompleksów strugowych składa się z wielu podsystemów strugowych odpowiedzialnych za poszczególne funkcje sterowniczo-wizualizacyjne kompleksu. Schemat blokowy systemów kompleksu strugowego przedstawiono na rysunku 2.102, zaś na rysunku 2.103 zadania realizowane przez ten system.

W nowoczesnych kompleksach strugowych i kombajnowych stosuje się niezawodne, elektrohydrauliczne sterowanie pracą sekcji obudowy zmechanizowanej PM-4 i PMC-R (rys. 2.104) [1, 3], które umożliwia automatyzację pracy kompleksu ścianowego [1].



Rys.2.102. Schemat blokowy systemów nowoczesnego, wysoko wydajnego kompleksu strugowego [32]

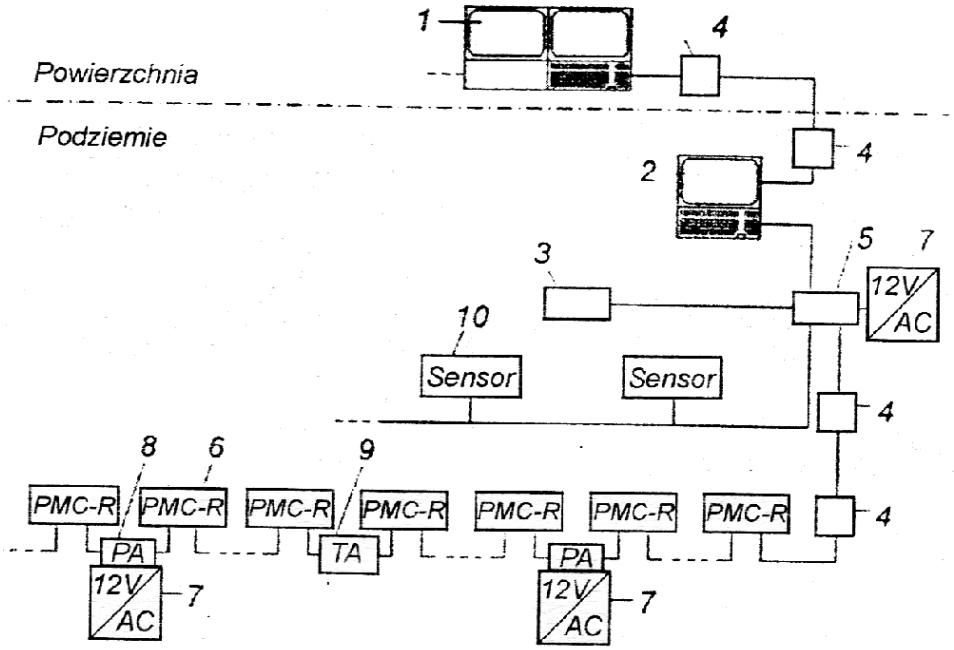


Rys.2.103. Funkcje pełnione przez system sterowania kompleksu strugowego [32]

Aktualnie pełną automatyzację pracy wyposażenia kompleksu ścianowego udało się wdrożyć firmie „BUCYRUS" tylko w nowoczesnych kompleksach strugowych (patrz pkt. 2.2.2.1).

Drogą dojścia do automatyzacji pracy kompleksów kombajnowych jest wprowadzenie monitoringu pracy poszczególnych maszyn i urządzeń kompleksu oraz wprowadzenie automatyzacji cząstkowej różnych procesów zachodzących w ścianie. Przykładem może tu być automa-

tyczne sterowanie prędkością posuwu kombajnu i powiązanie jej z prędkością ruchu cięgna łańcuchowego przenośnika ścianowego.



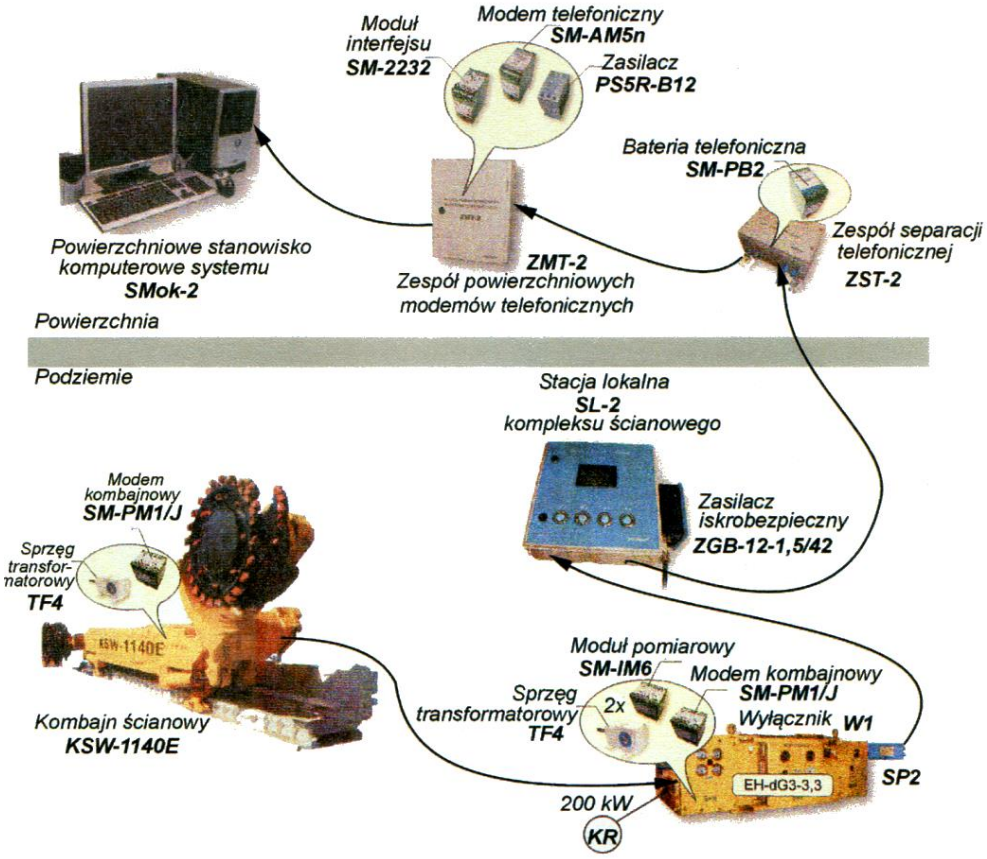
Rys.2.104. System sterowania sekcjami obudowy zmechanizowanej PMC- R firmy „BUCYRUS" [3]; *1, 2 – centralny komputer sterujący na powierzchni i pod ziemią, 3 – komputer dowolnie programowalny, 4 – elementy transmisji danych, 5 - serwer PMC-R, 6. – sterownik PMC-R w sekcji, 7 – zasilacz DNT, 8,9 – sprzęgnik zasilania, izolujący, 10 – czujnik pomiarowy*

W Polsce firma „SOMAR" opracowała system monitoringu kompleksu ścianowego SMoK-1 i jego nowszą wersję SMoK-2. Systemy te dzięki zainstalowanym czujnikom śledzą, archiwizują i wizualizują zmiany podstawowych parametrów pracy kombajnu, przenośnika ścianowego i podścianowego.

Dzięki takim systemom możliwe są [15]:

- wczesne przewidywanie, identyfikacja i zapobieganie stanów awaryjnych,
- diagnostyka stanu awaryjnego,
- optymalizacja pracy kombajnu i przenośników,
- optymalizacja procesów urabiania i odstawy urobku,
- pozycjonowanie kombajnu w ścianie,
- monitorowanie i sterowanie procesem urabiania,

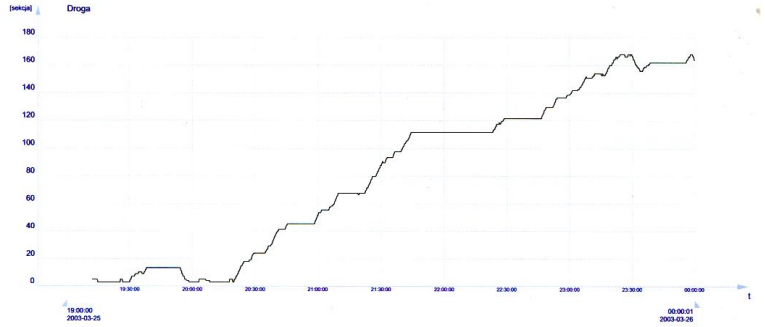
- archiwizowanie danych o przebiegu pracy maszyn,
- wizualizowanie graficzne pracy kompleksu,
- analiza statystyczna parametrów pracy wyposażenia kompleksu (np. czas pracy, liczba uruchomień, przekroczenia wartości dopuszczalnych, rozdział mocy itp.),
- poprawa bezpieczeństwa pracy,
- określenie najbardziej skutecznych kierunków działań dla poprawy efektywności pracy kompleksu.



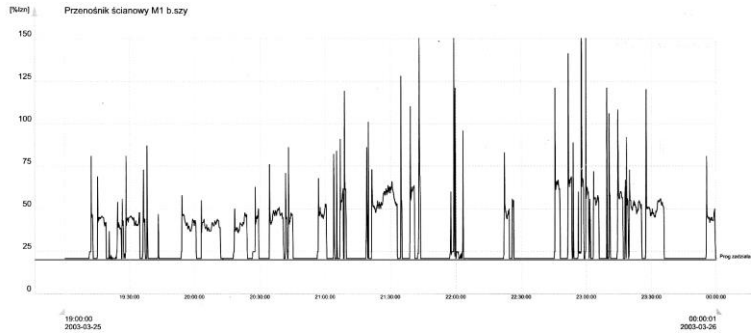
Rys.2.105. System SMoK-2 ograniczony do monitorowania kombajnu [1]

Transmisja danych odbywa się siecią światłowodową Ethernet. Na rysunku 2.105 zobrazowano działanie systemu SMoK-2 ograniczonego tylko do pracy kombajnu, a na rysunkach 2.106 - 2.108 pokazano w skondensowany sposób obraz pięciogodzinnej pracy przenośnika Rybnik 255/342/BP/WB napędzanego dwoma silnikami dwubiegowymi 105/315. Przenośnik pracował w ścianie 156 w pokładzie 315 w KWK „Silesia".

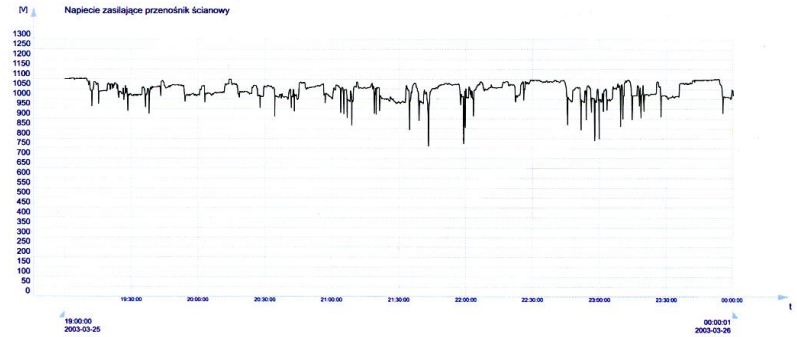
Pierwszy z rysunków obrazuje położenie (drogę) kombajnu, mierzoną liczbą sekcji obudowy, drugi względny pobór prądu biegu szybszego odniesiony do prądu znamionowego jednego z silników przenośnika ścianowego, zaś trzeci napięcie zasilania przenośnika, a zwłaszcza jego spadki w czasie rozruchu.



Rys.2.106. Droga (położenie kombajnu w ścianie) mierzona liczbą sekcji w okresie 5-cio godzinnym [78, 79]



Rys.2.107. Pobór prądu silnika 105/315 kW (bieg szybki) ścianowego przenośnika zgrzebłowego w okresie 5-cio godzinnym [78, 79]



Rys.2.108. Zmiany napięcia zasilania silnika 105/315 kW ścianowego przenośnika zgrzebłowego w okresie 5-cio godzinnym [78, 79]

Z rysunku 2.107 widać, jak często dokonywane są rozruchy przenośnika, i jak duże są prądy rozruchowe, a ponadto jak długie były przerwy w pracy przenośnika. Natomiast z rysunku 2.108 można odczytać, że podczas rozruchu przenośnika napięcie zasilania w tej ścianie może obniżyć się z 1100 V nawet do 750 V, co powoduje około dwukrotne zmniejszenie momentów rozruchowych silników. Z zapisów tych można wysnuć szereg innych wniosków, jeśli odpowiednio rozciągnie się oś czasu na zapisach.

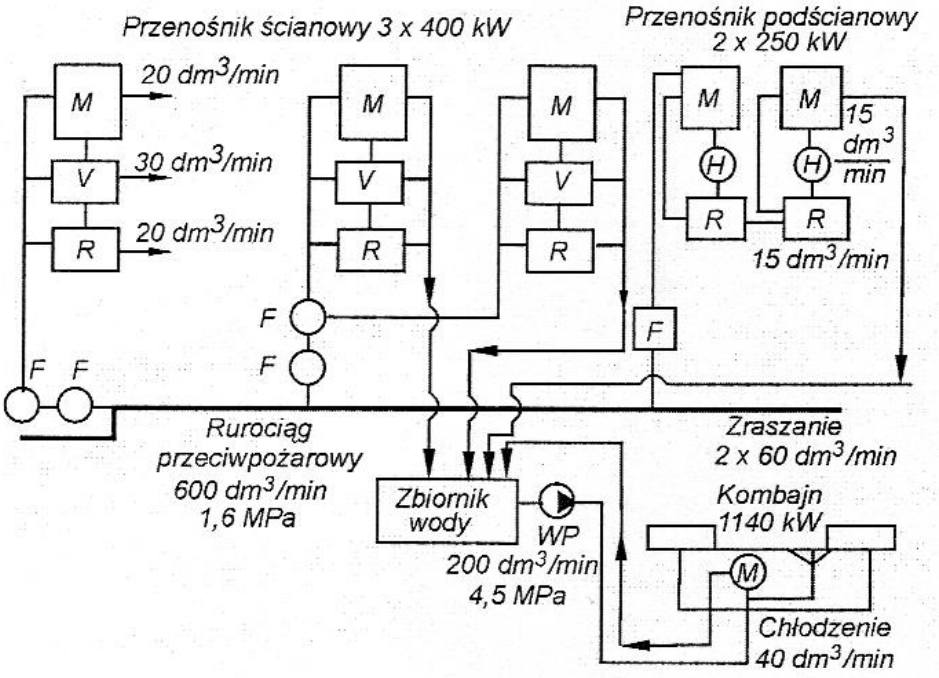
Do chłodzenia silników napędowych i przekładni w kombajnach, przenośnikach zgrzebłowych a nawet w kruszarkach stosuje się silniki elektryczne i przekładnie chłodzone wodą. Dzięki temu ich gabaryty są znacznie mniejsze. Dotyczy to zwłaszcza przekładni planetarnych, które przez duże zmniejszenie gabarytów mają znacznie mniejszą powierzchnię kontaktu z powietrzem. Bez chłodzenia wodnego ich temperatura przekraczałaby wartości dopuszczalne tak z uwagi na olej, elementy uszczelniające oraz łożyska.

Dodatkowym niekorzystnym czynnikiem jest możliwość zasypania jednostek napędowych miałem węglowym, co bardzo pogarsza warunki chłodzenia. Z tego powodu w takich krajach jak USA, Chiny, RPA, Australia i u innych czołowych producentów węgla stosuje się nad napędami specjalne, zdejmowalne płyty osłonowe.

Znacznych ilości wody chłodzącej wymagają też przepływowe sprzęgła hydrodynamiczne, stosowane w napędach ścianowych przenośników zgrzebłowych.

Bardzo duże ilości wody zużywa się do zwalczania zapylenia przy urabianiu, kruszeniu urobku oraz na przesypach przenośników. Ocenia się, że dla ścian węglowych, w których zainstalowana moc napędów wynosi ok. 2500 kW, zapotrzebowanie na wodę wynosi ok. 500 l/min. Wodę tę pobiera się z rurociągów przeciwpożarowych. W celu zmniejszenia zużycia wody stosuje się różne sposoby jej powtórnego wykorzystania. Za racjonalne uważa się wykorzystanie wody z układów chłodzenia silników, przekładni lub sprzęgieł przepływowych do zwalczania zapylenia.

Przy małym stopniu wykorzystania mocy napędów stosuje się szeregowe łączenie odbiorników wody, w kolejności: silnik – przekładnia – zraszanie. Zużycie wody można zmniejszyć również przez zastosowanie zbiorników wody podłączonych do magistrali spływowej. Takie rozwiązanie zastosowano np. w KWK „Ziemowit” (rys. 2.109).



Rys.2.109. Schemat instalacji wodnych w ścianie 903 w KWK „Ziemowit”; *M – silnik, R – reduktor, F – filtr, W P – pompa wodna, V, H – sprzęgło hydrodynamiczne przepływowe i ze stałym napełnieniem [1]*

2.6. Analiza możliwości poprawnej współpracy między elementami zamierzonej kompletacji kompleksu ścianowego

Planując wyposażenie kompleksu ścianowego przyszły jego użytkownik może decydować się na zakup wszystkich elementów kompleksu u jednego dostawcy, polegając na jego wiedzy i dawanych gwarancjach, dokonać wyboru całego wyposażenia we własnym zakresie lub we współpracy z producentami, albo dokonać doboru uzupełniającego jednego lub większej ilości elementów przyszłego kompleksu do już posiadanych (np. obudowy). Dobór elementów kompleksu ścianowego powinien być poprzedzony wszechstronną analizą. Duże znaczenie mogą tu mieć informacje pozyskane od dotychczasowych użytkowników tych maszyn i urządzeń, których zakup jest planowany, zwłaszcza, gdy sprzęt ten będzie pracował w podobnych warunkach górniczych.

Dotychczasowe własne lub pozyskane doświadczenia ruchowe i analizy są czynnikami ograniczającymi zakres niezbędnych analiz potrzebnych przyszłemu użytkownikowi tworzonego kompleksu.

Analizy te powinny być realizowane ze względu na:

- przydatność sprzętu do pracy w danych warunkach górniczo-geologicznych,
- dobór parametrów technicznych,
- konieczność zapewnienia niekolizyjności przestrzennej między elementami kompleksu,
- możliwości połączeń między elementami kompleksu,
- bezpieczeństwo pracy i wymagania przepisów górniczych,
- zasilanie (energia elektryczna, woda, emulsja olejowo-wodna itp.),
- funkcjonalność,
- wentylację i klimatyzację,
- możliwości naprawcze (zwłaszcza ruchowe) itp.

Przy doborze każdego elementu kompleksu ścianowego należy brać po uwagę nie tylko przydatność do pracy w konkretnych warunkach górniczych danej ściany, ale również wpływ zastosowanych w nim rozwiązań technicznych na współpracę z pozostałymi maszynami i urządzeniami. Wnioski z takiej analizy mogą być różnorodne i prowadzić do działań przystosowawczych w poszczególnych elementach kompleksu, bądź zastąpienia ich innymi, spełniającymi wymagania. Przykładowo, jeśli analiza współpracy obudowy zmechanizowanej z wysoko wydajnym przenośnikiem zgrzebłowym nie gwarantuje dobrego zabezpieczenia stropu, to sposobem rozwiązania tego problemu może być zmiana miejsca prowadzenia kombajnu z ostrogi na profil ociosowy rynny (zmniejszenie szerokości rynny do ok. 200 mm bez zmiany zdolności transportowej przenośnika) lub zastosowanie innej obudowy. Innymi przykładami mogą tu być konieczność zastosowania zjazdów bocznych przed napędami przenośnika lub przy eksploatacji pokładów o miąższości do 2,3 m zastosowanie kompleksu strugowego w miejsce planowanego kompleksu kombajnowego. Jeszcze innym przykładem może być wybieranie pokładu grubego systemem podbierkowym lub na dwie warstwy. Przykłady te pokazują, jak bardzo warunki górniczo-geologiczne mogą wpływać na współpracę pomiędzy elementami kompleksu ścianowego.

W celu zapewnienia dobrej współpracy kombajnu lub struga ze środkami odstawy urobku należy kierować się prostą i logiczną zasadą, że każdy element odstawy urobku musi bezzakłóceniowo odbierać i przekazywać go na kolejny. W praktyce ruchowej przenośnik ścianowy po-

winien mieć pełną zdolność przejmowania urobku ładowanego przez kombajn lub strug. Inaczej mówiąc wydajność przenośnika powinna być nie mniejsza niż wydajność maszyny urabiającej. Wyjątkiem od tej reguły jest jednokierunkowe urabianie kombajnem. W tym przypadku wydajność przenośnika może być pomniejszona o tę część urobku, która pozostaje do czyszczenia w ścieżce pokombajnowej przy ruchu w kierunku przeciwnym do kierunku urabiania.

Inaczej sytuacja przedstawia się w odniesieniu do przenośników podścianowych. Jako zasadę przyjmuje się tu, że szerokość przenośnika podścianowego powinna być większa od szerokości przenośnika ścianowego o około 100 do 300 mm, zaś prędkość cięgna łańcuchowego przenośnika podścianowego większa o około 15 do 30%. Uwagi te są słuszne, gdy przenośnik ścianowy w pełni wykorzystuje swoje zdolności transportowe.

Przy doborze parametrów przenośnika podścianowego [1, 3] można się też kierować zależnością

$$\frac{B_p \cdot v_p}{B_s \cdot v_s} = 1{,}5 \div 2 \tag{2.2}$$

gdzie:

B_s, B_p — szerokość rynien przenośnika ścianowego i podścianowego [m],

v_s, v_p — prędkość cięgna łańcuchowego w przenośniku ścianowym i podścianowym [m/s].

Konieczność przyjmowania większych wydajności obliczeniowych przenośników podścianowych niż współpracujących z nimi przenośników ścianowych wynika z:

- ograniczonych zdolności przejmowania urobku przez przenośnik podścianowy, zwłaszcza przy wysypie czołowym przenośnika ścianowego (zmiana kierunku ruchu i przyspieszanie ruchu urobku od 0 do v_p powoduje spiętrzanie urobku i zabieranie go do dolnej gałęzi przenośnika ścianowego),
- instalowania na przenośniku podścianowym kruszarek urobku, które gorzej pracują przy zbyt wysokich warstwach urobku (mniej skuteczne i bardziej energochłonne kruszenie, zwiększone pylenie).

Każdy następny przenośnik odbierający w szeregowym systemie odstawy urobku powinien mieć wydajność nie mniejszą niż przenośnik przekazujący urobek.

Inaczej dobór parametrów przenośników zgrzebłowych przedstawia się w ścianach podbierkowych. Czynnikiem podstawowym jest tu nie tylko wydajność załadunku na przenośnik ścianowy, ale również grubość warstwy nadstropowej i stopień pozyskania węgla z tej warstwy z ewentualnymi jego zanieczyszczeniami, oraz rodzaj przyjętego systemu podbierkowego i technologia prac wybierkowych.

Parametry przenośnika podścianowego w systemie podbierkowym z dwoma przenośnikami ścianowymi muszą być dobrane odpowiednio do wydajności przenośników ścianowych.

Do wybierania pokładów cienkich systemem kombajnowym należy inaczej dobierać parametry przenośnika ścianowego niż w pokładach średnich i grubych.

Głównymi problemami ograniczającymi wydajność kompleksów kombajnowych pracujących w pokładach cienkich są:

- rosnące utrudnienia w załadunku urobku na przenośnik zgrzebłowy przez organy urabiające wraz ze zmniejszającą się wysokością ściany i małymi powierzchniami przekroju na przejściu urobku pod kombajnem lub jego portalem,
- czynniki ergonomiczne (kombajnista i obsługa sekcji obudowy nie nadążają za kombajnem).

Pierwszy z wymienionych czynników można do pewnego stopnia poprawić przez zastosowanie rynien o mniejszej wysokości zwiększonej szerokości, a także większej prędkości ruchu cięgna łańcuchowego. Małe prześwity nie eliminują jednak ograniczeń wynikających z blokad ruchu urobku spowodowanych większymi bryłami węgla. Drugi z czynników można zlikwidować przez automatyzację pracy ściany.

Po wyborze maszyn i urządzeń kompleksu ścianowego należy sprawdzić, czy będą one gwarantować bezkolizyjną współpracę na całej jego trasie (z uwzględnieniem jej krzywoliniowości w płaszczyźnie pionowej i poziomej) i w obrębie napędów (zjazdy boczne). Trzeba też pamiętać o sprawdzeniu wielkości podcięcia spągu przez organy urabiające i czy organy te mają dostateczne możliwości wychodzenia za ociosy przyścianowe obu chodników. Należy szczególnie zwracać uwagę na to, by organy kombajnu nie miały kolizji z ostrogami przy zawrębianiu kombajnu, ramiona kombajnu nie miały kolizji z kadłubami napędowymi, belkami podnapędowymi itp. Nie należy też zapominać o możliwości kolizji z kruszarką ścianową, obudową zmechanizowaną a także czy są

możliwości dokonywania korekt w przypadku zauważenia nieprawidłowości w funkcjonowaniu kompleksu takich jak np. wychodzenie przenośnika ponad spąg, spełzanie itp. Warto też sprawdzić możliwości dogodnej wymiany zużytych lub uszkodzonych elementów i zespołów poszczególnych maszyn kompleksu w warunkach ruchowych, zwłaszcza w ścianach niskich, gdzie takie prace są bardzo utrudnione i czasochłonne.

W wyniku przeprowadzonych analiz wprowadza się różnego rodzaju korekty w elementach kompleksu ścianowego, takie jak: zjazdy boczne na rynnach przynapędowych, pośredniczące elementy przyłączeniowe, zmiany w rozstawie i wysokości nóg kombajnowych i wiele innych działań umożliwiających poprawną pracę kompleksu.

2.7. Podścianowe przenośniki zgrzebłowe

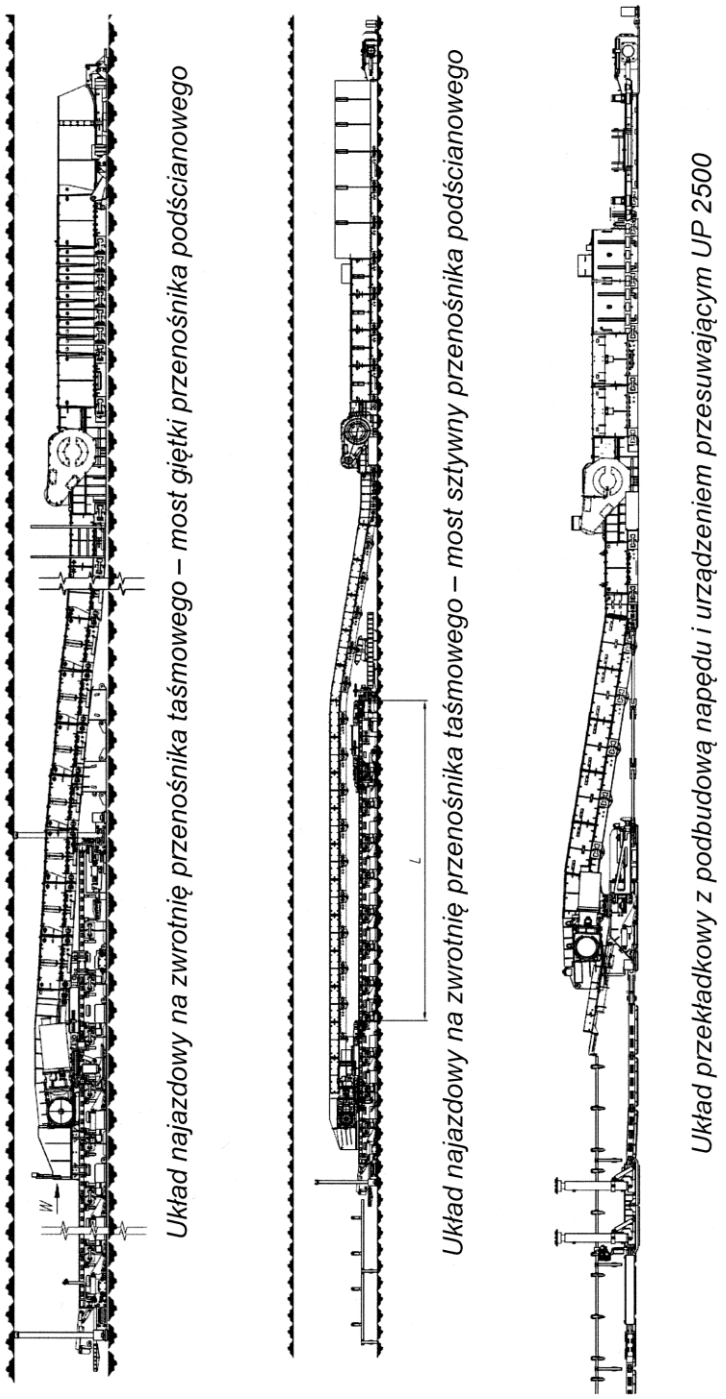
Podstawowym zadaniem podścianowych przenośników zgrzebłowych jest przejęcie urobku z przenośnika ścianowego i przekazanie go na dalsze środki odstawy, którymi są zwykle przenośniki taśmowe. Przy odbieraniu urobku z przenośnika ścianowego, zwłaszcza z wysypem czołowym ma miejsce częściowe wyrównywanie przekroju strugi urobku. W większym stopniu wyrównywanie to ma miejsce na dalszej drodze urobku, tj. przy przejściu przez kruszarkę dynamiczną, zainstalowaną między rynnami przenośnika podścianowego w jego części naspągowej.

Przenośniki podścianowe zawsze w jakiś sposób powiązane są z zastosowanymi systemami przekładkowymi zespołów maszyn i urządzeń znajdującymi się na drodze odstawy urobku ze ściany na przenośnik taśmowy. Przykłady takich powiązań pokazano w rozdziale 2.3.2. W niektórych zastosowaniach przenośniki podścianowe są miejscem posadowienia wyposażenia elektrycznego związanego z pracą kompleksu ścianowego.

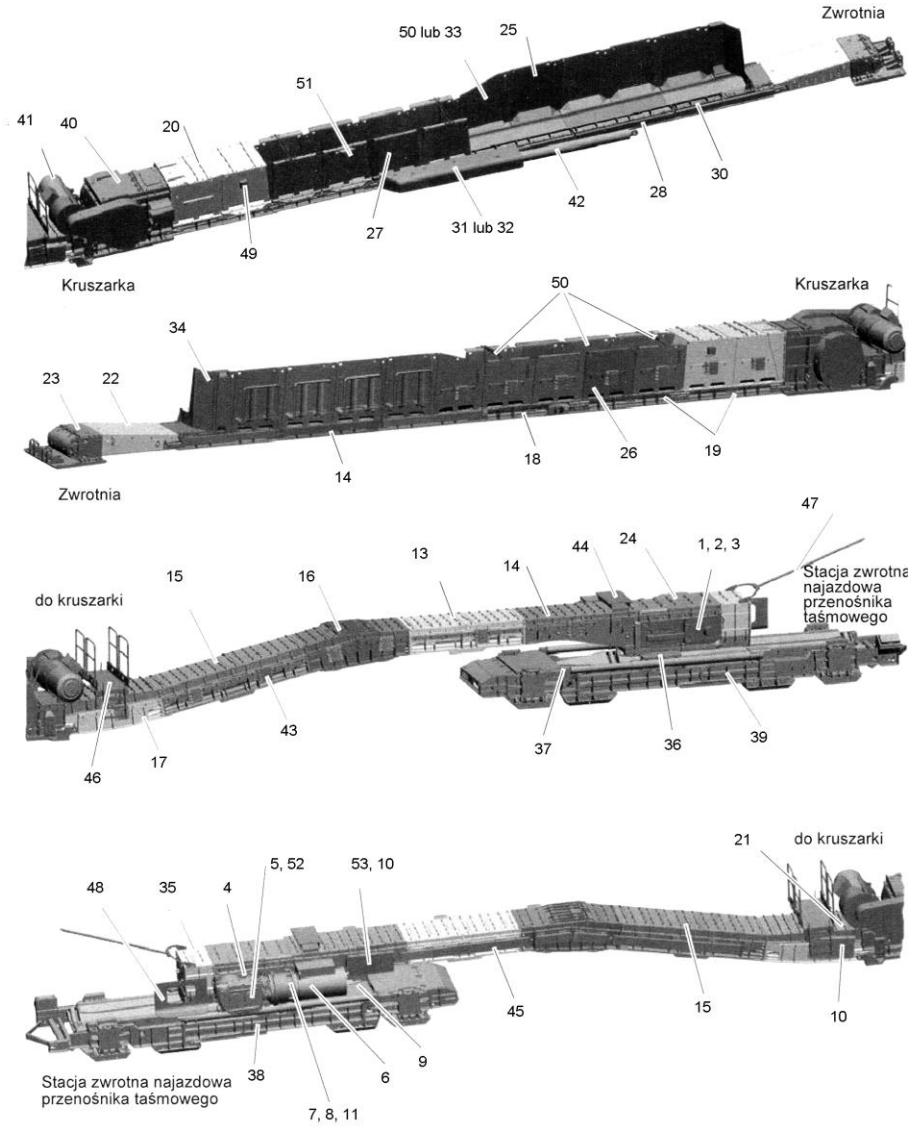
W takim przypadku konstrukcja nadspągowa przenośnika podścianowego musi być sztywna (konstrukcja mostowa) i o dużej wytrzymałości, zdolnej przenieść nie tylko obciążenia związane z ciężarem aparatury elektrycznej, ale również związane ze zwiększonymi z tego powodu siłami przekładkowymi.

Ze względu na współpracę ze stacją zwrotną przenośnika taśmowego, przenośniki podścianowe dzielą się na (rys. 2.110):

- najazdowe,
- nie najazdowe.



Rys.2.110. Przykłady budowy najazdowych i nienajazdowych podścianowych przenośników zgrzebłowych firmy „RYFAMA” [60]



Rys.2.111. Budowa przenośnika podścianowego ST PF4/1132 nie zintegrowanego z przenośnikiem ścianowym firmy „BUCYRUS” wraz z urządzeniami współpracującymi (przenośnik pokazany z dwóch stron) [44]; *1– kadłub napędowy SPR 3-1100 z napinaniem cięgna, 2 – kątownik mocowania konsoli, 3 – sterownik i przewody do SPR-3, 4 – przekładniowa płyta przyłączeniowa, 5 – przekładnia KP-25/30; i= 21, 6 – obudowa sprzęgła, 7 – urządzenie napinające, 8 – przewody napinaka łańcucha, 9 – silnik trójfazowy 400 kW/3300V, 10 – układ chłodzenia, 11- pokrywa, 12 – rynna dołączna, 13 – rynna SL PF4/1132-3000, 14 – rynna SL PF4/1132-3000-MT,*

15 - rynna SL PF4/1132-3890, 16 – rynna siodłowa SL PF4/1132 (12^0), 17 – rynna muldowa (12^0), 18, 19 - rynny SL PF4/1132-3000- MT, 20, 21 – prowadnice kabli do wlotu i wylotu kruszarki, 22 – pokrywa stacji zwrotnej, 23 – stacja zwrotna, 24 – pokrywa kadłuba napędu, 25 – osłona boczna, 26, 27 - osłona boczna prawa i lewa, 28 – prowadnica kabli, 29 – osłona przejścia, 30 - prowadnica kabli, 31, 32 – pokrywy siłownika, 33 – osłona przejścia, 34 – osłona boczna z pokrywą, 35 – skrzynia wysypowa przesypu, 36 – płyta główna z czopem obrotowym, 37 – stacja zwrotna najazdowa przenośnika taśmowego SMB1200-3000, 38, 39 – prowadnice el. hydrauliki - prawa i lewa 40 – kruszarka SK1111, 41 – silnik 315 kW/3300V, 42 – siłownik urządzenia przekładkowego napędu głównego o skoku 3000 mm, 43 – uchwyt kablowy, 44 – kanał kablowy, 45 – belki odbojowe rynien, 46 – kładka, 47 - łącznik przesuw. do SPR-3, 48 – wspornik do tablicy el. 49 – linka wyłącznika awaryjnego, 50 – konsola na wyłącznik awaryjny i głośniki, 51 – urządzenie do wyłącznika awaryjnego, 52 – naciągacz i ściągacz, 53 – armatura przyłączeniowa R/3/4"

Przenośniki najazdowe dzielą się na przenośniki:

- z mostem sztywnym,
- z mostem giętkim (elastycznym).

Pierwsze z wymienionych przenośników mają bardzo wytrzymałą swoją część nadspągową zbudowaną z sztywno ze sobą połączonych rynien wraz z zastawkami (zwykle od góry zamkniętymi) tworzącymi razem z napędem konstrukcję mostową, która po każdym skrawie kombajnu najeżdża na końcówkę przenośnika taśmowego na odległość równą zabiorowi kombajnu. W przenośnikach tych w części nadspągowej instaluje się zwykle dwie rynny krzywoliniowe w płaszczyźnie pionowej. Pierwsza jest na początku części wznoszącej (rynna muldowa), a druga na jej końcu (rynna siodłowa) (rys. 2.111). Dzięki łukowemu prowadzeniu cięgna łańcuchowego w tych rynnach uzyskuje się większą ich trwałość oraz cichszą pracę przenośnika.

W przenośnikach z mostem elastycznym człony trasy mają możliwość odchylania się o niewielkie kąty i aby uniknąć zbyt dużych zakrzywień trasy w płaszczyźnie pionowej wymagają na części wznoszącej 1 do 3 podpór najazdowych połączonych przegubowo między sobą i ze stacją zwrotną przenośnika taśmowego.

Długość najazdu przenośników podścianowych z mostem sztywnym, w zależności od konstrukcji zwrotni przenośnika taśmowego wynosi od 3 do kilkunastu metrów, zaś z mostem giętkim, nawet do 20 m. W przenośnikach z mostem sztywnym czynnikami ograniczającymi wielkość najazdu są: pofałdowanie spągu chodnika, ciężar i koszt konstruk-

cji mostowej progresywnie rosnącej z długością najazdu. Ograniczeniem wielkości najazdu w przenośnikach z mostem giętkim są: zużycie taśmy na blachach ślizgowych stacji zwrotnej przenośnika taśmowego, zwiększone opory ruchu taśmy oraz rosnący koszt tej stacji ze wzrostem jej długości.

Przenośniki podścianowe nienajazdowe mają trochę inną budowę (rys. 2.110). Napędy tych przenośników są posadowione na krótkiej podbudowie, w której zamontowany jest bęben zwrotny przenośnika taśmowego. Bęben ten podobnie jak w najazdowych stacjach zwrotnych ma możliwość regulacji swojego położenia tak, aby po przekładce taśma była dobrze prowadzona i nie zbiegała na boki. Taka konstrukcja przenośnika podścianowego znamienna jest tym, że odcinek od napędu do kruszarki jest maksymalnie skrócony. Odcinek od zwrotni do kruszarki jest wydłużony, gdy przenośnik podścianowy nie jest zintegrowany z przenośnikiem ścianowym, ponieważ na tym odcinku przenośnik podścianowy przejmuje urobek z przenośnika ścianowego, który z każdym zabiorem zmienia swoje położenie względem podścianowego. Jeśli oba przenośniki są ze sobą połączone to również i ten odcinek przenośnika podścianowego jest krótki i krótki jest cały przenośnik. W takim przypadku urządzenie przekładkowe musi dysponować znacznie większą siłą przekładkową.

Po wyczerpaniu możliwości najazdowych przenośnika podścianowego na stacji zwrotnej przenośnika taśmowego lub wyczerpaniu możliwości przesuwania przenośnika ścianowego względem podścianowego, konieczne jest dokonanie przekładki stacji zwrotnej przenośnika taśmowego i ustalenie nowego położenia bębna napinającego w pętlicowym zasobniku taśmy lub skrócenie taśmy gdy bęben ten osiągnął już położenie bliskie skrajnemu, albo dokonanie przekładki całego kompleksu ścianowego gdy przenośnik jest nienajazdowy.

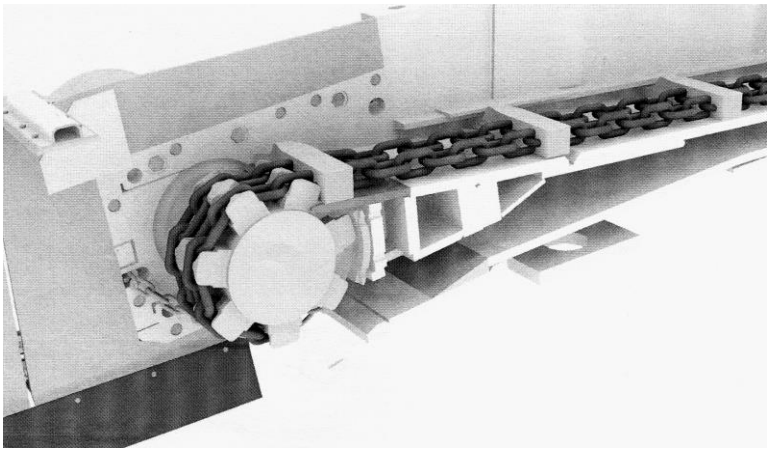
Wielkości niezbędnych sił przekładkowych jakimi powinny dysponować urządzenia przekładkowe są bardzo zróżnicowane i w zależności od masy urządzeń przekładanych, masy urobku przed napędem przenośnika ścianowego, współdziałania w przekładce siłowników przekładkowych obudowy zmechanizowanej na końcu ściany, jak również na skutek zahaczeń o wytrzymałe skały spągowe lub przysysanie do miękkiego i wilgotnego spągu podstawy kruszarki lub konstrukcji na których spoczywa napęd, wynoszą od 500 do 2500 kN.

Każdy system przekładkowy oprócz zapewnienia dostatecznych sił musi gwarantować pełne bezpieczeństwo prowadzenia prac przekładkowych oraz możliwie krótki czas ich trwania, najlepiej bez przerywania pracy ściany.

Wydajność obliczeniowa przenośników podścianowych powinna być większa od wydajności obliczeniowej przenośnika ścianowego. Wyjaśnienie tej zasady przedstawiono w rozdziale 2.6, zaś powiązanie między podstawowymi parametrami obu przenośników obrazuje zależność (2.2).

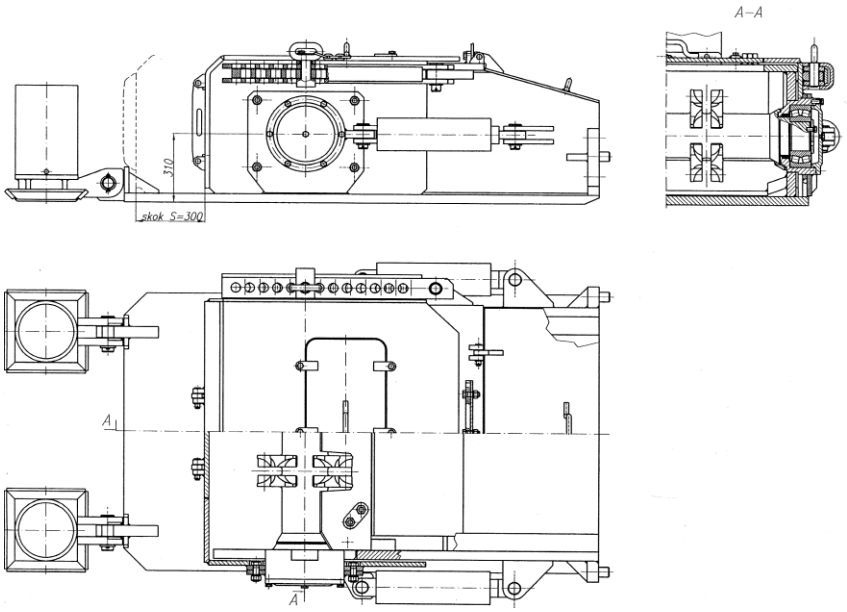
Przenośniki podścianowe wyposaża się w jedną lub dwie równoległe jednostki napędowe. Kadłub napędu ma budowę odwróconą czyli taką, w której gałąź górna cięgna łańcuchowego w kadłubie napędu i w rynnie dołącznej ma przebieg prostoliniowy zaś gałąź dolna ma w tym obszarze zakrzywienie (rys. 2.112).

Dzięki takiej budowie trwałość kadłuba i rynny dołącznej są zwiększone, a opory ruchu zmniejszone.

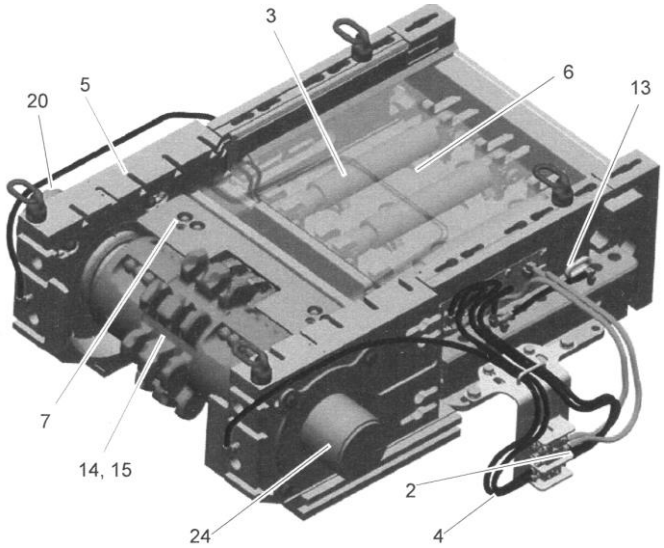


Rys.2.112. Konstrukcja napędów odwróconych w przenośnikach zgrzebłowych w wykonaniu RFM „RYFAMA” [60]

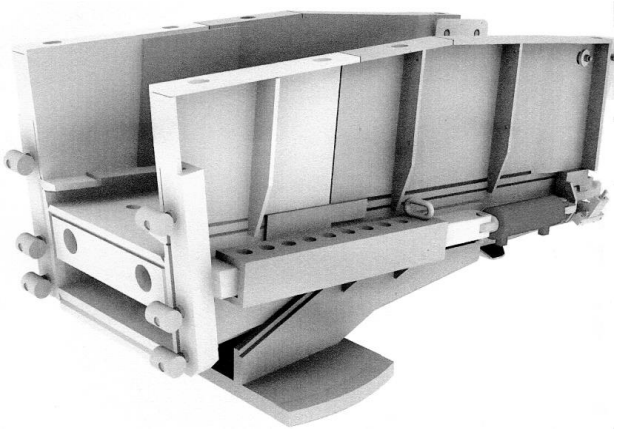
Regulacja długości konturu cięgna łańcuchowego oraz jego napinanie wstępne odbywa się zwykle za pomocą siłowników w zwrotni, w rynnie teleskopowej lub w kadłubie napędu (rys. 2.113 - 2.115). Po uzyskaniu właściwego napięcia wstępnego urządzenie napinające jest blokowane mechanicznie za pomocą sworzni i systemu otworów w listwach stałych i ruchomych. Podziałki otworów w obu listwach różnią się między sobą o 10 – 20%, co pozwala ustalić długość konturu cięgna łańcuchowego z dokładnością 10 – 30 mm.



Rys.2.113. Zwrotnia przenośnika podścianowego z napinaniem hydraulicznym i blokadą położenia w wykonaniu RFM „RYFAMA” [60]

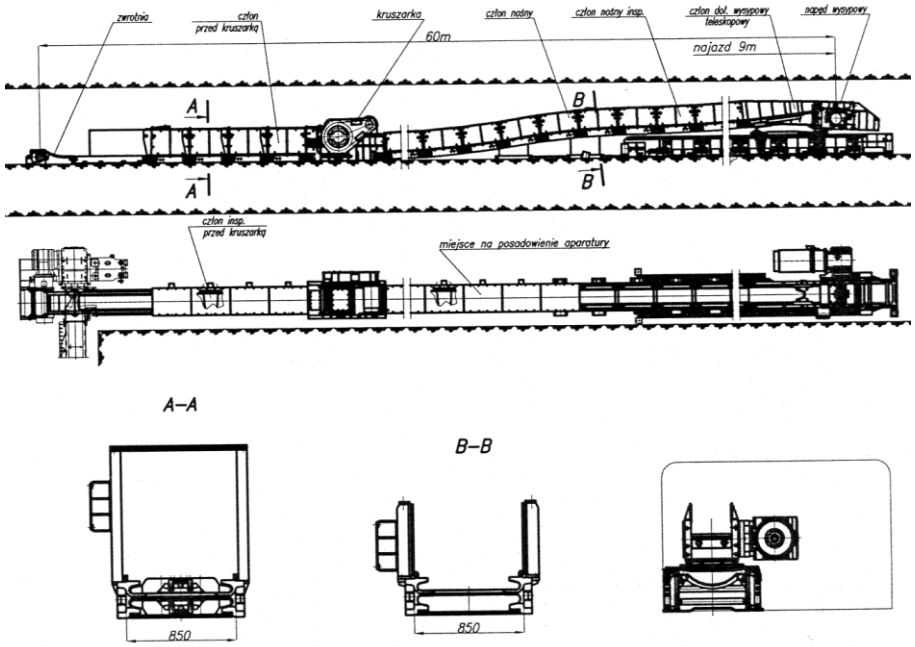


Rys.2.114. Hydrauliczny system napinania cięgna łańcuchowego w kadłubie napędu przenośnika podścianowego w wykonaniu firmy „BUCYRUS”. [44];
2- układ płukania, 3 – siłownik napinający (3 szt.), 4 – centralne smarowanie, 5 – kadłub napędu SPR 3 - 1100, część ruchoma (głowica), 6 – kadłub napędu SPR 3 - 1100, część stała (ślizgowa - na rysunku przeźroczysta), 7 – płyta wyrzutnikowa, 13 – sworzeń blokujący, 14 - bęben napędowy DKB 34x126-7-130, 15 – wał dwustronny, 20 – uchwyt obrotowy, 8000 kg, 24 – zabezpieczenie transportowe wałów



Rys.2.115. Teleskopowa rynna dołączna RFM „RYFAMA” [60]

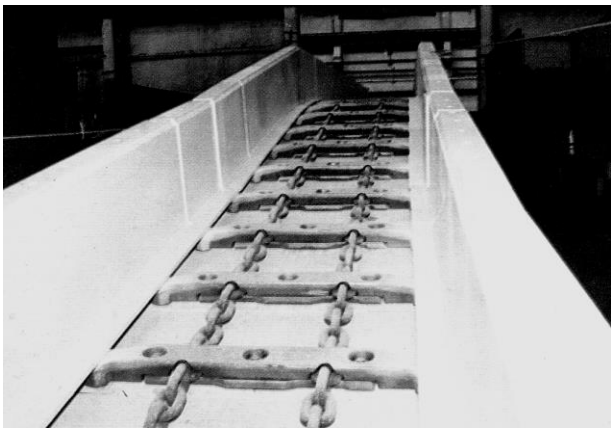
Wysokość zastawek przed kruszarką jest większa niż za kruszarką, przy czym zawsze w jej pobliżu są one zamknięte od góry (rys. 2.116).



Rys.2.116. Przenośnik podścianowy Grot 850 zintegrowany z napędem ścianowego przenośnika zgrzebłowego z wysypem bocznym [60]

Zamknięcie to zmniejsza pylenie i zabezpiecza dodatkowo załogę przed rażeniem odpryskami kruszonego urobku. Firma „BUCYRUS” najczęściej stosuje przenośniki podścianowe z wysypem i zastawkami zamkniętymi na całej ich długości. Podobne tendencje obserwuje się

w firmie „JOY". W przenośnikach podścianowych, zwłaszcza szerokich, rozstaw łańcuchów dwupasmowych cięgnach łańcuchowych powinien być większy niż rozstaw łańcuchów w przenośnikach ścianowych o tej samej szerokości (rys. 2.117).



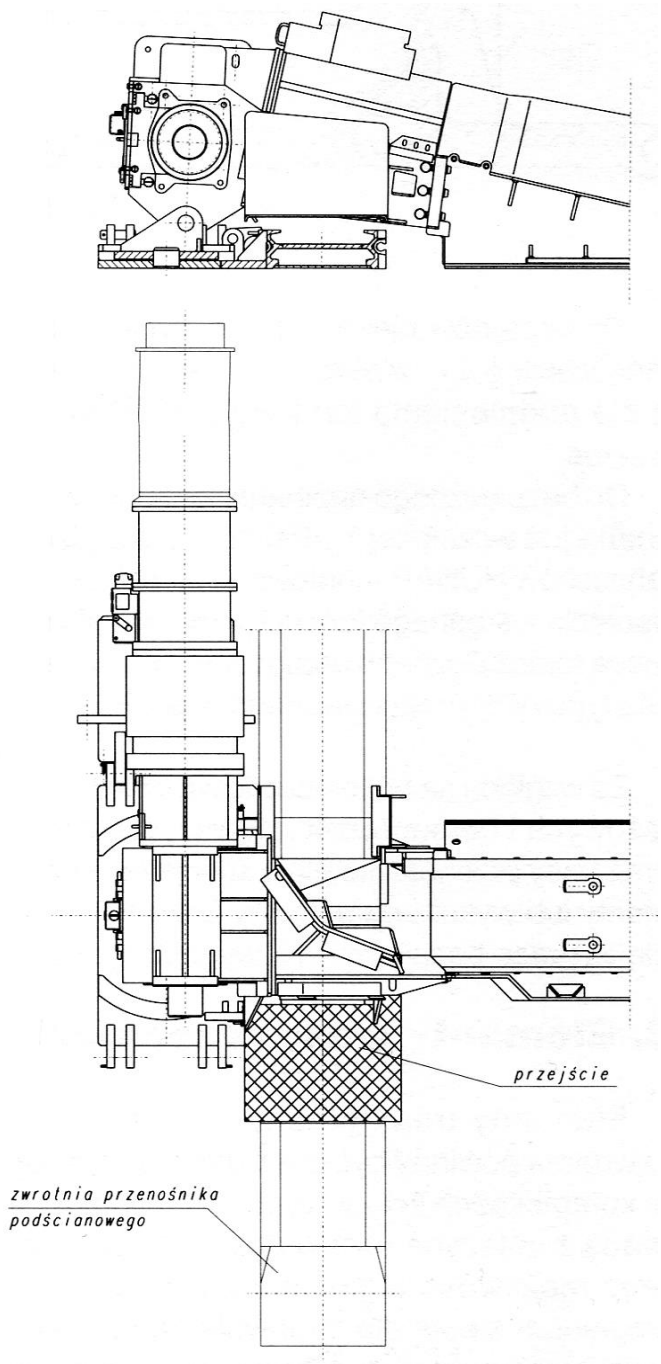
Rys.2.117. Rozstaw łańcuchów w cięgnie przenośnika podścianowego w rozwiązaniach firm „JOY" i „GLINIK" [51]

Wynika to z tego, że zwiększony rozstaw zgrzebeł zapewnia bardziej stabilne ich zachowanie pod kruszarką i mniejsze prawdopodobieństwo jego złamania w przypadku, gdy o zgrzebło w pobliżu jego końca oprze się bryła wytrzymałej skały podczas jej kruszenia.

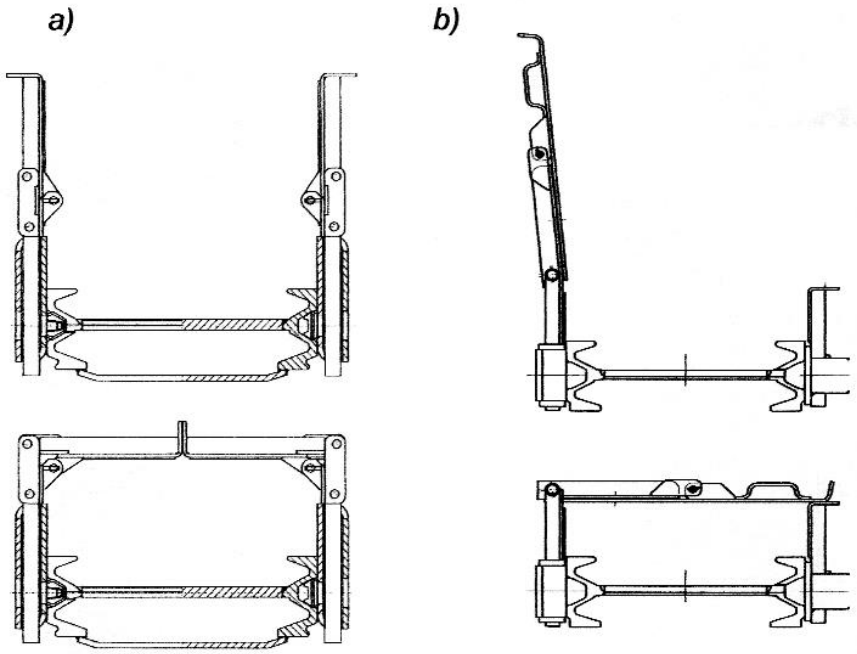
Ze względu na bezpieczeństwo pracy górników bardzo ważnym zagadnieniem jest zabezpieczenie trasy przenośnika między zwrotnią a wysypem przenośnika ścianowego oraz wykonanie bezpiecznych przejść.

Na rysunku 2.118 pokazano super krótki napęd K315 produkcji RFM „RYFAMA" z przejściem nad przenośnikiem podścianowym i zabezpieczeniem odzawałowej strony wysypu bocznego, zaś na rysunkach 2.119 i 2.120 dwa różne sposoby zabezpieczenia trasy przenośnika między zwrotnią a wysypem przenośnika ścianowego, gdy oba przenośniki nie są z sobą zintegrowane.

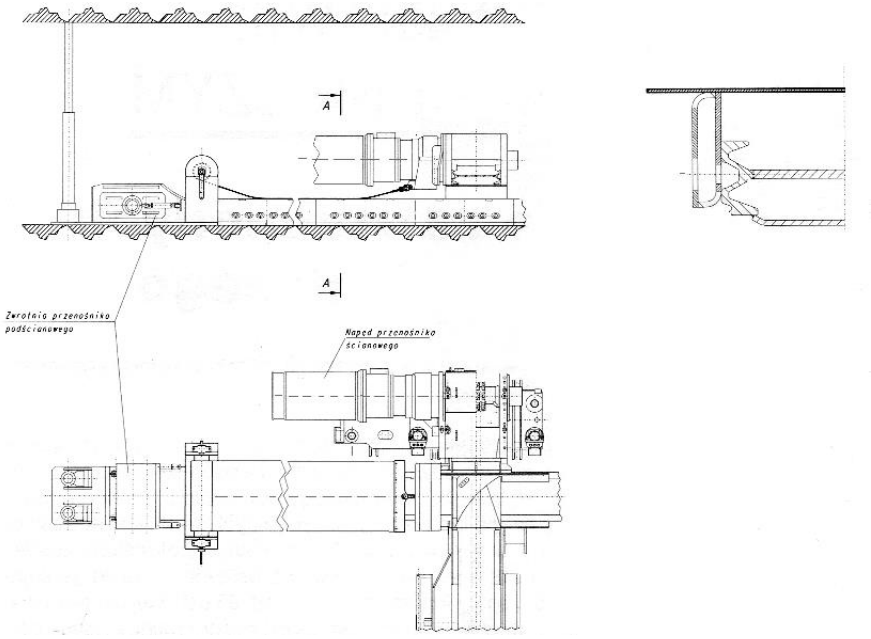
Krajowe przenośniki podścianowe, podobnie jak i firm zagranicznych buduje się tak, aby możliwie największa ilość elementów i zespołów była taka jakie stosuje się w przenośnikach ścianowych. Daje to korzyści ekonomiczne producentom i użytkownikom. W tabeli 2.11 przedstawiono parametry techniczne przenośników podścianowych produkcji RFM „RYFAMA".



Rys.2.118. Skrócony napęd 850/35 z zabezpieczeniem odzawałowej strony wysypu bocznego oraz bezpiecznym przejściem nad przenośnikiem podścianowym [60]



Rys.2.119. Dwie wersje zdejmowalnych i przegubowych zastawek przenośnika podścianowego zabezpieczających jego trasę na odcinku między zwrotnią, a kruszarką [60]



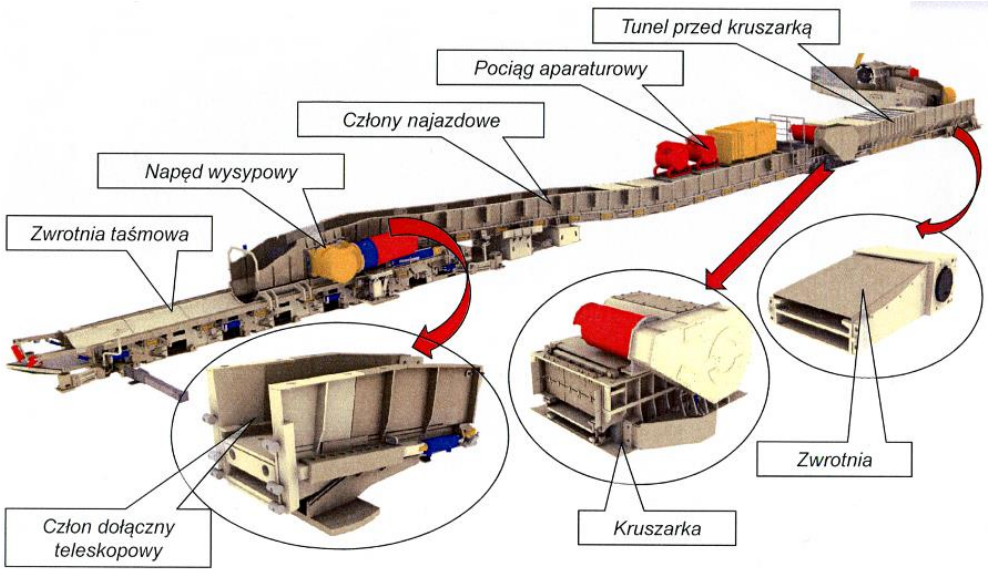
Rys.2.120. Rozwijalna osłona taśmowa rynnociągu przenośnika podścianowego z poprzecznymi usztywnieniami [60]

Parametry techniczne podścianowych przenośników zgrzebłowych firmy RFM „RYFAMA" [60]

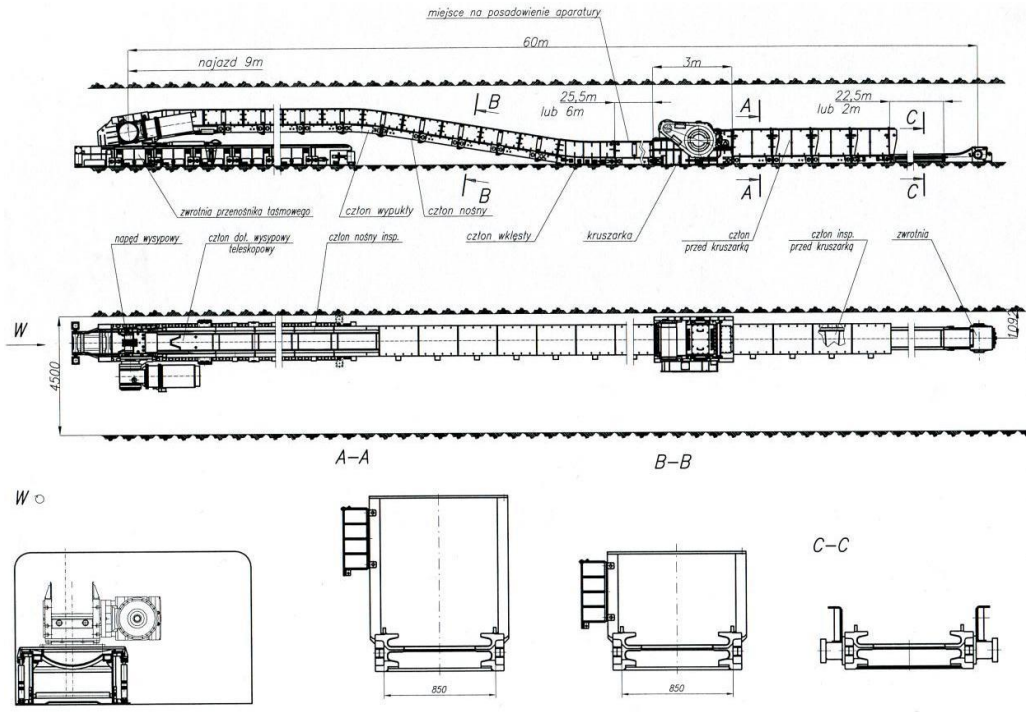
Tabela 2.11

Rodzaj przenośnika	Wydajność max.	Wysokość rynny	Przybliżona szerokość rynny	Grubość blachy ślizgowej	Prędkość łańcucha zgrzebłowego	Wersja podścianowa			Wersja stacjonarna		
						Moc napędu wysypowego	Łańcuch zgrzebłowy	Maks. długość przenośnika	Maks. moc całkowita	Łańcuch zgrzebłowy	Maks. dł. przenośnika
	t/h	mm	mm	mm	m/s	kW	mm	m	kW	mm	m
RYFAMA P-1400	5000	310(O)	1400	50	max 2,0	2x400	2xø34x126 2xø38x126 płaski	100	-------	-------	-------
Grot 1100	3300	260(O,N) 260(W) 280(O,N) 310(O,N)	1100	40-45 35-40 45 50	max 2,0	1 lub 2x160 1 lub 2x200 lub 1x400	2xø30x108 2xø34x126	100	2700	2xø30x108 2xø34x126 2xø38x126 płaski 2xø38x137 2xø42x146 płaski	450
Grot 950	2500	260(W) 280(O,N) 310(O,N)	950	40 50 40-50	max 2,0	1 lub 2x160 1 lub 2x200 lub 1x400	2xø30x108 2xø34x126	90	2250	2xø30x108 2xø34x126 2xø38x126 płaski	450
Grot 850	2000	260(O,N) 260(W) 280(O,N)	850	40-45 35-40 50	max 1,5	1 lub 2x160 1 lub 2x200 lub 1x400	2xø30x108 2xø34x126	100	1200	2xø30x108 2xø34x126 2xø38x126 płaski	450
Grot 750	1500	230 (W) 260 (W)	750	30 40	max 1,5	1 lub 2x90 1 lub 2x132 1 lub 2x160 1 lub 2x200 lub 1x400	2xø26x92 2xø30x108	100	1200	2xø26x92 2xø30x108 2xø34x126 2xø38x126 płaski	450
Grot 600/700 (***)	880/1170	180 (W) 190 (W)	620, 642 720, 742	10-20	1,3	1 lub 2x55	2xø18x64 2xø22x86C 3xø18x64	300	220	2xø18x64 3xø18x64	300
Grot 450	540	180 (W) 190 (W)	450	10-20	0,8-1,3	1 lub 2x55	2xø18x64 2xø22x86C	300	220	2xø18x64	300
Grot 350	70	140 (W)	350	5	0,53-0,77	1 lub 2x22	ø14x50	150	-------	-------	-------

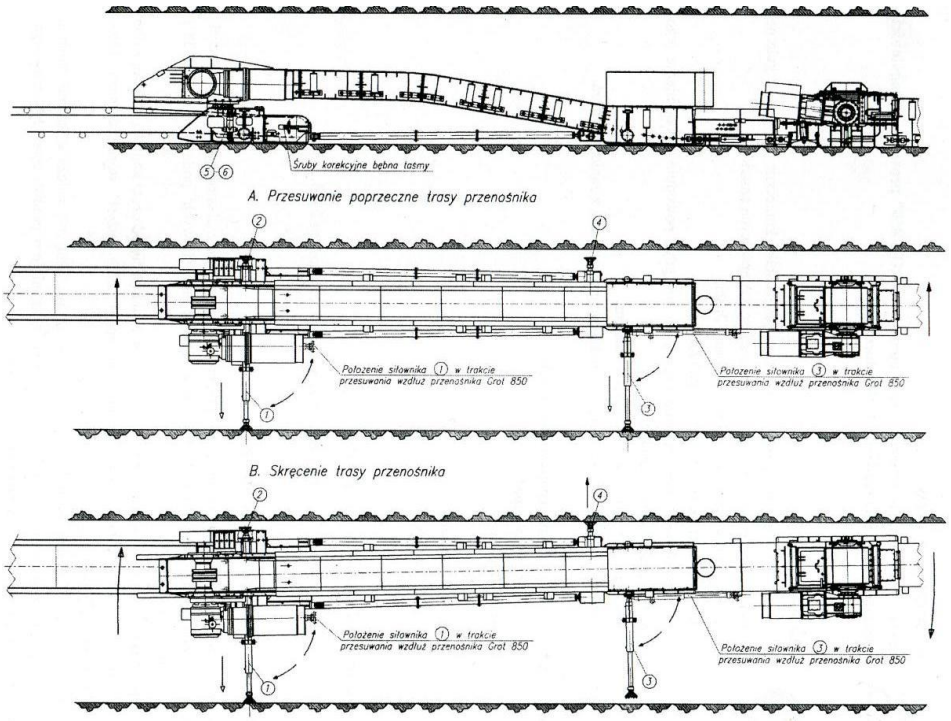
O – rynny o profilach odlewanych, W – rynny o profilach walcowanych, N - przenośnik nowej generacji.



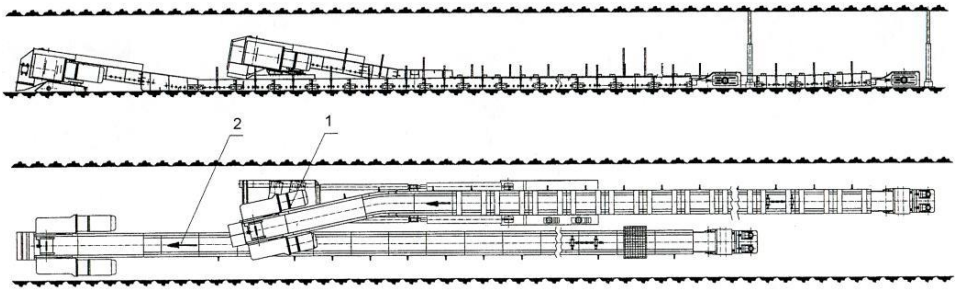
Rys.2.121. Kompleks podścianowy z przenośnikiem o trasie elastycznej (giętkiej) RFM „RYFAMA” [60]



Rys.2.122. Przenośnik podścianowy z mostem sztywnym Grot 850 w kompleksie podścianowym [60]



Rys.2.123. Schemat korekcji ustawienia poprzecznego przenośnika Grot 850 w kopalni „TABAS” [60]



Rys.2.124. Zespół dwóch przenośników podścianowych jednołańcuchowych długości ok. 90 m do pracy w kopalni soli potasowej w Soligorsku - Białoruś (przenośnik krzywoliniowy 1 przesuwa się wraz z postępem ściany) [60]

W tabeli tej podano też parametry przenośników stacjonarnych służących do transportu urobku w chodnikach o nachyleniach większych niż dopuszczalne dla przenośników taśmowych. Są one budowane z elementów i zespołów, z których składają się przenośniki podścianowe. Przykłady budowy przenośników podścianowych we współpracy z in- nymi elementami kompleksów ścianowych pokazano na rysunkach 2.121 - 2.124.

Na rysunku 2.35 c pokazano graficznie zależność między wydajnością obliczeniową i szerokością rynien przenośników ścianowych i podścianowych typu PF firmy „BUCYRUS" dla stosowanych w tych przenośnikach prędkości ruchu cięgna łańcuchowego.

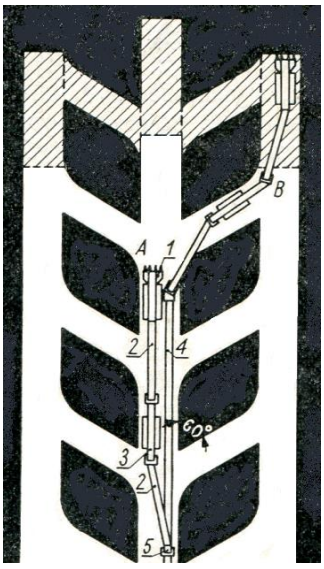
2.8. Inne zastosowania przenośników zgrzebłowych

2.8.1. Przenośniki zgrzebłowe w systemie komorowo-filarowym, mocno nachylonych pokładów grubych oraz resztek pokładów

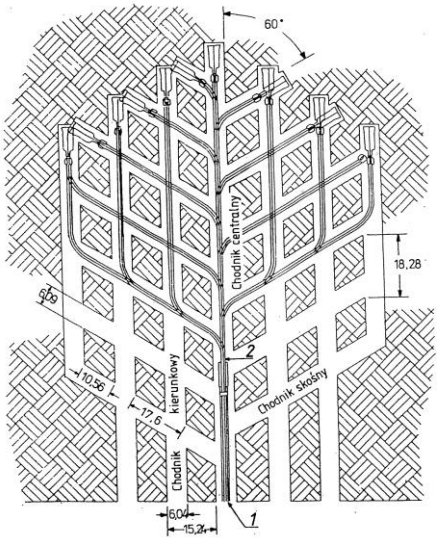
System komorowo-filarowy był powszechnie stosowany w górnictwie amerykańskim. Obecnie stosowany jest rzadko ze względu na małą wydajność i straty węgla spowodowane koniecznością pozostawiania filarów podtrzymujących strop. Zaletą tego systemu są mniejsze koszty inwestycyjne. Systemem tym prowadzi się eksploatację trój-, pięcio- lub siedmioprzodkową. Wyposażenie maszynowe w takim systemie (rys. 2.125 i 2.126) stanowią: kombajn wąsko przodkowy 1, most przenośnikowy 2, samojezdny przenośnik mostowy 3, przenośnik taśmowy z końcówką najazdową 4, która połączona jest z mostem przenośnikowym 2 przez lej przesypowy 5.

Długość mostów przenośnikowych dostosowana jest do geometrii wyrobisk, która uzależniona jest od warunków górniczo-geologicznych. Opisany system maszyn transportowych tworzą tzw. pełnowymiarowy pociąg przenośnikowy. W celu ograniczenia liczby elementów tego pociągu dąży się do zwiększenia ich długości. Sprzyjają temu skośne (pod kątem 60^0) połączenia między przodkami oraz zaokrąglone ściany filarów. Po wykorzystaniu maksymalnego zasięgu pociągu przenośnikowego w danym przodku (wlocie) eksploatacyjnym, cały pociąg cofa się i przechodzi do pracy w następnych przodkach. Po zakończeniu wybierania wszystkich przodków pociąg przenośnikowy przemieszczany jest do przodu o jeden filar i ponawia się cykl wybierania wszystkich przodków. Przed rozpoczęciem nowego cyklu dokonuje się wydłużenia przenośnika taśmowego.

Interesujący system wybierania grubego pokładu o miąższości 18 m, nachylonego pod kątem $40^0 – 45^0$ zastosowano w KWK „Kazimierz-Juliusz" [25, 75]. Jest to system z czołowym, grawitacyjnym wypuszczaniem urobku. W kopalni nazywany jest systemem podbierkowym z chodnika eksploatacyjnego. W systemie tym przenośnik zgrzebłowy znajduje się w osi podłużnej prostokątnego chodnika o wymiarach 4,5 x 2,8 m pomiędzy dwiema obudowami zmechanizowanymi specjalnie do tego celu przystosowanymi.

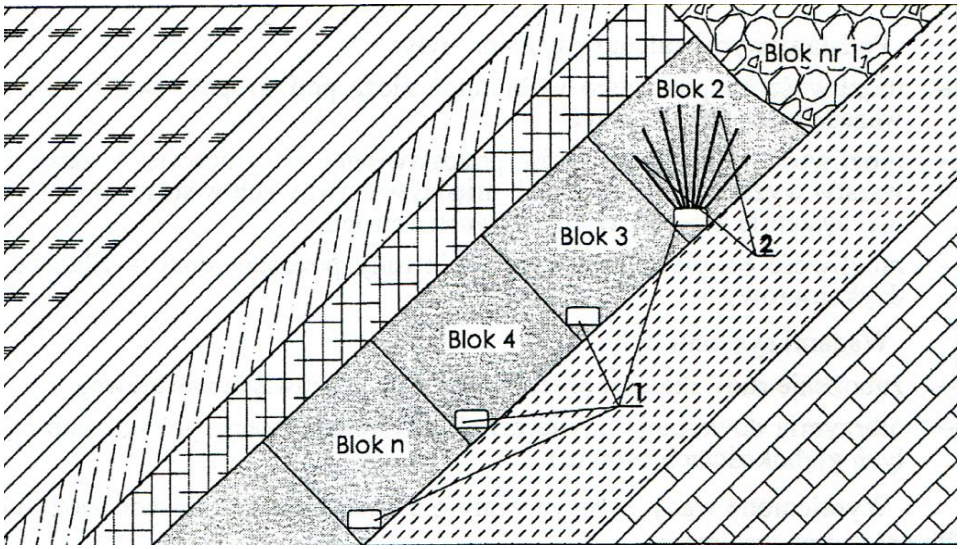


Rys.2.125. Zastosowanie systemu pełnowymiarowego pociągu przenośnikowego w trójprzodkowej eksploatacji komorowo-filarowej (18,3 x 18,3 m między osiami i 6,1 m szerokość przodka, rozwarcie 60^0) [11]; *A, B – wyjściowe i końcowe położenie pociągu aparaturowego, 1 – kombajn wąsko przodkowy, 2 – most przenośnikowy, 3 – samojezdny przenośnik mostowy, 4 – końcówka najazdowa przenośnika taśmowego, 5 – lej przesypowy*

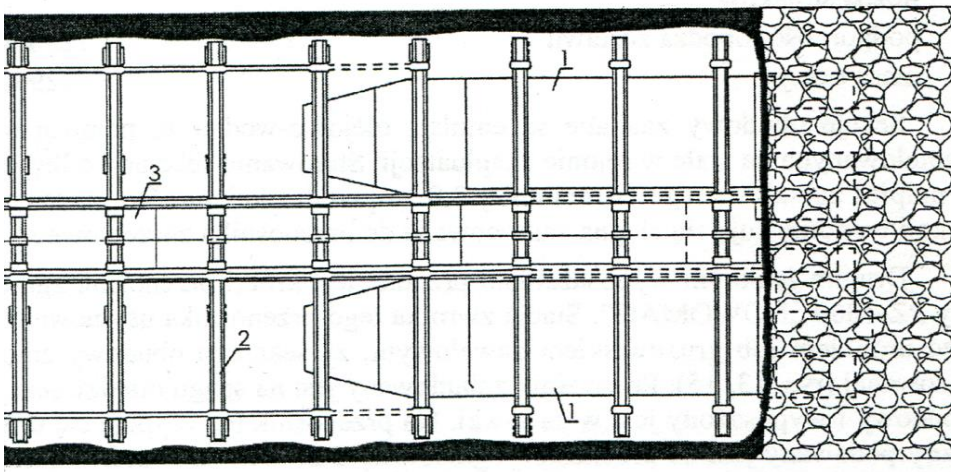


Rys.2.126. Siedmioprzodkowy system eksploatacji komorowo-filarowej z wykorzystaniem pełnowymiarowego pociągu przenośnikowego i kombajnu wąsko przodkowego Continous Miner [33]; *1- przenośnik odstawy głównej, 2- punkt załadowczy z kruszarką*

Na rysunku 2.127 pokazano usytuowanie chodników w poszczególnych blokach eksploatacyjnych oraz rozmieszczenie otworów strzałowych w płaszczyźnie prostopadłej do chodnika, zaś na rysunku 2.128 usytuowanie przenośnika PZ-1000 firmy „NOWOMAG” o długości 23 m.

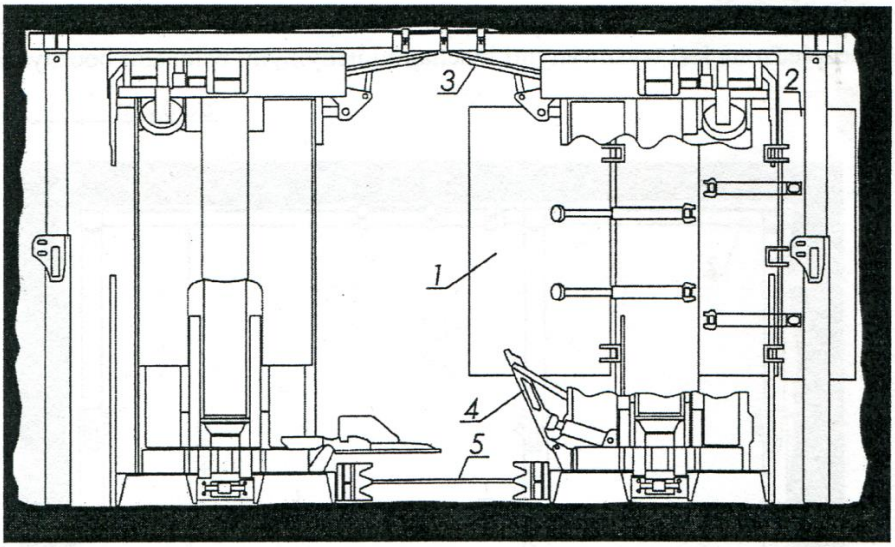


Rys.2.127. Blokowe wybieranie węgla w grubym i stromym pokładzie 510 w KWK „KAZIMIERZ-JULIUSZ” oraz rozmieszczenie otworów strzałowych *[25]* w bloku; *1– chodniki eksploatacyjne, 2– rozmieszczenie otworów strzałowych*

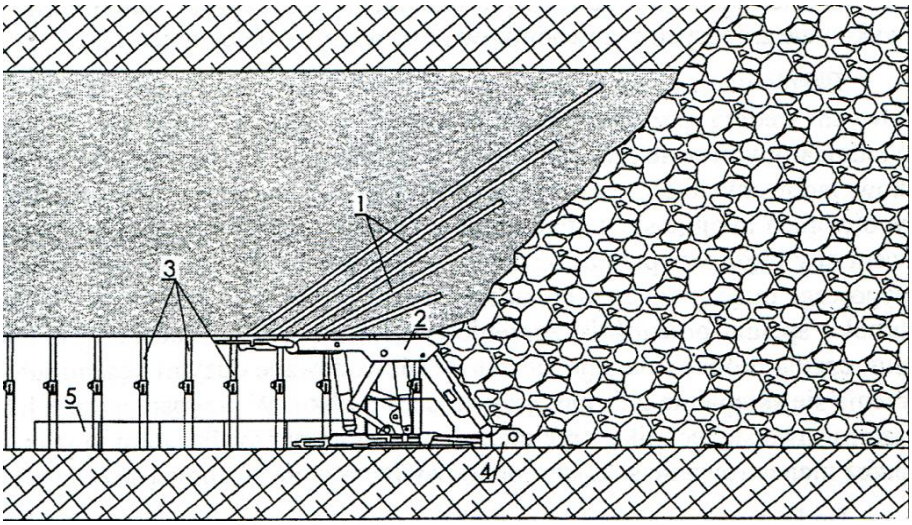


Rys.2.128. Usytuowanie przenośnika zgrzebłowego i sekcji obudów zmechanizowanych [25]; *1– sekcje obudów zmechanizowanych, 2 – obudowa podporowa, 3 – przenośnik zgrzebłowy*

Na rysunku 2.129 pokazano obudowę zmechanizowaną wraz z trzema rodzajami osłon i przenośnikiem. Rysunek 2.130 pokazuje schemat rozmieszczenia otworów strzałowych w płaszczyźnie pionowej przechodzącej przez oś podłużną chodnika.



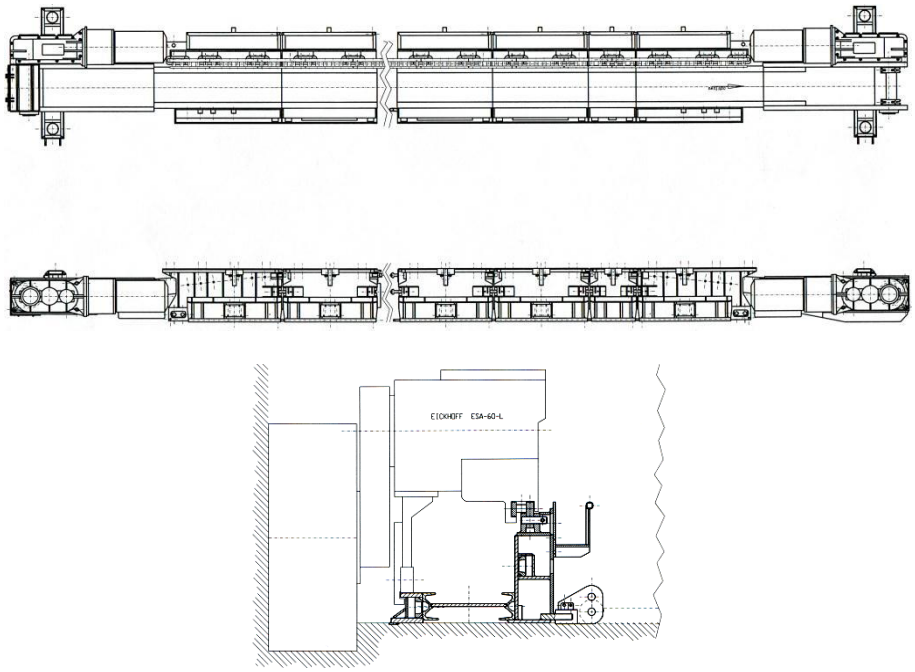
Rys.2.129. Rozmieszczenie obudowy i przenośnika w chodniku [25]; *1– uchylne osłony zamykające okno wysypowe, 2 – uchylne osłony boczne, 3 – osłony stropowe, 4 – osłony przenośnika, 5 – przenośnik PZ-1000 Nowomag*



Rys.2.130. Wyposażenie przodka i rozmieszczenie otworów strzałowych w płaszczyźnie pionowej wzdłuż osi chodnika [25]; *1– otwory strzałowe, 2 – sekcje obudowy zmechanizowanej, 3 – obudowa podporowa, 4 - przenośnik zgrzebłowy, 5 – zastawki przenośnika*

W kopalniach węgla kamiennego z różnych powodów pozostają małe fragmenty nie wybranych pokładów węgla, nie nadające się do eksploatacji systemem długofrontowym.

W takich przypadkach można zastosować kombajn jedno bębnowy ESA-60-L firmy „EICKHOFF" (rys. 2.131).



Rys.2.131. Krótkofrontowe wybieranie resztek pokładu jednobębnowym kombajnem ESA 60-L firmy „EICKHOFF" współpracującym ze specjalnym przenośnikiem zgrzebłowym firmy RFM „RYFAMA" [60]

Ze względu na wysokie usytuowanie drabinek bezcięgnowego systemu posuwu kombajnu maksymalne przegięcia rynien są mniejsze niż w normalnych przenośnikach ścianowych.

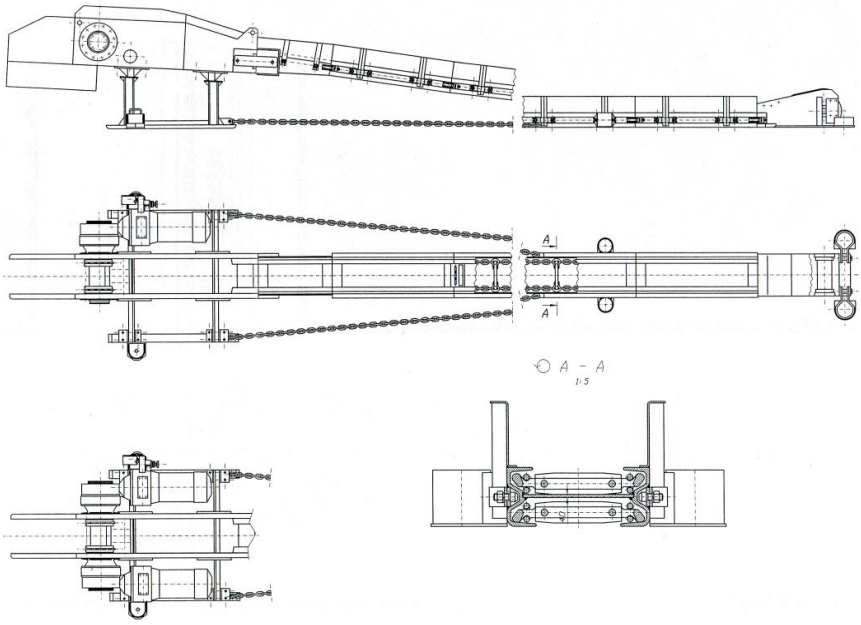
2.8.2. Przenośniki zgrzebłowe chodnikowe

W robotach przygotowawczych i udostępniających stosuje się różnego rodzaju lekkiej budowy przenośniki zgrzebłowe, zwane chodnikowymi. Wykorzystywane są też one do odstawy urobku z zabierek, ubierek oraz w innych zastosowaniach, gdzie nie jest wymagana duża wydajność przenośnika. Charakterystycznymi cechami użytkowymi przenośników tego rodzaju są: lekka i prosta budowa umożliwiająca prosty i szybki montaż, demontaż oraz wzdłużne przesuwanie przenośnika w całości za przesuwającym się frontem robót górniczych. Przenośniki chodnikowe powinny

być tak konstruowane, aby możliwe było przeginanie ich trasy. Dotyczy to głównie przegięć w płaszczyźnie pionowej ze względu na podniesienie napędu nad urządzenie lub przenośnik odbierający w ciągu odstawy urobku oraz nierówności spągu lub trasy, na której przenośnik jest podwieszony.

W niektórych zastosowaniach przenośników chodnikowych stosuje się sztywne połączenia między rynnami (np. śrubowe). Przykładem może tu być odcinek trasy naspągowego przenośnika chodnikowego między napędem posadowionym na podstawie podnapędowej a jego częścią naspągową.

Z podanych już informacji wynika, że przenośniki chodnikowe mogą być montowane bezpośrednio na spągu lub podwieszone do toru jezdnego pod stropem wyrobiska. Najczęściej torem tym jest tor kolejki podwieszanej. Ze względu na załadunek urobku, zwrotnia przenośnika oraz rynny przed nią leżą na spągu, co stanowi dodatkowy czynnik stabilizujący przenośnik.



Rys.2.132. Naspągowy przenośnik chodnikowy 180/140 firmy RFM „RYFAMA” [60]

Na rysunku 2.132 przedstawiono chodnikowy przenośnik zgrzebłowy 180/440 produkcji RFM „RYFAMA”. Jest to przenośnik z rynnami o szerokości zewnętrznej 440 mm, wykonany w oparciu o profile E180 długości 1500 mm z blachą ślizgową o grubości 10 mm. Możliwe jest też

zastosowanie rynien o profilach E190 o zwiększonej trwałości (blachy grubości 14 mm). W przenośniku tym napęd z jedną lub z dwiema jednostkami napędowymi o mocy maksymalnej 2x45 kW posadowiony jest na prostej podbudowie wyposażonej w płozy ślizgowe umożliwiające łatwe podłużne przesuwanie przenośnika w chodniku. Płozy podbudowy połączone są łańcuchami z naspągową częścią przenośnika. Dzięki temu sztywna nadspągowa część przenośnika może mieć lżejszą konstrukcję, ponieważ nie przenosi ona obciążeń związanych z siłami jego przesuwania.

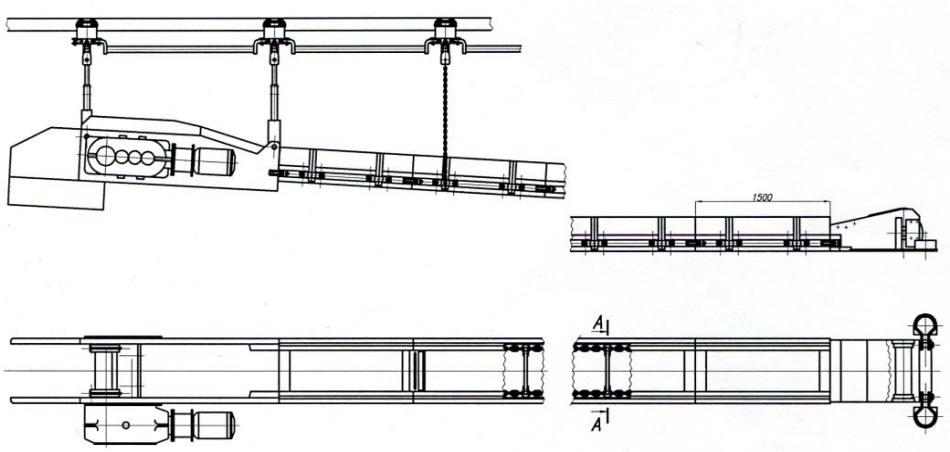
W przenośniku, niezależnie od zastosowanych profili bocznych stosuje się cięgno łańcuchowe z dwoma łańcuchami skrajnymi 18x64, umieszczonymi wewnątrz profili bocznych rynien. Rozstaw łańcuchów wynosi 320 mm. Elementami łączącymi rynny są śruby specjalne M16. Prędkość cięgna łańcuchowego, w zależności od przełożenia przekładni wynosi 0,84, 0,95 lub 1,1 m/s. Zwrotnia przenośnika ma możliwość zastosowania dwóch rozpór.

Przenośnik może być przeznaczony do odstawy urobku z wyrobisk węglowych, węglowo-kamiennych i kamiennych poziomych i nachylonych do $\pm 25^0$, przy czym przy nachyleniu podłużnym większym od 12^0 przenośnik musi być zabezpieczony przed spełzaniem przez kotwienie. W napędzie mogą być stosowane przekładnie budowy klasycznej lub obiegowe w układzie równoległym. Moc jednostek napędowych może wynosić 15, 18, 22, 30, 37, 45 lub 55 kW. Bęben napędowy o 8 zębach może być budowy monolitycznej lub dzielonej. W jednostkach napędowych zastosowane są sprzęgła podatne oraz hamulec śrubowy umożliwiający spinanie i napinanie cięgna napędowego. Pomiędzy kadłubem napędu, a rynnami normalnymi znajduje się rynna dołączna.

Przenośniki chodnikowe podwieszane (rys. 2.133) różnią się tym od naspągowych, że nie mają podbudowy napędu oraz łańcuchów łączących ją z naspągową częścią przenośnika, ale mają elementy do podwieszania o regulowanej długości łączące kadłub napędu z wózkami jezdnymi na torze jezdnym. Nadspągowa część trasy przenośnika podwieszona jest na łańcuchach ogniwowych. Odpowiedni dystans pomiędzy poszczególnymi wózkami zapewniają specjalne łączniki dystansowe.

Oprócz RFM „RYFAMA” ważnym producentem przenośników chodnikowych w Polsce jest Nowosądecka Fabryka urządzeń Górniczych „NOWOMAG”, która produkuje przenośniki PZG180/440 o podobnej

charakterystyce technicznej jak przenośnik 180/440 RFM „RYFAMA". Oprócz tego przenośnika „NOWOMAG" produkuje przenośniki PRP-150, w których rynny wykonane są na bazie profili E170. W przenośnikach tych stosowane są pojedyncze lub podwójne centralne cięgna łańcuchowe 18x64. Przenośniki PRP-150, podobnie jak 180/440 mogą być wykonane w wersji naspągowej i podwieszanej. Oba typy przenośników stosowane przy drążeniu chodników mają jedną lub dwie jednostki napędowe usytuowane na wysypie. W przypadku dłuższych przenośników zastosowanych poza przodkiem, w miejsce zwrotni można zainstalować napęd zwrotny. W napędzie tym może być jedna lub dwie jednostki napędowe.



Rys.2.133. Podwieszany przenośnik chodnikowy 180/140 firmy RFM "RYFAMA" [60]

Przenośniki chodnikowe mogą też być wykonane w wersji szerszej, tj. o szerokości zewnętrznej 620 lub 720 mm (rozstaw łańcuchów skrajnych 500 lub 600 mm).

Opisane chodnikowe przenośniki zgrzebłowe stosowane są w polskim górnictwie węgla kamiennego przy drążeniu wyrobisk korytarzowych metodą konwencjonalną (strzałową) i z zastosowaniem wysięgnikowych kombajnów chodnikowych umożliwiających wyższy postęp drążenia wyrobiska.

Aktualnie w Polsce ponad 80% wyrobisk chodnikowych wykonuje się z wykorzystaniem kombajnów [15] współpracujących w różnych konfiguracjach z innymi maszynami stosowanymi przy pędzeniu chodnika, zwłaszcza do transportu urobku.

W górnictwie amerykańskim, australijskim, RPA i w innych krajach stosuje się chodniki prostokątne z obudową kotwową umożliwiającą uzyskanie najwyższych postępów dobowych i niskich kosztów drążenia. W górnictwie amerykańskim w systemie czterochodnikowym uzyskuje się postępy 90 m na zmianę. Te oszałamiające rezultaty są możliwe do osiągnięcia dzięki bardzo dobrym warunkom górniczym (odkrycie stropu do 12 m), obudowie kotwowej, wysoko wydajnemu, niezawodnemu sprzętowi górniczemu oraz precyzyjnej organizacji pracy.

W górnictwie niemieckim, gdzie warunki geologiczne są zbliżone do warunków występujących w Polsce stosuje się obudowę podporową, kotwową i kombinowaną tj. kotwowo-podporową. Udział obudowy podporowej maleje, a kombinowanej rośnie. Stosowanie obudowy kotwowej jest ograniczone przez niekorzystne warunki górniczo-geologiczne.

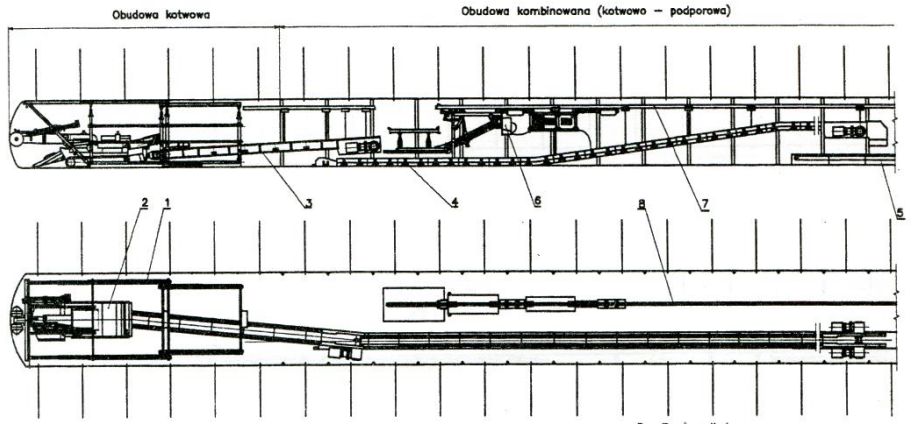
W coraz szerszym zastosowaniu obudowy kombinowanej, wykonywanej równolegle z urabianiem, górnictwo niemieckie widzi sposób na istotne zwiększenie postępu i obniżenie kosztów drążenia wyrobisk. Do tej technologii pędzenia chodników DSK wspólnie z firmą „VOEST ALPINE" zaprojektowały nową maszynę AVSA do drążenia chodników o przekroju łukowym w obudowie kotwowej lub kombinowanej. Maszyna ta umożliwia jednoczesne urabianie i kotwienie wyrobiska. Obudowa łukowa stawiana jest z pomostu roboczego w bezpiecznej odległości za maszyną urabiającą [15].

Aby wykorzystać zalety opisanej technologii w polskim górnictwie w ITG „KOMAG" opracowane zostały dwa systemy mechanizacji i wykonywania wyrobisk chodnikowych z obudową kombinowaną. W pierwszym do urabiania wykorzystuje się kombajn chodnikowy, zaś w drugim materiały wybuchowe.

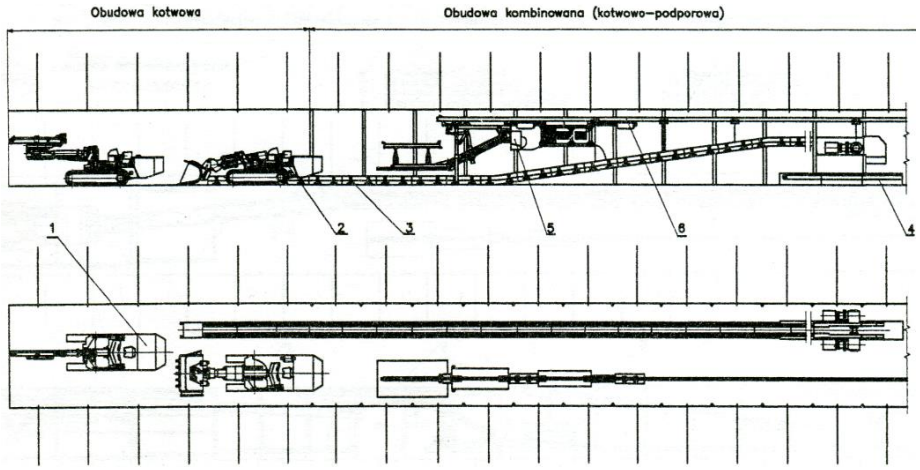
Elementy kompleksu chodnikowego oraz sposób i miejsce wykorzystania przenośnika zgrzebłowego w pierwszym systemie mechanizacji prac przedstawiono na rysunku 2.134, zaś na rysunku 2.135 pokazano kompleks do drążenia chodników metodą strzelniczą.

W obu systemach zaproponowano podwieszane przenośniki chodnikowe przekazujące urobek na przenośnik taśmowy oraz urządzenie USB do stawiania szyn jezdnych kolei podwieszonej i rurociągów.

Lekkie przenośniki zgrzebłowe stosuje się też do odbioru transportu urobku zawodnionego.



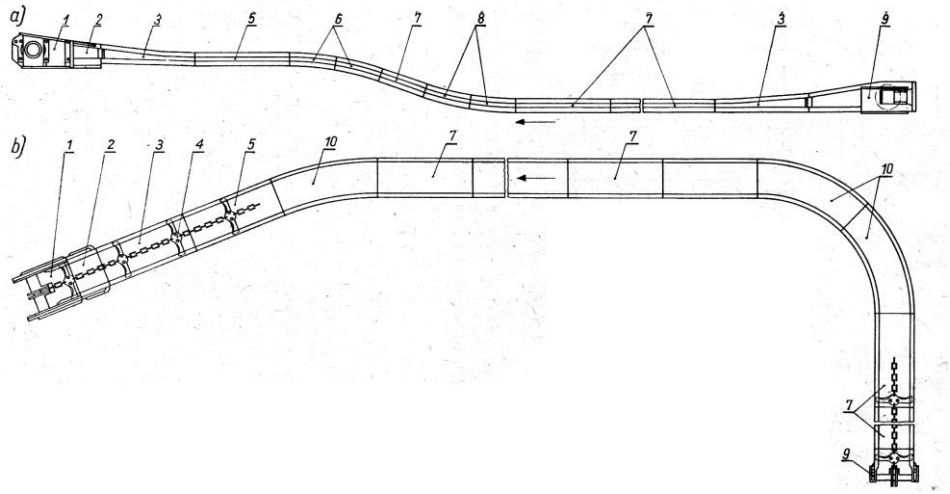
Rys.2.134. System mechanizacji drążenia wyrobisk chodnikowych z zastosowaniem mechanicznego urabiania w obudowie kombinowanej (kotwowo-podporowej) [15]; *1– krocząca obudowa chodnikowa, 2 – kombajn chodnikowy z kotwiarkami, 3 – podawarka zgrzebłowa kombajnu, 4 – przenośnik zgrzebłowy, 5 – przenośnik taśmowy, 6 – urządzenie do budowy torów UBS, 7 – tor szynowy podwieszony, 8 - tor szynowy UBS*



Rys.2.135. System drążenia wyrobisk chodnikowych materiałami wybuchowymi w obudowie kombinowanej [15]; *1– wóz wiercąco-kotwiący, 2 – ładowarka bocznie sypiąca, 3 – przenośnik zgrzebłowy, 4 – przenośnik taśmowy, 5 – urządzenie do budowy torów UBS, 6 - tor szynowy UBS*

Przykładem może tu być przenośnik PZO-Aligator firmy „SIGMA” przeznaczony do transportu i odwadniania węgla ze zbiorników retencyjnych, przyszybowych chodników wodnych itp. Może on być wykorzystany w wersji podwieszonej na torze szynowym lub leżącej na lekkich podporach.

Inne wykorzystanie lekkich przenośników chodnikowych może mieć miejsce przy transporcie urobku w wyrobiskach o znacznych zakrzywieniach przestrzennych. W takim przypadku można zastosować przenośnik z rynnami zakrzywionymi w płaszczyźnie pionowej i poziomej (rys. 2.136). W przenośnikach takich stosuje się jednopasmowe centralne cięgno łańcuchowe, a w przypadku małych zakrzywień w płaszczyźnie poziomej można też zastosować cięgno z dwoma łańcuchami umieszczonymi centralnie.



Rys.2.136. Przenośniki zgrzebłowe krzywoliniowe [11]; *a – w płaszczyźnie pionowej (cięgno dowolne), b - w płaszczyźnie poziomej (cięgno jednołańcuchowe centralne); 1– kadłub napędu, 2 – rynna dołączna, 3- rynna przejściowa, 4 – cięgno łańcuchowe, 5 – rynna wyrównawcza, 6 – rynna siodłowa, 7 – rynna normalna, 8 – rynna nieckowa, 9 – kadłub zwrotni, 10 – rynna kątowa*

Przejście cięgna łańcuchowego przez zakrzywienia w płaszczyźnie poziomej powoduje docisk końców zgrzebeł do profili wewnętrznych rynien i ich szybsze zużycie ścierne. Siła tarcia działająca na końcu zgrzebła powoduje jego odchylenie od położenia normalnego, a w konsekwencji daje dodatkowy wzrost napięcia w łańcuchu.

2.8.3. Przenośniki zgrzebłowe w kombajnach wąsko przodkowych, wozach odstawczych, ładowarkach, pod zasobnikami węgla i w ratownictwie górniczym

Do drążenia wyrobisk chodnikowych węglowych, węglowo-kamiennych i kamiennych stosuje się powszechnie kombajny chodnikowe, zwane też wąskoprzodkowymi.

Każdy z tych kombajnów wyposażony jest w krótki przenośnik zgrzebłowy nazywany często podawarką łańcuchową lub zgrzebłową. Ich długość wynosi zwykle 5 do 8 m, ale spotyka się też większe długości i wtedy stosuje się dwa szeregowo i przegubowo połączone przenośniki (np. AM85-P, ABM12, ABM14 firmy „VOEST ALPINE"). Drugi z przenośników wykonuje się niekiedy w wersji taśmowej.

Znane są też rozwiązania konstrukcyjne z dwoma równolegle usytuowanymi przenośnikami. W niektórych przypadkach korzystnym jest, aby przenośnik miał możliwość odchylania się względem kombajnu celem lepszego dostosowania jego wysypu do odbiornika urobku.

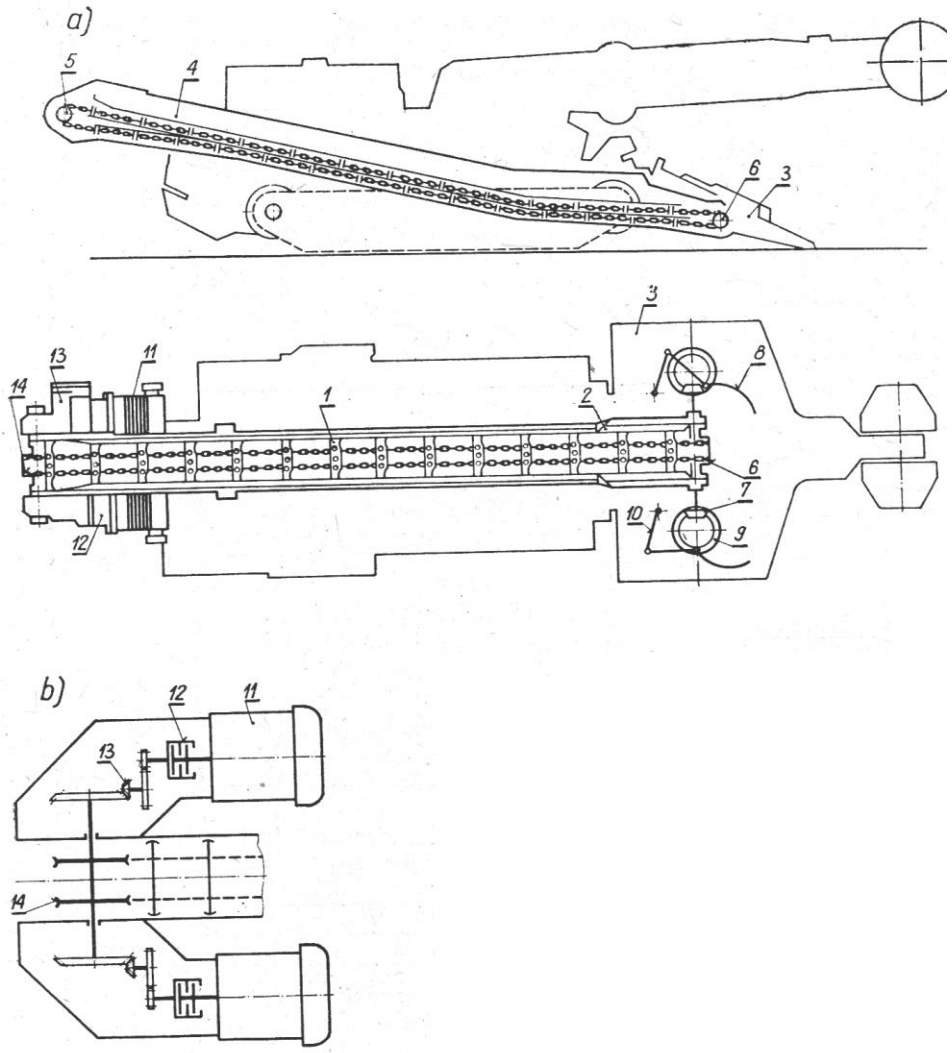
W przenośnikach kombajnów chodnikowych stosuje się najczęściej jedno- lub dwupasmowe centralne cięgna łańcuchowe. Stosowane są też cięgna z łańcuchami skrajnymi. Najczęściej są to łańcuchy ogniwowe, rzadziej typu płytkowo-sworzniowego.

Na rysunku 2.137 pokazano umiejscowienie i schemat napędu przenośnika zgrzebłowego (podawarki) zastosowanego w kombajnie AM50 produkowanego przez firmę „REMAG" zgodnie z licencją firmy „VOEST ALPINE". W podawarce tej, podobnie jak w wielu innych rozwiązaniach napęd łap ładujących jest związany z wałem bębna zwrotnego.

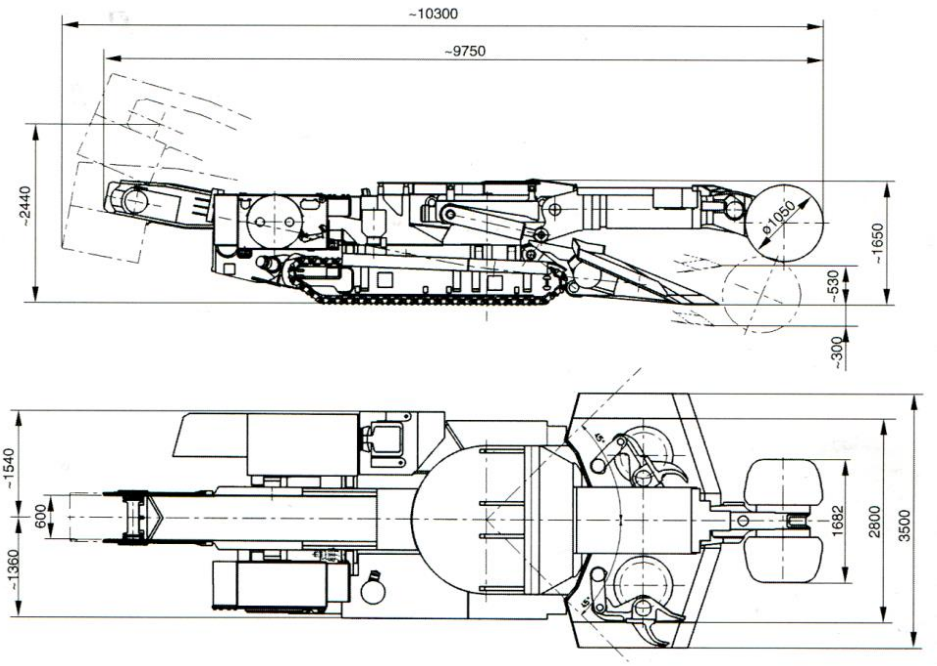
Na rysunkach 2.138 i 2.139 pokazano budowę kombajnu chodnikowego AM75Ex-S i AM85-P oraz usytuowanie i budowę pracujących w nim przenośników.

Przenośniki zgrzebłowe mają również zastosowanie w samojezdnych, odstawczych wozach, samorozładowczych. Usytuowane są one na dnie wozu. Na rysunku 2.140 przedstawiono wóz odstawczy Shuttle Car ASC18 firmy „VOEST ALPINE" o ładowności 12,5 t wyposażony w przenośnik zgrzebłowy napędzany silnikiem o mocy 30 kW. Rozładunek wozu odbywa się przez dwa niezależnie prowadzone cięgna łańcuchowe typu Cincinatti DA-515-C o regulowanej prędkości $v_l = 0 - 0{,}77$ m/s. Prędkość cięgna regulowana za pomocą przemiennika częstotliwości umożliwia dostosowanie prędkości do intensywności załadunku wozu i pozwala go rozładować w czasie 30 – 45 s.

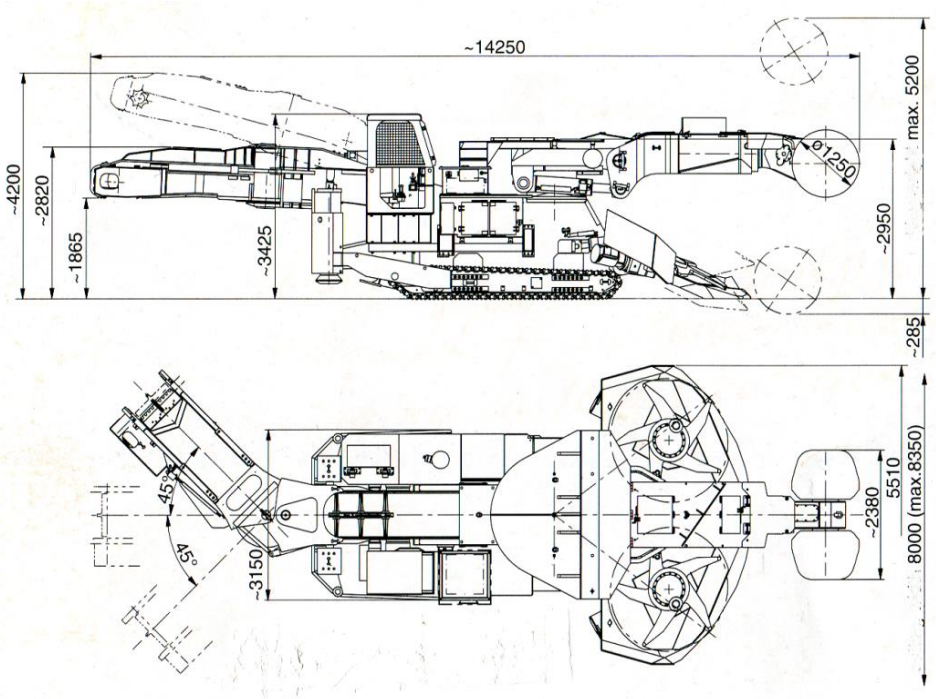
W KGHM „POLSKA MIEDŹ" znajdują zastosowanie mobilne zespoły kruszące-przesypowe służące do przejęcia, skruszenia i przekazania urobionej rudy miedzi z ładowarek transportujących ją bezpośrednio z przodka na przenośniki taśmowe celem przetransportowania jej pod szyb.



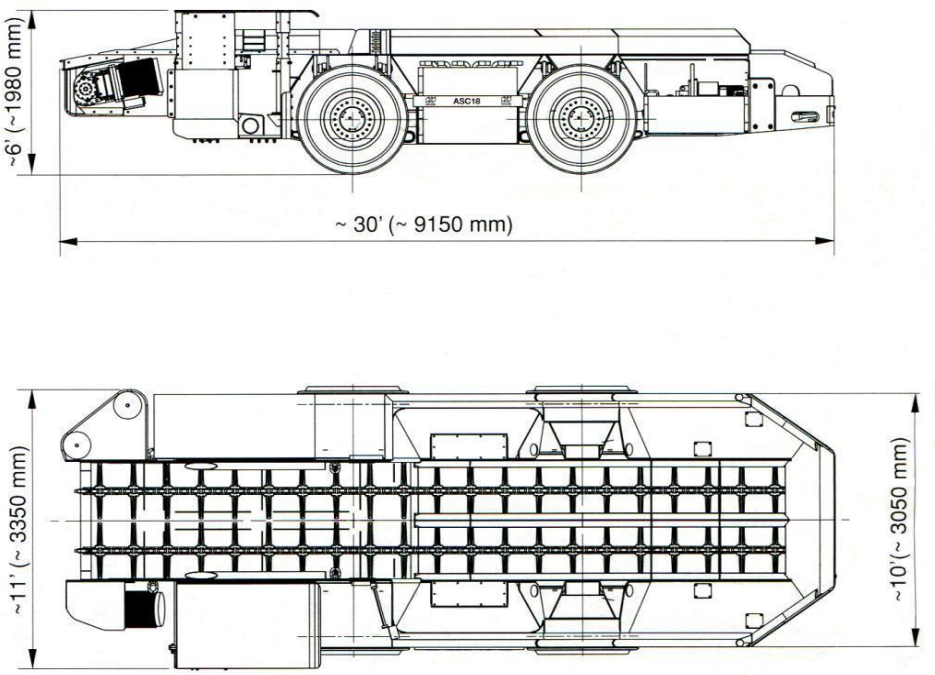
Rys.2.137. Podawarka zgrzebłowa w kombajnie AM50 [11]; *a – schemat podawarki z podwójnym centralnym cięgnem łańcuchowym i łapowego mechanizmu nagarniającego, b – schemat kinematyczny napędu podawarki; 1 - cięgno łańcuchowe, 2 – odcinek rynny mocowany w stole głowicy, 3 – stół głowicy ładującej, 4 – drugi odcinek rynny stanowiący wysięgnik, 5 – napęd zdwojony podawarki i ładowarki, 6 – bęben zwrotny, 7 – przekładnia, 8 – łapy ładujące, 9 – tarcza obrotowa, 10 – wahacz, 11 – silnik, 12 – sprzęgło wielopłytkowe, 13 – przekładnia kątowa, 14 – napędowy bęben łańcuchowy*



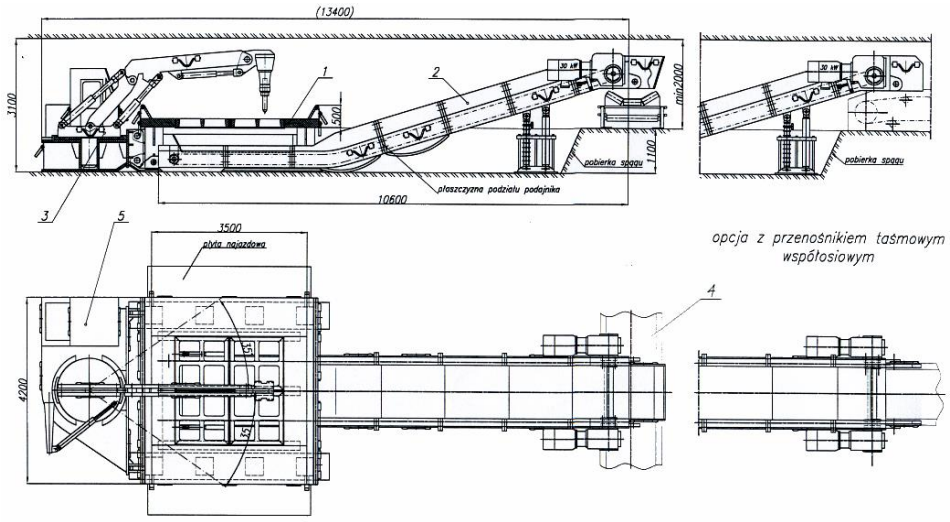
Rys.2.138. Kombajn chodnikowy AM75Ex-S [65]



Rys.2.139. Kombajn chodnikowy AM85-P [65]



Rys.2.140. Samojezdny wóz odstawczy Shuttle CarASC18 firmy „VOEST ALPINE z przenośnikiem załadowczo-wyładowczym w dnie [65]



Rys.2.141. Mobilny zespół kruszącо-transportowy dla kopalń KGHM „Polska Miedź" [60]; *1– przesyp kratowy z płytami najazdowymi, 2 – podajnik zgrzebłowy, 3 - młot hydrauliczny, 4 – przenośnik taśmowy, 5 – kabina operatora*

W zespołach tych mają zastosowanie specjalne wolnobieżne przenośniki zgrzebłowe ($v_ł$ = 0,2 – 0,25 m/s) z łańcuchami typu płytkowo-sworzniowego (podajnik Stamlera).

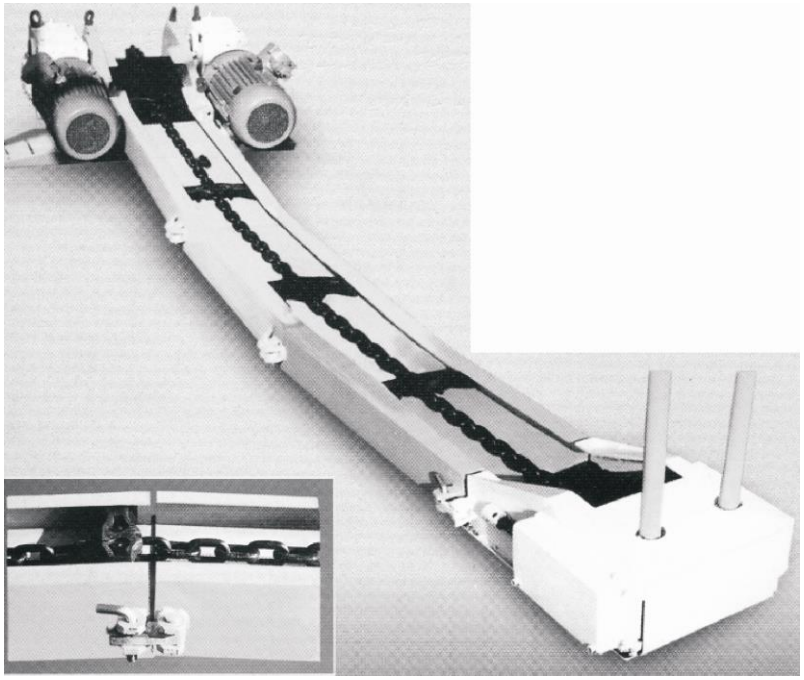
Przykład wykorzystania przenośnika zgrzebłowego w omawianym mobilnym zespole kruszącо-transportowym, według projektu RFM „RYFAMA" przedstawiono na rysunku 2.141.

Urobek dostarczony przez ładowarkę z prawej lub lewej strony przenośnika wyładowywany jest na wytrzymały przesyp kratowy.

Z tego przesypu drobniejszy urobek przejmowany jest przez podajnik i przekazywany na przenośnik taśmowy usytuowany prostopadle lub współosiowo w stosunku do podajnika. Konstrukcja przesypu spoczywa na płozach okraczających poziomą część podajnika. Płozy przesypu zaokrąglone na bokach i obu końcach umożliwiają transport urządzenia w nowe miejsce w celu skrócenia odległości od przodka. Większe bryły urobku, które zatrzymały się na kracie, rozbijane są przez młot hydrauliczny sterowany przez operatora z klimatyzowanej kabiny.

Z uwagi na panujące warunki w górnictwie niekiedy dochodzi do gwałtownego zaciśnięcia wyrobisk górniczych, które zamykają drogi ucieczkowe lub, co gorsze, zasypują górników. Konieczna jest wtedy natychmiastowa akcja ratownicza i usunięcie zawaliska skalnego wraz ze zniszczoną obudową. W takim przypadku bardzo przydatne są bardzo lekkie przenośniki, w których rynny oraz elementy napędu i zwrotni z napinaniem śrubowym mogą być ręcznie przenoszone i montowane. Istotnym w tym przypadku czynnikiem jest również możliwość wydłużania przenośnika oraz możliwość jego pracy przy zwiększonych zakrzywieniach trasy. Przenośniki takie z założenia mają niewielkie wydajności i krótkie okresy eksploatacji.

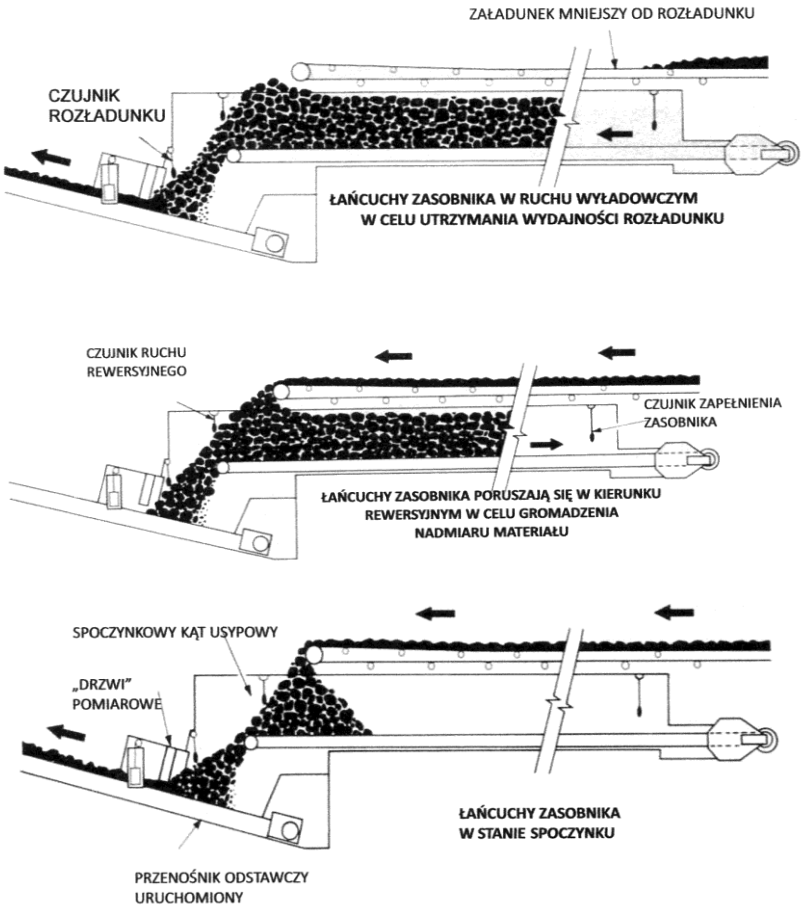
Z uwzględnieniem właśnie takich czynników firma „NOWOMAG" wyprodukowała przenośnik PZR-10 zaprezentowany na rysunku 2.142 [58]. W przenośniku tym zastosowano rynny o szerokości 350 mm i długości 1000 lub 500 mm, wykonane na bazie ceownika 140. Jednopasmowe centralne cięgno łańcuchowe 14 x 50 ma podziałkę zgrzebeł 900 mm. Wydajność przenośnika wynosi 10 t/h, zaś jego maksymalna długość wynosi 30 m przy dwóch jednostkach napędowych 2 x 4 kW, 50 m przy mocy 2 x 7,5 kW oraz 75 m przy mocy 2 x 11 kW. Napięcie zasilania wynosi 500 V, zaś maksymalne nachylenie trasy $\pm 18^0$.



Rys.2.142. Przenośnik zgrzebłowy PZR10 dla ratownictwa górniczego firmy „NOWOMAG” [58]

Przy dużej nierównomierności spływu urobku z oddziałów wydobywczych i jednocześnie ograniczonej wydajności transportowej głównych środków transportu poziomego lub pionowego (istotnie mniejszej niż suma wydajności szczytowych z poszczególnych oddziałów) stosuje się zbiorniki urobku, które przejmują jego nadwyżki. Zbiorniki te w czasie przestojów w systemie transportowym, przerw w wydobyciu lub przy znacznym jego ograniczeniu są opróżniane w ilościach określonych przez maksymalną wydajność dalszych środków transportu. Tą drogą można znacznie zwiększyć wydobycie dobowe kopalni.

Stosowane zbiorniki mogą być typu górniczego (pionowe) lub mechaniczne (poziome). Z grupy zbiorników mechanicznych najpopularniejsze są zasobniki zgrzebłowe. Są to przenośniki łańcuchowe specjalnej budowy i o dużym przekroju załadunku (najczęściej kilku m^2). Mają one małą i regulowaną prędkość ruchu cięgna łańcuchowego w kierunku załadowczym i wyładowczym. Instaluje się je na poboczu chodnika. Retencja takiego zasobnika może nawet przekraczać 1000 t. Tak duża masa urobku wymaga zastosowania wielu łańcuchów o dużej wytrzymałości. Zwykle stosuje się dwa lub trzy podwójne cięgna łańcuchowe z łańcuchami skrajnymi, umieszczonymi pod półkami prowadniczymi.



Rys.2.143. Idea pracy zgrzebłowego zasobnika węgla produkcji FSW (Wielka Brytania)

Na rysunku 2.143 przedstawiono ideę pracy automatycznie sterowanego zasobnika zgrzebłowego firmy FSW (Wielka Brytania). Nad zasobnikiem zgrzebłowym usytuowany jest przenośnik taśmowy, którego bęben wysypowy jest przesunięty względem bębna wysypowego zasobnika zgrzebłowego o taką odległość, aby przy postoju zasobnika, po utworzeniu się na nim pryzmy urobku dochodzącej aż do bębna przenośnika taśmowego, mógł swobodnie staczać się na przenośnik odbierający, którym może być przenośnik zgrzebłowy lub taśmowy. Jeśli przenośnik odbierający pracuje z pełną swą wydajnością, a wydajność taśmowego przenośnika nad zasobnikiem jest większa od ustalonej wydajności przenośnika odbierającego (dotyczy to też jego postoju), nadmiar przesypanego urobku odchyla czujnik rewersyjny uruchamiający

przenośnik zasobnikowy w kierunku wstecznym. Ruch wsteczny ze stałą prędkością odbywa się do momentu, w którym czujnik rewersyjny wróci do położenia wyjściowego, czyli pionowego. W tym czasie czujnik rozładunku jest również odchylony.

W momencie gdy czujnik ten wróci do położenia pionowego ruch wsteczny zasobnika zostaje wyłączony. Gromadzący się urobek pod wysypem przenośnika taśmowego ponownie może uruchomić ruch wsteczny zasobnika. Załadunek zasobnika może być realizowany do momentu, w którym czoło urobku w zasobniku dojdzie do czujnika całkowitego zapełnienia (rodzaj wyłącznika krańcowego), umieszczonego przed jego bębnem zwrotnym. W takim momencie przenośnik taśmowy zasilający musi być wyłączony. W przypadku, gdy zasilający przenośnik taśmowy ma wydajność mniejszą niż ustalona wydajność przenośnika odbierającego lub przenośnik ten jest zatrzymany, zasobnik przechodzi do ruchu wyładowczego.

Podstawowymi elementami sterowania w opisanym układzie są czujniki ruchu rewersyjnego, rozładunku pełnego załadunku oraz zasuwa regulująca wydajność przenośnika odbierającego, nazwana przez producenta „drzwiami pomiarowymi".

Przerywany ruch przenośnika zasobnikowego jest realizowany poprzez napęd hydrostatyczny. Ruch cięgien łańcuchowych odbywa się ze stałą prędkością w okresach czasowych uzależnionych od przełączeń pochodzących z czujników ruchu rewersyjnego oraz rozładunku. Ruch zasobnika może odbywać się też ze zmienną prędkością uzależnioną od wydajności przenośnika zasilającego i odbierającego. W tym wypadku na obu przenośnikach musi być prowadzony ciągły pomiar ich wydajności. Konieczne jest też zastosowanie sterownika z odpowiednim algorytmem, który dostosuje prędkość zasobnika do napędu hydrostatycznego lub elektrycznego o regulowanej prędkości.

Mechaniczne przenośniki zasobnikowe, w przeciwieństwie do zasobników górniczych mogą być rozmontowywane i przenoszone do nowych pól wydobywczych. Aktualnie w Polsce nie stosuje się w kopalniach węgla kamiennego zasobników mechanicznych. Składają się na to dwie przyczyny. Pierwsza z nich to wynik stale rosnącej wydajności ze ścian węglowych, lepszego wykorzystania czasu dyspozycyjnego dzięki wysokiej niezawodności sprzętu, co przy ograniczonych retencjach zasobników daje coraz mniejsze efekty ekonomiczne. Drugą przyczyną jest brak w Polsce producenta takich zasobników.

Krótkie przenośniki zgrzebłowe stosuje się także pod zbiornikami górniczymi. Umieszcza się je pod ich lejami wysypowymi. Regulacja wydajności wygarniania urobku ze zbiornika może być realizowana przez regulację prędkości przenośnika lub przy stałej prędkości, poprzez grubość warstwy na rynnach. W tym wypadku o grubości warstwy na rynnach decyduje wysokość położenia zasuwy regulacyjnej nad przenośnikiem. Jako przenośniki wygarniające urobek spod zbiornika stosuje się najczęściej przenośniki podścianowe odpowiednio do tego celu przystosowane.

W zakładach przeróbczych, elektrowniach i elektrociepłowniach stosuje się też różnej konstrukcji krótkie przenośniki zgrzebłowe (z górną, dolną lub obiema gałęziami transportowymi) do wygarniania węgla ze zbiorników, odżużlania i innego krótkiego transportu technologicznego.

Przenośniki zgrzebłowe znajdują również niekiedy zastosowanie na zwałowiskach węgla.

3. Budowa zespołów i elementów przenośników zgrzebłowych

3.1. Napędy

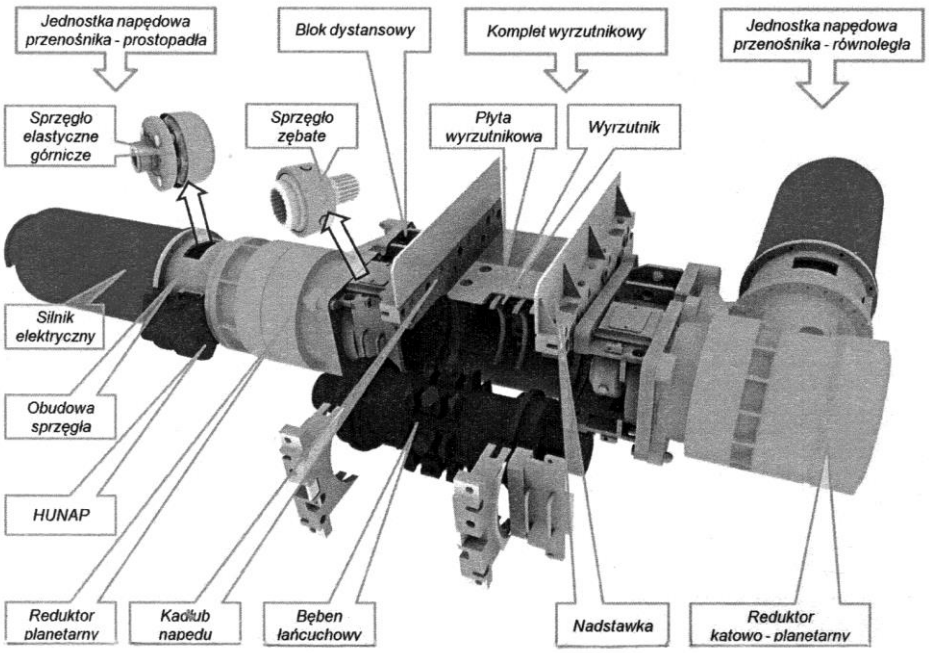
Podstawowym zadaniem napędów w przenośnikach zgrzebłowych jest pokonanie oporów ruchu i utrzymanie pożądanej prędkości cięgna łańcuchowego wraz z urobkiem. Ruch cięgna łańcuchowego uzyskiwany jest dzięki sprzężeniu kształtowemu między ogniwami łańcuchowymi i kołem lub kołami gniazdowymi zwanymi też gwiazdami, zamocowanymi w bębnie napędowym. Napędy mogą być usytuowane na stacji czołowej lub zwrotnej czyli tam, gdzie następuje zmiana kierunku ruchu cięgna łańcuchowego. Kąt opasania gwiazd wynosi zwykle około 180^0. Dzięki temu zapewnione są dobre warunki przenoszenia sił z zębów kół napędowych na łańcuchy.

Napęd usytuowany w stacji czołowej nazywany jest napędem czołowym, wysypowym lub głównym, zaś napęd usytuowany na przeciwległym końcu przenośnika, napędem zwrotnym lub pomocniczym.

Każdy napęd składa się z kadłuba napędowego, bębna napędowego, jednej lub dwóch jednostek napędowych, wyrzutnika łańcuchów, płyty wyrzutnika i innych mniej istotnych elementów. Jednostki napędowe mogą być bezpośrednio połączone z kadłubem napędu lub za pośrednictwem bloków dystansowych nazywanych też płytami dystansowymi. W ścianowych przenośnikach zgrzebłowych, zwłaszcza dużej i średniej mocy bloki te są powszechnie stosowane, ponieważ dzięki nim możliwe jest zastosowanie do danego kadłuba jednostek napędowych o różnej mocy. Ponadto odpowiednio zaprojektowany kadłub napędowy i blok dystansowy umożliwiają wymianę bębna napędowego bez demontażu jednostek napędowych, co jest bardzo pożądane przez użytkowników.

Każda jednostka napędowa składa się z: przekładni zębatej (reduktora), sprzęgła, obudowy sprzęgła i silnika napędowego. W napędach, w których bęben napędowy wymienia się bez demontażu jednostki napędowej, dochodzi dodatkowo do każdej jednostki sprzęgło zębate.

Ogólną budowę napędu przedstawiono na rysunku 3.1. Jest to napęd wysypowy z wysypem czołowym.



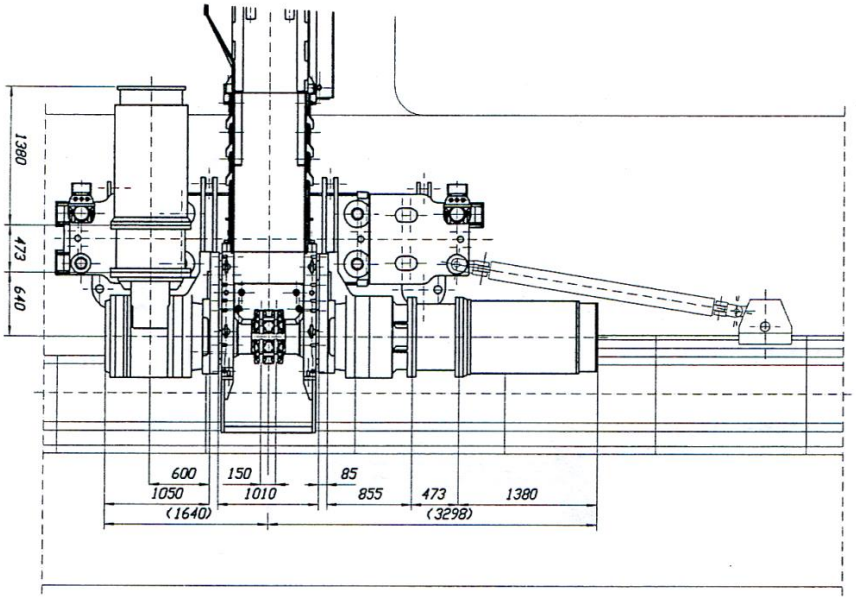
Rys.3.1. Elementy napędu wysypowego ścianowego przenośnika zgrzebłowego z bębnem napędowym demontowanym, bez konieczności demontażu jednostek napędowych [60]

W zależności od rodzaju przenośnika zgrzebłowego i jego zastosowania, przyjętej technologii prac górniczych, warunków górniczych i możliwości współpracy z innymi maszynami dobiera się układ napędowy przenośnika, w którym jednostki napędowe mogą być usytuowane względem osi podłużnej przenośnika prostopadle lub równolegle. Na rysunach 3.2 - 3.4 przedstawiono najczęściej stosowane obecnie układy napędowe w ścianowych przenośnikach zgrzebłowych.

W przenośnikach ścianowych w napędach wysypowych wysuniętych do chodnika podścianowego stosuje się zwykle dwie jednostki napędowe prostopadłe lub jedną prostopadłą po stronie ociosowej, a drugą równoległą umieszczoną od strony zawałowej. W napędach zwrotnych z reguły stosuje się jedną jednostkę równoległą po stronie zawałowej lub niekiedy jedną lub dwie jednostki prostopadłe znajdujące się w napędzie wysuniętym do chodnika nadścianowego. Ze względu na korzystniejszy rozkład mocy i mniejsze koszty inwestycyjne zaleca się stosowanie po jednej jednostce w obu napędach.

W przenośnikach ścianowych nie stosuje się równoległych jednostek napędowych po stronie ociosu, ponieważ wtedy na końcach ściany

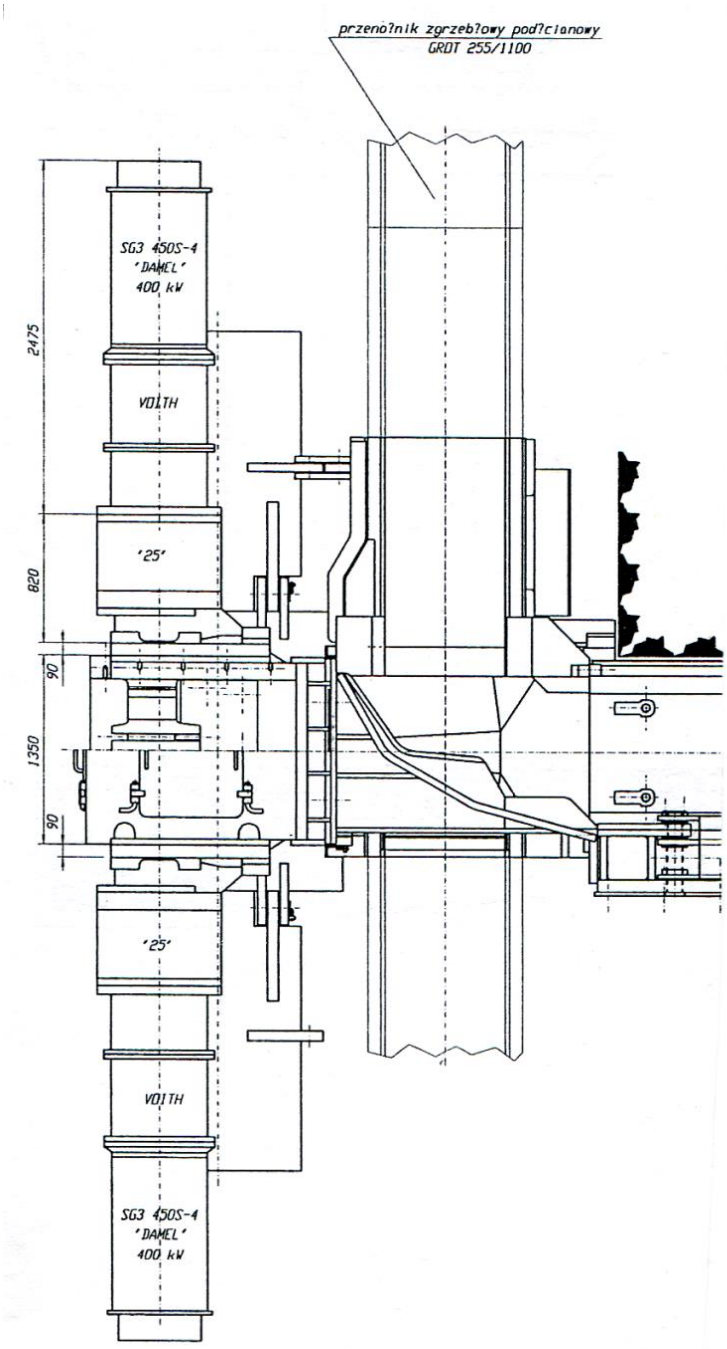
konieczne byłoby wykonywanie wnęk, co stanowiłoby znaczne utrudnienia pracy ściany, ograniczenie wydobycia i powodowałoby dodatkowo niepotrzebne zagrożenia dla pracujących tam górników. W przenośnikach ścianowych hamujących, w zależności od rozkładu napięć w cięgnie łańcuchowym, stosuje się w obu napędach po jednej jednostce napędowej (przy mniejszych nachyleniach podłużnych poniżej $30\text{-}40^0$) albo tylko 1 lub 2 jednostki napędowe w napędzie zwrotnym przy większych nachyleniach.



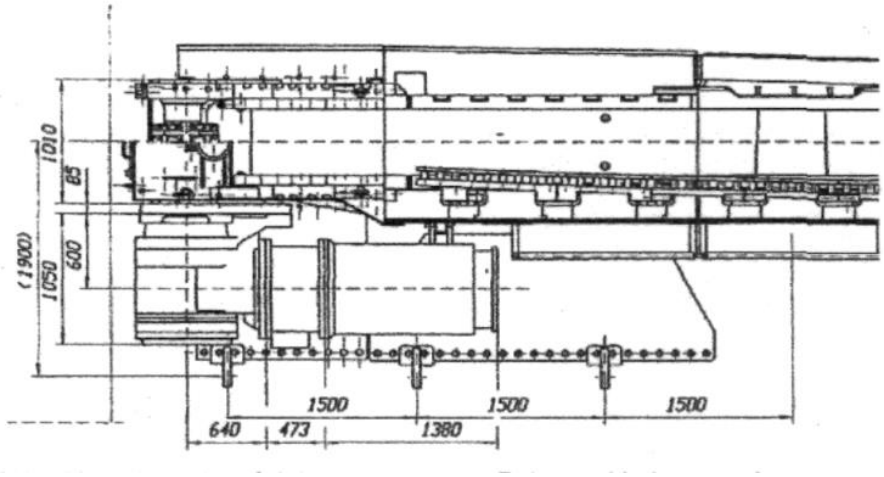
Rys.3.2. Napęd wysypowy przenośnika Rybnik 750 z prostopadłą i równoległą jednostką napędową [60]

W przenośnikach podścianowych napęd zawsze jest na wysypie, przy czym w zależności od potrzeb stosuje się 1 lub 2 jednostki napędowe. Podobne układy napędowe stosuje się w przenośnikach chodnikowych. Tylko w niektórych specjalnych zastosowaniach i przy małej długości przenośników spotyka się napędy instalowane na zwrotni (np. niektóre podawarki zgrzebłowe).

W przenośnikach zgrzebłowych strugowych typowe układy napędowe pokazano na rysunku 2.55 [2]. Aktualnie czołowy producent kompleksów strugowych, czyli firma „BUCYRUS” preferuje układ, w którym w napędzie wysypowym i zwrotnym stosuje się prostopadłe jednostki napędowe tak dla przenośnika jak i dla struga. Są one wysunięte do chodników przyścianowych (rys. 2.56, 2,57) [32, 44].



Rys.3.3. Napęd główny z wysypem bocznym i dwoma prostopadłymi jednostkami napędowymi w ścianowym przenośniku zgrzebłowym Rybnik 1100 [60]



Rys.3.4. Typowy napęd zwrotny z jedną jednostką napędową na przykładzie przenośnika Rybnik 750 [60]

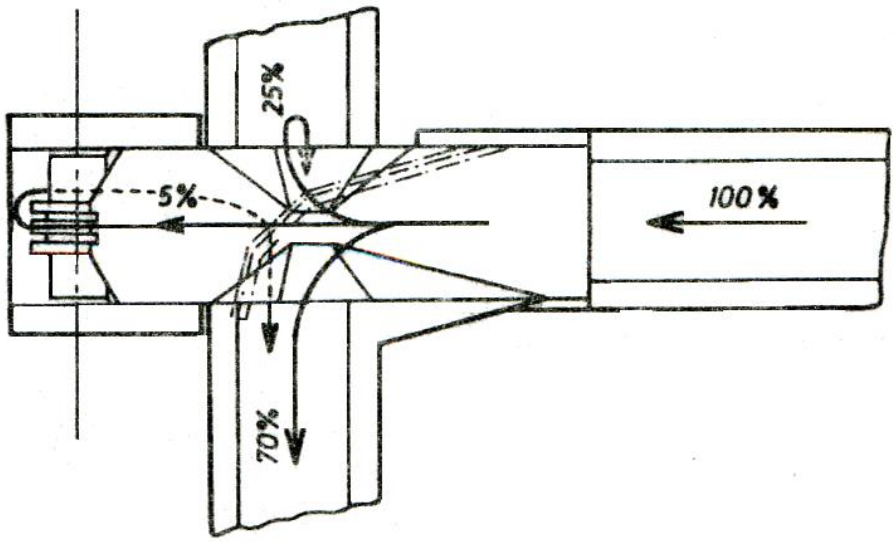
W przenośnikach zgrzebłowych ścianowych stosuje się trzy różne rodzaje wysypów urobku. Są nimi:

- wysyp czołowy zwany też prostym (rys. 3.2 i 2.56),
- wysyp boczny (rys. 3.3 i rys. 2.32),
- wysyp krzyżowy (rys. 2.34, 2.37, 3.7, 3.8).

Wysyp czołowy stosowany jest od powstania pierwszych przenośników zgrzebłowych. Wadą tego typu wysypu jest konieczność podniesienia napędu nad przenośnik odbierający, co powoduje zwiększenie przegięć cięgna łańcuchowego w rynnie dołącznej i kadłubie napędowym. W wyniku tego następuje wzrost oporów ruchu oraz zwiększenie zużycia prowadników cięgna na zakrzywieniach. Dodatkowo, przy prostopadłym ustawieniu przenośnika odbierającego w stosunku do podającego, urobek spiętrza się na przenośniku odbierającym. Stwarza to zagrożenie wciągania urobku przez zgrzebła przenośnika podającego (ścianowego) do jego dolnego przedziału. Skutkiem tego ścianowy przenośnik zgrzebłowy jest przeciążany, a niekiedy dochodzi nawet do jego zatrzymania. Wadą tego rozwiązania jest też fakt, że urobek przechodzący w całości przez bęben napędowy powoduje jego przedostawanie się pod łańcuch i zgrzebła, co przy urobku zanieczyszczonym iłołupkami powoduje zwiększenie średnicy nawijania się łańcucha na kole wraz z negatywnymi tego skutkami.

Przenośnik ścianowy może być wyposażony w wysyp boczny (rys. 3.3 i 2.32). W tym przypadku napęd też jest podniesiony nad przenośnik

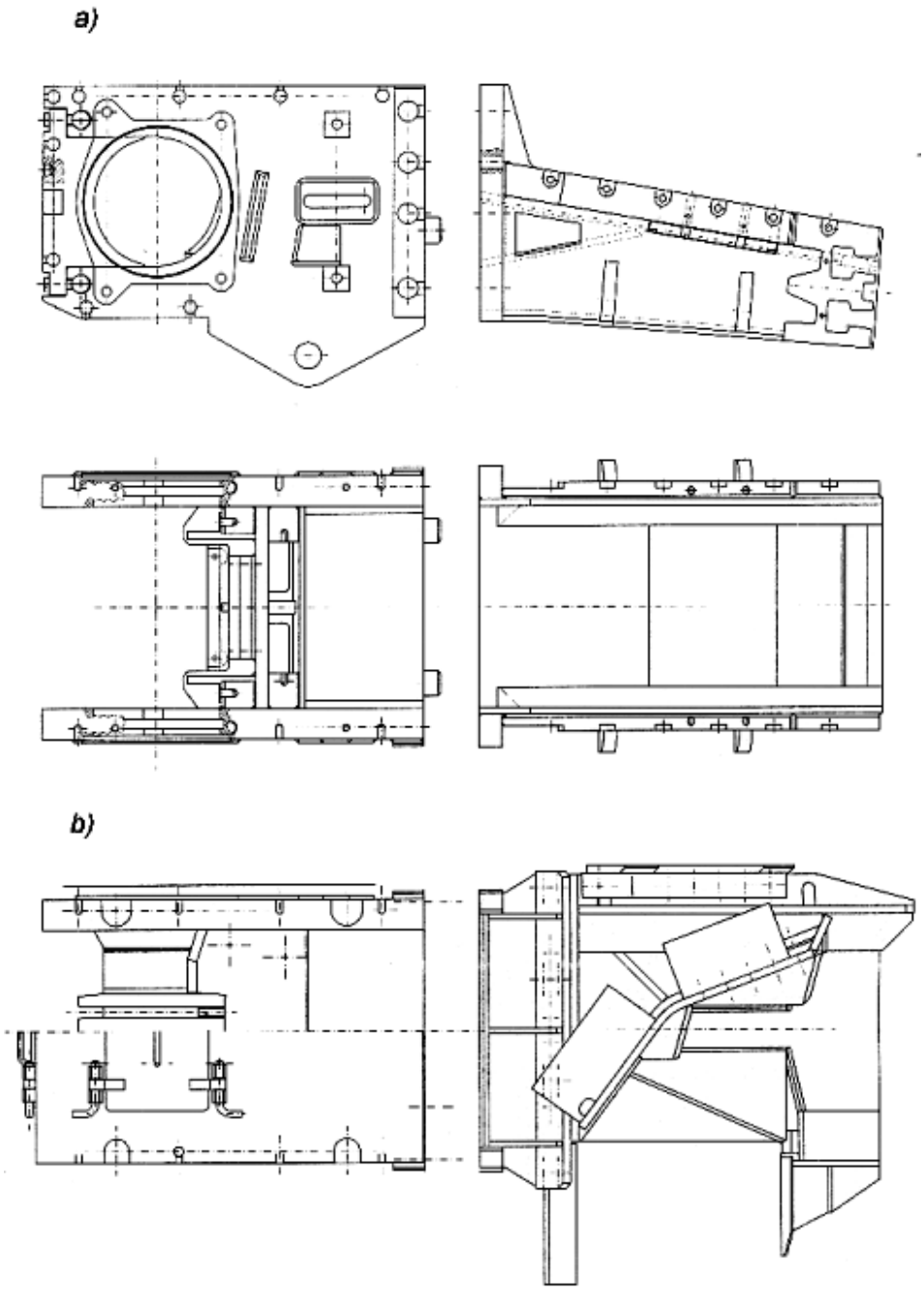
podścianowy, choć trochę mniej niż napęd z wysypem czołowym, ale na przenośnik podścianowy spływa urobek z określoną prędkością zgodną z jego kierunkiem ruchu. Zapewnia to lepszy odbiór urobku. Według brytyjskich producentów przenośników zastosowana odkładnia w wysypie bocznym powoduje, przy nominalnym obciążeniu przenośnika urobkiem, skierowanie ok. 70% urobku w kierunku ruchu przenośnika podścianowego, 25% w kierunku przeciwnym i tylko ok. 5% urobku przechodzi przez bęben napędowy, aby następnie, za pośrednictwem gałęzi powrotnej, przedostać się przez otwór w dolnej płycie na przenośnik podścianowy (rys. 3.5).



Rys.3.5. Rozdział urobku w napędzie z wysypem bocznym w przenośniku o nominalnym załadunku urobkiem

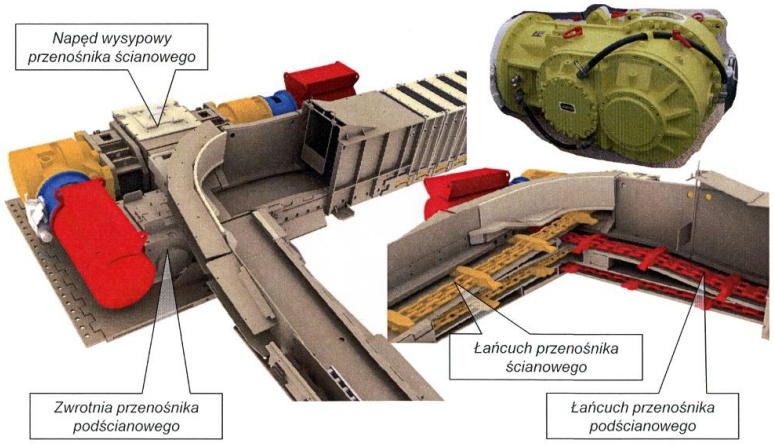
Wadą napędu z wysypem bocznym jest możliwość blokowania się między odkładnią a członem pośrednim napędu wytrzymałych skał lub innych przedmiotów powodujących łamanie zgrzebeł. Stanowi to zagrożenie dla bezpieczeństwa pracy górników.

RFM „RYFAMA" produkuje różnej wielkości uniwersalne napędy wysypowe składające się z dwóch części. Pierwszą część identyczną dla napędów z wysypem czołowym i bocznym stanowi krótki kadłub napędu, do którego mocuje się jednostki napędowe, zaś drugą część stanowi człon pośredni prosty stosowany w napędach z wysypem czołowym (rys. 3.6a) lub człon pośredni z wysypem bocznym dla napędów z wysypem bocznym (rys. 3.6b).

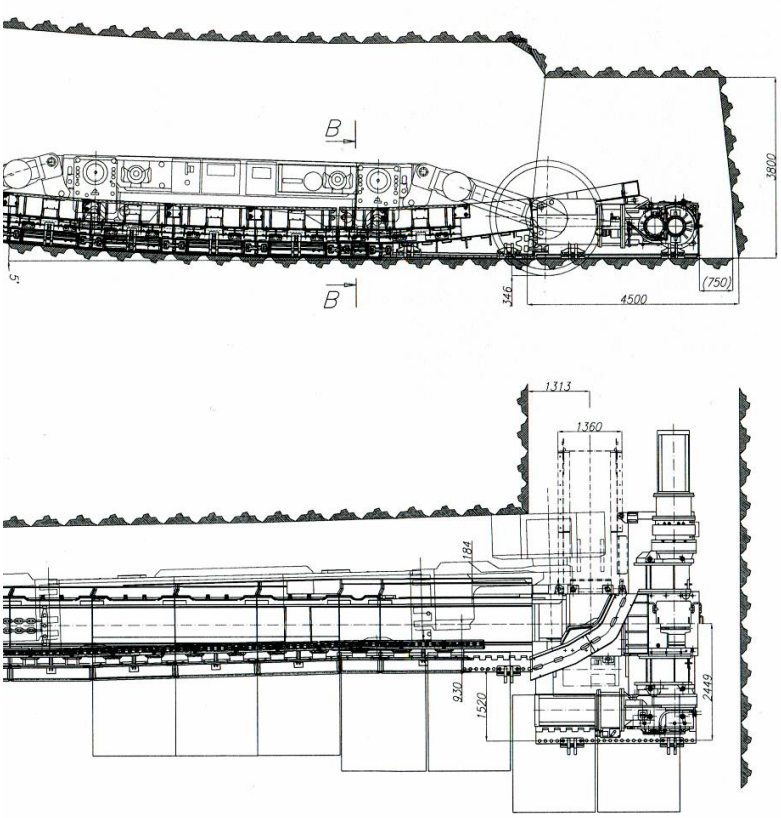


Rys.3.6. Uniwersalny napęd wysypowy 850/35 produkcji RFM „RYFAMA” [60];
a – kadłub napędu i człon pośredni napędu z wysypem czołowym, b - kadłub napędu i człon pośredni napędu z wysypem bocznym

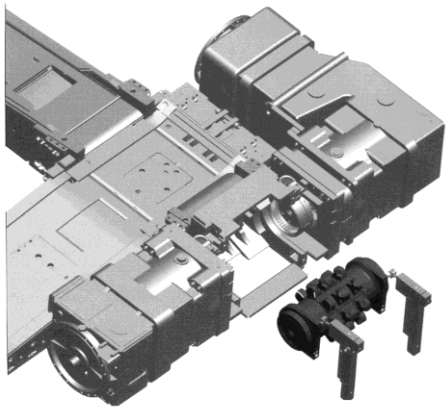
a)



b)



Rys.3.7. Ogólny widok napędu krzyżowego firmy RYFAMA i układu cięgien łańcuchowych przenośnika ścianowego i podścianowego (a) oraz usytuowanie tego napędu w chodniku (b) [60]



Rys.3.8. Napęd krzyżowy z wysypem krzyżowym firmy „BUCYRUS" z przekładniami CST 65 [44]

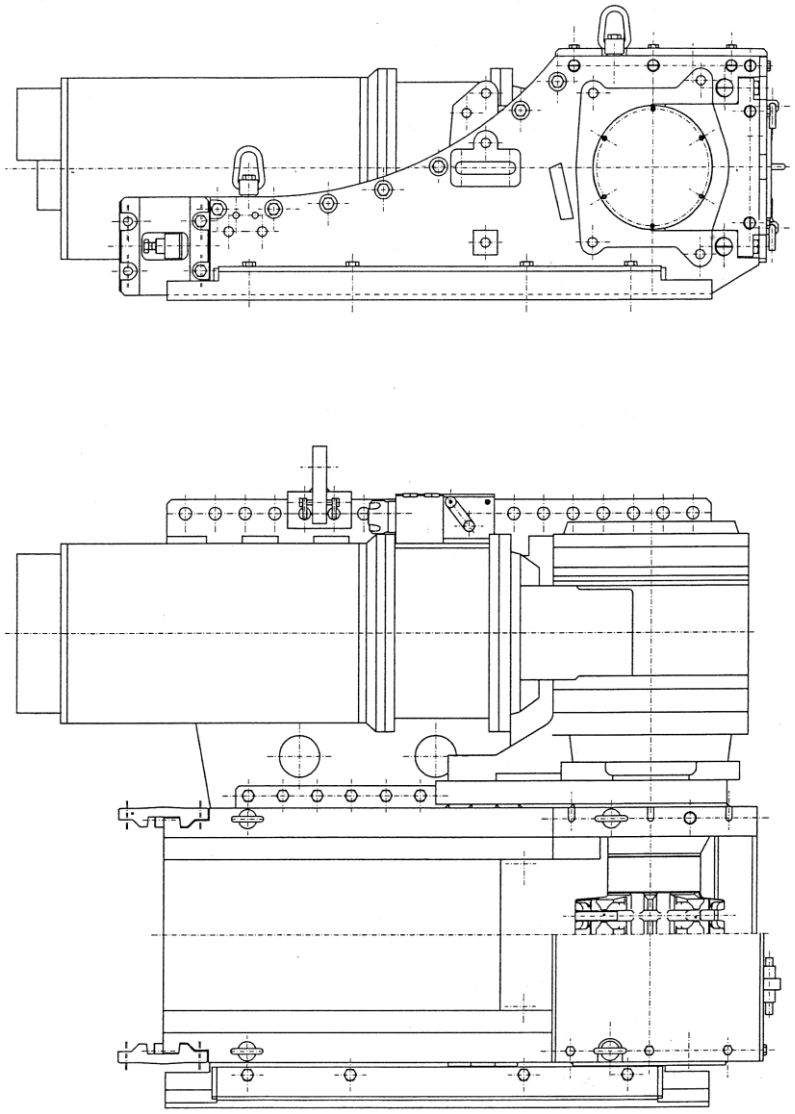
Napęd krzyżowy ma zdecydowanie najmniejszą wysokość i minimalne przegięcia cięgna przed bębnem napędowym, ale zajmuje większą powierzchnię w rzucie poziomym i wymaga zastosowania rozwiązań umożliwiających przeginanie trasy przenośnika podścianowego w płaszczyźnie poziomej i pionowej na długości kilku metrów (stosuje się krótkie rynny w ilości do 10 sztuk). Dodatkowym utrudnieniem jest ograniczenie zastosowania w ścianach o nachyleniu podłużnym nie większym niż 8^0 (10^0).

W Polsce ze względu na warunki stropowe, głębokość zalegania eksploatowanych pokładów i ich nachylenie, napędy tego typu stosuje się rzadko. Napędy krzyżowe stosuje się głównie w takich krajach jak USA, RPA i Australia. W krajach tych stosuje się nad jednostkami napędowymi specjalne konstrukcje osłaniające je z góry i z dołu przed zasypywaniem urobkiem. Dzięki temu uzyskuje się lepsze chłodzenie silników i przekładni i chroni się je przed uszkodzeniami mechanicznymi.

Na rysunku 3.7a przedstawiono ogólny widok napędu krzyżowego oraz zasadę współpracy cięgien przenośnika ścianowego i podścianowego, natomiast na rysunku 3.7b pokazano przykład usytuowania takiego napędu w chodniku podścianowym, wraz z analizą pracy kombajnu w tym rejonie (zjazd boczny na ostatnich rynnach przed napędem). Rysunek 3.8 prezentuje z kolei napęd krzyżowy z przekładniami CST 65 firmy „BUCYRUS".

W napędach zwrotnych stosuje się najczęściej jedną jednostkę napędową mocowaną do kadłuba po stronie obudowy zmechanizowanej. Pod napędami zwrotnymi, podobnie jak pod napędami wysy-

powymi stosuje się grube płyty, które co 125 mm mają otwory do połączenia przenośnika z popychakami obudowy zmechanizowanej. Połączenie to realizowane jest za pośrednictwem specjalnych elementów przyłączeniowych. Szerokość płyty jest tak dobrana, aby elementy przyłączeniowe nie opierały się o elementy jednostki napędowej, zaś jej długość powinna być tak dobrana, aby sięgała ona aż do końca silnika napędowego (rys. 3.9).



Rys.3.9. Napęd zwrotny 850/35 z płytą podnapędową przenośnika Rybnik 850 przystosowany do jednostek wielkości 35 [60]

Jednym z głównych warunków długotrwałej i bezawaryjnej pracy przenośnika zgrzebłowego jest utrzymanie właściwego napięcia cięgna łańcuchowego. Napięcie to zmienia się wzdłuż jego konturu i zależy od stopnia załadowania przenośnika na jego trasie, masy jednostkowej łańcuchów i zgrzebeł, współczynników oporów ruchu, zaburzeń w ułożeniu trasy przenośnika, rozmieszczenia jednostek napędowych itp. Z wielkością i rozkładem napięć bezpośrednio wiąże się wydłużenie sprężyste łańcuchów. Ponieważ w trakcie pracy przenośnika jego obciążenie urobkiem ulega ciągłej zmianie, więc i wydłużenie sprężyste łańcuchów podlega podobnym zmianom. Aby w trakcie pracy przenośnika nie dochodziło do nadmiernego luzowania się cięgna łańcuchowego przy jego schodzeniu z bębnów napędowych, cięgno łańcuchowe napina się wstępnie tak, aby przy najniekorzystniejszych warunkach luz ten nie przekraczał wartości dopuszczalnych. Zbyt duży luz cięgna łańcuchowego może doprowadzić do różnych perturbacji ruchowych takich jak: zablokowanie jego ruchu w rejonie napędu, przeskakiwania łańcucha na zębach kół napędowych itp.

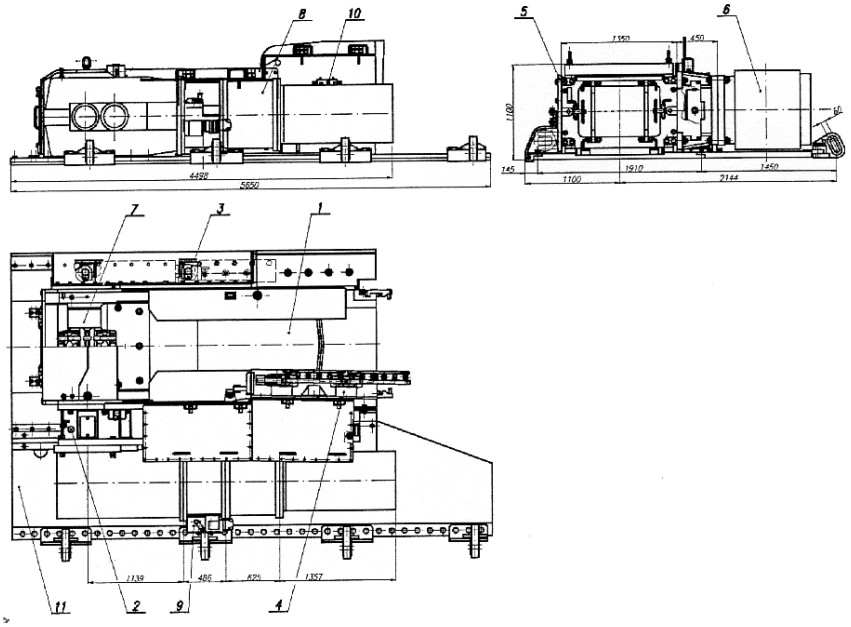
Z kolei zbyt duże napięcie cięgna łańcuchowego powoduje zwiększenie intensywności zużycia ściernego łańcuchów, gwiazd, zgrzebeł i rynien a ponadto prowadzi do obniżenia sprawności współpracy kół napędowych z łańcuchami oraz zwiększenia poboru mocy przez jednostki napędowe.

Najkorzystniejsze warunki pracy cięgna łańcuchowego w ścianowych przenośnikach zgrzebłowych mają miejsce wtedy, gdy podczas pracy przenośnika cięgno łańcuchowe przy jego zbieganiu z jednego z bębnów napędowych nieznacznie luzuje się lub ma bardzo małe napięcie. Aby umożliwić utrzymanie prawidłowego napięcia cięgna łańcuchowego w zmieniających się warunkach pracy przenośnika w RFM „RYFAMA” skonstruowano teleskopowy napęd zwrotny (rys. 3.10a) umożliwiający przemieszczanie bębna łańcuchowego względem trasy przenośnika [40]. Rozwiązanie takie uzupełnione odpowiednim układem sterowniczym pozwala bez zatrzymywania pracy przenośnika kompensować wydłużenie sprężyste łańcuchów wynikające ze zmian obciążenia przenośnika urobkiem poprzez odpowiednie zmiany położenia bębna napędu zwrotnego, czyli zmiany długości konturu łańcuchowego [35, 36, 37].

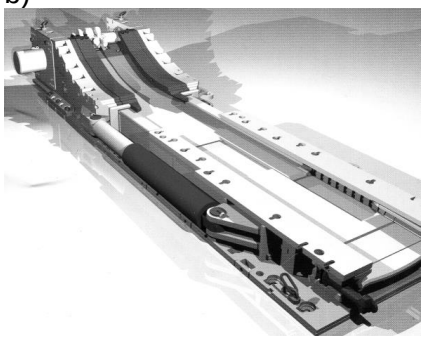
Dotychczas znanych jest kilka rozwiązań konstrukcyjnych układów sterowania z nadążnym (automatycznym) napinaniem cięgna łańcuchowego.

Znane jest rozwiązanie firmy DBT (rys. 3.10b), w którym mierzony jest zwis łańcucha w napędzie wysypowym i luzowania się łańcucha w napędzie zwrotnym. Firma „JOY" rysunek 3.10c jako sygnał sterujący przejęła liczbę zarejestrowanych impulsów odebranych na zakrzywionych prowadnikach krzywoliniowych napędu zwrotnego.

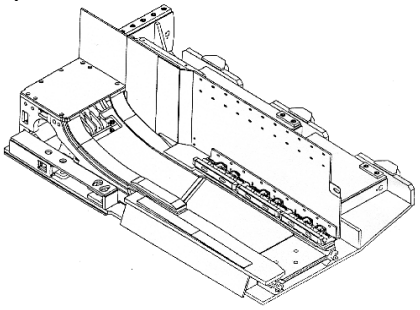
a)



b)



c)



Rys.3.10. Napędy zwrotne przenośników ścianowych z nadążnym napinaniem cięgna łańcuchowego [44, 60, 55]; *a – przenośnika Rybnik 1100 firmy RMF „RYFAMA" 1 –kadłub napędu, 2 – blok dystansowy, 3 – siłownik, 4 – wspornik zastawki, 5 – płyta dystansowa, 6 – reduktor planetarny, 7 – bęben napędowy w ruchomej części napędu; 8 – sprzęgło hydrodynamiczne, 9 – hydrauliczne urządzenie do spinania łańcuchów, 10 – układ hydrauliczny, 11 – płyta podnapędowa, b – przenośnika firmy „BUCYRUS", c – przenośnika firmy „JOY"*

Impulsy te pochodzą od przechodzących zgrzebeł. Wszystkie metody bezpośrednie, w których prowadzona jest bieżąca kontrola napięcia łańcucha wymagają prowadzenia pomiarów wielkości, które w warunkach przodka ścianowego trudno jest zmierzyć, a uzyskane wyniki nie zawsze są wiarygodne. Z tego powodu firma „RYFAMA" zastosowała metodę pośrednią, w której wielkością wejściową dla układu regulacji napięcia łańcuchów jest obciążenie przenośnika określone na podstawie mocy lub prądu pobieranych przez napędy.

Napinanie łańcucha w funkcji obciążenia wymaga określenia zależności między prawidłowym napięciem łańcuchów (wynikającym z położenia bębna łańcuchowego względem trasy przenośnika), a obciążeniem przenośnika nazwanej charakterystyką regulacyjną napinania łańcucha zgrzebłowego. Napięcie łańcucha zależy od położenia ruchomego bębna łańcuchowego względem trasy przenośnika oraz odpowiadającego mu ciśnienia w przestrzeni podtłokowej siłowników napinających (ciśnienie napinania). Do pomiaru tych wielkości można wykorzystać czujniki stosowane w układach elektrohydraulicznego sterowania obudowy zmechanizowanej.

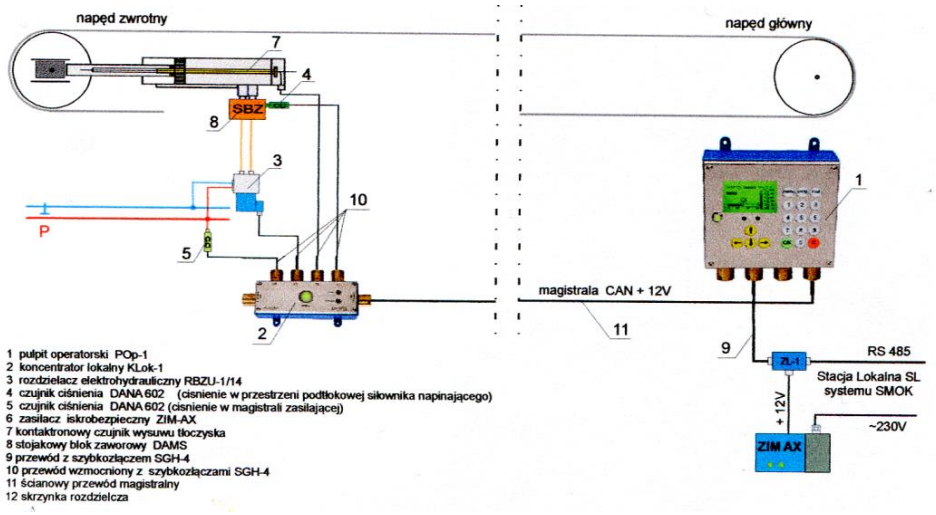
Pomiar położenia bębna łańcuchowego wymaga zabudowania w siłowniku hydraulicznym kontaktronowego czujnika wysuwu, a do pomiaru ciśnienia w przestrzeni podtłokowej można zastosować tensometryczny czujnik ciśnienia. Wynika z tego, że regulację napięcia łańcucha zgrzebłowego w funkcji obciążenia przenośnika można prowadzić na dwa sposoby, tj. przez optymalizację wysuwu lub przez optymalizację ciśnienia napinania.

Naprężanie łańcucha przy określonym wysuwie siłownika napinającego zależy od ułożenia trasy przenośnika i rzeczywistej długości łańcucha zmieniającej się ciągle w miarę zużycia łańcucha i skokowo przy jego skracaniu. Ciśnienie w siłowniku napinającym bezpośrednio odzwierciedla naprężenia występujące w łańcuchu, jednak występujące w trakcie pracy przenośnika oddziaływania dynamiczne łańcucha i stany nieustalone ciśnienia w trakcie napinania lub luzowania łańcucha, a zwłaszcza opory przesuwania ruchomej części napędu zwrotnego bardzo utrudniają stabilną regulację napięcia w funkcji obciążenia.

Na potrzeby regulacji nadążnej łańcucha opracowano algorytm polegający na wyznaczeniu w warunkach statycznych (przy zatrzymanym przenośniku) położenia początkowego bębna łańcuchowego zapewniającego prawidłowe warunki pracy w pełni obciążonego prze-

nośnika (maksymalne napięcie łańcucha). Po uruchomieniu przenośnika układ automatycznie określa optymalne położenie bębna łańcuchowego dla aktualnego obciążenia przenośnika. Położenie początkowe jest określane na podstawie wyznaczonej eksperymentalnie dla danego przenośnika maksymalnej wartości ciśnienia w siłowniku napinającym i zapewnia napięcie łańcucha odpowiadające stosowanemu tradycyjnie napięciu wstępnemu. Regulacja nadążna naprężenia cięgna łańcuchowego polega na korygowaniu wysuwu siłowników napinających zgodnie z charakterystyką określającą zależność zmiany położenia bębna łańcuchowego względem jego położenia początkowego w funkcji obciążenia przenośnika.

Schemat ideowy układu nadążnego sterowania napięciem łańcucha przedstawiono na rysunku 3.11 [35, 36, 37].



Rys.3.11. Schemat ideowy nadążnego sterowania napięciem cięgna łańcuchowego ścianowego przenośnika zgrzebłowego [60]

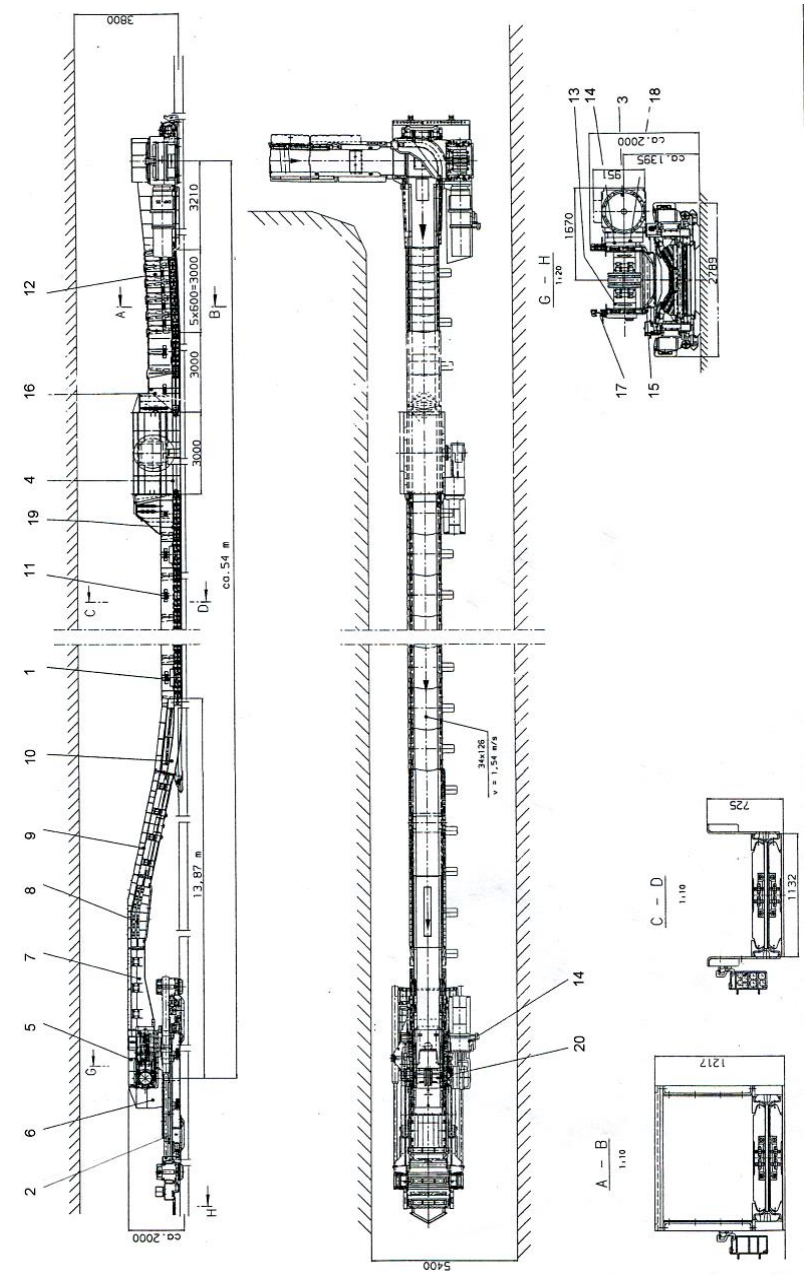
Algorytm nadążnego napinania jest zaimplementowany w koncentratorze lokalnym KLOK-1, zarządzającym pracą elementów wykonawczych układu. Do wejść pomiarowych koncentratora podłączone są czujniki dostarczające informacje o położeniu części ruchomej napędu zwrotnego, ciśnieniu w przestrzeniach podtłokowych siłowników napinających i ciśnieniu w magistrali zasilającej. Do wyjścia sterującego przyłączony jest iskrobezpieczny rozdzielacz elektrohydrauliczny zasilający przestrzenie podtłokowe siłowników napinających.

Ciśnienie w tych przestrzeniach jest zamknięte zaworem zwrotnym sterowanym wchodzącym w skład stojakowego bloku zaworowego.

Sterowanie napinaniem łańcucha może być prowadzone na trzy sposoby:

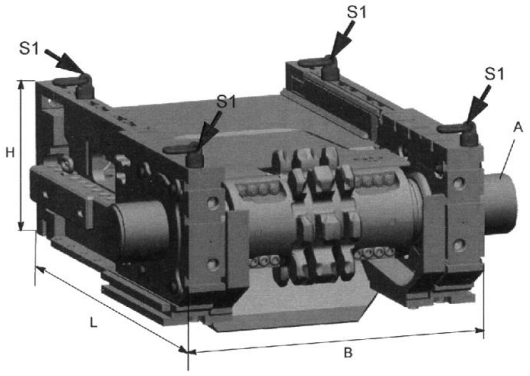
- przy włączonym sterowaniu automatycznym (nadążnym) w funkcji obciążenia napędów przenośnika. W trybie automatycznej regulacji wysunięcie tłoczysk siłowników jest określane na bieżąco przez układ sterowania na podstawie informacji o obciążeniu jednostek napędowych. Po zatrzymaniu przenośnika siłowniki napinające zostają wysunięte do położenia zapewniającego wstępne naprężenie łańcucha. Naprężenie to jest określone przez zadane wysunięcie tłoka lub wartość ciśnienia w przestrzeni podtłokowej nazywanym ciśnieniem rozruchowym;
- zdalne realizowane przez operatora z pulpitu operatorskiego POp-1. Przy pracy w układzie sterowania ręcznego obsługa pracująca przy napędzie głównym podejmuje decyzję o zmianie napięcia łańcucha na podstawie wyświetlanych na pulpicie operatorskim POp-1 informacji o obciążeniu napędów, wysunięciu siłowników, ciśnieniu w przestrzeniach podtłokowych siłowników i ewentualnej własnej obserwacji stanu łańcuchów na napędzie głównym (jeśli to jest możliwe). Operator poprzez wybranie odpowiedniego przycisku na pulpicie POp-1 powoduje załączenie jednego z elektrozaworów rozdzielacza elektrohydraulicznego zasilającego siłowniki napinające. Zakres zmiany położenia części ruchomej napędu zwrotnego jest kontrolowany przez układ sterowania, który nie dopuszcza do przekroczenia zapisanych w programie wartości granicznych napięcia łańcucha;
- ręcznie w przypadku wystąpienia zaniku napięcia elektrycznego istnieje możliwość regulacji napięcia łańcucha bezpośrednio za pomocą przycisków umieszczonych na rozdzielaczu elektrohydraulicznym.

Napędy przenośników podścianowych i chodnikowych są wyposażane w 1 lub 2 jednostki napędowe. Są one równolegle mocowane do kadłuba napędu dzięki czemu kadłuby te nie muszą mieć tak dużych sztywności jak kadłuby napędów w przenośnikach ścianowych. Buduje się je zwykle jako napędy odwrócone, czyli takie, w których cięgno łańcuchowe w kadłubie napędu i w rynnie z nim połączonej nie ulega przegięciu w swojej górnej gałęzi (odwrotnie niż w przenośnikach ścianowych). Przykład takiego napędu pokazano na rysunku 3.12.

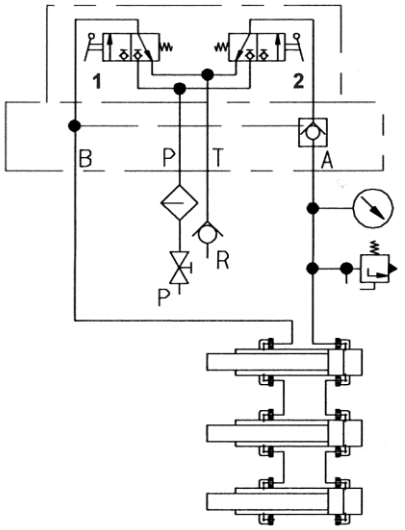


Rys.3.12. Przenośnik podścianowy PF4/1132 połączony z przenośnikiem ścianowym [44]; *1 - rynnociąg, 2-najazd, 3-silnik, 4-kruszarka, 5-napinanie telesk., 6-przesyp, 7, 8, 9, 10, 11-rynna dołączna, wypukła,mostowa, muldowa i przegubowa, 12-rynna kompens.13-gwiazda, 14-osłona sprzęgła, 15-przesyp. 16, 19 - wlot i wylot kruszarki, 18 -płyta przyłączeniowa, 20 – siłownik przekładkowy*

a)



b)



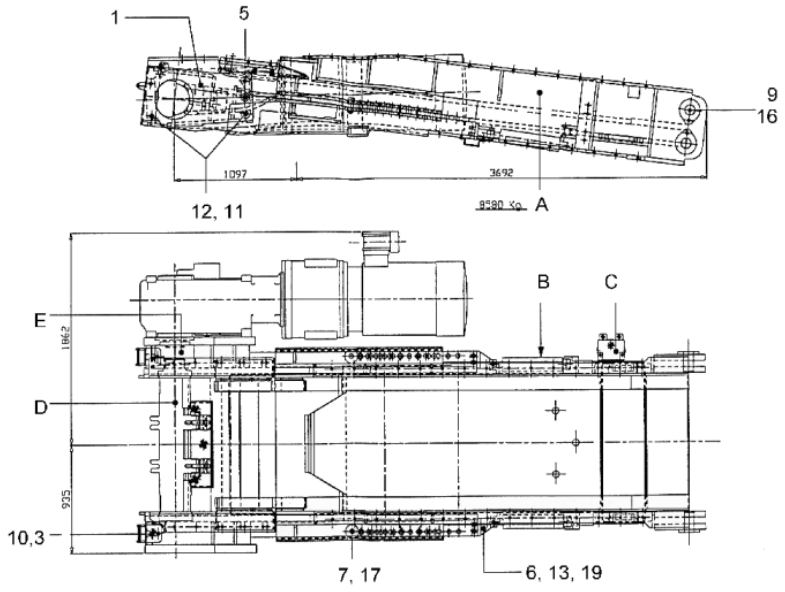
Rys.3.13. Napęd przenośnika podścianowego PF4/1132 firmy „BUCYRUS” [44]; *a – widok ogólny i główne wymiary kadłuba napędu SPR-1100, L – długość (1100 mm), B – szerokość (1840 mm), H – wysokość (680 mm), - S1 uchwyty; b – schemat hydrauliczny napinania cięgna łańcuchowego, A, B – przyłącza rozsuwania i zsuwania siłownika, P – zasilanie, T – spływ, 1,2 – zawory 3/2 drogowe zsuwania i rozsuwania siłownika, R –zawór spływowy*

Współpracuje on z mostową, najazdową stacją zwrotną przenośnika taśmowego z przesuwem hydraulicznym przenośnika podścianowego (3 m) i napędem krzyżowym przenośnika ścianowego. Na rysunku 3.13a przedstawiono widok napędu SPR3-1100 przenośnika podścianowego PF-4/1132 firmy „BUCYRUS” wraz z głównymi wymiarami i uchwytami transportowymi, zaś na rysunku 2.114 ten sam napęd z uwidocz-

nionym rozwiązaniem napinania cięgna (skok 400 mm), systemem blokowania mechanicznego położenia ruchomej części kadłuba, smarowania centralnego oraz układem spłukiwania miału węglowego z powierzchni ślizgowych między ruchomą i stałą częścią kadłuba [44]. Schemat układu hydraulicznego napinania cięgna łańcuchowego przedstawiono na rysunku 3.13b. W układzie przewidziano zawór bezpieczeństwa stanowiący zabezpieczenie przed przeciążeniem na poziomie 350 bar.

Innym przykładem budowy teleskopowego napędu przenośnika podścianowego szerokości 1160 mm jest napęd firmy „LONGWALL" (łańcuchy 30 x 108, rozstaw 375 mm) pokazany na rysunku 3.14 [56].

W polskich przenośnikach podścianowych nie stosuje się systemów napinania cięgna usytuowanych w kadłubach napędowych. Napinanie to realizuje się za pomocą siłowników hydraulicznych w stacji zwrotnej lub przez specjalne teleskopowe rynny napinające zamontowane przed napędem albo zwrotnią (rys. 2.115). Każde z tych rozwiązań ma określone zalety i wady.



Rys.3.14 Teleskopowy napęd przenośnika podścianowego firmy "LONGWALL" [56]; *A – kadłub stały, B – siłownik, C – rozdzielacz, D – bęben napędowy, E – sprzęgło, 1 – płyta przyłączeniowa, 3, 10 –płyta przyłączeniowa, 5 – klucz specjalny, 6, 13, 19 - wspornik, sworzeń i podkładka, 7, 17 – sworzeń z zabezpieczeniem, 9, 16 – złącze z zabezpieczeniem, 11, 12 – śruby M30*

Napędy teleskopowe są najkorzystniejsze ruchowo, ale są droższe od innych rozwiązań.

Współczesnym napędom wysoko wydajnych ścianowych przenośników zgrzebłowych stawia się bardzo wysokie wymagania techniczne. Sprowadzają się one do [11, 20, 22, 23]:

- zapewnienia prawidłowego rozruchu, czyli rozwijania przez silnik napędowy dostatecznie dużego, lecz łagodnie narastającego momentu umożliwiającego rozruch przenośnika przy jego pełnym obciążeniu urobkiem i możliwie małymi siłami dynamicznymi oraz do możliwości wielokrotnego powtarzania takich rozruchów w krótkich przedziałach czasowych, bez ujemnego wpływu na napęd i jego wyposażenie elektryczne,
- zapewnienia odpowiednio szybko działającej regulacji w celu wyrównywania obciążeń w ramach i pomiędzy napędami głównym i pomocniczym, spowodowanych zmianami podziałki ogniw i zróżnicowaniem charakterystyk silników,
- zabezpieczenia elementów napędów i cięgna łańcuchowego przed skutkami gwałtownych przeciążeń spowodowanych nagłą blokadą jego ruchu oraz przeciążeń wynikających z przeładowania przenośnika (zabezpieczenia termiczne),
- uzyskania oprócz podstawowej prędkości roboczej (w przenośnikach strugowych mogą to być dwie różne prędkości zależne od kierunku ruchu głowicy urabiającej), także prędkości wlecznej (pełzającej) w obu kierunkach ruchu, umożliwiającej kontrolę cięgna łańcuchowego i transport materiałów w ścianie; ważna też jest możliwość dostosowania prędkości cięgna do różnych zastosowań przenośnika,
- uzyskania możliwie małych gabarytów i mas z uwagi na małe przestrzenie wyrobisk górniczych oraz niedogodności transportowe,
- unifikacji konstrukcji podzespołów napędów pozwalającej na instalowanie ich w napędach głównych i pomocniczych jako jednostki równoległe lub prostopadłe z możliwością montowania ich po obu stronach kadłubów napędowych,
- wysokiej trwałości, niezawodności i bezpieczeństwa pracy, prostoty montażu, demontażu, obsługi i wysokiej sprawności energetycznej,
- możliwie niskich kosztów produkcji, użytkowania i napraw.

W celu uzyskania wysokich wydajności ze ścian węglowych konieczne jest instalowanie w maszynach kompleksów ścianowych jednostek napędowych o wysokich mocach.

Ich maksymalne i przeciętne moce stosowane obecnie w kompleksach ścianowych w Polsce i w świecie przedstawiono w tabeli 3.1. [39].

Moce silników zainstalowanych w maszynach i urządzeniach wchodzących w skład kompleksów ścianowych i podścianowych [39]

Tabela 3.1

Rodzaj maszyny	Moce napędów, kW			
	Polska		Świat	
	max.	średnio	max.	średnio
Przenośniki ścianowe zgrzebłowe	3x500	(0,5 ÷0,6) Nmax	3x1500 (1800)	(0,5 ÷0,6) Nmax
Przenośniki zgrzebłowe podścianowe	400		~500	
Kombajny	2000		3000	
Kruszarki	2x250		~500	
Inne	132÷750*			
Razem:	3000÷4000		~8000 (9000)	

** Moc silników w innych instalacjach (np. agregat pompowy, urządzenia klimatyzacyjne (...) moce dla częstotliwości f=60 Hz*

Generalnie w górnictwie węglowym stosuje się wiele różnych systemów napędowych w przenośnikach zgrzebłowych (rys. 3.15) [4, 5, 73].

Najbardziej rozwinięte systemy mają zastosowanie w przenośnikach ścianowych. Do napędów górniczych przenośników zgrzebłowych wykorzystuje się przede wszystkim trójfazowe, asynchroniczne silniki elektryczne, najczęściej na napięcia 1000 - 6000 V. W niektórych specjalnych zastosowaniach używa się napędów hydrostatycznych, zwłaszcza gdy pożądana jest regulacja prędkości przenośnika, a niezbędna moc jest nieduża. Stosowane przed laty napędy pneumatyczne w kopalniach silnie gazowych w Polsce nie mają obecnie zastosowania.

W przenośnikach podścianowych, chodnikowych i niekiedy ścianowych stosuje się proste napędy (rys. 3.15a), w których silnik elektryczny połączony jest z przekładnią (zwykle budowy klasycznej) za pomocą sprzęgła elastycznego. W tym przypadku silniki elektryczne muszą charakteryzować się dużymi momentami rozruchowymi, aby pokonać duże opory rozruchu przenośnika (M_r/M_n = 2,1 – 3,2).

Warunek ten spełniają silniki dwuklatkowe i głębokożłobkowe. Ten system napędowy charakteryzuje się długimi i ciężkimi rozruchami, zwłaszcza gdy przenośnik jest w pełni obciążony urobkiem. Wymaga on wyposażenia elektrycznego zdolnego do przenoszenia dużych i długotrwałych prądów rozruchowych. Dodatkowym utrudnieniem jest przy te-

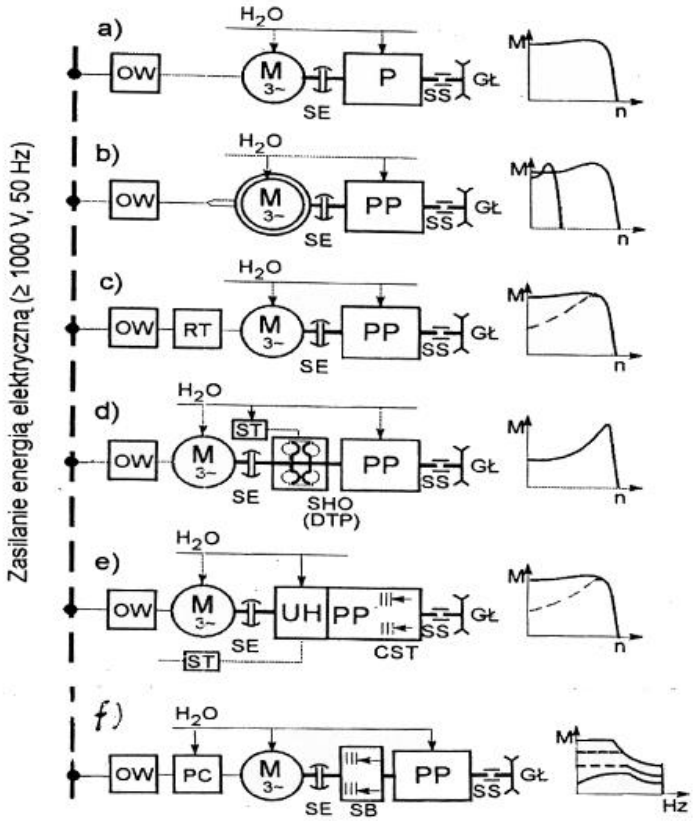
go typu napędach duża częstotliwość rozruchów przenośnika, która bardzo istotnie wpływa na temperaturę pracy silników. W tym systemie napędowym, podobnie jak przy zastosowaniu silników dwubiegowych, praktyka kopalniana wykazała potrzebę przedymensjonowania mocy silników o 20 – 30% w stosunku do mocy silników przy bardziej rozwiniętych systemach (rys. 3.15 c, d, e, f).

Systemy napędowe z dwubiegowymi silnikami elektrycznymi (rys. 3.15b) zostały wprowadzone przede wszystkim do przenośników ścianowych celem złagodzenia problemów wynikających z trudności rozruchowych przenośników mocno obciążonych urobkiem. W Polsce, aż ok. 90% przenośników zgrzebłowych stanowią przenośniki zgrzebłowe z dwubiegowymi silnikami asynchronicznymi, przy czym w zdecydowanej większości są to silniki o stosunku mocy i obrotów synchronicznych na I biegu, do mocy i obrotów na biegu II równym 1:3.

Taki stosunek jest wynikiem zastosowania silników dwubiegowych z napędów strugów, gdzie przyjęto go ze względu na uzyskanie stałej grubości warstwy urobku na przenośniku przy ruchu zgodnym i przeciwnym głowicy strugowej w stosunku do kierunku ruchu przenośnika. W krajach o wysoko rozwiniętej technice wydobycia węgla stosuje się w napędach z silnikami dwubiegowymi stosunek 12:. Jest to rozwiązanie bardziej korzystne, ponieważ przy tym stosunku energia kinetyczna ruchomych elementów przenośnika na I biegu proporcjonalna do kwadratu prędkości obrotowej jest 2,25 razy większa niż przy stosunku 1:3.

Tak duży wzrost energii kinetycznej powoduje, że przy przechodzeniu z biegu I na II (czas przełączenia w zależności od aparatury przyłączeniowej wynosi 30 – 200 milisekund), spadek prędkości w momencie włączenia biegu II nie jest duży i dalszy rozruch jest znacznie ułatwiony. Przy silnikach dwubiegowych o stosunku 13: spadek prędkości spowodowany dużymi oporami ruchu przenośnika jest bardzo duży i na II biegu rozruch rozpoczyna się od bardzo małej prędkości, co w niektórych przypadkach uniemożliwia dalszy rozruch na tym biegu [88, 89].

Napędy z silnikami dwubiegowymi wymagają rozbudowanej aparatury elektrycznej, a przez to droższej niż przy silnikach jednobiegowych. Analogicznie przedstawia się porównanie kosztów zakupu obu rodzajów silników.



Rys.3.15. Systemy napędowe przenośników zgrzebłowych stosowane w górnictwie węglowym [4, 5, 73]; *a - napęd z silnikiem jednobiegowym, sprzęgłem elastycznym i przekładnią budowy klasycznej, b - napęd z silnikiem dwubiegowym, sprzęgłem elastycznym i przekładnią planetarną, c – napęd z rozrusznikiem tyrystorowym, silnikiem jednobiegowym, sprzęgłem elastycznym i przekładnią planetarną, d – napęd z silnikiem jednobiegowym, sprzęgłem hydrodynamicznym przepływowym typu DTP lub o stałym napełnieniu i przekładnią planetarną, e - napęd z silnikiem jednobiegowym, sprzęgłem elastycznym i przekładnią o sztucznej inteligencji CST, f – napęd z przemiennikiem częstotliwości, z silnikiem jednobiegowym, sprzęgłem elastycznym i przeciążeniowym (bezpieczeństwa) i przekładnią planetarną; OW – wyłącznik kopalniany, PC – przemiennik częstotliwości, M – silnik indukcyjny z wirnikiem klatkowym, SE, SB, SS, - sprzęgła: elastyczne, wielopłytkowe bezpieczeństwa, sztywne, P, PP – przekładnia zębata klasyczna i planetarna, GŁ – gwiazda łańcuchowa, SHO – wodne sprzęgło hydrodynamiczne o regulowanym przepływie (typ DTP) lub o stałym napełnieniu z komorą opóźniającą lub bez komory, RT – rozrusznik tyrystorowy, UH – układ hydrauliczny do sterowania mokrego sprzęgła wielopłytkowego przekładni CST*

Napędy z rozrusznikami tyrystorowymi (rys. 3.15c) zapewniają łagodny rozruch przenośnika przy małych prądach rozruchowych. Po zakończonym rozruchu są one wyłączane z pracy i nie jest możliwe wyrównywanie mocy między napędami, ponieważ nie są one wyposażone w układ wymuszonego chłodzenia niezbędny przy pracy ciągłej. Rozruszniki tyrystorowe są dość drogie i rzadko stosowane.

Wady dotychczas opisanych systemów napędowych spowodowały, że rozpowszechniły się w świecie przenośniki ścianowe, w których jednostki napędowe wyposażone są w silniki jednobiegowe o stosunkowo niskich momentach rozruchowych i dużych momentach maksymalnych, osiągających krotność momentu nominalnego na poziomie 3,0–3,2 (rys. 3.15d). Stosowane są one ze sprzęgłami hydrodynamicznymi o regulowanym przepływie wody typu DTP firmy „VOITH". Przy mniejszych mocach stosowano i stosuje się nadal sprzęgła o stałym napełnieniu, z komorą opóźniającą.

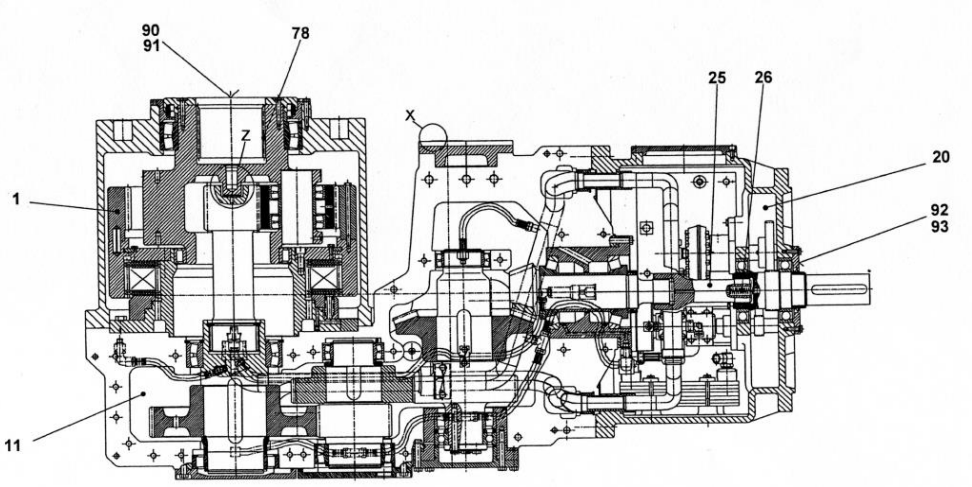
W systemie tym uruchamianie silników napędowych odbywa się bez obciążenia zewnętrznego, a więc krótko, bo obciążeniem są tu tylko momenty bezwładności wirnika silnika i pierwotnej strony sprzęgła. Po osiągnięciu obrotów nominalnych silnika, sprzęgło stopniowo napełnia się, zwiększając łagodnie przenoszony moment. W chwili zrównania się tego momentu z momentem oporu strony wtórnej sprzęgła, związanej z oporami przenośnika, rozpoczyna się jego rozruch [7].

Napędy ze sprzęgłami hydrodynamicznymi, przepływowymi, umożliwiają:

- zastosowanie silników jednobiegowych o mocy 400 - 1600 kW i uproszczenie instalacji elektrycznych w ścianie,
- rozruch silników bez obciążenia ze strony przenośnika,
- łagodny rozruch przenośnika w zakresie obciążenia silników nie większych niż ich moment maksymalny,
- korygowanie charakterystyk rozruchowych przenośnika poprzez intensywność napełniania sprzęgieł oraz odpowiednio do mocy zastosowanych silników i wytrzymałości łańcuchów,
- wyrównywanie obciążeń między napędami spowodowanych zróżnicowaniem charakterystyk silników i zmienną podziałką ogniw łańcucha,
- sekwencyjne uruchamianie silników i zmniejszenie przeciążeń sieci elektrycznej,

- jazdę rewizyjną przenośnika ze zmniejszoną prędkością,
- napinanie cięgna łańcuchowego,
- redukcję sił dynamicznych przy zablokowaniu ruchu przenośnika i rozruchu oraz zwiększenie trwałości i niezawodności elementów napędów i cięgna łańcuchowego,
- przenoszenie większych momentów niż sprzęgła o stałym napełnieniu (większy poślizg, lepsze odprowadzenie ciepła).

Wymienione zalety napędów z przepływowymi sprzęgłami hydrodynamicznymi oraz z komorą opóźniającą, w połączeniu z umiarkowanymi kosztami ich zakupu spowodowały, iż ten rodzaj napędu dominuje w ścianowych przenośnikach zgrzebłowych w krajach o najbardziej rozwiniętej technice wydobycia węgla, przy czym napędy ze sprzęgłami przepływowymi zwiększają swój udział w tym systemie napędowym. Wadą napędów z przepływowymi sprzęgłami hydrodynamicznymi jest niedostateczna ochrona przekładni i cięgna łańcuchowego przed skutkami gwałtownego zablokowania ruchu przenośnika, zwłaszcza w niewielkiej odległości przed napędem oraz wysoka czystość wody niezbędna do niezawodnej pracy zaworów sterujących pracą sprzęgła.



Rys.3.16 Budowa kątowej przekładni CST 30 [44]; *1 - koło o uzębieniu wewnętrznym połączone ze sprzęgłem wielopłytkowym, 11 - komora dwóch stopni walcowych, 20 - komora stopnia stożkowego i pompy olejowej z przewodami, 25 - wałek sprzęgłowy, 26 - sprężyna dociskowa, 78 - wielowypust, 90, 91 - kołpak ochronny i śruba do jego mocowania, 92, 93 - pokrywa łożyska wałka szybkobieżnego ze śrubami*

W Polsce produkuje się sprzęgła hydrodynamiczne tylko do mocy 160 kW i bez komór opóźniających. Spowodowało to, że w ścianowych przenośnikach zgrzebłowych nie stosuje się ich obecnie. Najdoskonalszym i coraz bardziej rozpowszechniającym się systemem napędowym jest system, w którym stosuje się przekładnie CST (rys. 3.16). W jednostkach napędowych z tymi przekładniami mogą być stosowane silniki jednobiegowe o małym momencie rozruchowym.

W przekładniach CST (Controll Start Transmission) wielkości 30, 45, 65, i 85, (rys. 3.16) na wale zdawczym znajduje się wielopłytkowe sprzęgło mokre z regulowanym dociskiem płytek na drodze hydraulicznej. Na podstawie sygnałów pochodzących od różnych czujników w przekładni, komputer PROTEC 300 zgodnie z ustalonym algorytmem steruje pracą serwozaworu regulującym moment przenoszony przez sprzęgło wielopłytkowe [13].

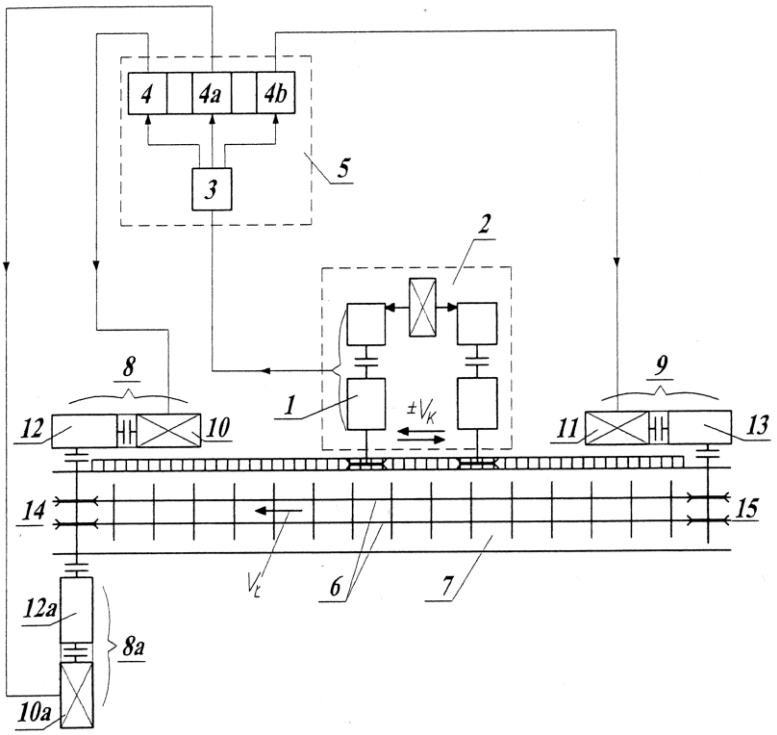
System ten umożliwia bezobciążeniowy rozruch silnika. Po nim uruchamiany jest układ hydrauliczny chłodzenia przekładni, a na końcu układ hydrauliczny umożliwiający pracę siłownika docisku płytek. Dzięki sterowaniu pracą sprzęgła wielopłytkowego realizuje się bezobciążeniowy rozruch silników, łagodny rozruch przenośnika, rozruch sekwencyjny jednostek napędowych lub napędów, wyrównywanie obciążeń między napędami, zabezpieczenie napędu przed przeciążeniem przy zablokowaniu ruchu przenośnika, jazdę z prędkością wleczną do kontroli stanu cięgna łańcuchowego i transportu materiałów oraz napinanie wstępne cięgna łańcuchowego [6, 13].

Rozwój przemienników częstotliwości dużej mocy jaki nastąpił w ostatnim dwudziestoleciu umożliwia stosowanie w napędach ścianowych przenośników zgrzebłowych nowych systemów napędowych. W systemie takim jednobiegowy silnik asynchroniczny zasilany może być przez prądowy lub napięciowy przemiennik częstotliwości połączony przez sprzęgło z przekładnią planetarną, w której na wale zdawczym zabudowane jest wielopłytkowe sprzęgło bezpieczeństwa (rys. 3.15f).

Ze względu na ciągłą pracę przemiennika i wydzielane ciepło przemienniki chłodzone są wodą. Również silniki i przekładnie mają chłodzenie wodne podobnie jak to ma miejsce we wcześniej opisanych systemach napędowych. Przemiennik umożliwia płynną regulację prędkości obrotowej od nieznacznie większej od zera do znacznie przekraczającej nominalną prędkość silnika.

Firma „DAMEL” oferuje aktualnie silniki elektryczne z zabudowanymi na nich napięciowymi przemiennikami częstotliwości o mocy nominalnej 60, 160, 200, 250, 400 i 500 kW.

Zastosowanie przemienników częstotliwości w napędach ścianowych przenośników zgrzebłowych daje możliwości dostosowania prędkości przenośnika do wydajności urabiania i kierunku ruchu głowicy strugowej (rys. 3.17).



Rys.3.17. Schemat sterowania prędkością ruchu ścianowego przenośnika zgrzebłowego; *1- przekładnia mechanizmu posuwu kombajnu, 2- napęd posuwu kombajnu, 3- sterownik ścianowego przenośnika zgrzebłowego, 4, 4a, 4b - przemienniki częstotliwości ścianowego przenośnika zgrzebłowego, 5 - zespół przemienników ze sterownikiem ścianowego przenośnika zgrzebłowego, 6 - cięgno łańcucha ścianowego przenośnika zgrzebłowego, 7 - ścianowy przenośnik zgrzebłowy, 8, 8a, 9 - jednostki napędowe ścianowego przenośnika zgrzebłowego, 10, 10a, 11 – silniki napędowe ścianowego przenośnika zgrzebłowego, 12, 12a, 13 – przekładnie ścianowego przenośnika zgrzebłowego, 14, 15 – bębny napędu wysypowego i zwrotnego*

W tym przypadku z pomocą odpowiednich algorytmów można tak sterować prędkością przenośnika, aby na przenośniku zapewnić stały przekrój urobku uznany za optymalny.

Charakterystyki techniczno-ruchowe porównywanych systemów napędowych ścianowych przenośników zgrzebłowych [4,5]

Tabela 3.2

Analizowane własności techniczno-ruchowe	System napędu					
	Klasyczny elektromechaniczny	**Dwubiegowy**	**Z rozrusznikiem tyrystorowym**	**Ze sztuczną inteligencją systemu CST 30**	**Ze sprzęgłem hudrodynamicznym opróżnialnym na wodę**	**Z przemiennikiem częstotliwości**
Moc znamionowa, kW	Do 250	Do 105/315	Do 315	Do 315 (do 500)*	Do 400 (do 800)**	Do 1000
Silnik elektryczny na napięcie 1000 V, 50 Hz, chłodzony wodą	Indukcyjny trójfazowy z wirnikiem klatkowym o charakterystyce mechanicznej bezsiodłowej (dwubiegowy ma odrębne uzwojenia o różnej liczbie par biegunów i wysoką wartość momentu bezwładności wirnika)				Indukcyjny o charak-terystyce mechanicznej z wysoką krotnością (3,2)momentu krytycznego	Indukcyjny klatkowy
Poślizg roboczy, %	1,5 – 2,5			2 - 3	3÷6	1,5 – 2,5
Przekładnia zębata, chłodzona wodą	Planetarno-walcowa i planetarno-kątowa, dwu-, trój- lub czterostopniowa z trzema lub czterema satelitami					
Typ sprzęgła	Elastyczne i sztywne			Elastyczne, sztywne, mokre wielopłytkowe z regulowanym dociskiem	Elastyczne, sztywne i hydrodynamiczne	Elastyczne
Rodzaj rozruchu	Sztywny	Sztywny złagodzony	Łagodny	Bardzo łagodny		Bardzo łagodny
Bezobciążeniowy rozruch silnika	Nie			Tak		Nie
Rozruch ciężki przenośnika	Nie	Rozładowanie na pierwszym biegu	Tak	Tak		Tak
Rozruch bardzo ciężki	Nie			Tak	Tak	Tak
Wyrównanie obciążenia pomiędzy silnikami	Brak		Możliwe	tak	Częściowe	Tak
Zabezpieczenie przed przeciążeniem	Brak (zerwanie sprzęgła elastycznego)			Tak	Częściowe	Nie
Wykorzystanie momentu obrotowego silnika podczas rozruchu	Do momentu krytycznego			Powyżej momentu krytycznego	Do momentu krytycznego	Do momentu krytycznego
Liczba rozruchów w ciągu godziny (bez problemów cieplnych)	Do 40			60÷100	Kilkadziesiąt	Tak
Możliwość ruchu rewizyjnego łańcucha	Nie	Tak, na pierwszym biegu	Nie	Tak		Tak

Dzięki temu można znacznie zmniejszyć drogę jaką wykonuje cięgno łańcuchowe przenośnika, zmniejszyć zużycie energii oraz zwiększyć trwałość rynien, łańcuchów, gwiazd napędowych i innych elementów przenośnika. Ten system rozwija się głównie w przenośnikach taśmowych, zaś w przenośnikach zgrzebłowych ma on spore szanse na większe rozpowszechnienie niż obecnie.

Charakterystyki techniczno-ruchowe opisanych systemów napędowych przenośników zgrzebłowych przedstawiono syntetycznie w tabeli 3.2 [4, 5].

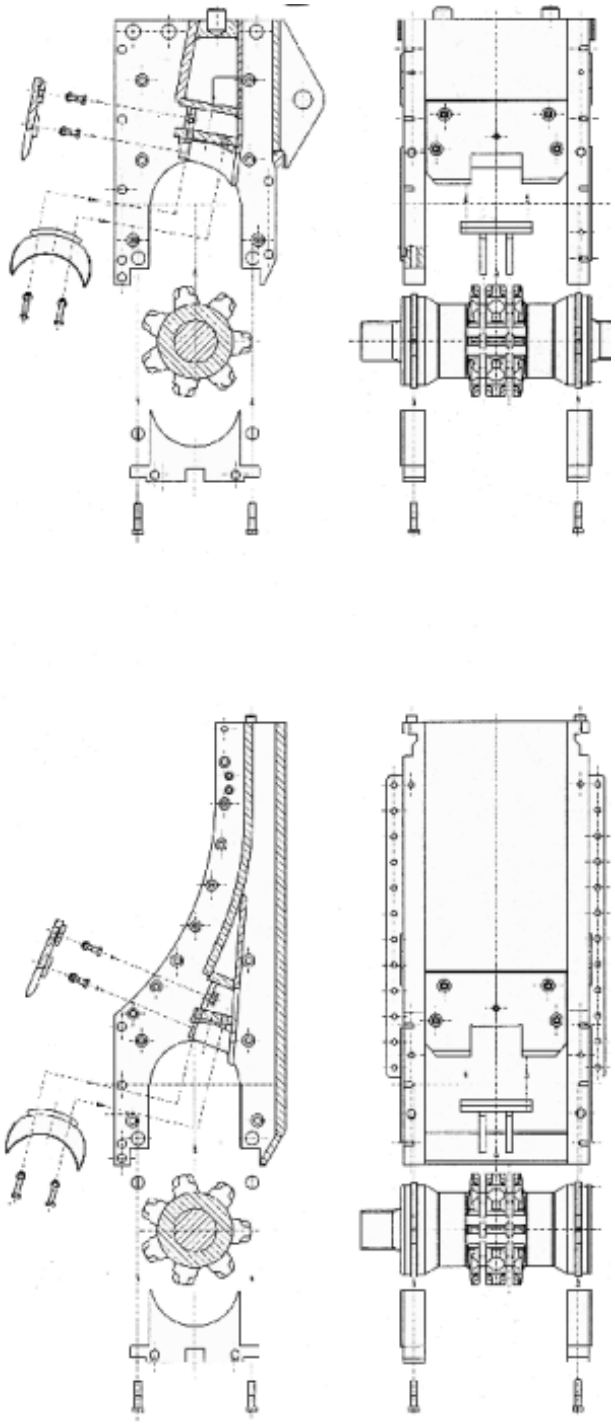
Instalowane obecnie moce silników w ścianowych systemach kombajnowych są bardzo wysokie. Obrazuje je tabela 3.1 [39, 73].

3.1.1. Kadłuby napędów i zwrotnie

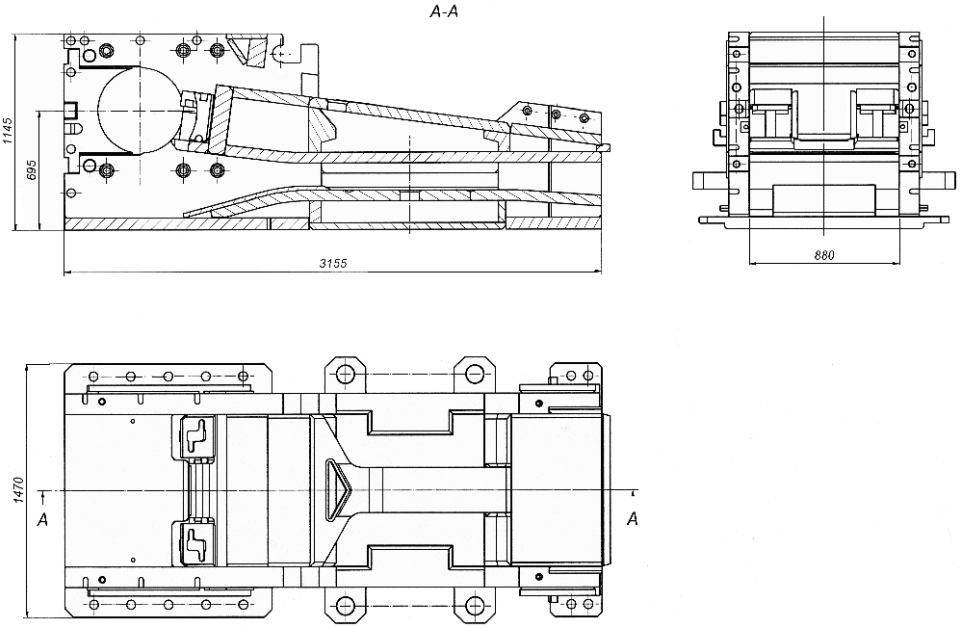
Kadłuby napędów są elementami integrującymi bezpośrednio lub pośrednio wszystkie elementy napędów oraz rynny dołączne. Są to konstrukcje spawane, wykonane z grubych płyt stalowych. Ze względu na bardzo duże obciążenia statyczne i dynamiczne obciążające kadłub w czasie pracy przenośnika muszą one mieć wyjątkowo dużą sztywność, zwłaszcza gdy jednostki napędowe montowane są prostopadle do kadłuba. Wynika to z potrzeby zachowania dużej precyzji w przedmiocie współosiowości wału bębna napędowego oraz wału zdawczego przekładni zębatej.

Wały te mają wrażliwe na nieosiowość połączenia wielowypustowe. Są one połączone ze sobą bezpośrednio lub pośrednio za pomocą sprzęgła zębatego. W pierwszym przypadku do demontażu bębna napędowego konieczny jest wcześniejszy demontaż jednostek napędowych, zaś w drugim przypadku specjalna budowa sprzęgła zębatego umożliwiająca wymianę kompletnego bębna napędowego bez pracochłonnego demontażu jednostek napędowych, ale pod warunkiem, że kadłub napędu jest do tego odpowiednio przystosowany.

Na rysunku 3.18 przedstawiono budowę i montaż kadłubów napędowych nowej generacji ścianowych przenośników zgrzebłowych produkcji RFM „RYFAMA”. Montaż i demontaż bębna napędowego według tego rozwiązania odbywa się w płaszczyźnie równoległej do podstawy kadłuba napędu, czyli „do przodu”. Takie kadłuby napędowe stosuje się w napędach wysypowych i zwrotnych. Na rysunku 3.19 pokazano konstrukcję napędu krzyżowego z demontażem bębna napędowego bez konieczności demontażu jednostek napędowych.



Rys.3.18. Budowa i montaż kadłubów napędów zwrotnych (po lewej) i wysypowych (po prawej) produkcji RFM „RYFAMA” [60, 90]



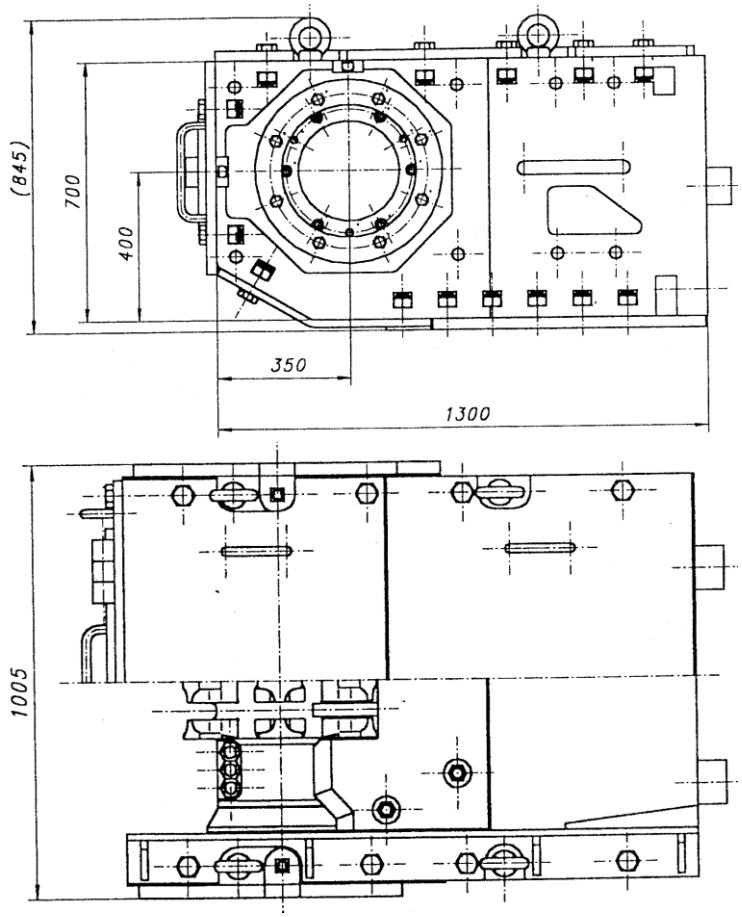
Rys.3.19. Kadłub napędu krzyżowego przenośnika Rybnik 850 [60]

We wcześniejszych konstrukcjach kadłubów napędowych demontaż bębna napędowego realizowany był przez wyciskanie wału z łożysk (rys. 3.20, 3.21). Była to czynność czasochłonna, a dodatkowo przy braku doświadczenia górników prowadziła niekiedy do trwałych deformacji kadłuba, które eliminowały go z dalszego użytkowania. Z tych powodów czołowi producenci górniczych przenośników zgrzebłowych unikają takich rozwiązań konstrukcyjnych.

Nowej generacji kadłuby napędowe firmy „BUCYRUS" mają podobną zasadę montażu i demontażu bębna napędowego z tym, że górne widełki ustalające bęben napędowy są skrócone (rys. 3.22).

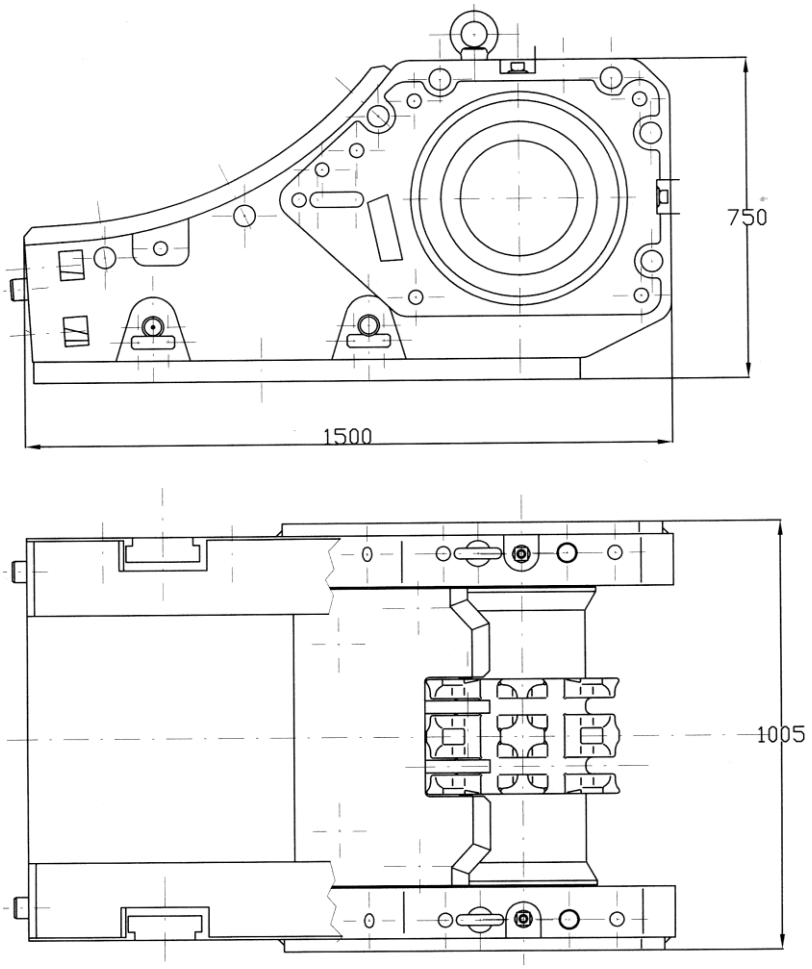
Rozwiązania konstrukcyjne pokazane na rysunku 3.22 stosowane są w napędach, w których instaluje się jednostki napędowe 35, 45, 65 i 85. Bębny napędowe stosowane w napędzie wysypowym i zwrotnym są identyczne.

W napędach mogą być zastosowane różne przekładnie. W tym celu należy zastosować odpowiednio przystosowane płyty przyłączeniowe oraz końcówki wałów. Dużą zaletą rozwiązań konstrukcyjnych kadłubów napędowych firmy „BUCYRUS" ułatwiającą wymianę bębna napędowego jest zastosowanie siłowników hydraulicznych do wypychania z gniazd kompletnych bębnów napędowych za pomocą zewnętrznej pompki ręcznej.



Rys.3.20. Kadłub napędu wysypowego z wysypem bocznym K200 z wałem demontowanym przez osiowe wyciskanie produkcji RFM „RYFAMA” [60]

Kadłuby napędów zwrotnych stosowane aktualnie w ścianowych przenośnikach zgrzebłowych z nadążnym napinaniem cięgna łańcuchowego mają skok napinania, który mieści się zwykle w przedziale 0,5 do 1,0 m. Pozwala to na kompensację zmian długości konturu cięgna (wydłużeń) w zakresie 1,0 do 2,0 m. Większą z podanych wartości skoku napinania stosuje się w przypadku długich przenośników, w których przy dużych oporach ruchu, a więc i dużych zainstalowanych mocach napędów, wydłużenia sprężyste są duże. W RFM „RYFAMA” w napędach zwrotnych teleskopowych stosuje się skok napinania 0,75 m. Dodatkową korzyścią ze stosowania teleskopowych napędów zwrotnych jest znaczne ograniczenie liczby skróceń łańcuchów wynikających ze zużycia ogniw i odkształceń trwałych łańcuchów zwiększających podziałkę ogniw łańcuchowych.

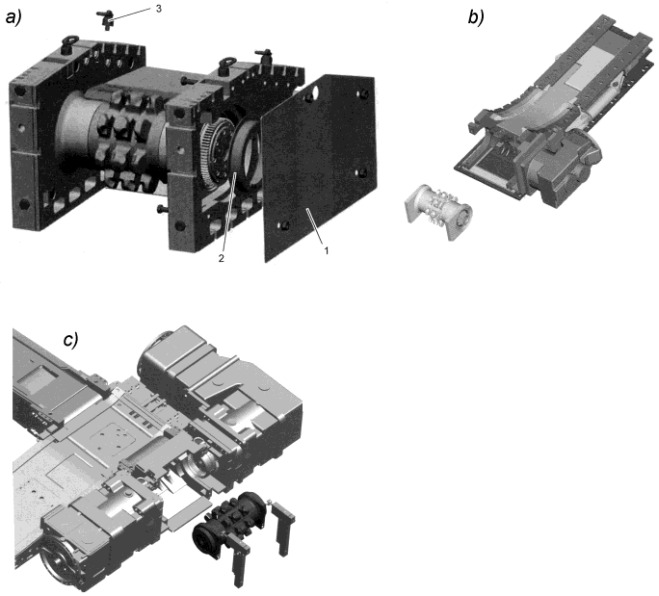


Rys.3.21. Kadłub napędu zwrotnego K200Z z wałem demontowanym przez osiowe wyciskanie produkcji RFM „RYFAMA” [60]

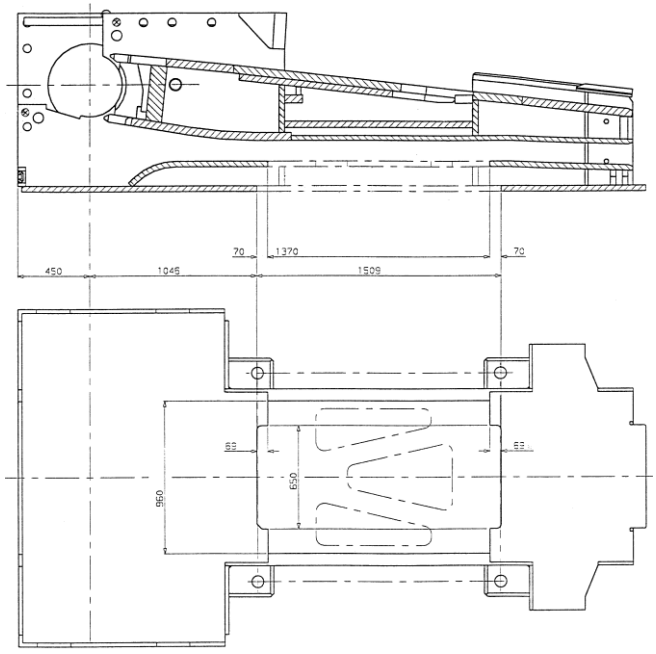
Firma „JOY” stosuje w zakresie demontażu bębna napędowego podobne rozwiązania konstrukcyjne jak firma „BUCYRUS”.

W tym wypadku demontaż bębna napędowego (przy jeszcze bardziej skróconych widełkach górnych) odbywa się „do przodu” z jednoczesnym ruchem w górę.

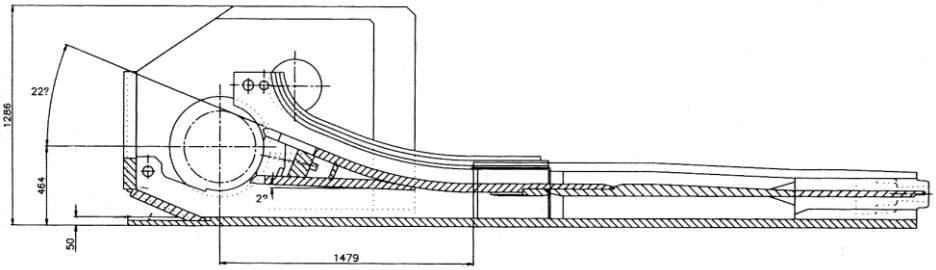
Na rysunku 3.23 pokazano budowę kadłuba napędu krzyżowego przenośnika tej firmy o szerokości wewnętrznej rynien 960 mm, zaś na rysunkach 3.24 i 3.25 budowę niskiego kadłuba napędu zwrotnego teleskopowego o skoku 300 mm tego samego przenośnika z przystawką napędową umożliwiającą maksymalne obniżenie położenia bębna napędowego.



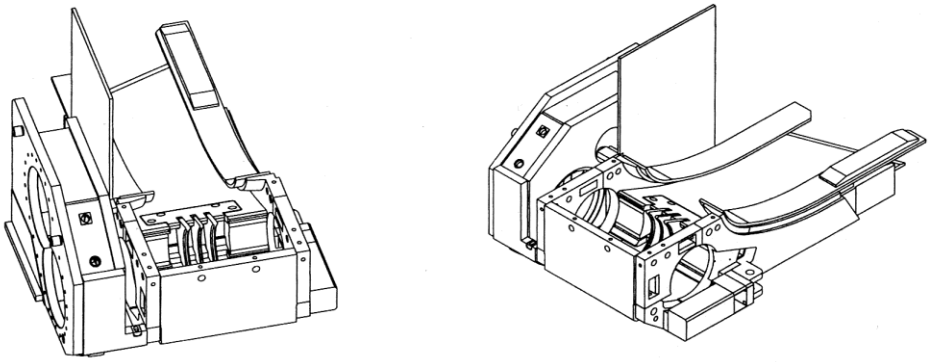
Rys.3.22. Konstrukcja nowoczesnych kadłubów napędowych firmy „BUCYRUS” [44]; a – kadłub napędu MR-65 z zabezpieczeniami (1,2) i uchwytami transportowymi (3) o udźwigu 8000 kg, b – napęd zwrotny teleskopowy do automatycznej regulacji napięcia wstępnego cięgna łańcuchowego z pokazaną metodą montażu i demontażu kompletnego bębna napędowego, c – kadłub krzyżowy i sposób wymiany bębna napędowego



Rys.3.23. Kadłub napędu krzyżowego firmy „JOY” [55]



Rys.3.24. Kadłub teleskopowego napędu zwrotnego firmy „JOY" [55]



Rys.3.25. Kadłub teleskopowego napędu zwrotnego umożliwiający obniżenie położenia bębna napędowego firmy „JOY" [55]

W Polsce obecnie najbardziej rozpowszechnione są przenośniki ścianowe z wysypem bocznym. Przenośniki z wysypem czołowym (prostym) stosuje się rzadziej, zwłaszcza przy mniejszych wydajnościach transportu. Przenośniki z wysypem krzyżowym stosuje się bardzo rzadko. Wynika to z dwóch przyczyn. Pierwszą z nich jest ograniczenie zakresu stosowalności takich przenośników do nachyleń podłużnych ściany nie większych niż 8^0 (wyjątkowo do 10^0), a takich ścian jest stosunkowo mało.

Druga przyczyna wynika z większych wymiarów napędu w rzucie poziomym. W związku z tym wymagają więcej miejsca i większych chodników podścianowych, które są droższe.

W górnictwie węglowym USA, RPA i Australii napędy krzyżowe dominują ponieważ warunki stropowe są tam bardzo dobre, a nachylenie pokładów jest niewielkie.

Jeśli chodzi o bezpieczeństwo pracy górników, to największe zagrożenia powodują napędy z wysypem bocznym, ponieważ w napędach tych istnieją największe możliwości zablokowania ruchu zgrzebeł między

odkładnią, a modułem wysypowym przez wytrzymałe bryły skalne po stronie przeciwnej do kierunku spływu urobku. Dochodzić wtedy może do złamań zgrzebeł, co stwarza zagrożenie dla górników. Mniejsze zagrożenia powodują napędy krzyżowe, ponieważ blokowanie ruchu zgrzebeł ze względów konstrukcyjnych powodują mniejsze bryły skalne, a ponadto niektóre z tych brył mogą być wypchnięte z obszaru blokowania przez zgrzebła przenośnika podścianowego. Najbezpieczniejsze są napędy z wysypem czołowym, ale stwarzają one większe możliwości wciągania urobku do dolnej przestrzeni rynien przenośnika ścianowego, przy źle funkcjonującym przesypie. Zaletą napędów krzyżowych jest ich mała wysokość.

Postać konstrukcyjna kadłubów przenośników podścianowych jest inna niż w przenośnikach ścianowych. Generalnie napędy przenośników podścianowych buduje się jako odwrócone. Kadłuby napędów i rynny dołączne w tych przenośnikach zapewniają prostoliniowy przebieg cięgna łańcuchowego na ich długości, co ogranicza do minimum opory ruchu oraz zużycie ścierne tej części przenośnika. Zasadę budowy kadłubów napędowych i rynien dołącznych w przenośnikach podścianowych prezentuje rysunek 2.112. Jednostki napędowe typu równoległego (jedna lub dwie) są usytuowane przy wysypie. Przekładnie stosowane w tych przenośnikach, zarówno planetarne jak i klasyczne, mają zawsze stożkowy pierwszy stopień. Oś sprzęgła i silnika jest więc równoległa do osi podłużnej przenośnika, dzięki czemu możliwe jest zachowanie dostatecznie dużego miejsca w chodniku podścianowym na swobodne przejście ludzi i transport materiałów. Moc silników napędowych zależy głównie od długości przenośnika podścianowego oraz jego wydajności i prawie nigdy nie przekracza 500 kW. W Polsce maksymalna moc przenośnika podścianowego wynosi 400 kW, zaś najczęściej wynosi ona 200 lub 250 kW.

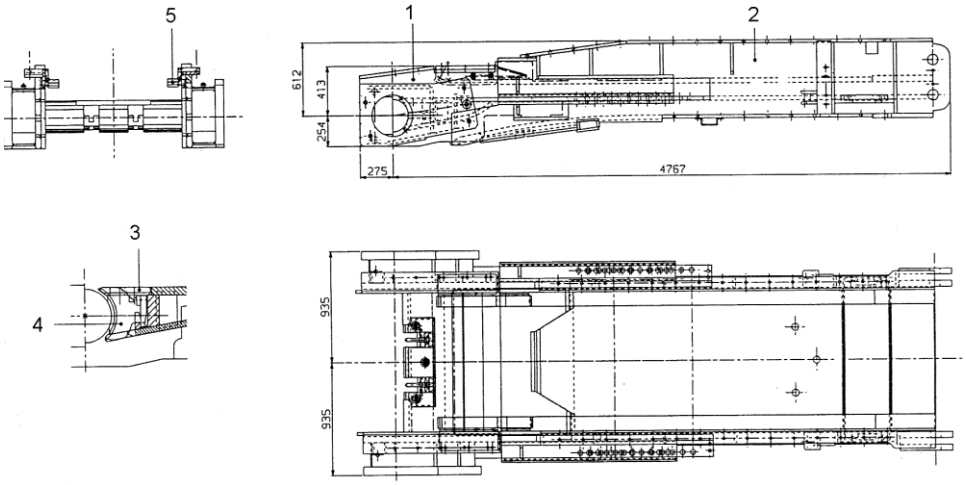
Napinanie cięgna łańcuchowego w nowoczesnych przenośnikach podścianowych może być realizowane za pomocą:

- napędu teleskopowego,
- zwrotni teleskopowej,
- rynny teleskopowej.

We wszystkich przypadkach do napinania stosuje się siłowniki hydrauliczne. Po uzyskaniu odpowiedniego przesunięcia ruchomej części kadłuba napędowego lub rynny względem części nieruchomej, czyli po wybraniu luzu (zwisu) cięgna łańcuchowego, położenie obu części usta-

la się za pomocą sworzni przechodzących przez otwory w płytach bocznych obu części kadłuba lub rynien. Otworów tych jest zwykle około 10, przy czym ich podziałki różnią się o *t/n* gdzie *n* jest liczbą otworów, zaś t podziałką między otworami. Dzięki takiemu rozwiązaniu uzyskuje się dużą dokładność w ustalaniu położenia ruchomej części wynoszącą *1/n* podziałki otworów.

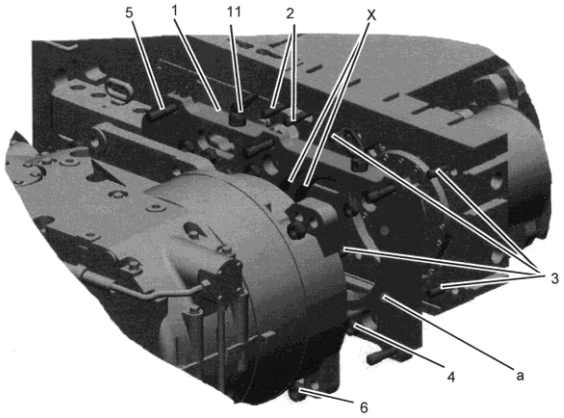
Przykład budowy kadłuba napędu przenośnika podścianowego szerokości 1160 mm firmy „LONGWALL" pokazano na rysunku 3.26. Przenośnik ten jest wyposażony w dwa centralne cięgna łańcuchowe 30 x 108 o rozstawie 375 mm. Na rysunku tym po obu stronach kadłuba widoczne są płyty z otworami na sworznie ustalające.



Rys.3.26. Kadłub teleskopowego napędu przenośnika podścianowego firmy „LONGWALL" [56]; *1, 2 – ruchomy i stały kadłub napędu przenośnika 3 – płyta wyrzutnikowa, 4 – wyrzutnik, 5 – prowadnik cięgna w kadłubie*

Kadłuby napędów podścianowych przenośników zgrzebłowych, w wykonaniu firmy „BUCYRUS" budowane są także jako teleskopowe (rys. 3.13). W części ruchomej podobnie jak w firmie „LONGWALL" (obecnie „JOY") znajduje się bęben napędowy. Podobnie jak w przenośnikach innych producentów po obu stronach ruchomej części kadłuba mogą być instalowane jednostki napędowe. Ruchoma część kadłuba przesuwa się ślizgowo w czasie napinania w prowadnikach części nieruchomej na odległość do 400 mm. Odległość ta wynika ze skoku trzech jednakowych siłowników napinających, umieszczonych wewnątrz kadłuba pod płytą ślizgową. Otwory w płytach na sworznie umożliwiają wysuwanie i zablokowanie ruchomej części z dokładnością 12 mm.

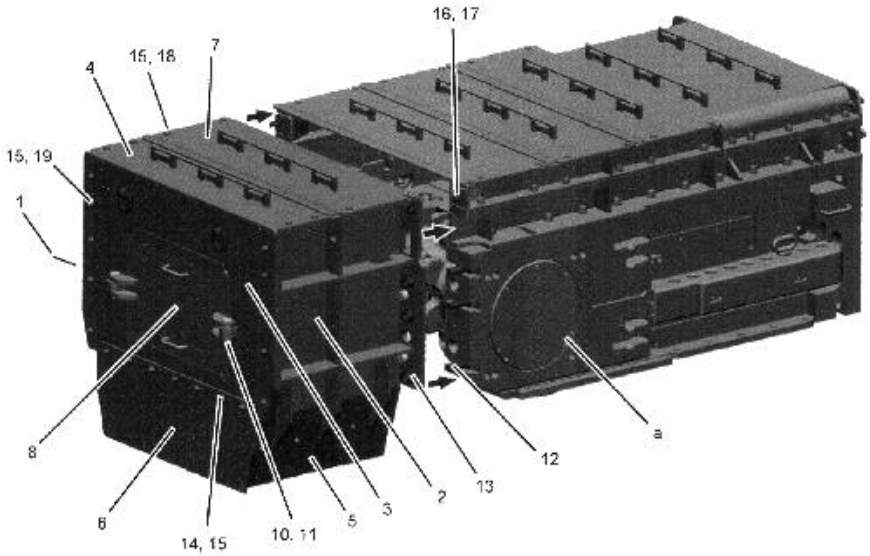
Na rysunku 3.13 pokazano główne wymiary kadłuba napędowego SPR-1100 wraz z siedmiozębnym dzielonym bębnem napędowym przeznaczonym do współpracy z centralnym cięgnem łańcuchowym 2 x 34 x 126 o rozstawie łańcuchów 130 mm, wyposażeniem hydraulicznym do napinania cięgna a także schemat hydrauliczny układu napinania. Z kadłubem, oprócz wymienionych elementów i zespołów połączona jest jedna lub dwie jednostki napędowe za pośrednictwem płyt przyłączeniowych (rys. 3.27), rynna dołączna oraz skrzynia wysypowa (rys. 3.28) i płyty przykrywające kadłub jako osłony przeciwpyłowe.



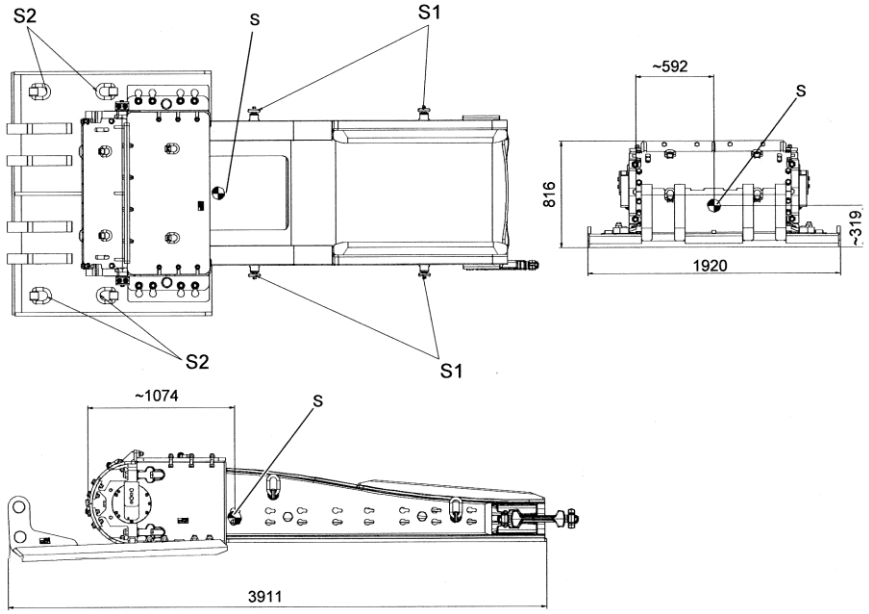
Rys.3.27. Płyta przekładniowa kadłuba napędowego SPR3 z napinaniem i przekładnią KP25/30 przenośnika podścianowego firmy „BUCYRUS" [44];
1 – płyta przekładniowa, 2, 3 - śruby M30 x 2, 4 – nakrętka M30 x 2, 5 – śruba M36 x 3, 6 – nakrętka M36 x 3, 11 – uchwyt obrotowy, a – gwint odciskowy, X – pasta smarowa EWN 7068-B3

Opisane rozwiązanie konstrukcyjne wykonane przez firmę „BUCYRUS" dla różnych szerokości rynien, oprócz wielorakich zalet związanych z funkcjonalnością, niezawodnością i trwałością elementów i zespołów przenośnika charakteryzuje się również wysokim stopniem bezpieczeństwa pracy (małe pylenie i utrudniony dostęp do obszarów i elementów stwarzających zagrożenie dla górników).

W przenośnikach podścianowych nie stosuje się napędów zwrotnych. W ich miejsce instaluje się zwrotnie. W kadłubach zwrotni montuje się bębny łańcuchowe, na których następuje zmiana kierunku ruchu cięgna łańcuchowego. W kadłubie zwrotni zamontowane są również wyrzutniki łańcuchów. W starych rozwiązaniach w bębnach zwrotnych nie było łańcuchowych kół gniazdowych jak to robi się aktualnie, lecz były to nie uzębione bębny gładkie z rowkami na pomieszczenie tej części ogniw pionowych, która wystaje pod ogniwami poziomymi.



Rys.3.28. Skrzynia wysypowa przesypu przenośnika podścianowego PF4/1132 firmy „BUCYRUS" [44]; *1, 2 – ściany boczne, 3 – pokrywa, 4, 7 – osłony przeciwpyłowe, 5, 6 – osłony gumowe, 8 – klapa, 10 – sworzeń 11 x 105 x 95, 11 – zabezpieczenie pałąkowe, 12, 14, 16, 18, 19 - śruby z łbem sześciokątnym, 13, 15, 17 – nakrętki, a – kadłub napędowy SPR 3 z napinaniem*



Rys.3.29. Zwrotnia przenośnika podścianowego ST PF4/1132 firmy „BUCYRUS" [44]; *S – położenie środka ciężkości, S1, S2 – uchwyt obrotowy i stały*

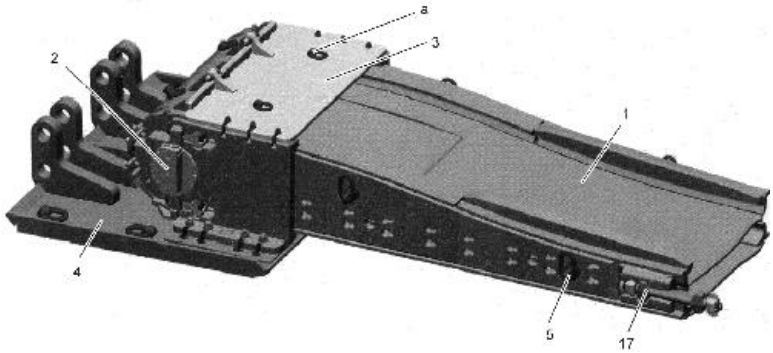
Z kadłubem zwrotni związana jest zwykle podstawa w formie specjalnej płyty z elementami do mocowania urządzeń stabilizujących zwrotnię (np. rozpór) oraz na przeciwległym końcu gniazdami zatyczkowymi łączącymi zwrotnię z rynną normalną lub dołączną. Na rysunku 3.29 zaprezentowano zwrotnię przenośnika podścianowego ST PF4/1132, jej główne wymiary gabarytowe i położenie środka ciężkości, zaś na rysunku 3.30 ogólny widok tej zwrotni, miejsce i sposób połączenia konsoli wyrzutnika z kadłubem (rys. 3.30b) oraz pokrywę stacji zwrotnej wraz z bębnem zwrotnym i łożyskami (rys. 3.30c). Łożysko wału zwrotnego jest w oprawie, która zabezpieczona jest przed obrotem w obudowie 3 (rys. 3.30c) za pomocą śruby 7. Łożyska są bezobsługowe (nie muszą być smarowane).

W Polsce nie buduje się przenośników podścianowych z napinaniem cięgna łańcuchowego zlokalizowanym w kadłubie napędowym. Obecnie powszechnie stosuje się napinanie cięgna łańcuchowego siłownikami hydraulicznymi znajdującymi się w kadłubie zwrotni (rys. 2.113), ponieważ jest to rozwiązanie tańsze niż napinanie siłownikami w kadłubie napędowym. Skok napinania wynosi 300 mm.

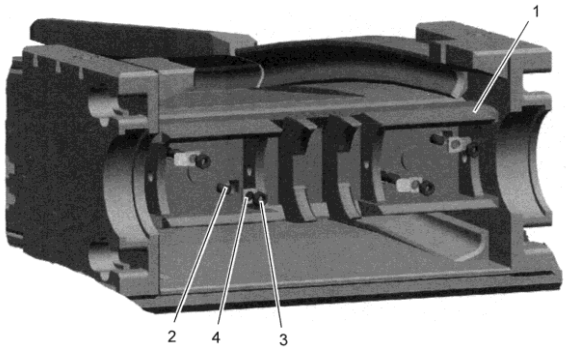
W przypadku napinania siłownikami hydraulicznymi umieszczonymi w rynnie teleskopowej (rzadkie przypadki) rynnę tę instaluje się przed zwrotnią lub w pobliżu napędu. W tym drugim przypadku konstrukcja zastawek i innych elementów musi być mocniejsza ze względu na występujące obciążenia zwłaszcza, gdy przenośnik wykonany jest w wersji z mostem sztywnym (rys. 3.31). Zwrotnia przenośnika podścianowego w tym wariancie napinania cięgna ma budowę znacznie uproszczoną (rys. 3.32).

Łańcuchowe koła gniazdowe w bębnie zwrotnym mają zwykle mniejszą liczbę zębów niż koła napędowe. Wynika to z dwóch powodów. Pierwszy z nich to konieczność ograniczenia wysokości zwrotni zwłaszcza w napędzie krzyżowym, gdzie średnica podziałowa kół gniazdowych musi być dopasowana do wymiarów geometrycznych kadłuba napędu. Drugi powód to dążenie do zwiększenia trwałości prowadnic ślizgowych montowanych w kadłubie zwrotni. Im mniejsza liczba zębów w kołach gniazdowych tym mniejsza jest wysokość zwrotni i mniejsze jest przegięcie górnej gałęzi cięgna łańcuchowego w kadłubie zwrotni, a więc i mniejsze jest zużycie prowadników oraz mniejsze są opory ruchu przenośnika. Z tych powodów liczba zębów łańcuchowych kół gniazdowych w zwrotni najczęściej wynosi 4 do 6.

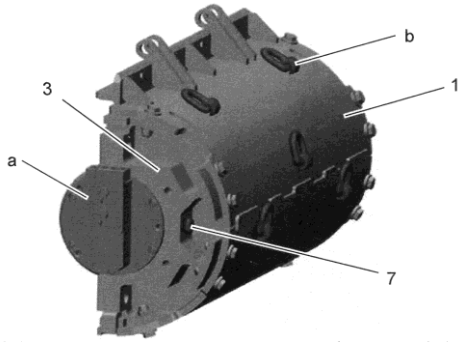
a)



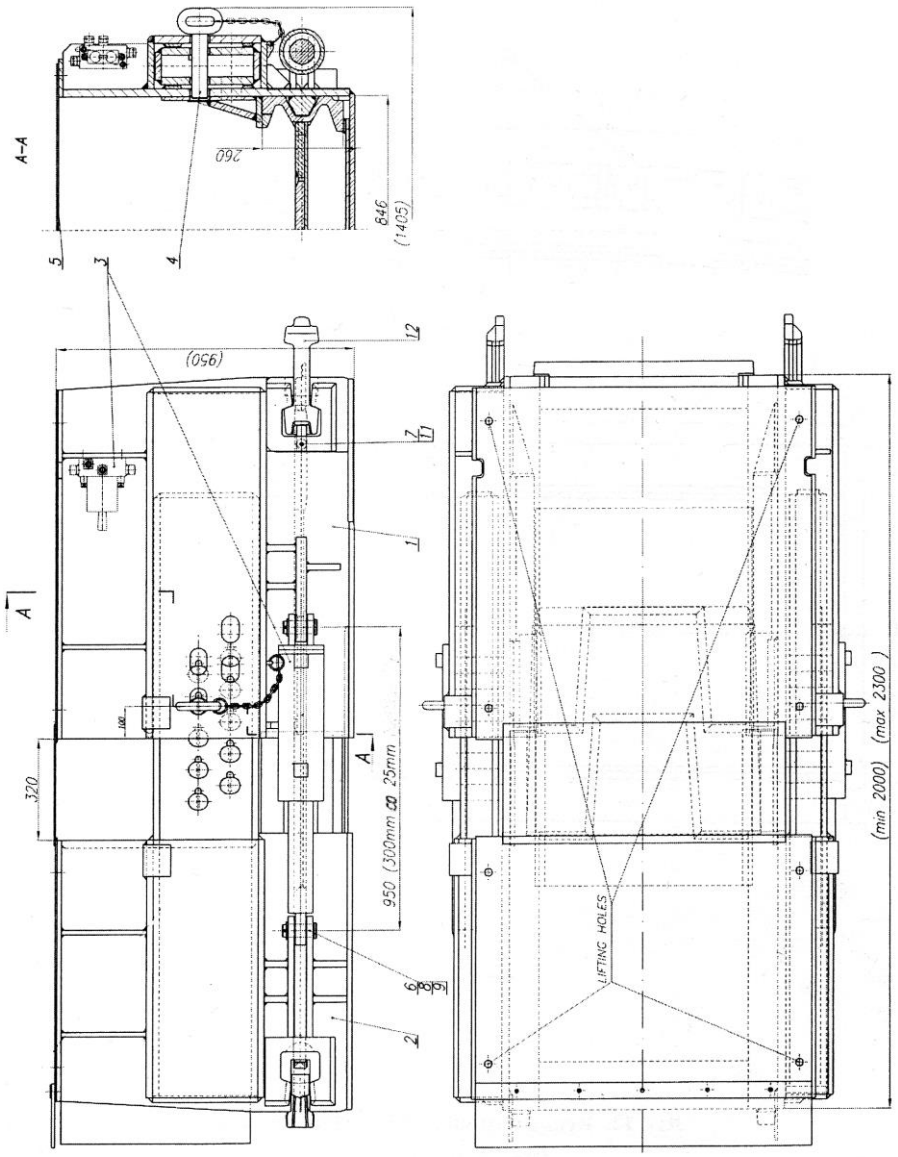
b)



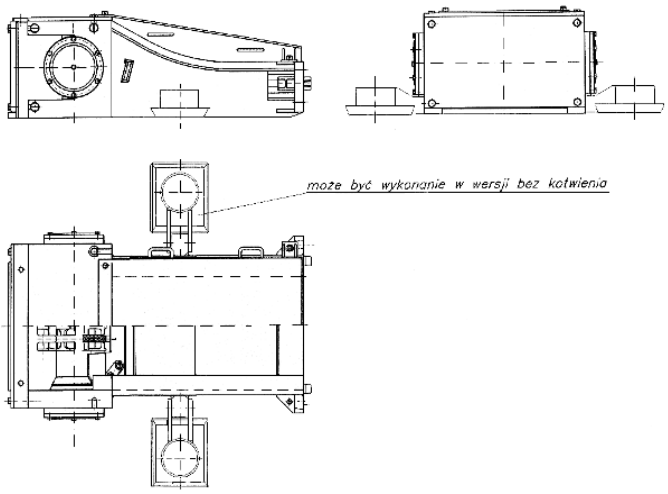
c)



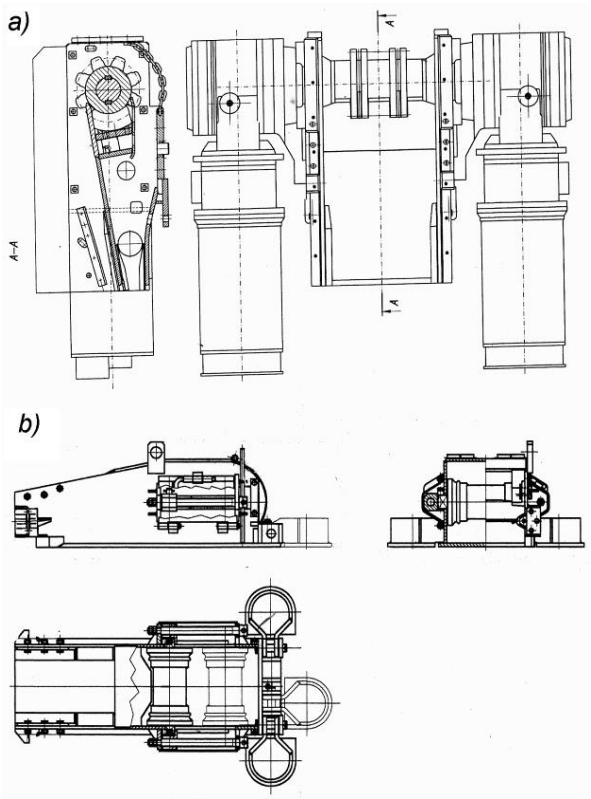
Rys.3.30. Stacja zwrotna przenośnika ST PF4/1132 firmy „BUCYRUS” [44];
a- stacja zwrotna na płycie (1 – rynna dołączna, 2 – głowica zwrotna, 3 – pokrywa, 4 – płyta, 5 – uchwyt obrotowy, 17 – łącznik z zawleczką, a – uchwyt stały) b – budowa i sposób mocowania konsoli wyrzutnika na dwóch sworzniach i czterech śrubach (1 – konsola wyrzutnika, 2, 3, 4 – śruby), c – pokrywa stacji zwrotnej z bębnem (1 – pokrywa, 3 – obudowa łożyska, 7 – śruba M24 x 60, a – łożysko w oprawie, b – uchwyt stały)



Rys.3.31. Rynna teleskopowa E260/846 w wykonaniu RFM „RYFAMA" [60]; *1 – zespół I, 2- zespół II, 3 – wyposażenie hydrauliczne, 4 – sworzeń 50 mm, 5 - osłona kompletna, 6 - sworzeń 40 mm, 7- sworzeń 30 x 95 mm, 8 - podkładka, 9 - zawleczka. 11- kołek sprężvstv. 12- łącznik 3000 kN*



Rys.3.32. Budowa zwrotni przenośnika Grot 850 bez urządzeń napinających cięgno łańcuchowe [60]



Rys.3.33. Kadłub napędowy i zwrotny chodnikowego przenośnika zgrzebłowego; *a - napęd z dwoma jednostkami równoległymi, b - zwrotnia z napinaniem śrubowym*

Ze zmniejszeniem liczby kół gniazdowych zwrotni pogarsza się dynamika pracy cięgna łańcuchowego.

W przenośnikach lekkiej konstrukcji charakteryzujących się małą długością i wydajnością, w których jednostki napędowe są małej mocy, konstrukcja kadłubów napędowych i zwrotni jest mocno uproszczona, ale dostosowana do wymagań ruchowych (rys. 3.33). Napinanie cięgna odbywa się zwykle ręcznie za pomocą śrub napinających.

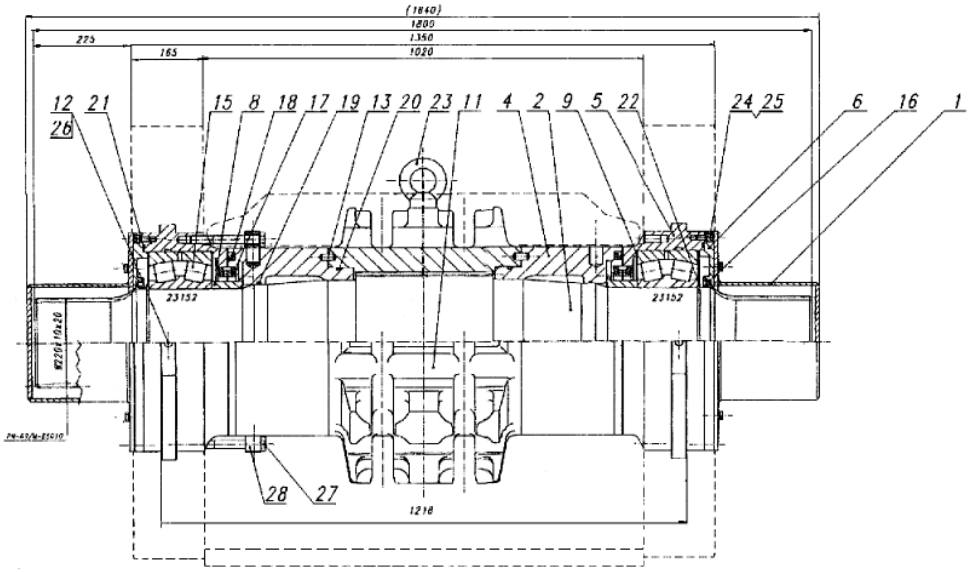
3.1.2. Bębny napędowe

Bęben napędowy jest ostatnim elementem napędu, którego zadaniem jest transformacja momentu napędowego na siłę pociągową w cięgnie łańcuchowym niezbędną do pokonania jego oporów ruchu. Transformacja ta odbywa się za pomocą specjalnych kół gniazdowych, które są przystosowane do współpracy z łańcuchami ogniwowymi. Koła te popularnie nazywa się gwiazdami. Liczba zębów w gwiazdach napędowych w górniczych przenośnikach zgrzebłowych wynosi zwykle 6 do 8 (najczęściej 7), zaś w zwrotniach jest najczęściej mniejsza i może niekiedy wynosić tylko 4. Gwiazdy (bębny napędowe) mogą mieć 1, 2 lub 3 koła gniazdowe. Każdy łańcuch cięgna musi mieć swoje koło. Rozstaw tych kół musi ściśle odpowiadać rozstawowi łańcuchów w cięgnie. Aktualnie najczęściej stosuje się dwupasmowe centralne cięgna łańcuchowe i bębny muszą być do nich odpowiednio dostosowane.

Nowoczesne kadłuby napędowe buduje się tak, aby instalowane w nich bębny można było demontować w całości bez demontażu przekładni „do przodu” lub „do góry”. Bębny takie wymienia się znacznie szybciej niż wcześniej stosowane bębny wyciskane z kadłuba napędu. Bębny te składają się z wału, gwiazdy, łożysk wraz z ich oprawami, pierścieniami uszczelniającymi, osadczymi, dystansowymi oraz innymi elementami zależnymi od szczegółowych rozwiązań konstrukcyjnych (rys. 3.34).

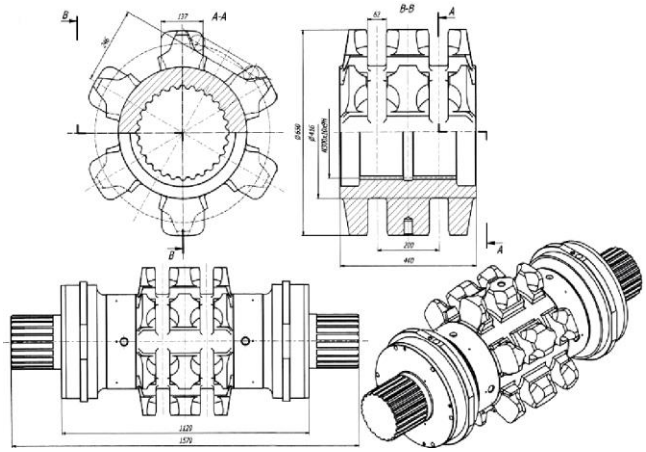
Na rysunku 3.35 przedstawiono ogólny widok bębna napędowego oraz konstrukcję gwiazdy przenośnika Rybnik 850 przeznaczonego do współpracy z podwójnym centralnym cięgnem łańcuchowym 2x42 x146-100 (łańcuchy super płaskie firmy „FASING”).

Nieco inną budowę bębna napędowego pokazano na rysunku 3.36. Jest to bęben, który ma krótszy wał, co wiąże się z innym konstrukcyjnie połączeniem z wałem zdawczym przekładni. Inna jest też konstrukcja obudów łożysk.



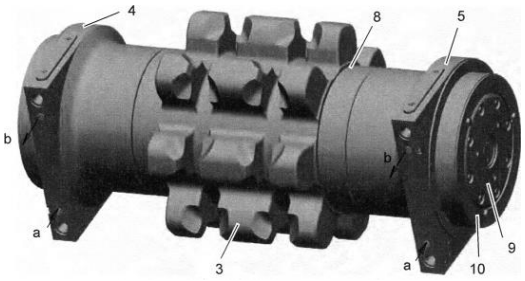
Rys.3.34. Kompletny bęben napędowy 2x38x137, z = 7 przenośnika Rybnik 1100 [60]; *1 - osłona końcówki wielowypustowej wału, 2 - wał 25/2 x W20, 4 - tuleja, 5 - tuleja łożyskowa, 6 - pokrywa, 8 - tuleja dystansowa, 9 - pierścień dystansowy, 11 - gwiazda łańcuchowa 2 x 38 x 137, z = 7, 12 - króciec smarny, 15 - łożysko baryłkowe, 16 - pierścień uszczelniający, 17 - pierścień CR124020, 18 - pierścień uszczelniający „V"CR404000. 19, 20, 21 - pierścienie uszczelniające „O" 22 - pierścień osadczy Z260, 23, 24, 26, 27 - śruby, 25 - podkładka sprężysta, 28 - sworzeń*

Firma „GLINIK", która produkuje przenośniki zgrzebłowe na licencji firmy „MECO" (obecnie „JOY") ma bębny napędowe smarowane olejem. Ich konstrukcja została pokazana na rysunkach 3.37, 3.38 i 3.39.

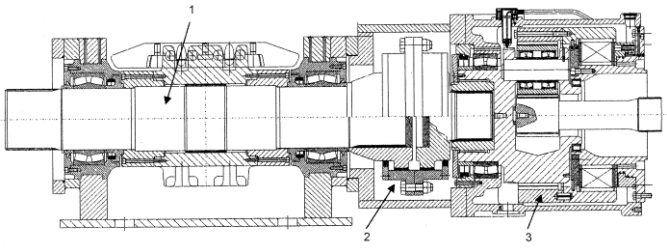


Rys.3.35. Podwójna gwiazda łańcuchowa i bęben napędowy przenośnika Rybnik 850 do współpracy z podwójnym centralnym, super płaskim cięgnem łańcuchowym 2 x 42 x 146 firmy „FASING" [60]

a)



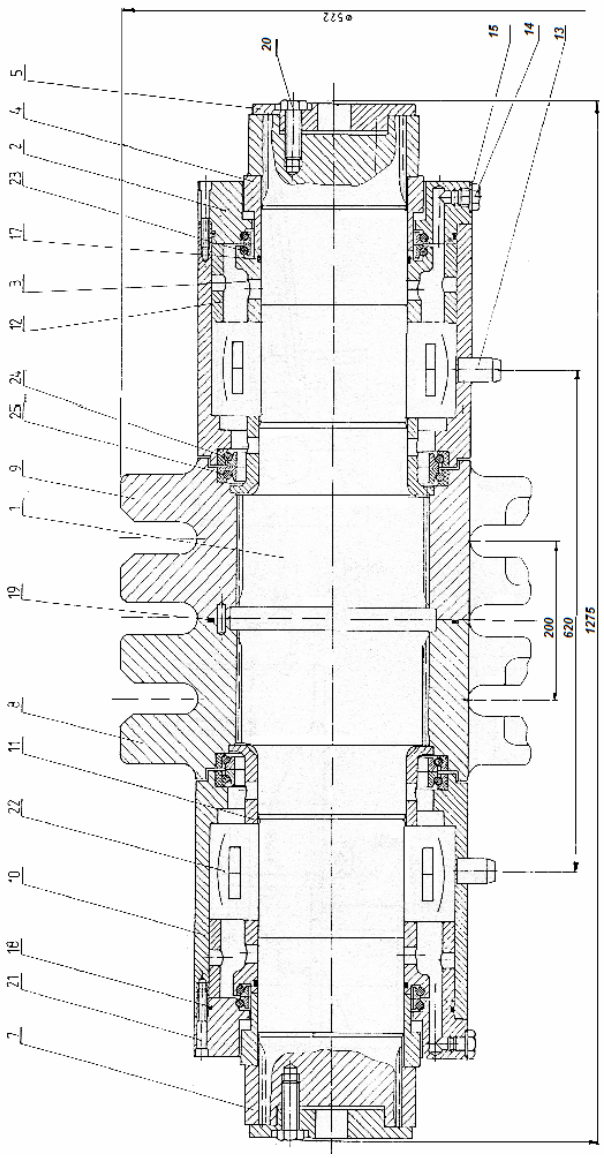
b)



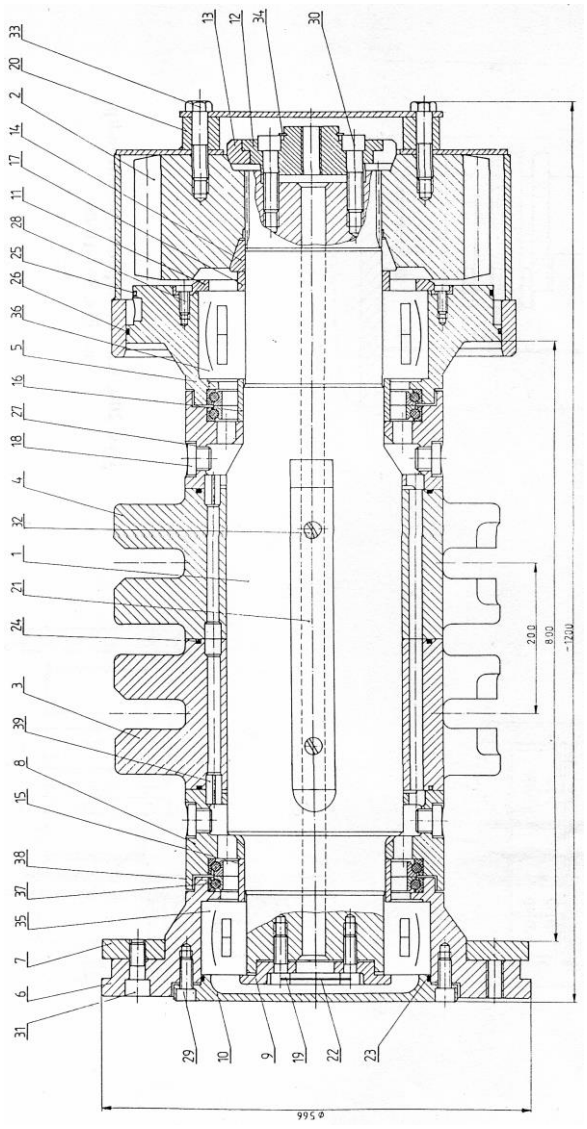
Rys.3.36. Bębny napędowe firmy „BUCYRUS" [44]; *a - siedmiozębny bęben napędowy do współpracy z cięgnem 2 x 42 x 146, 3 - bęben napędowy 4 - obudowa stała, 5 - obudowa łożyska przesuwnego, 8 - pierścień samouszczelniający, 9 - połowa sprzęgła zębatego, 10 - zabezpieczenia transportowe, a, b - wejście i wyjście smaru, b - porównanie kadłuba napędowego MR-65 z kadłubem MR-45 w przekroju przez wał bębna, sprzęgło zębate i przekładnię planetarną 1 - wał, 2 - sprzęgło zębate, 3 -stopień planetarny przekładni*

W zwrotniach przenośników podścianowych lub chodnikowych bębny zwrotne jako nie napędowe mogą mieć prostszą budowę. Brak momentu napędowego i zwykle małe opory ruchu gałęzi dolnej w tych przenośnikach powodują, iż zęby kół zużywają się znacznie wolniej niż zęby kół napędowych. Można więc bęben zwrotny wykonywać jako wał uzębiony (rys. 3.40).

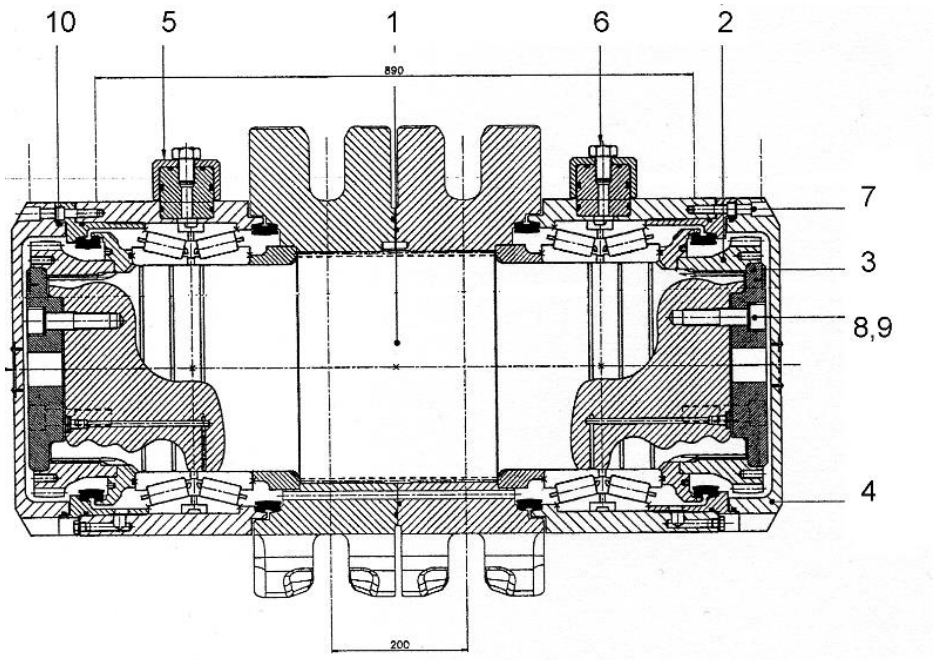
Stosowane w bębnach napędowych gwiazdy mogą być dzielone lub niedzielone. Gwiazdy dzielone mają wpustowe połączenia z wałem i mogą być łatwo wymieniane po rozpięciu łańcuchów i odkręceniu śrub łączących obie połówki gwiazdy (rys. 3.41). Wadą tego rozwiązania jest często niedostateczna wytrzymałość śrub, które wydłużają się i pogarszają warunki pracy połączeń wpustowych w wyniku wytwarzającego się luzu. Z tego powodu do połączeń obu połówek gwiazd stosuje się śruby najwyższych klas wytrzymałościowych. Ich usytuowanie powinno być przewidziane możliwie blisko kół łańcuchowych, a nawet między zębami. W ten sposób uzyskuje się duże wzmocnienie połączenia, ale dokręcanie śrub międzyzębnych wymaga rozpięcia łańcuchów (rys. 3.41).



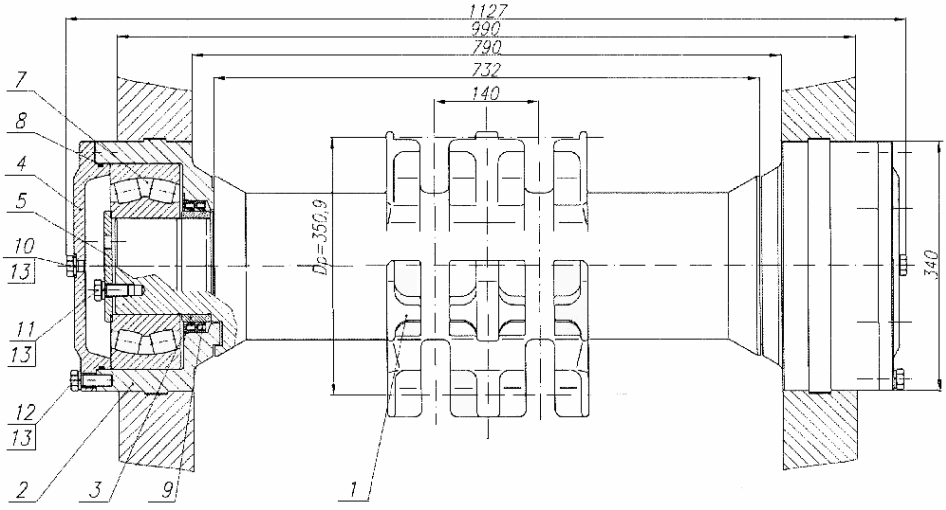
Rys.3.37. Bęben napędu głównego przenośnika ścianowego z wysypem krzyżowym Glinik 298/800/BP [51]; *1 - wał, 2 - pokrywa, 3 - pierścień, 4 - tuleja z kołnierzem, 5 - tuleja, 7 - osłona, 8, 9 - koła łańcuchowe 34 x 126, z = 6, 10 - oprawa łożyska, 11 - pierścień z kołnierzem, 12 - tuleja dystansowa, 13, 14 - korki R/1/2, 15, 17, 18, 19 - pierścienie uszczelniające, 20, 21 - śruby M20 i M10, 22 - łożysko 180/300 x 118, 23, 24 - pierścienie uszczelniające GETZE H23 i H41, 25 - wkładka uszczelniająca B GETZE 285 x 20,5*



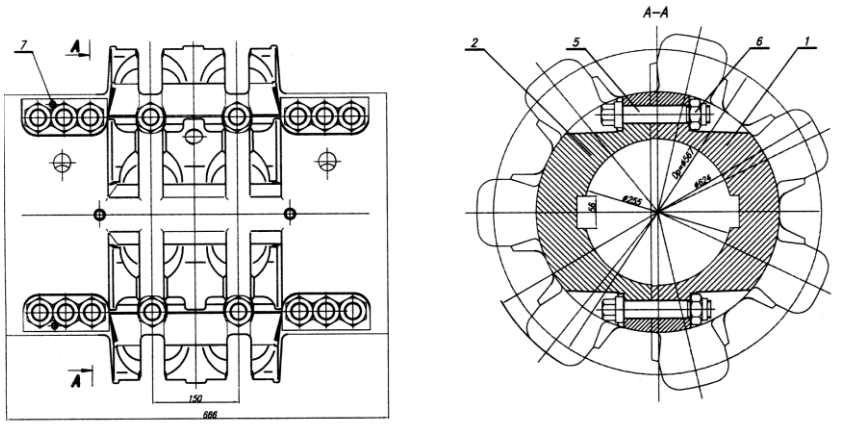
Rys.3.38. Bęben niskiego napędu zwrotnego z kołem przystawki przekładniowej przenośnika Glinik 298/800/BP [51]; *1 - wał, 2 - koło zębate, 3, 4 - koła łańcuchowe 34 x 126, z = 6, 5, 6 - oprawy łożyskowe, 7 - pierścień dzielony, 8 - tuleja, 9 - pierścień, 10 - pokrywa, 11 - pokrywa łożyska, 12 - wkładka, 13, 14 - pierścienie ustalające, 15, 17 - pierścienie dystansowe, 16 - tuleja dystansowa, 38 - wkładka uszczelniająca B GETZE 285 x 20,5, 39 - kołek sprężysty, 18 - wkręt M30, 19 - śruba M16, 20 - osłona, 21 - wpust F56 x 32 x 400, 22 - drut 1 x 400, 23 – 27 - pierścienie uszczelniające, 28 – 31 - śruby, 32 - wkręt, 33 - śruba, 34 - pierścień osadczy, 35, 36 - łożyska baryłkowe 180 x 300 x 96 i 180 x 300 x 118, 37 - pierścień GETZE H41*



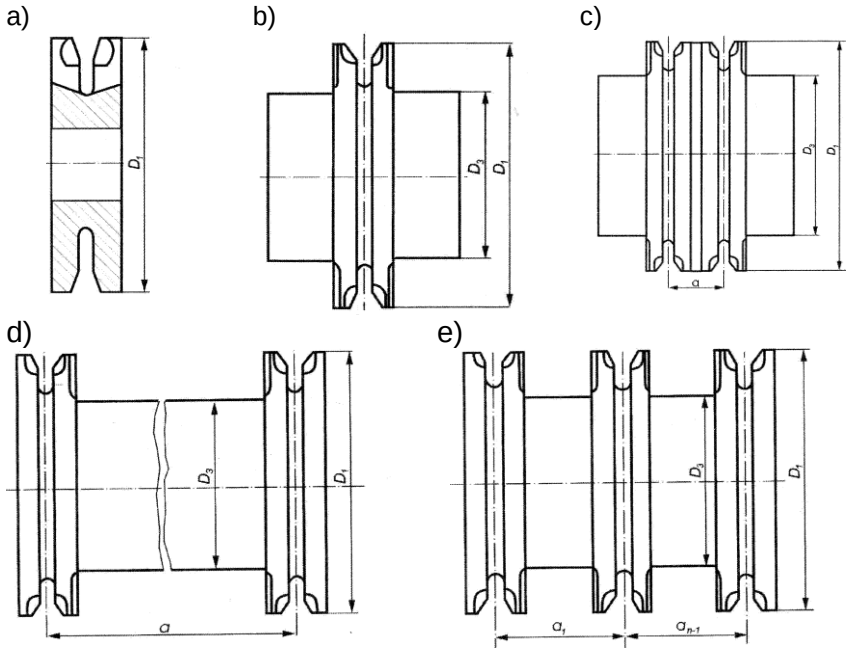
Rys.3.39. Bęben napędowy przenośnika firmy „JOY” [55]; *1 - wał, 2 – sprzęgło zębate, 3 – tarcza ustalająca sprzęgło, 4 – pokrywa, 5, 6 – czopy ustalające z przyłączami do smarowania, 7 – śruby pokrywy, 8, 9 – śruba z podkładką do mocowania tarczy 3, 10 – tuleja ustalająca łożysko*



Rys.3.40. Bęben zwrotni przenośnika Grot 850 produkcji RFM „RYFAMA” [60]; *1 - wał z uzębieniem łańcuchowym, 2 – oprawa łożyska, 3 – tuleja dystansowa, 4 – pokrywa łożyska, 5 – pokrywa ustalająca, 7 – łożysko baryłkowe, 8, 9 – pokrywa i pierścień ustalający, 10, 11, 12 – śruby M16, 13 – podkładka sprężysta*



Rys.3.41. Dwułańcuchowa, siedmiozębna gwiazda dzielona z dodatkowymi śrubami między zębami łańcuchowymi firmy „RYFAMA" [60]; *1 – element z czterema zębami i sfazowaniami umożliwiającymi nałożenie na wał, 2 - element z trzema zębami, 5, 6 – śruba i nakrętka*

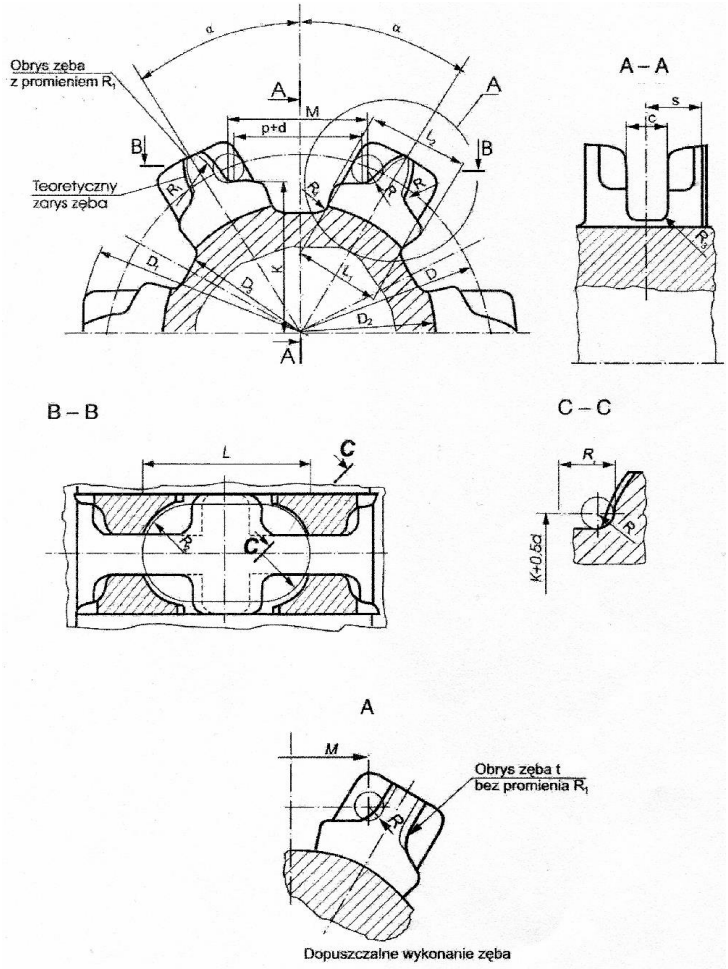


Rys.3.42. Postacie konstrukcyjne gwiazd łańcuchowych stosowane w przenośnikach zgrzebłowych i strugach według PN-G-46703:1997; *a - gwiazda jednołańcuchowa bez tulei bocznych, b - gwiazda jednołańcuchowa centralna z tulejami bocznymi, c - gwiazda dwułańcuchowa centralna z tulejami bocznymi, d - gwiazda dwułańcuchowa dla cięgien z dwoma łańcuchami skrajnymi, e - gwiazda trójłańcuchowa z dwoma łańcuchami skrajnymi i jednym centralnym*

Gwiazdy nazywane są też często kołami łańcuchowymi, gniazdowymi. W górniczych przenośnikach zgrzebłowych mają one konstrukcję dostosowaną do rodzaju zastosowanego cięgna łańcuchowego. Stopień dopasowania geometrii gwiazdy do geometrii ogniw łańcucha ma bardzo duży wpływ na sprawność współpracy tych elementów i ich trwałość [21, 92].

Na rysunku 3.42 pokazano 5 różnych postaci konstrukcyjnych gwiazd stosowanych w górnictwie węglowym.

Podstawowe wymiary pojedynczych kół łańcuchowych są znormalizowane. Podaje je norma PN-G-46703:1997. Przedstawione są one na rysunku 3.43 i w tabeli 3.3.



Rys.3.43. Kształt i podstawowe wymiary pojedynczego koła gniazdowego według normy PN-G-46703:1997

Wymiary gniazdowych kół łańcuchowych [mm]

Tabela 3.3

Wlk. łańcucha d x p	Liczba gniazd Z	A	D	D_1	D_2 [1] max	D_3 [2] max	$K_{-1,5}$	L^{+2}	M	$C^{+1,5}$	S [5] max	L_1 [3] max	L_2 [3] min	R	R_1 [4]	R_2	R_3	R_4
14x50	5	36°	162	190	104	92	67,5	82	68	17,5	33	46	53	7	29	24	4	7
	6	30°	193	221	136	126	84,5											
	7	25° 41'25''	225	253	168	159	101											
	8	22°30'	256	284	201	194	117,5											
	9	20°	288	316	232	226	133,5											
	10	18°	320	348	263	256	149,5											
18x64	5	36°	208	244	122	122	86,5	105	87	26,4	34	60	69	9	37	30	6	9
	6	30°	248	284	166	164	108											
	7	25° 41'25''	288	324	204	206	129											
	8	22°30'	329	365	245	248	150											
	9	20°	369	405	286	290	171											
	10	18°	410	446	328	332	192											
19x64.5	5	36°	210	248	124	124	86,5	107	88	27,5	34	60	69,5	9,5	36	30,5	6	10
	6	30°	250	288	165	167	108											
	7	25° 41'25''	290,5	328,5	206	210	129,5											
	8	22°30'	331	369	247	252	150,5											
	9	20°	371	409	288	294	171,5											
	10	18°	412	450	330	336	192,5											
22x86	5	36°	279	323	177	173	118	136	114	30,8	-	81	92	11	53	37	7	11
	6	30°	333	377	323	230	146,5											
	7	25° 41'25''	387	431	287	287	175											
	8	22°30'	441	485	342	343	203											
	9	20°	495	539	397	399	231											
24x86	5	36°	279	327	177	164	116,5	140	116	33	-	80	94	12	50	40	7	12
	6	30°	333	381	233	222	145,5											
	7	25° 41'25''	387	435	287	278	173,5											
	8	22°30'	441	489	342	335	202											
	9	20°	496	544	396	390	229,5											

Wymiary gniazdowych kół łańcuchowych [mm] (c.d.)

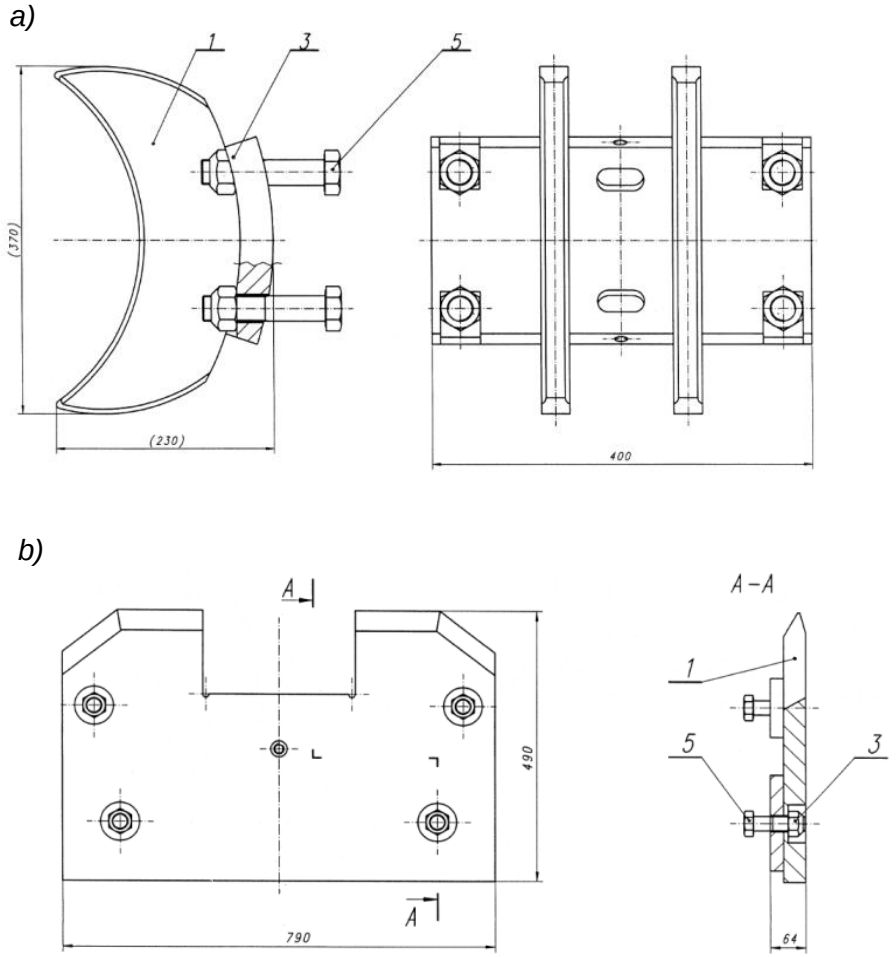
Tabela 3.3

Wlk. łańcucha d x p	Liczba gniazd Z	A	D	D_1	D_2 [1] max	D_3 [2] max	$K_{-1,5}$	L^{+2}	M	$C^{+1,5}$	$S^{5)}$ max	L_1 [3] max	L_2 [3] min	R	R_1 [4]	R_2	R_3	R_4
24x87.5	5	36°	284	332	181	169	118,5	142	118	33	-	81	93	12	51,5	40	7	12
	6	30°	339	387	237	228	148											
	7	25° 41'25"	394	442	293	284	177											
	8	22°30'	449	497	348,5	343	205,5											
	9	20°	504	552	404,5	400	234											
26x92	5	36°	299	351	183	175	124,5	151	125	36,3	-	85	99	13	53	43	8	13
	6	30°	356	408	241	236	155											
	7	25° 41'25"	414	466	300	297	185,5											
	8	22°30'	472	524	358	357	215,5											
	9	20°	530	582	417	417	245,5											
30x108	5	36°	351	411	220	219	146	176	146	39,6	-	100	116	15	63	49	9	15
	6	30°	418	478	290	290	182,5											
	7	25° 41'25"	486	546	358	360	218											
	8	22°30'	554	614	428	432	253,5											
	9	20°	623	683	496	500	288,5											
34x126	5	36°	409	477	264	-	171,5	203	169	45	-	117	135	17	75	55	10	17
	6	30°	488	556	344	-	213,5											
	7	25° 41'25"	567	635	424	-	255											
	8	22°30'	647	715	504	-	296,5											
38x137	5	36°	445	521	286	-	185,5	223	185	50,5	-	-	-	19	80	61	12	19
	6	30°	531	607	373	-	231,5											
	7	25° 41'25"	617	693	460	-	276,5											
	8	22°30'	703	779	548	-	321,5											

Koła napędowe wykonuje się z wysoko wytrzymałych i odpornych na ścieranie stali stopowych (L35GSM). W celu uzyskania dużej dokładności wymiarów mających wpływ na współpracę z łańcuchami ogniwowymi koła te obrabia się mechanicznie, następnie hartuje powierzchniowo zęby na głębokość 8 do 10 mm. Niektóre firmy wykonują koła napędowe z wysoko wytrzymałych stali stopowych (np. 40HNMA), a następnie je hartują. Twardości uzyskiwane na flankach roboczych zębów w RFM „RYFAMA" zmieniają się w zakresie od 50 do 54 HRC na powierzchni i w zakresie 52 do 59 HRC na głębokości 4 do 5 mm, by następnie maleć do wartości 55 do 57 HRC na głębokości 7 do 8 mm. Przed obróbką wiórową materiał koła jest ulepszany cieplnie, natomiast hartowanie powierzchniowe wykonuje się na specjalnym automacie. Do hartowania powierzchniowego strumieniem czynnika chłodzącego wykorzystuje się polimerowe płyny hartownicze.

Wały bębna napędowego wykonuje się ze stali atestowanej do ulepszania cieplnego. Materiał wyjściowy na wały jest wcześniej swobodnie kuty w celu uzyskania struktury włóknistej polepszającej własności wytrzymałościowe wału. Końcówki wału mają wielowypustowe hartowane powierzchniowo połączenia z przekładnią zębatą. Jeśli gwiazda jest niedzielona, to również część środkowa wału ma wielowypust łączący go z gwiazdą. Bezpośrednio z gwiazdami współpracują wyrzutniki łańcuchów, które mają za zadanie nie dopuścić do przewinięcia ogniw łańcucha poza normalny kąt opasania. Jest to szczególnie istotne w przypadkach zakleszczania się ogniw w gniazdach ogniwowych gwiazdy (rys. 3.44).

W celu zwiększenia trwałości kły wyrzutnika napawa się materiałem trudno ścieralnym. Każdy łańcuch cięgna musi mieć swój wyrzutnik wchodzący w rowek między zębami koła łańcuchowego. Wyrzutniki mocowane są do płyty (konsoli) najczęściej przez spawanie. Płyta mocowana jest do kadłuba napędowego. Lukę między blachą ślizgową kadłuba napędu a bębnem napędowym wypełnia płyta wyrzutnika (rys. 3.44 b). Płyta ta nie dopuszcza do przepadania urobku przed bębnem napędowym do dolnej przestrzeni kadłuba napędowego i rynien. Z innymi rozwiązaniami wyrzutników łańcuchów i płyt wyrzutnikowych można się zapoznać na rysunkach kadłubów napędów w rozdziale 3.1.1 – rysunku 3.25, 3.26, 3.30.



Rys.3.44. Elementy współpracujące z bębnem napędowym przenośnika Rybnik 850 [60]; *a - wyrzutnik łańcucha 34 x 126, 1 - wyrzutnik, 3 – płyta (konsola), 5 – śruba, b - płyta wyrzutnika, 1 – płyta, 3,5 – nakrętka i śruba M27 x 2*

3.1.3. Przekładnie zębate i elementy z nimi związane

Przekładnie zębate stanowią bardzo ważny zespół napędów przenośników zgrzebłowych. Ich zadaniem jest redukcja obrotów silnika do obrotów na wale zdawczym (wolnoobrotowym) wynikających z założonej prędkości cięgna łańcuchowego. Z tego powodu przekładnie te nazywa się reduktorami. W napędach przenośników zgrzebłowych stosuje się, w zależności od wymaganego przełożenia, dwu- lub trzy- stopniowe przekładnie walcowe (w jednostkach napędowych prostopadłych) lub kątowo-walcowe (w jednostkach równoległych). Stosuje się przekładnie budowy klasycznej i obiegowej (planetarne) i będące kombinacją obu

wcześniej wymienionych. Wszystkie przekładnie są budowy symetrycznej, aby możliwy był ich montaż po obu stronach kadłubów napędowych.

Podstawowymi cechami przekładni są:

- przełożenie kinematyczne „*i*" będące stosunkiem obrotów wału szybkobieżnego n_1 do obrotów wału wolnobieżnego n_2, czyli $i = \frac{n_1}{n_2}$
- maksymalna dopuszczalna moc pracy ciągłej, kW.

Prędkość liniową cięgna łańcuchowego określa zależność:

$$v = \frac{2 \cdot p \cdot z \cdot n_s}{60 \cdot i} \ [m/s] \tag{3.1}$$

gdzie:

v — prędkość cięgna łańcuchowego [m/s],
z — liczba zębów koła gniazdowego,
p — podziałka łańcucha [m],
i — przełożenie przekładni,
n_s — obroty silnika [min^{-1}].

W przypadku, gdy podziałka ogniwa poziomego różni się od podziałki ogniwa pionowego, w miejsce *p* we wzorze (3.1) należy podstawić:

$$p = p_{śr} = \frac{p_1 + p_2}{2} \ [m/s]$$

gdzie:

p_1 — podziałka ogniwa poziomego [m],
p_2 — podziałka ogniwa pionowego [m].

Jeśli w napędzie jest sprzęgło poślizgowe (hydrodynamiczne lub inne, które zmniejsza obroty wałka szykobieżnego o wartość wynikającą z poślizgu) to w miejsce n_s we wzorze (3.1) należy wstawić zależność $(1-s)xn_s$, gdzie *s* – poślizg względny sprzęgła. Tak więc ogólną zależność na prędkość *v* określi wzór:

$$v = \frac{(p_1 + p_2) \cdot (1 - s) \cdot z \cdot n_s}{60 \cdot i} \ [m/s] \tag{3.2}$$

z tym, że dla sprzęgieł sztywnych lub elastycznych *s* = 0.

Poślizg sprzęgła hydrokinetycznego o stałym napełnieniu, przy obciążeniu nominalnym zależy od wielkości sprzęgła i wynosi *s = 0,02 - 0,03* (mniejsze wartości należy przyjmować dla sprzęgieł większych), zaś dla sprzęgieł przepływowych *s = 0,04 - 0,06*.

W celu umożliwienia podmian przekładni w napędach przenośników, przełożenie przekładni i ich wymiary przyłączeniowe są znormalizowane. Parametry te wraz z maksymalnymi dopuszczalnymi tolerancjami przełożeń zawarte są w niemieckiej normie RAG N 335000 (tabela 3.4). Pozwalają one na stosowanie w przenośnikach przekładni różnych producentów. Zachowanie wąskich tolerancji przełożeń przewidzianych przez tę normę minimalizuje wpływ różnic w przełożeniach przekładni na rozkład mocy do mało znaczącego poziomu.

Jest to istotna zaleta dla kopalń, które w sytuacjach awaryjnych mogą zastąpić uszkodzoną przekładnię, przekładnią innego producenta będącą na stanie kopalni lub pożyczoną z innej kopalni. Przed wymianą przekładni konieczne jest jednak sprawdzenie, czy przełożenie i wymiary przyłączeniowe są identyczne. Dotyczy to takich parametrów jak: średnice i długości przyłączeniowe końcówek wałów, wymiary czopów centrujących przekładni od strony silnika i kadłuba napędu oraz rozstawy i średnice śrub mocujących. Jest to konieczne bowiem zdarzają się niekiedy z niezrozumiałych powodów odstępstwa od wymagań normy RAG N 335000.

W tabeli 3.4 podane zostały przełożenia przekładni wraz z ich tolerancjami przewidzianymi przez wspomnianą normę. Norma ta klasyfikuje przekładnie w zależności od wielkości momentu na wale zdawczym, który przy danym przełożeniu zależy od mocy silnika. O wielkości tego momentu mówi wyróżnik liczbowy za oznaczeniem literowym, które każda firma stosuje według swojego uznania.

Aktualnie w górnictwie stosowane są przekładnie walcowe i stożkowo-walcowe wielkości 15, 25, 30, 35, 45, 65 i 85. Wyróżniki te mówią, że mogą one przenosić maksymalnie na wale wolnobieżnym w czasie do 3 s odpowiednio momenty 15, 25, 30, 35, 45, 65 i 85 tonometrów, co dla obecnie obowiązujących jednostek miar oznacza 150, 250, 300, 350, 450, 650 i 850 kNm.

Podawane przez różnych producentów moce pracy ciągłej przenoszone przez te przekładnie mogą się różnić zwłaszcza w przełożeniach większych niż 33, ponieważ norma RAG N 335000 nie narzuca producentom rodzaju materiałów z których są wykonane, technologii wy-

konania oraz przełożeń poszczególnych stopni przekładni. W zakresie przełożeń do 33 zwykle moce przekładni wynoszą: dla przekładni wielkości 15 - 250 kW, 25 - 400 kW, 30 - 500 kW, 35 - 600 do 770 kW, 45 - 800 do 1000 kW, 65 - 1050 do 1200 kW i 85 - 1500 kW. W oznaczeniach typu przekładni planetarnych na końcu oznaczenia litrowego są litery P lub PL, co oznacza przekładnię planetarną pod warunkiem, że w oznaczeniu nie ma litery K, która oznacza, że przekładnia ma stopień stożkowy i jest stosowana w równoległych układach napędowych.

Przełożenia przekładni zębatych i ich tolerancje według RAG N 335 000

Tabela 3.4

Przełożenie nominalne i_{nom}	Przełożenie odniesienia i_{od}	Tolerancja (0,5‰)	Pole tolerancji	
			i_{max}	i_{min}
16	16,062	0,0080	16,070	16,054
21	20,946	0,0105	20,957	20,935
28	28,141	0,0114	28,155	28,127
33	33,374	0,0165	33,391	33,358
39	39,330	0,0195	39,350	39,311
50	49,892	0,0250	49,917	49,867
65	64,051	0,0325	64,084	64,019

W przekładniach produkcji RFM „RYFAMA” podaje się dodatkowo maksymalną moc silnika oraz przełożenie przekładni. Przykładowo przekładnia walcowa i stożkowo-walcowa wielkości 25, o przełożeniu 28 i maksymalnej mocy ciągłej 400 kW mają odpowiednio oznaczenia 25P28-400 i 25KP28-400.

Zdecydowana większość górniczych przekładni zębatych smarowana jest olejem metodą rozbryzgową. Większe z wymienionych wcześniej przekładni mają najczęściej smarowanie wymuszone.

Duża zwartość przekładni planetarnych powoduje, że ich powierzchnie kadłubów są małe i chłodzenie naturalne przez powietrze jest niewystarczające. Ponadto często przekładnie te są zasypane urobkiem, co pogarsza oddawanie ciepła do atmosfery kopalnianej. Z tych powodów w przekładniach planetarnych stosuje się chłodzenie wodne. Realizuje się go przez specjalne układy rurek chłodzących zanurzonych w oleju.

Przepływająca przez nie woda odbiera ciepło wytwarzane przez przekładnię i oddaje go na zewnątrz. Innym sposobem stosowanym np. w RFM „RYFAMA” w przekładniach wielkości 15 i 25 jest zastosowanie tzw. płaszczy wodnych, czyli szerokich kanałów wodnych wykonanych

na kadłubie przekładni. Zaletą tego rozwiązania jest brak możliwości przedostawania się wody do oleju, co niekiedy ma miejsce przy rurkach zanurzonych w oleju, które na skutek drgań pękają niekiedy zmęczeniowo.

Ilość wody chłodzącej niezbędnej do prawidłowego chłodzenia przekładni zależy od wielu czynników. Najważniejsze z nich to: przenoszona moc, ilość i lepkość zastosowanego oleju, liczba stopni przekładni, sprawność poszczególnych stopni zależna od dokładności wykonania i rodzaju zazębienia (zazębienia wewnętrzne mają wyższą sprawność), temperatury otoczenia, temperatury wody na wlocie do przekładni itp. Każdy producent przekładni podaje dla niej minimalne wydajności przepływu wody i maksymalną temperaturę oleju.

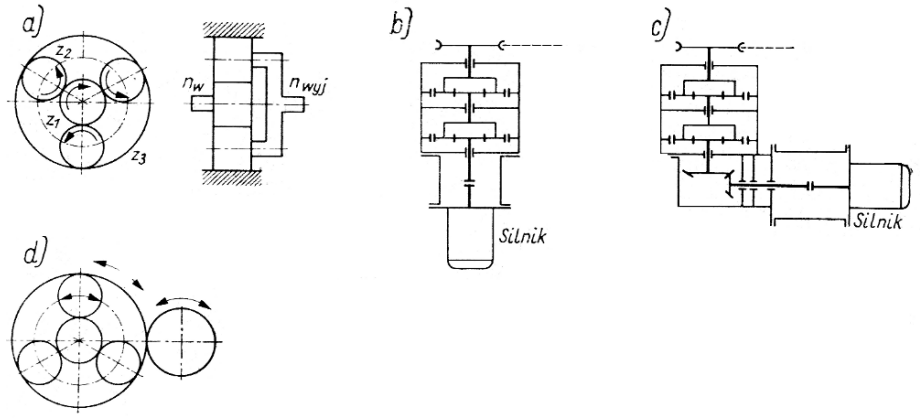
Pożądane jest aby w obwodzie chłodzenia przekładni był czujnik przepływu wody chłodzącej oraz by w przekładni był czujnik temperatury oleju. Przykładowo firma „PREINFALK" GmbH podaje, że dla przekładni wielkości 35 wydajność przepływu wody chłodzącej nie powinna być mniejsza niż 10 l/min, zaś jej temperatura na wlocie nie większa niż 30^0. Jeśli układ chłodzenia jednostki napędowej jest szeregowy tzn. woda do przekładni kierowana jest po wcześniejszym chłodzeniu silnika elektrycznego, to niezbędna wydajność przepływu wody musi być na tyle większa, aby nie przekroczyć dopuszczalnych temperatur w przekładni.

Każdy producent podaje użytkownikowi parametry i ilość oleju, który należy wlać do przekładni. W przekładniach planetarnych walcowych ilość oleju nie zależy od nachylenia podłużnego przenośnika, ponieważ przekładnie te są stosowane w prostopadłych jednostkach napędowych. W przekładniach stożkowo-walcowych niezbędna ilość oleju zależy od kąta nachylenia podłużnego przenośnika i od tego, czy jest ona zainstalowana w napędzie wysypowym czy zwrotnym. Należy pamiętać, by przekładni nie napełniać nadmierną ilością oleju ponieważ będzie się ona silniej grzała.

Aby przekładnia pracowała względnie cicho i bez nadmiernych sił dynamicznych, oraz miała dobry rozkład obciążeń na poszczególne satelity, jej uzębienie powinno być wykonane minimum w 5 lub 6 klasie dokładności.

W przenośnikach zgrzebłowych walcowe przekładnie planetarne buduje się z dwoma stopniami planetarnymi (rys. 3.45 a, b), zaś stożkowo-walcowe mają najczęściej pierwszy stopień stożkowy, drugi walcowy zwykły i trzeci planetarny. W rozwiązaniu firm „DORSTENER"

i „FAMUR", gdzie budowa przekładni jest modułowa stopień stożkowy domontowany jest do dwustopniowej przekładni planetarnej walcowej tworząc w ten sposób przekładnię do napędu z jednostkami równoległymi (rys. 3.45 c). W górnictwie, zwłaszcza niemieckim były też stosowane przekładnie różnicowe (rys. 3.45 d), w których koło stopnia planetarnego o uzębieniu wewnętrznym miało też uzębienie zewnętrzne napędzane innym silnikiem pozwalające uzyskiwać inną prędkość cięgna łańcuchowego, a przez to uzyskiwać również większe momenty na wale zdawczym kosztem zmniejszonej prędkości. Tę zaletę przekładni różnicowej wykorzystywano do ciężkich rozruchów przenośników ścianowych i kontroli stanu cięgna łańcuchowego.

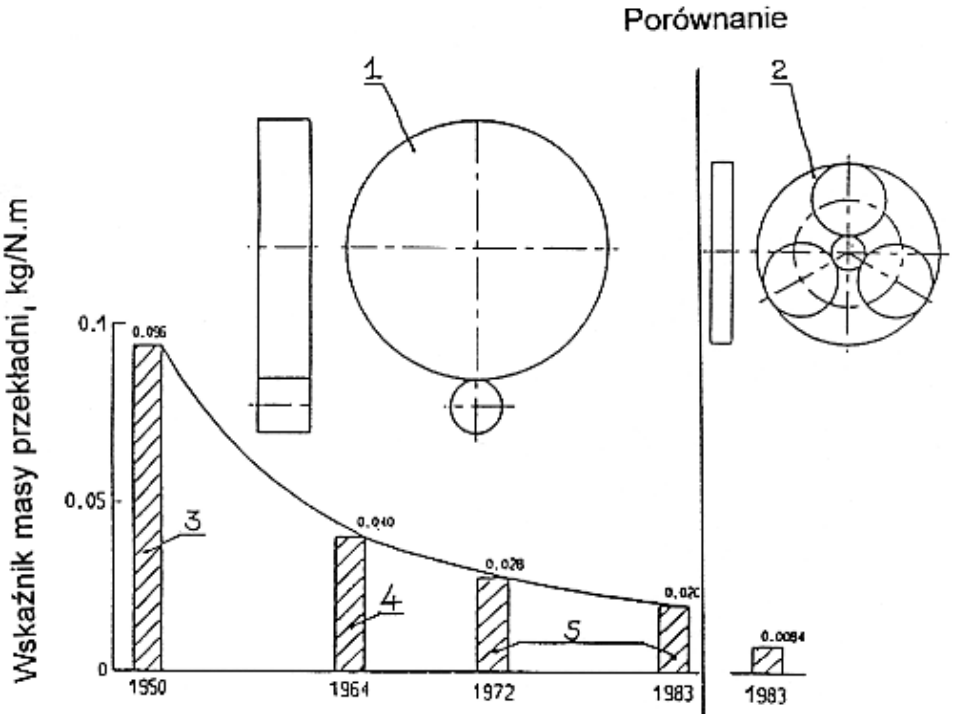


Rys.3.45. Schematy kinematyczne przekładni planetarnych i różnicowych [11]; *a - stopnia planetarnego przekładni, b - przekładni planetarnej dwustopniowej walcowej, c - przekładni trzystopniowej z dwoma stopniami planetarnymi i jednym stożkowym, d - przekładni różnicowej*

Na czas ustalonej pracy przenośnika koło o uzębieniu wewnętrznym hamuje się, a dodatkowy silnik wyłącza się i przekładnia pracuje jak normalna przekładnia planetarna. Jeśli dodatkowy silnik ma możliwość regulacji prędkości to przekładnie takie wyposażone w odpowiednie urządzenia sterujące mają możliwość automatycznego wyrównywania obciążeń napędów.

Szerokie zastosowanie przekładni planetarnych we współczesnych napędach górniczych przenośników zgrzebłowych wynika z szeregu ich bardzo istotnych zalet. Za główne zalety uważa się ich mniejsze masy i gabaryty niż w przekładniach konwencjonalnych. Ogólnie przekładnie planetarne w zależności od wykonania i zastosowania w różnych gałęziach przemysłu mają masę mniejszą od 25 - 60% masy przekładni

zwykłych, zaś ich wymiary mieszczą się w granicach od 30 do 70% wymiarów przekładni zwykłych [50]. Interesujące porównanie przedstawia w tym względzie jeden z czołowych w Europie producentów przekładni, tj. firma „FLENDER" z Bocholt. Na rysunku 3.46 porównano wskaźniki masy przekładni bez skrzyni przekładniowej do ich momentu na wale wyjściowym dla różnych przekładni walcowych z kołami zębatymi poddanymi różnym zabiegom technologicznym (ulepszaniu) na przestrzeni lat 1950 - 1983 z tymi wskaźnikami dla trójdrożnej przekładni planetarnej.



Rys.3.46. Wskaźniki masy kół przekładni konwencjonalnych oraz planetarnych według firmy „FLEDNER" z Bocholt [50]; *1 - dla przekładni konwencjonalnych, 2 - dla przekładni planetarnych, 3 - stal ulepszana, 4 - stal azotowana, 5 - stal utwardzana powierzchniowo*

Porównania dokonano dla identycznych przełożeń i takich samych momentów na wałach zdawczych. Uzyskano zmniejszenie:

- objętości kół zębatych w stosunku 100:56,
- objętości materiału skrawanego przy wykonaniu uzębienia w stosunku 100:82,4 (koszt wykonania uzębienia jest proporcjonalny do objętości zebranego materiału),

– prędkości tocznej w stosunku 100:67,5, co ma wpływ na zmniejszenie hałaśliwości przekładni.

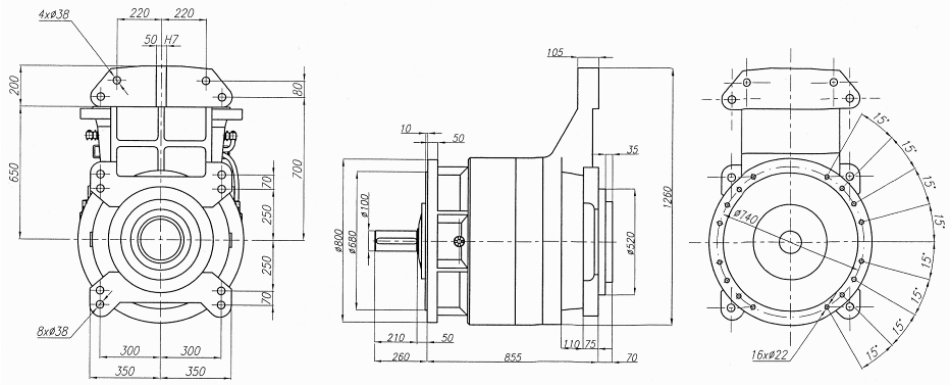
Przekładnia walcowa planetarna dla górnictwa firmy „FLENDER" o mocy 300 kW i przełożeniu 28 w stosunku do przekładni planetarnej walcowej tej samej firmy wykazuje zmniejszenie masy w stosunku 100:47,4, zmniejszenie średnicy zewnętrznej skrzyni w stosunku 100:62,9 i jej długości w stosunku 100:61,8. Na tej podstawie firma ta podobnie jak inni producenci przekładni uważają, że przekładnie planetarne w zakresie średnich i dużych momentów obrotowych są tańsze od przekładni konwencjonalnych.

Przekładnie planetarne charakteryzują się też lepszą sprawnością niż konwencjonalne. Jest to wynik mniejszych poślizgów między zębami (mniejsza praca tarcia) przy zazębieniu wewnętrznym oraz pływającego koła środkowego zwanego też słonecznym. Zmniejszone wymiary kół powodują również zmniejszenie ich momentów bezwładności, co ma znaczenie przy rozruchu, hamowaniu, a zwłaszcza przy gwałtownym zablokowaniu przenośnika. Osiowo symetryczna budowa stopni planetarnych powoduje, że pod względem smarowania stopnie te są niewrażliwe na zmiany podłużnego nachylenia przenośnika. W przekładniach konwencjonalnych kąt ten ma istotny wpływ na smarowanie przekładni. W przenośnikach zgrzebłowych ścianowych i podścianowych nie stosuje się przekładni o przełożeniach wychodzących poza zakres i = 21-65.

Większe przełożenia od i = 65 stosuje się tylko w przenośnikach zasobnikowych. Największą ilość przekładni planetarnych stosowanych w górnictwie stanowią przekładnie najprostszej konstrukcji, które nie są wyposażone w systemy zabezpieczeń przed przeciążeniem i w systemy wyrównywania mocy. Dopiero od przekładni wielkości 25 firmy „DORSTENER": z systemem Safesydor i od wielkości 30 w przekładniach CST firmy „BUCYRUS" wyposaża się je w te systemy zabezpieczające [48]. Inni producenci, dla zmniejszenia problemów związanych z rozkładem mocy oraz ciężkimi rozruchami stosują sprzęgła hydrodynamiczne, zwłaszcza przepływowe typu DTP firmy „VOITH", które ze względu na swoje niezaprzeczalne zalety ruchowe są coraz częściej stosowane w przenośnikach zgrzebłowych o mocach większych lub równych 315 kW [9].

W Polsce przekładnie planetarne dla górnictwa produkuje głównie RFM „RYFAMA" (tabela 3.5). Są to przekładnie bez wymienionych uprzednio systemów rozruchowych, przeciążeniowych i wyrównujących

moc napędów. Produkowane są przekładnie planetarne walcowe i stożkowo-walcowe wielkości 15, 25 i 35. Gotowa jest dokumentacja przekładni wielkości 45. Przekładnie wielkości 15 i 25 mają identyczne postacie konstrukcyjne (zróżnicowanie jest tylko w wielkościach geometrycznych. Przekładnie walcowe wielkości 35 i 45 mają podobną konstrukcję do przekładni walcowych wielkości 15 i 25, ale już przekładnie stożkowo-walcowe mają inną postać konstrukcyjną. W przekładniach tych pierwszy stopień (stożkowy) i drugi (walcowy) są budowy konwencjonalnej, zaś trzeci stopień w tych przekładniach jest budowy planetarnej.



Rys.3.47. Walcowa przekładnia planetarna wielkości 25 firmy RFM „RYFAMA” [60]

Budowę tych przekładni pokazano na rysunkach 3.47 do 3.49, natomiast parametry w tabeli 3.5. Przekładnie 15 KP i 25 KP mają wyjątkowo zwartą budowę i tę zaletę, że podobnie jak to jest w przekładniach planetarnych walcowych nie są wrażliwe na zmianę kąta nachylenia podłużnego przenośnika. Wynika to z faktu, że oś koła talerzowego stopnia stożkowego pokrywa się z osiami obu stopni planetarnych.

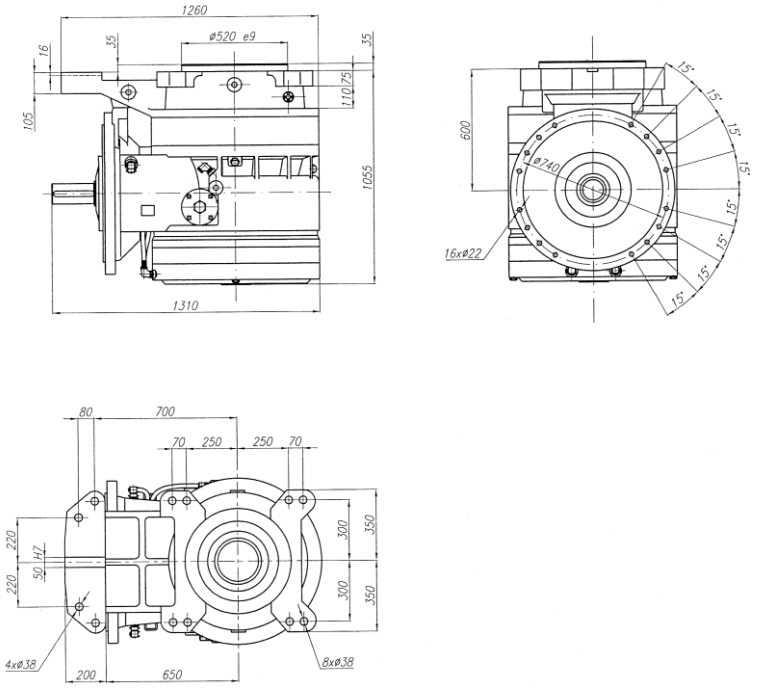
Wyższy stopień spełnienia wymagań, jakie stawia się napędom ścianowych przenośników zgrzebłowych stanowi rozwiązanie firmy „DORSTENER”, która koło o uzębieniu wewnętrznym pierwszego stopnia planetarnego powiązała ze sprzęgłem wielopłytkowym smarowanym olejem (rys. 3.50).

W sprzęgle tym siła docisku płytek uzyskiwana jest z siłowników zasilanych emulsją olejową z magistrali centralnej pod odpowiednim ciśnieniem [18, 48].

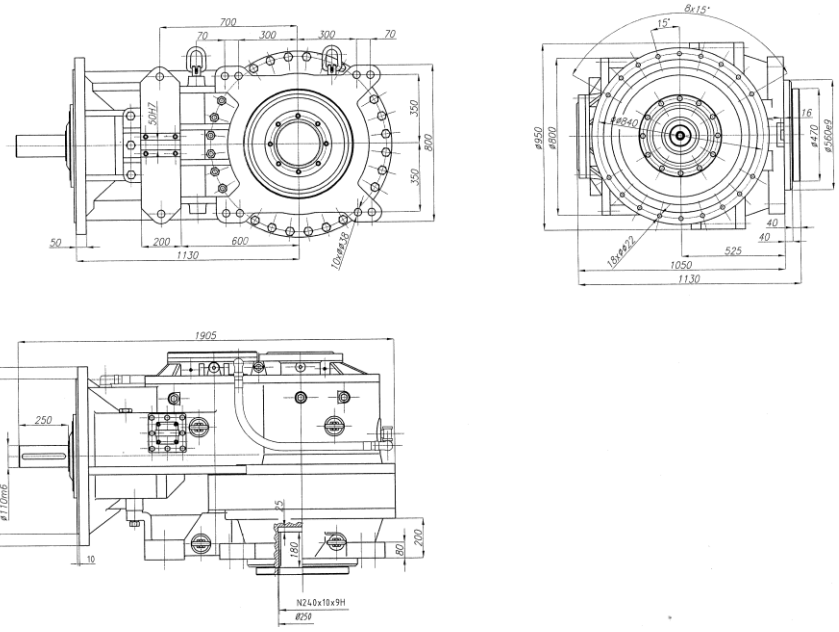
Główne parametry techniczne przekładni planetarnych, walcowych i stożkowo-walcowych produkcji RFM „RYFAMA" S.A [60]

Tabela 3.5

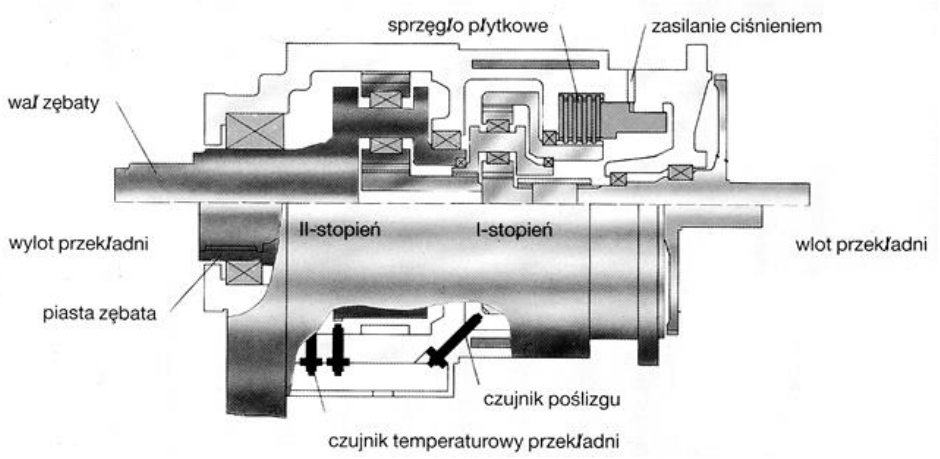
Symbol reduktora	Wielkość według RAGN 355000	Układ kinematyczny	Przeł. rzecz.	Moc kW	Masa kg	Średnica wału	
						Wejściowego mm	Wyjściowego mm
15 P28-250 15 P33-250 15 P39-200	15	P -2 stop. planetarne	28,155 33,366 39,342	250 250 250	1250	90m5	N200x10x9H
15 KP28-250 15 KP33-250 15 KP39-200	15	K - stopień kątowy P - 2 stop. planetarne	28,155 33,366 39,342	250 250 200	1750	90m5	N200x10x9H
25 P28-400 25 P33-400 25 P39-400	25	P - 2 stop. planetarne	28,155 33,366 39,342	450 450 400	2200	100m5	N220x10x9H
25 KP28-400 25 KP33-400 25 KP39-400	25	K - stopień kątowy P - 2 stop. planetarne	28,155 33,366 39,342	400 400 400	2940	100m5	N220x10x9H
35 P28-630 35 P33-630 35 P39-630	35	P - 2 stop. planetarne	28,14 33,35 39,34	630		110m6	N240x10x9H
35 KP28-630 35 KP33-630 35 KP39-630	35	K - stopień kątowy 1 stop. walc zwykły P - 1 stop. planetarny	28,15 33,35 39,32	630		110m6	N240x10x9H
45 P28-1000 45 P33-1000 45 P39-880	45	P - 2 stop. planetarne	28,147 33,367 39,323	1000 1000 880		120g6	N260x10x9H
45 KP28-1000 45 KP33-1000 45 KP39-880	45	K - stopień kątowy 1 stop. walc zwykły P - 1 stop. planetarny	- - -	1000 1000 880		120g6	N260x10x9H



Rys.3.48. Stożkowo-walcowa przekładnia planetarna wielkości 25 firmy RFM „RYFAMA” [60]



Rys.3.49. Stożkowo-walcowa przekładnia planetarna wielkości 35 firmy RFM „RYFAMA” [60]



Rys.3.50. Budowa walcowej przekładni planetarnej firmy „DORSTENER" z systemem zabezpieczeń napędu Safesydor (Niemcy) [48]

System ten wyposażony w elektrohydrauliczne urządzenie sterujące i sterowanie elektroniczne zapewnia nie tylko nastawne zabezpieczenie przed przeciążeniem, ale również potrafi wyrównywać rozdział mocy na napędy przez krótkotrwałe poślizgi sprzęgła sterowane przez czujniki śledzące pobór mocy napędów. Rozwiązanie to umożliwia łatwy rozruch, ogranicza spadki napięć w sieci energetycznej w czasie rozruchu, zabezpiecza napęd przed skutkami nadmiernych przeciążeń, umożliwia wyrównywanie mocy silników napędowych oraz uzyskiwanie małych prędkości ruchu przydatnych do spinania i napinania cięgna oraz kontroli jego stanu.

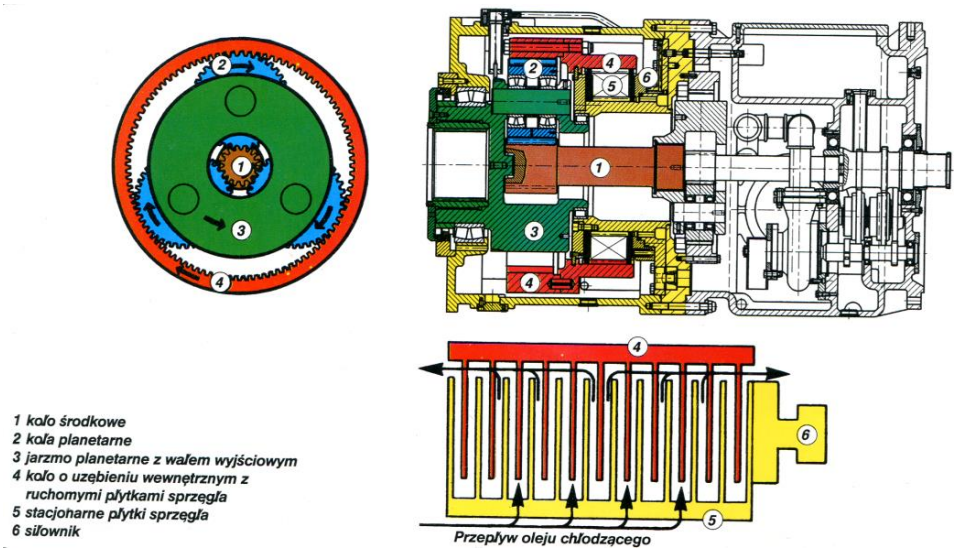
Wadami tego systemu jest zwiększony koszt wykonania, brak płynnego przejścia z pierwszej prędkości na drugą przy zastosowaniu silników dwubiegowych oraz skomplikowany system sterowania. Przekładnie te nie znalazły większego zastosowania w praktyce kopalnianej.

Najbardziej rozwiniętym systemem napędowym i coraz bardziej rozpowszechniającym się jest system wykorzystujący przekładnie CST (Controll Start Transmission). Przekładnie tego typu są wynikiem współpracy firmy „DBT" i amerykańskiej firmy „DODGE", która ten system miała opracowany do napędów przenośników taśmowych [1, 4, 13]. Pierwszą przekładnią opracowaną w 1996 r. dla przenośników zgrzeb- łowych była przekładnia CST45. Przekładnie tego typu nazywa się inteligentnymi, czyli obdarzonymi zdolnością reagowania na podstawie ustalonych algorytmów w odpowiedzi na zdarzenia (zmiany) odbierane z różnych czujników przekładni i reagującymi na te sygnały we właściwy sposób.

Na rysunku 3.16 pokazano przekrój przez przekładnię CST 30. Przekładnie CST mają budowę modułową składającą się z dwóch zasadniczych części o odmiennych funkcjach.

W części wejściowej kadłuba (rys. 3.51) znajduje się jednostka hydrauliczna zasilająca część wyjściową, w której znajduje się zasadnicza część przekładni zintegrowana ze sprzęgłem wielopłytkowym, mokrym osadzonym na wale wolnobieżnym połączonym z bębnem napędowym przenośnika. Płytki sprzęgła mają obłożenie ze specjalnej wykładziny. W części wejściowej znajduje się pierwszy stopień przekładni. W przekładniach walcowych jest to pierwszy stopień planetarny, zaś w stożkowo-walcowych, stopień stożkowy. Przekazywanie mocy przez sprzęgło odbywa się przy bardzo małym zużyciu płytek.

Pompa olejowa znajdująca się w części wejściowej napędzana z wału wejściowego zapewnia dużą wydajność przepływu oleju przez cały system napędowy (do 150 l/min w przekładni CST85).



Rys.3.51. Budowa przekładni walcowych CST firmy „BUCYRUS" oraz schemat przepływu oleju przez sprzęgło wielopłytkowe [13, 44]

System CST jest systemem zamkniętym, przy czym przewody wody chłodzącej wymiennika ciepła oraz kabel do komputera są jedynymi przewodami wychodzącymi na zewnątrz przekładni. Na drodze hydraulicznej realizowana jest zmiana siły docisku płytek, a przez to ich poślizg może zmieniać się w granicach od 100 do 0% (rozruch). Przeniesienie mocy w ruchu ustalonym odbywa się praktycznie bez poślizgu. Mini-

malny poślizg między płytkami sprzęgła ma miejsce w sprzęgle przekładni bardziej obciążonej, co umożliwia jego częściowe odciążenie. Sterowanie to realizuje serwozawór sterowany przez szybki komputer, który analizuje sygnały z różnych czujników zainstalowanych w przekładni. Komputery zainstalowane w przekładniach każdego napędu połączone są ze sobą za pomocą kabla sterującego i mogą służyć do komunikacji z nadrzędnymi układami sterowania ścianą zainstalowanymi w chodniku podścianowym lub w dyspozytorni na powierzchni kopalni.

W rozruchu przenośnika, zarówno lekkim jak i ciężkim wszystkie silniki napędowe są uruchamiane bez obciążenia (płytki sprzęgła nie przenoszą momentu, czyli poślizg jest pełny – 100 %). Dopiero gdy ostatni włączony sekwencyjnie silnik osiągnie pełną liczbę obrotów doprowadzane ciśnienie do systemów napędowych jest tak długo zwiększane, dopóki nie zostanie osiągnięty moment obrotowy pokonujący opory ruchu przenośnika. Dopiero wtedy przenośnik rusza i nabiera prędkości. Wzrosty ciśnienia w sprzęgłach, a więc i obciążenia silników są synchronizowane przez cały okres rozruchu.

Taki rozruch silników (bez obciążenia) zapewnia krótki jego czas i mniejsze spadki napięć w sieci a także mniejsze wzrosty temperatury uzwojeń silników i urządzeń z nimi związanych. Łagodny i kontrolowany rozruch przenośnika zapewnia minimalne nadwyżki dynamiczne we wszystkich zespołach napędu. Podczas rozruchu mocno przeładowanych przenośników ścianowych do dyspozycji jest łączny moment wszystkich silników napędowych oraz ich energia kinetyczna, którą silniki uzyskały w pierwszej fazie rozruchu, tj. gdy sprzęgła wielopłytkowe nie przenosiły momentu.

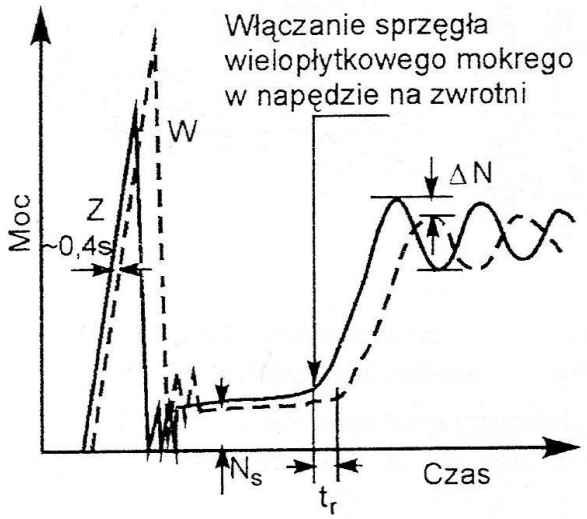
Przy wyrównywaniu obciążeń między jednostkami napędowymi mierzone i analizowane są stale pobory prądu i moce każdego silnika. Jeśli odchylenia tych parametrów przekroczą ustaloną wartość wówczas poślizg sprzęgła o dużym poborze prądu jest zwiększany do momentu gdy pozostałe napędy nie przejmą większego obciążenia i nie zostanie przywrócona równowaga. Typowy poślizg podczas pracy wynosi zazwyczaj poniżej 0,6%. Takie rozwiązanie zapewnia wyrównanie obciążeń między napędami (rys. 2.68), pełne wykorzystanie łącznej mocy zainstalowanej w przenośniku, co zmniejsza przegrzewanie silników i zmniejsza też możliwość ich wyłączenia z tego powodu.

W przypadku zablokowania cięgna łańcuchowego przekładnie CST mają system zabezpieczania napędu przed negatywnymi skutkami ta-

kiego zdarzenia. W tym celu kontrolowana jest prędkość obrotowa wału wyjściowego. Nadmierne spowolnienie tego wału połączonego z bębnem napędowym wskazuje na początek blokady ruchu, która jest gwałtownie narastającym przeciążeniem.

W czasie niewielu milisekund dochodzi, we wszystkich przekładniach CST do równoczesnego otwarcia sprzęgieł i odłączenia działania dużych momentów bezwładności wirujących elementów napędów, zwłaszcza silników. Przekładnia CST 30 wymaga do chłodzenia przepływu 15 do 20 l/min wody o temperaturze na wejściu 25 ^{0}C natomiast CST 45 20 do 25 l/min.

Na rysunku 3.52 pokazano schemat łagodnego rozruchu przenośnika ścianowego z wykorzystaniem przekładni CST [13] oraz zakres różnicy *ΔN* decydujący o początku wyrównywania mocy napędów.

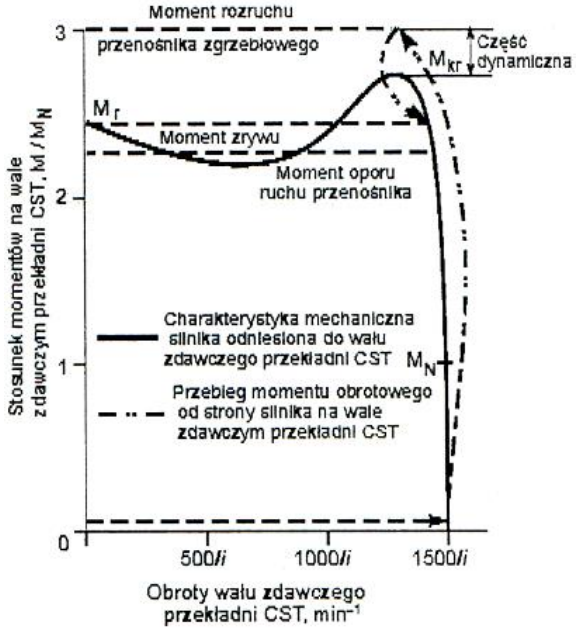


Rys.3.52. Schemat łagodnego rozruchu przenośnika zgrzebłowego z wykorzystaniem przekładni CST [13];
W – napęd wysypowy, Z napęd zwrotny

Gdy rozruch przenośnika jest ciężki możliwe jest wykorzystanie momentu krytycznego silnika, a uwzględniając pełną synchronizację wzrostu ciśnienia we wszystkich sprzęgłach, moment krytyczny osiągają równocześnie wszystkie silniki przenośnika.

Przekładnie CST oprócz możliwości wykorzystania momentów krytycznych wszystkich silników stwarzają dodatkowo możliwość wykorzystania energii kinetycznej wirników silników i elementów bezpośrednio z nimi połączonych uzyskanej w pierwszej fazie rozruchu (rozruch sil-

ników) do zwiększenia całkowitego momentu rozruchowego o część dynamiczną (rys. 3.53) [13]. Tak zwiększony moment rozruchowy w napędach przenośnika jest wystarczający do pokonania momentu zrywu przenośnika, czyli do pokonania statycznego oporu przenośnika, który jest większy o min. 10% od oporów ruchu ustalonego.



Rys.3.53. Bardzo ciężki rozruch przenośnika ścianowego z wykorzystaniem dynamiki wirujących części przekładni CST i silnika [13]

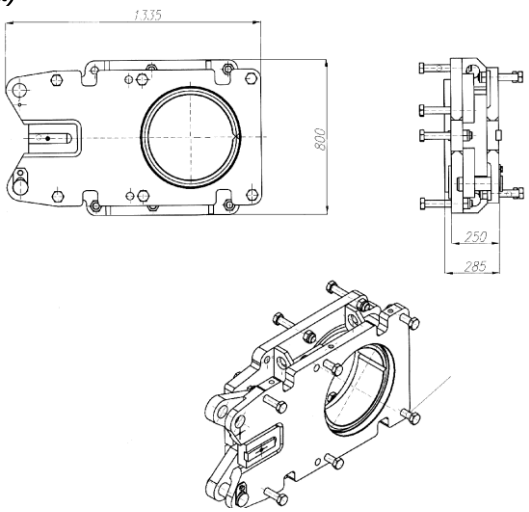
Przekładnie CST nie są pozbawione wad, należą do nich:

- wysokie koszty wytwarzania,
- wysokie wymagania w zakresie kultury technicznej użytkowania.

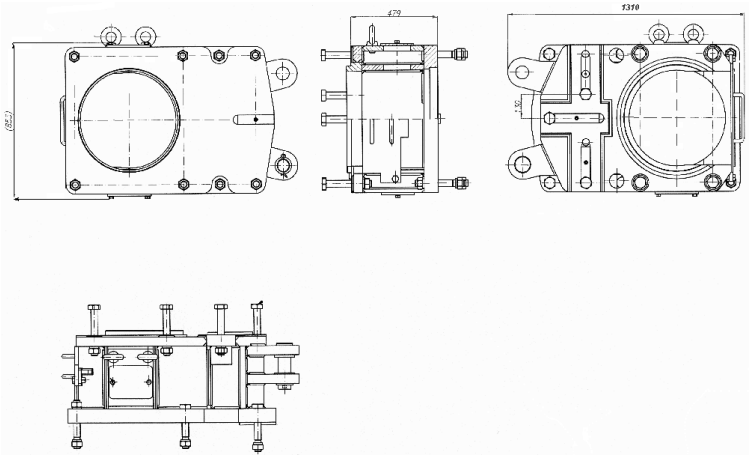
W górnictwie znajdują jeszcze nadal zastosowania przekładnie konwencjonalne. Są to głównie przekładnie stożkowo-walcowe stosowane w przenośnikach podścianowych oraz chodnikowych. W celu umożliwienia zastosowania w napędach przenośników różnych rodzajów i wielkości przekładni bez konieczności budowy każdorazowo odpowiedniego kadłuba, przekładnie łączy się z kadłubem napędowym za pomocą bloków przyłączeniowych nazywanych też skrzyniami lub wcześniej płytami przyłączeniowymi. Bloki te, w zależności od producenta, mogą być takie same na prawą i lewą stronę kadłuba lub są zwierciadlanym odbiciem. Blok taki po stronie kadłuba ma przyłącza odpowiadające przyłączom w kadłubie napędowym, natomiast po stronie przekładni jego przyłącza od-

powiadają przyłączom przekładniowym. Jeśli w napędzie przewidziano wymianę kompletnego bębna napędowego po uprzednim demontażu przekładni oraz bloków przyłączeniowych, to bloki takie stosunkowo mało odsuwają przekładnie od kadłuba i cały napęd zajmuje mniej miejsca (rys. 3.54a). Gdy bęben napędowy ma być demontowany bez demontażu jednostek napędowych, to blok przyłączeniowy jest szerszy niż w poprzednim przypadku (rys. 3.54b).

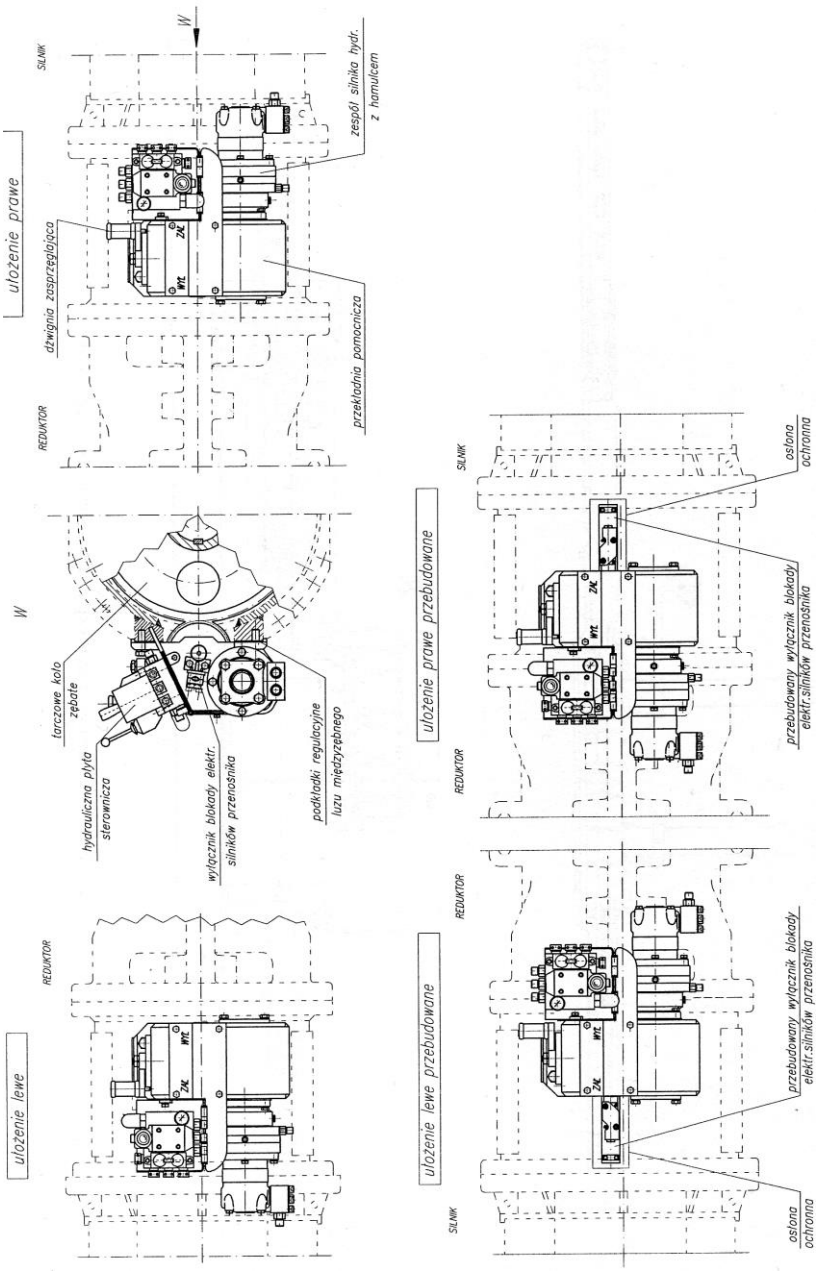
a)



b)



Rys.3.54. Przykłady budowy przekładniowych bloków przyłączeniowych firmy RFM „RYFAMA" [60]; *a – do napędów, w których wymiana bębna napędowego wymaga demontażu jednostek napędowych, b – do napędów, w których wymiana bębna napędowego nie wymaga demontażu jednostek napędowych*



Rys.3.55. Hydrauliczne urządzenie do napinania cięgna łańcuchowego „Hunap” firmy RFM „RYFAMA” [60]

Stwarza to większe problemy związane z zabezpieczaniem stropu nad napędem, ponieważ stropnice obudowy zmechanizowanej muszą być dłuższe, a to rodzi nowe problemy dla konstruktorów obudów. Bloki przyłączeniowe, w których kompletny bęben wymienia się bez demontażu jednostek napędowych muszą mieć w płytach odkadłubowych odpowiednio szerokie wycięcia aby końcówka wału mogła przez te wycięcia swobodnie przejść (rys. 3.54 b i 2.69).

Szerokość bloku przyłączeniowego dla przypadku bębna wymienianego bez demontażu jednostek napędowych zależy od zastosowanego rozwiązania konstrukcyjnego, a w tym głównie od tego, jak daleko wał bębna wystaje poza kadłub napędowy oraz od wymiarów sprzęgła zębatego łączącego wał zdawczy przekładni z wałem bębna napędowego za pośrednictwem łącznika wielowypustowego (rys. 3.76).

Na wałku szybkobieżnym przekładni zębatej (niekiedy na piaście sprzęgła jak w CST30 często instaluje się wąskie koło zębate o dużej średnicy. Średnica jego jest tak dobrana, aby średnica wierzchołków zębów była zbliżona do wewnętrznej średnicy obudowy sprzęgła (rys. 3.55). Dzięki temu uzyskuje się duże przełożenie, jakie tworzy para kół zębatych, z których małe związane jest z tłoczkowym silnikiem hydraulicznym, zaś duże z wałem wejściowym przekładni. Pozwala to na uzyskiwanie małych prędkości obrotowych bębna oraz dużych sił na bębnie. W ten sposób można uzyskać prędkość liniową, przy spinaniu cięgna łańcuchowego, rzędu 0,03 do 0,05 m/s.

W czasie napinania drugi koniec cięgna łańcuchowego blokuje się w kadłubie napędu lub na rynnie w pobliżu napędu.

3.1.4. Sprzęgła

Sprzęgło to zespół układu napędowego maszyny przekazujący moment obrotowy z jednego wału na drugi bez zmiany jego wielkości i kierunku.

W napędach przenośników zgrzebłowych sprzęgła są elementami pośredniczącymi w przekazywaniu momentu obrotowego z:

- silników napędowych na wał wejściowy przekładni zębatej,
- wału wyjściowego przekładni na wał bębna napędowego przenośnika.

Głównymi parametrami sprzęgła są: przenoszony moment, obroty i zdolność do tłumienia drgań w układzie napędowym.

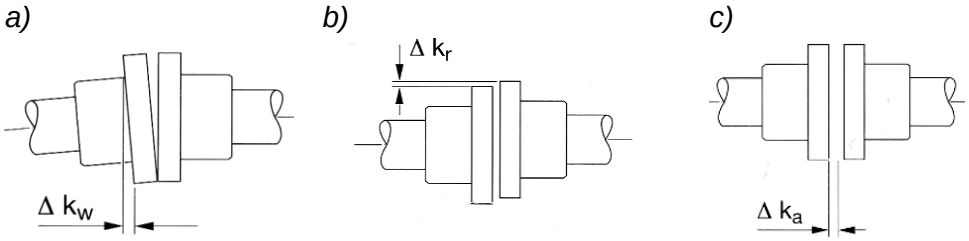
Parametry techniczne sprzęgieł wysoko elastycznych typu SET firmy G.K FASING S.A. [49]

Tabela 3.6

Dane techniczne	Typ sprzęgła					
	SET 100	**SET 132**	**SET 200**	**SET 315**	**SET 500**	**SET 750**
Moc przenoszona przy prędkości 1500, kW	55 - 100	132	200	315	500	750
Moment obrotowy znamionowy, Nm	1 080	1 080	2 300	4 600	6 400	8 500
Moment obrotowy dynamiczny, Nm	3 240	3 240	6 900	13 800	19 200	25 500
Odkształcenie kątowe sprzęgła przy momencie nominalnym, stop.	8,0	8,0	8,0	8,0	8,0	8,0
Odkształcenie kątowe sprzęgła przy momencie maksymalnym, stop.	18,5	18,5	18,5	18,5	18,5	18,5
Odchyłka montażowa poosiowa Δk_a (dla miejsca zabudowy), mm	1 - 3	1 - 3	1 - 3	1 - 4	1 – 4	1 - 4
Dopuszczalna montażowa odchyłka promieniowa Δk_r, mm	1,0	1,0	1,5	1,5	1,0	1,0
Dop. kątowa niewspółosiowość połówek sprzęgła Δk_w, podczas pracy ciągłej, stop.	1,5	1,5	1,5	1	1	1

Do łączenia silników z przekładniami stosuje się:

- sprzęgła podatne zwane też elastycznymi,
- sprzęgła poślizgowe.



Rys.3.56 Rodzaje błędów (odchyłek) montażowych sprzęgieł podatnych [64]; *a - odchyłka kątowa, b - odchyłka promieniowa, c - odchyłka poosiowa*

Sprzęgła podatne stosowane są powszechnie w przenośnikach zgrzebłowych. Wynika to z ich zalet do których należy zaliczyć:

- stosunkowo dużą tolerancje ze względu na błędy wykonawcze elementów sprzęgła i obudowy oraz błędy niewspółosiowości (montażowe) osi obu łączonych wałów (rys 3.56, tabela 3.6),
- znaczna podatność obwodowa, promieniowa, i osiowa elementów pośredniczących (zwykle są to elastomery lub guma o odpowiednio dobranych cechach użytkowych),
- nieliniowa charakterystyka odkształceń elementów podatnych (charakterystyka degresywna),
- zmniejszanie sił dynamicznych i tłumienie drgań w elementach napędów,
- stosunkowo małe gabaryty i koszty wykonania,
- szeroki zakres stosowalności w odniesieniu do prędkości obrotowych (najczęściej 750 do 3000 obr/min).

Najważniejszymi czynnikami decydującymi o charakterystyce sprzęgła podatnego oraz jego cechach użytkowych są:

- kształt elementu podatnego,
- rodzaj i parametry techniczne materiału elementu podatnego sprzęgła,
- charakter przenoszonego obciążenia (głównie jego amplituda i częstotliwość).

Elementy podatne sprzęgła powinny przenosić 6×10^7 zmian obciążenia. Moment przenoszony przez sprzęgło powinien być nie większy od momentu nominalnego, który wyznacza zależność:

$$M_{ns} = 9550 \cdot k \cdot \frac{N}{n} \ [Nm] \tag{3.3}$$

gdzie:

M_{ns} — moment nominalny sprzęgła [Nm],

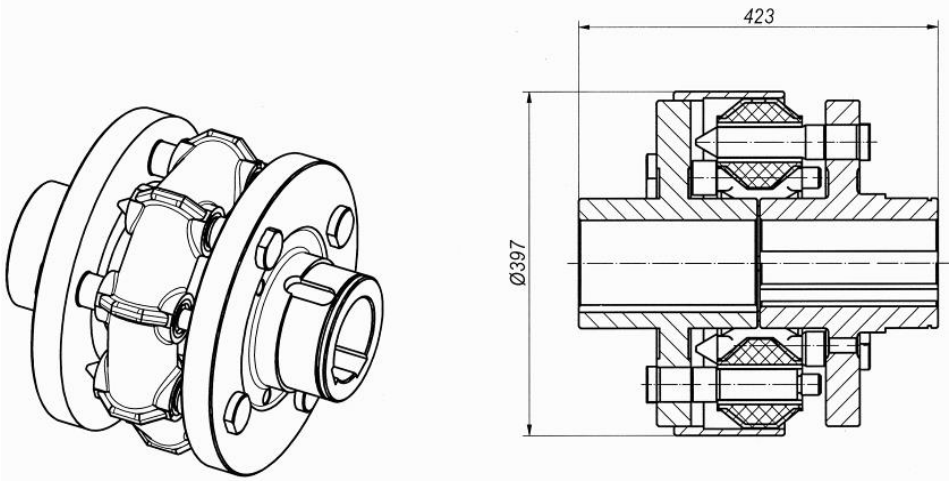
N — moc silnika [kW],

n — prędkość obrotowa silnika [min^{-1}],

k — współczynnik zależny od warunków pracy (urządzenia napędzającego, napędzanego oraz temperatury pracy sprzęgła), $k = 1,5 - 2,0$ przy czym większe wartości przyjmuje się dla gorszych warunków pracy.

W napędach przenośników zgrzebłowych najczęściej stosuje się sprzęgła wysoko elastyczne (wysoko podatne).

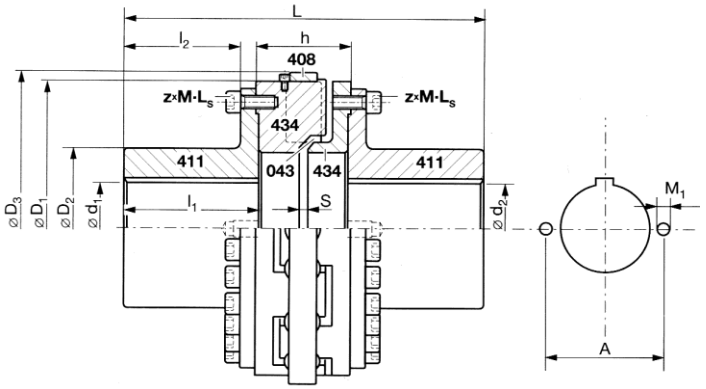
W Polsce, podobnie jak w innych krajach istnieje wielu producentów sprzęgieł elastycznych. Najczęściej stosowane są sprzęgła firm „ZERKOPOL" [67], G.K. „FASING" („MOJ") [49] RFM „RYFAMA" (rys. 3.57). W tych ostatnich sprzęgłach elementem elastycznym jest gumowy torus, w którym znajdują się zawulkanizowane tulejki stalowe. W tulejki te wchodzą, raz z jednej raz z drugiej strony, stalowe trzpienie mocowane do tarcz znajdujących się na obu piastach sprzęgła. Po połączeniu obu połówek sprzęgła, czyli po wprowadzeniu trzpieni w tulejki, w gumowym torusie istnieją naprężenia wstępne powodujące likwidację luzu obwodowego między tulejkami i trzpieniami, co gwarantuje cichą i długotrwałą pracę sprzęgła.



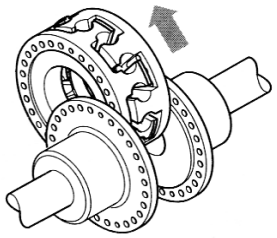
Rys.3.57. Budowa sprzęgieł elastycznych firmy RFM „RYFAMA" [60]

Spośród wielu różnorodnej budowy sprzęgieł zagranicznych na wyróżnienie zasługuje typoszereg sprzęgieł BHDD firmy „TSHAN". W sprzęgłach tych można dokonać wymiany całej jego środkowej części, w której znajdują się elementy podatne, równomiernie promieniście zamontowanych walców bez demontażu silnika. Mogą one być wykonane w wersji z hamulcem tarczowym. Tarcza hamulca wprowadzana jest wtedy między elementy 434 i 411 (rys. 3.58).

a)



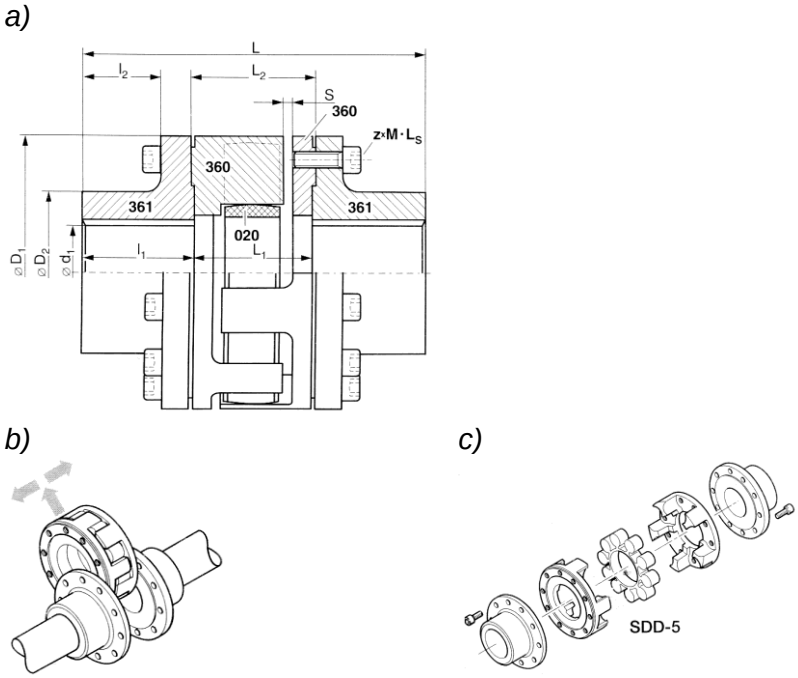
b)



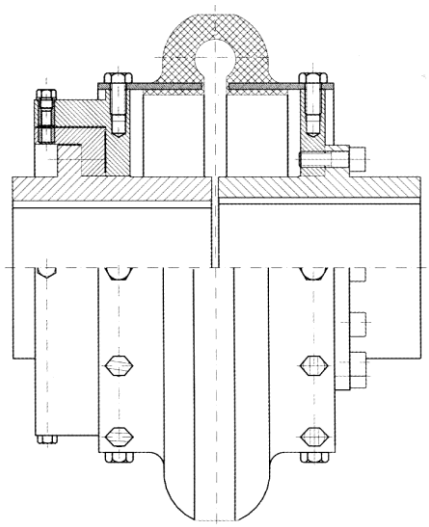
Rys.3.58. Sprzęgła typu BHDD firmy „TSCHAN". [64]; *a - przekrój osiowy, 043 - walcowe elementy podatne z Vulkollanu, 408 - pierścień blokujący elementy 043, 411 - piasty z kołnierzami, 434 - pierścienie kłowe z gniazdami na elementy podatne 043, b - sposób wymiany pierścieni 434 z elementami podatnymi*

Innymi sprzęgłami tej firmy, umożliwiającymi wymianę elementów podatnych bez demontażu silnika są sprzęgła kłowe typu SDD-5 i SDDL-5 (rys. 3.59).

Również i w tych sprzęgłach można zainstalować tarcze hamulcowe. W miejsce tarcz hamulcowych można wprowadzić koła zębate za pomocą których można dokonywać napinania wstępnego cięgna łańcuchowego.



Rys.3.59. Sprzęgła typu SDD-5 firmy „TSCHAN” [64]; *a - przekrój osiowy sprzęgła, 020 - pierścień z elementami podatnymi, 360 - pierścienie kłowe, 361 - piasty z kołnierzami, b - sposób demontażu pierścieni kłowych z elementami podatnymi, c - elementy sprzęgła*



Rys.3.60. Wysoko elastyczne sprzęgło oponowe OMEGA B firmy G.K FASING S.A. (MOJ) ze śrubowym bezpiecznikiem zrywanym [49]

W napędach przenośników zgrzebłowych mogą też być stosowane sprzęgła oponowe (rys. 3.60).

Sprzęgła te składają się z dwóch piast i oponowej wkładki elastycznej. Mogą one przenosić większe momenty niż dotychczas opisane konstrukcje. Geometria wkładki oponowej zapewnia dobrą pracę sprzęgła nawet przy stosunkowo małej dokładności wyosiowania wałów silnika i przekładni. Dopuszczalne wartości niewspółosiowości osiowej, promieniowej i kątowej są około 2 razy większe od podanych w tabeli 3.6. Nie oznacza to jednak, aby przy zastosowaniu tych sprzęgieł podchodzić mniej starannie do problemu zachowania współosiowości obu łączonych wałów, ponieważ im większe są wartości niewspółosiowości, tym większe są dodatkowe obciążenia poosiowe i promieniowe wałów. Obciążenia te przenoszą się na łożyska i obniżają ich trwałość. Niewspółosiowość wałów niekorzystnie też wpływa na pracę elementów podatnych sprzęgła. Im błędy montażowe są większe, tym wyższa jest temperatura pracy elementu podatnego, zaś jego żywotność mniejsza.

Znacznie większa podatność elementu elastomerowego w sprzęgłach oponowych pozwala obniżyć dodatkowe obciążenia łożysk w odniesieniu do tych, które przy danej niewspółosiowości wystąpiłyby przy zainstalowaniu innych sprzęgieł.

Wkładka elastyczna składa się ze stalowo-elastomerowych półelementów, co pozwala na sprzęganie i rozprzęganie łączonych wałów bez konieczności ich przesuwania. Sprzęgło pokazane na rysunku 3.60 jest wersją z bezpiecznikami chroniącymi sprzęgło oraz inne elementy napędu przed skutkami dużych przeciążeń (np. przy gwałtownym zablokowaniu ruchu przenośnika). Bezpiecznikami zrywalnymi są w tym sprzęgle cztery śruby usytuowane promieniowo.

Wadami dotychczas opisywanych sprzęgieł podatnych w napędach przenośników zgrzebłowych są:

- ciężki rozruch przenośników, zwłaszcza silnie obciążonych urobkiem,
- zazwyczaj brak możliwości zabezpieczenia napędów przenośników przed skutkami nadmiernych obciążeń spowodowanych gwałtownymi zablokowaniami ich ruchu,
- brak możliwości zmniejszenia nierównomierności rozkładu mocy w maszynach wielonapędowych.

Problemy, jakie wynikają z powyższych wad są opisane w podrozdziale 3.1 dotyczącym różnych systemów napędowych stosowanych

w górniczych przenośnikach zgrzebłowych. Niezależnie jednak od zastosowanego w przenośniku systemu napędowego, sprzęgło podatne zawsze jest stosowane w każdej jednostce napędowej, ponieważ pozwala ono na kompensację błędów montażowo-wykonawczych w różnych systemach mocowania silnika względem przekładni.

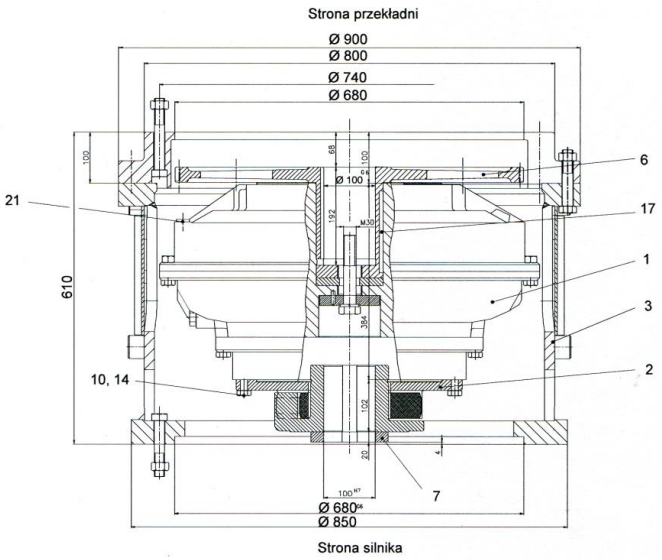
W celu zmniejszenia błędów montażowo-wykonawczych w przenośnikach zgrzebłowych do połączenia silnika z przekładnią stosuje się specjalne elementy łączące zwane obudową sprzęgła. Są to cylindryczne konstrukcje zakończone pierścieniami, w których są odsadzenia do ich centrowania na odpowiednich cylindrycznych podtoczeniach w przekładniach i silnikach. Ponadto, w pierścieniach obudowy sprzęgła są otwory na śruby do mocowania obudowy z przekładnią i silnikiem. Dzięki takiemu sposobowi połączenia osie wału silnika i przekładni mają bardzo dobrą współosiowość, a systemy łożyskowe obu wałów lepsze warunki pracy.

W obudowie tej znajduje się sprzęgło elastyczne lub hydrodynamiczne wraz ze sprzęgłem elastycznym oraz ewentualnie hamulec tarczowy lub bębnowy. W miejsce hamulca lub niezależnie od niego często instaluje się dużej średnicy wąskie koło zębate, które połączone z małym kołem zębatym urządzenia napinającego umożliwia wolne mechaniczne napinanie cięgna łańcuchowego. Na obudowie sprzęgła można mocować też hamulec ręczny blokujący ruch przekładni i bębna napędowego w czasie spinania cięgna wstępnie napinanego.

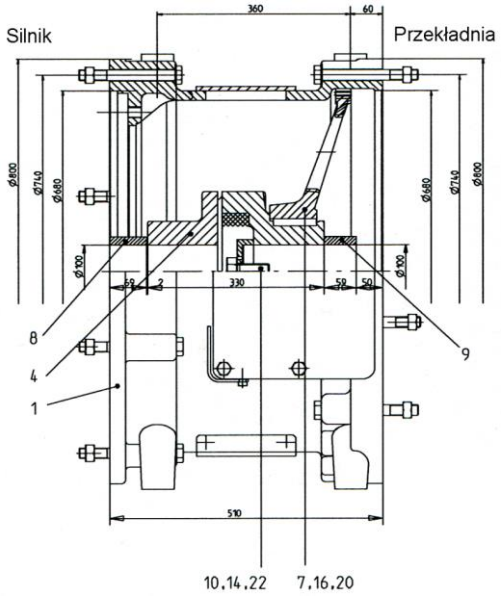
Obudowa sprzęgła stanowi jednocześnie osłonę elementów wirujących wymaganą przez przepisy górnicze ze względu na bezpieczeństwo pracy.

Przykłady różnych rozwiązań konstrukcyjnych obudów sprzęgieł pokazano na rysunkach 3.61 – 3.64.

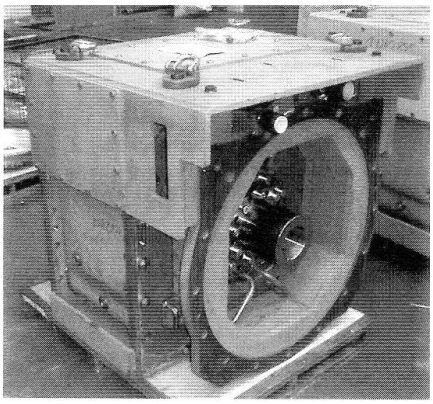
Wspomniane wcześniej wady klasycznych napędów przenośników zgrzebłowych ze sprzęgłami elastycznymi, tj. ciężki rozruch i brak zabezpieczenia ruchomych części przenośnika przed przeciążeniem spowodowały, że znalazły szerokie zastosowanie napędy ze sprzęgłami hydrodynamicznymi a także ze sprzęgłami wielopłytkowymi. W celu zabezpieczenia napędów przed przeciążeniem można zastosować poślizgowe, wielopłytkowe sprzęgła przeciążeniowe, montowane między silnikiem i przekładnią [17]. Podobne sprzęgła można też instalować na wałach zdawczych.



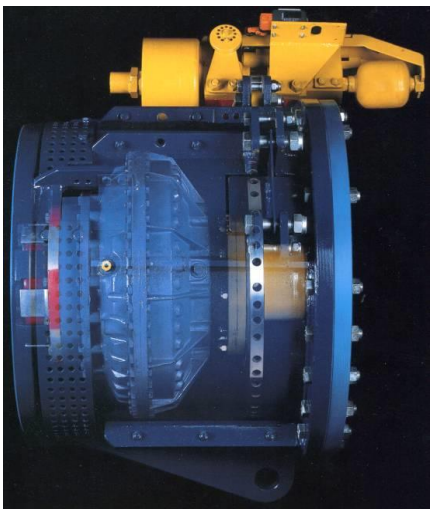
Rys.3.61. Obudowa sprzęgła hydrodynamicznego w jednostce napędowej przenośnika podścianowego ST PF4/1132 firmy „BUCYRUS" [44] *1 – sprzęgło 650TWVF, 2 – sprzęgło SV 301-VK, 3 – obudowa sprzęgła, 6 – tarcza zębata, 7 – pierścień dystansowy, 10, 11 – śruby, 14 – krawędziowy pierścień blokujący VSK, 16, 17 – wpust pasowany 20x12x160, 21 - śruba zabezpieczająca*



Rys.3.62. Obudowa sprzęgła elastycznego napędu przenośnika ścianowego PF 4/932 firmy „BUCYRUS" [44]; *1 - obudowa sprzęgła, 4 - sprzęgło elastyczne, 7 - koło zębate do napinania cięgna, 8, 9 - pierścienie dystansowe, 10, 14, 22- śruba M30 x 60 z nakrętką i podkładką, 16, 20 - pierścień 190 x 4 i wpust 22 x 14 x 80*

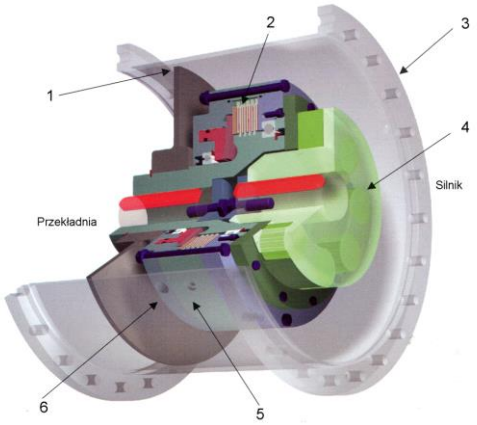


Rys.3.63. Sprzęgło 562DTPKWL.2E-SI-C (TTT) wraz z obudową firmy „Voith" [66]



Rys.3.64. Obudowa sprzęgła hydrodynamicznego firmy „TSCHAN" z automatyczną regulacją luzu, umożliwiająca instalowanie urządzeń hamujących manualnych, elektrycznych, pneumatycznych i hydraulicznych razem z elektronicznym systemem sterowania hamulcem, dla przenośników hamujących [64]

Najbardziej rozpowszechniała je firma „HALBACH-BRAUN" (rys. 3.65). Ma ona w swojej ofercie sprzęgła SK 800 i SK 1200. Mogą one przenosić maksymalne momenty obrotowe 15000 i 20000 Nm. Możliwa do przenoszenia moc wynosi dla tych sprzęgieł odpowiednio 200 - 800 kW i 800 - 1200 kW. Dla każdej wielkości silnika ustawiany jest indywidualny maksymalny moment przenoszony przez sprzęgło (moment nastawienia), który jest o 10 - 25% większy od momentu maksymalnego (rys. 3.66) [17].



Rys.3.65. Budowa sprzęgieł przeciążeniowych ÜSK800 i ÜSK1200 firmy „HALBACH-BRAUN" [53]; *1 - tarcza hamulcowa, 2 - sprzęgło wielopłytkowe, 3 - obudowa sprzęgła, 4 - sprzęgło elastyczne, 5 - olejowa śruba zamykająca, 6 - zamknięcie od strony pompy*

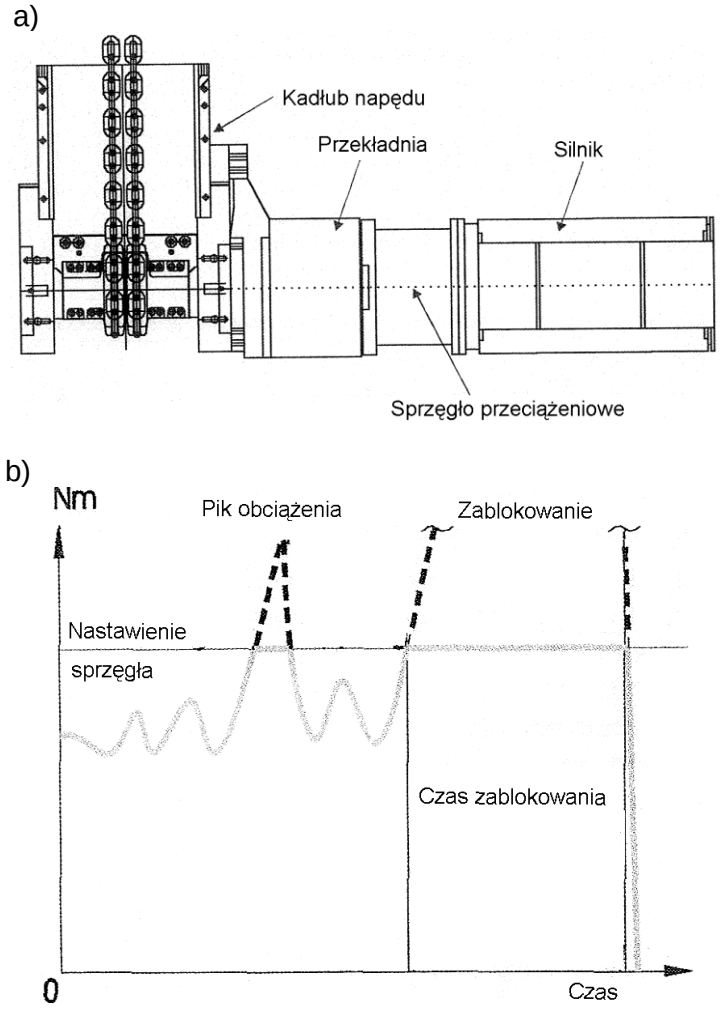
Sprzęgła takie, gdy stosuje się je między silnikiem, a przekładnią są łączone szeregowo ze sprzęgłami elastycznymi. Takie wykorzystanie sprzęgieł wielopłytkowych spotyka się jednak bardzo rzadko.

Inaczej sytuacja przedstawia się w odniesieniu do sprzęgieł hydrodynamicznych, nazywanych też hydrokinetycznymi lub hydraulicznymi. W napędach górniczych przenośników zgrzebłowych stosuje się je z powodzeniem od ponad 50 lat. Aktualnie w górnictwie węglowym stosuje się sprzęgła o stałym napełnieniu (bez lub z komorą opóźniającą) oraz przepływowe. Instaluje się je między silnikiem a przekładnią (rys. 3.67 c).

Pracują one zgodnie z zasadą Föttingera (rys. 3.67 a). Pierwsze sprzęgła tzw. proste zbudowane zostały z trzech głównych elementów, tj. dwóch kół (wirników) wyposażonych w promieniowo usytuowane łopatki oraz obudowy zewnętrznej zwanej misą.

Tworzą one tzw. przestrzeń roboczą. Strona wejściowa zwana też pompową lub pierwotną połączona jest z silnikiem, zaś strona wyjściowa (turbinowa, wtórna) z napędzaną maszyną.

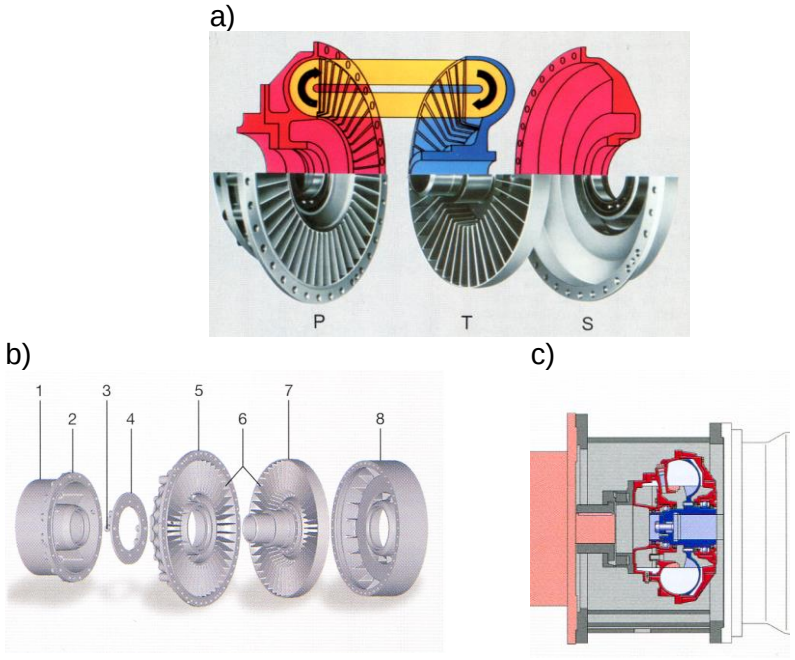
Moment obrotowy silnika w sprzęgłach tych przetwarzany jest na energię kinetyczną cieczy roboczej przez łopatki koła pompowego. Energia kinetyczna strumienia cieczy jest następnie, przez oddziaływanie hydrodynamiczne przetwarzana na łopatkach koła turbinowego na energię mechaniczną wprawiającą to koło w ruch (rys. 3.67 a). Sprzęgła takie są podstawową formą sprzęgieł hydrodynamicznych i są produkowane nadal.



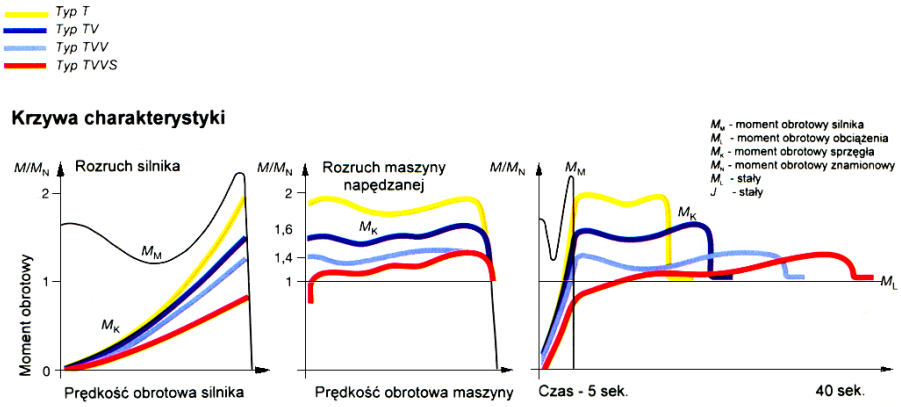
Rys.3.66. Miejsce sprzęgła przeciążeniowego w jednostce napędowej przenośnika ścianowego (a) i zasada pracy sprzęgła przeciążeniowego (b) [53]

Czołowym producentem sprzęgieł hydrodynamicznych jest niemiecka firma „VOITH". W Polsce znana jest także grupa kapitałowa FASING i „FLENDER" .

Dalszy etap rozwojowy sprzęgieł hydrodynamicznych stanowią sprzęgła z tzw. komorą opóźniającą, która jest przyłączona kołnierzowo do zewnętrznego koła sprzęgła (typ TV-Voith). W stanie spoczynku część płynu roboczego znajduje się w tej komorze, dzięki czemu w komorze roboczej jest go odpowiednio mniej i rozruch silnika jest wtedy prawie bezobciążeniowy.



Rys.3.67 Zasada działania (a), elementy sprzęgła hydrodynamicznego (b) i sposób połączenia silnika z przekładnią (c). [66]; *P - wirnik pompowy, T - wirnik turbinowy, S - misa, 1 - komora opóźniająca, 2 - dysza, 3 - zawór sterowany siłą odśrodkową, 4 - pierścień z zaworami, 5 - wirnik pompowy, 6 - komora robocza, 7 - wirnik turbinowy, 8 - misa komory pierścieniowej*



Rys.3.68. Porównanie charakterystyk rozruchowych sprzęgieł prostych (typ T) ze sprzęgłami z komorą opóźniającą (typy TV TVV, TVVS), firmy „VOITH" w warunkach zachowania stałości momentu oporu odbiornika oraz momentu bezwładności sprzęgieł [66]; M_M - moment obrotowy silnika, M_L – moment obrotowy obciążenia (stały), M_K - moment obrotowy sprzęgła, M_N – znamionowy moment obrotowy silnika, J – masowy moment bezwładności silnika (stały)

Po krótkim czasie, kiedy silnik osiągnie swoje obroty, płyn roboczy przepływa z komory opóźniającej do komory roboczej, rośnie przenoszony moment i po przekroczeniu momentu oporu przenośnika zaczyna się jego łagodny rozruch. Dalsze zwiększenie objętości komory opóźniającej (typ TVV) powoduje jeszcze łagodniejszy rozruch (rys. 3.68). Funkcje komory opóźniającej można udoskonalić przez zawory regulowane odśrodkowo (typ TVF) lub przez hydrodynamiczne wtórne napełnianie (typ TVY).

Dalszy postęp w rozwoju sprzęgieł firmy „VOITH" to wprowadzenie pierścieniowej komory uzupełniającej działanie powiększonej komory opóźniającej (typ TVVS). Ta dodatkowa komora w obudowie sprzęgła pozwala na dalszą redukcję momentu obrotowego w sprzęgle podczas jego rozruchu. W początkowej fazie rozruchu, pod wpływem sił odśrodkowych, następuje przepływ płynu z komory opóźniającej do komory roboczej, z której płyn odpływa do zewnętrznej komory pierścieniowej, dzięki czemu w komorze roboczej ilość płynu jest niewielka. Dopiero po całkowitym napełnieniu komory pierścieniowej wypełnia się płynem komora robocza.

W porównaniu ze sprzęgłami bez komory pierścieniowej TV i TVV napełnianie komory roboczej w sprzęgłach jest znacznie spowolnione, co ma odzwierciedlenie w charakterystyce tego sprzęgła (rys. 3.68).

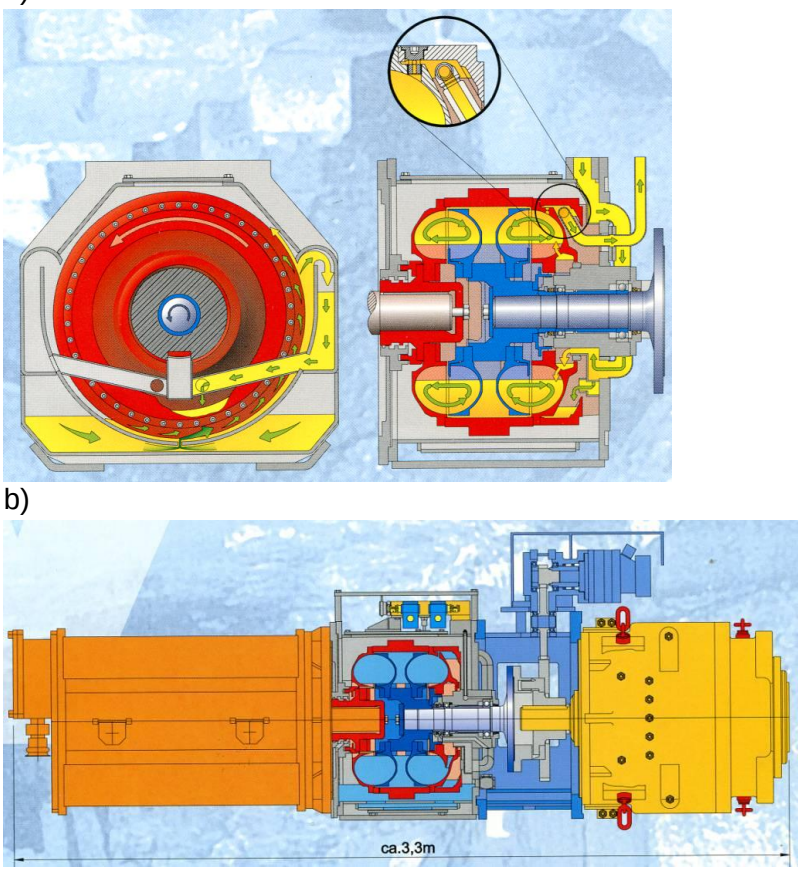
W Polsce G.K. FASING (MOJ) nie produkuje sprzęgieł z komorą opóźniającą, lecz tylko sprzęgła proste o symbolu SH na moce 55, 100/75, 132/110 i 160 kW.

Jeśli przy określonej maksymalnej średnicy zewnętrznej sprzęgła, możliwej do zainstalowania w napędzie nie przenosi ono wymaganego momentu, to można wykorzystać sprzęgło z podwójnym obiegiem cyrkulacji typu DT. Sprzęgło takie ma dwa współosiowe obiegi cyrkulacyjne pracujące równolegle (dwa wirniki pompowe i dwa turbinowe). Dzięki temu sprzęgło takie przenosi dwa razy większy moment przy nie zmienionej średnicy zewnętrznej, ale zwiększonej długości.

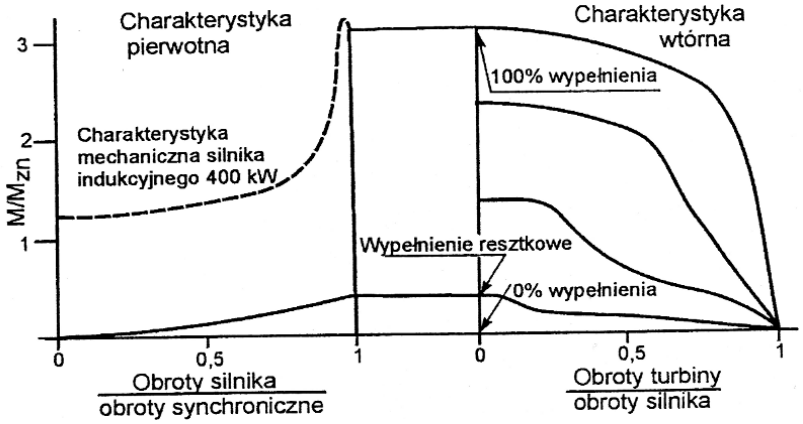
Ciągły wzrost mocy napędów ścianowych przenośników zgrzebłowych, ograniczenia gabarytowe napędów i duże ilości ich rozruchów spowodowały, iż firma „VOITH” wspólnie z firmą „JOY” opracowały, na początku ostatniego dziesięciolecia nowy rodzaj sprzęgła typu DTPW (rys. 3.69).

a)

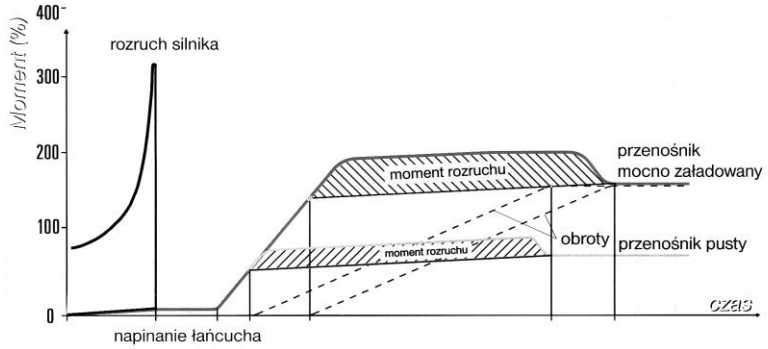
b)



Rys.3.69. Budowa sprzęgła 562 DTPPWL 2 z zaznaczonymi drogami przepływu wody (a) oraz sposób jego zabudowy w jednostce napędowej (b) [60]



Rys.3.70. Uproszczona charakterystyka pierwotna i wtórna sprzęgieł hydrodynamicznych typu DTPPW [8]



Rys.3.71. Uproszczony opis rozruchu przenośnika zgrzebłowego wyposażonego w sprzęgła DTPPW [66]

Sprzęgło to jest poszerzoną wersją sprzęgła typu DT o system ciągłej i regulowanej wymiany płynu roboczego, którym w tym wypadku jest woda. Dzięki ciągłej wymianie wody i podwójnym układzie wirników sprzęgło to nazywane sprzęgłem przepływowym może pracować z około dwa razy większym poślizgiem niż sprzęgła o stałym napełnieniu. Daje to możliwość przenoszenia bardzo dużych mocy przy stosunkowo małych gabarytach sprzęgła. Dodatkową korzyścią tego rozwiązania jest likwidacja sił poosiowych w sprzęgle dzięki symetrycznemu usytuowaniu dwóch par kół pompowych i turbinowych.

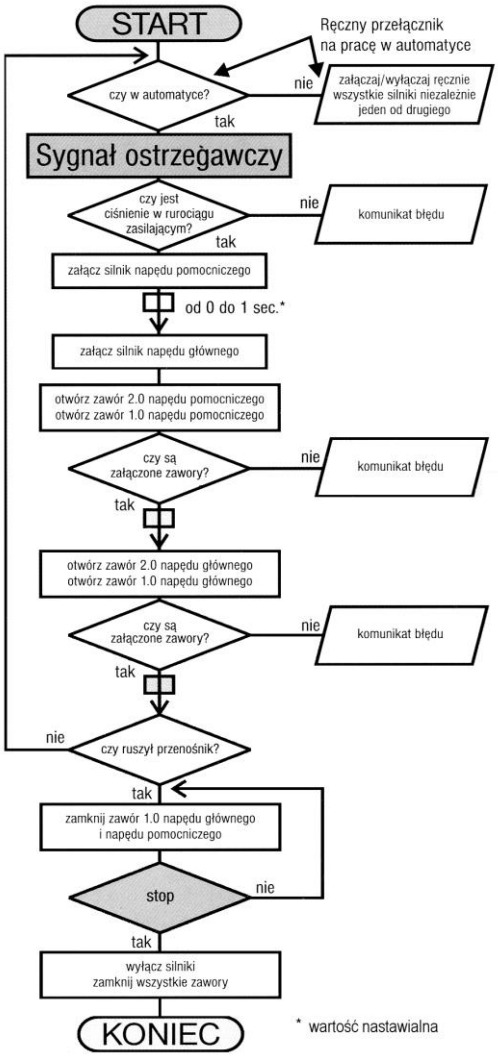
Sprzęgła typu DTPPW są sprzęgłami wodnymi zasilanymi najczęściej z rurociągu p/pożarowego. Układ logiczny sterowania sprzęgłem został przedstawiony na rysunku 3.72, natomiast schematy hydrauliczne na rysunku 3.73.

Wymagane ciśnienie statyczne powinno wynosić 10 - 20 bar, przy czym ciśnienie dynamiczne nie powinno spadać poniżej 5 bar. Przed reduktorem ciśnienia zainstalowany musi być filtr chroniący elektrozawory przed zanieczyszczeniami (100 do 250 µ). W przypadku przekroczenia na wlocie ciśnienia 20 bar konieczne jest zabudowanie reduktora ciśnienia.

Elektrozawory 1 i 2 są identyczne. Zasilane są napięciem 12 V prądu stałego. Po zakończonym rozruchu silników następuje jednoczesne otwarcie elektrozaworów i napełnianie sprzęgła z wydajnością 100 l/min poprzez kryzę (przysłonę).

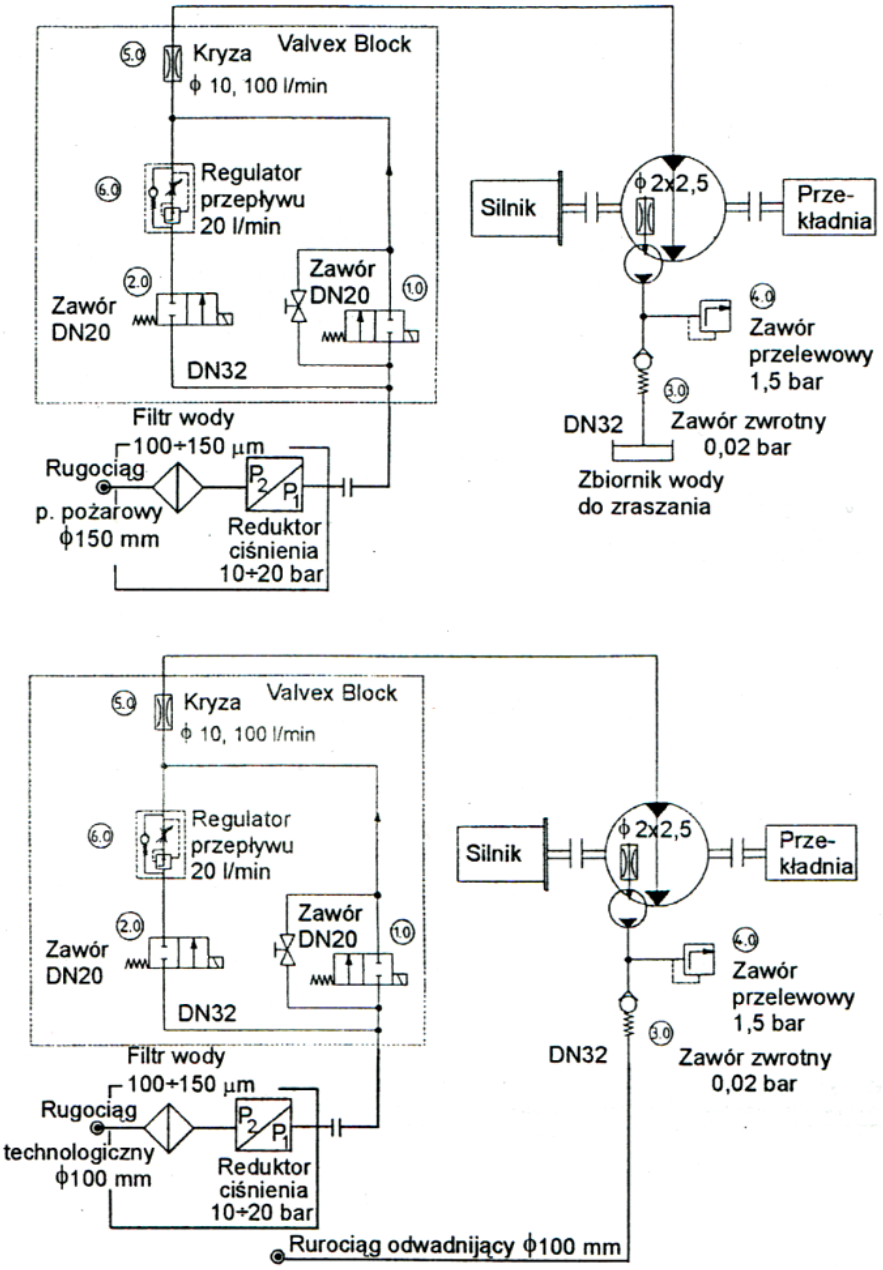
W czasie gdy silniki posobnie nabierają obrotów wypełnienie resztkowe sprzęgieł wodą powoduje lekkie napięcie łańcuchów (rys. 3.70 i 3.71), zaś po rozpoczęciu napełniania sprzęgieł momenty przenoszone przez nie rosną, ale przenośnik nie rusza dopóki nie zostanie przekroczony moment jego oporu.

Po przekroczeniu tego momentu przenośnik łagodnie rusza i osiąga swoją znamionową prędkość po około 10 – 20 s (w zależności od ustawienia), a wtedy zawór 1 zostaje zamknięty, natomiast dopływ wody do sprzęgła spada do poziomu 20 – 30 l/min. Po wykonaniu pracy cieplejsza już woda wyrzucana jest ze sprzęgła rurką czerpakową (pompa odsysająca) przez zawór zwrotny pod ciśnieniem 4 bar. W przypadku wzrostu oporów na spływie powyżej 4 bar następuje otwarcie zaworu przelewowego na spływie. Przepływ wody przez sprzęgło może też być w układzie zamkniętym, ale wtedy stosowany jest układ chłodzenia wody [1].

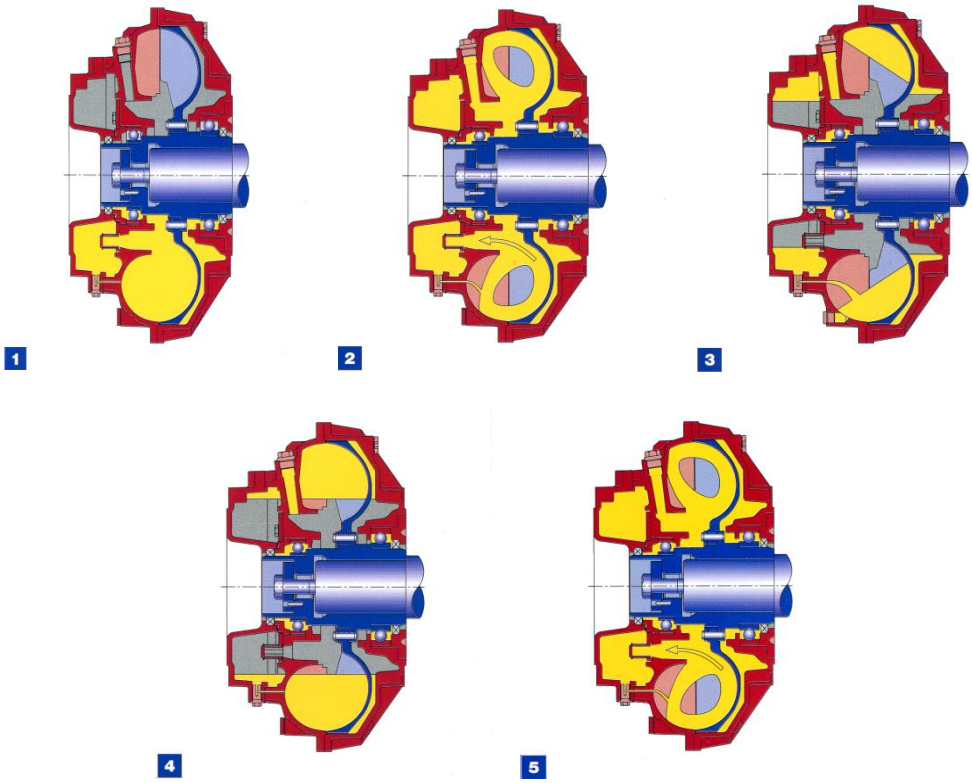


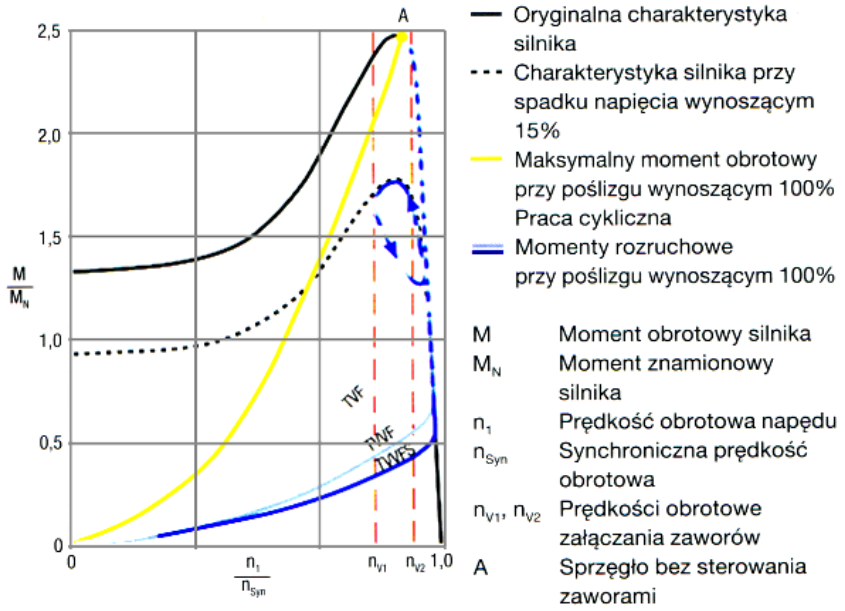
Rys.3.72. Układ logiczny sterowania zasilaniem sprzęgła DTPPW [9]

Układ logiczny sterowania zasilania wodą sprzęgieł DTPPW przedstawiono na rysunku 3.72.



Rys.3.73. Schematy hydrauliczne zasilania sprzęgieł DTPPW w napędzie wysypowym (u góry), i w napędzie zwrotnym (u dołu) [9]





Rys.3.74. Opis różnych faz pracy sprzęgieł TV…F… z komorą opóźniającą z zaworami odśrodkowymi firmy „VOITH” oraz ich charakterystyki pracy [66]

Na rynku amerykańskim stosowane są sprzęgła DTPKW (TTT), w których przepływ wody regulowany jest stanem pracy sprzęgła. Jednocześnie w sprzęgle tym usunięto łożyskowanie zarówno części pompowej, jak i turbinowej.

Zalety i wady napędów ze sprzęgłami DTPPW omówiono bliżej w podrozdziale 3.1. Każde sprzęgło DTPPW wyposażone jest w sterownik IKM, który kontroluje i reguluje pracę sprzęgła zgodnie z zadanym programem. Jednostką nadrzędną dla wszystkich sterowników IKM jest IKM-Master, który może nadzorować cztery pojedyncze IKM.

Ten nadrzędny sterownik otrzymuje polecenia odnośnie realizacji danego stanu pracy od sterownika pracy ściany i kontroluje pracę pojedynczych napędów.

W górnictwie polskim w przenośnikach zgrzebłowych stosuje się przede wszystkim sprzęgła hydrodynamiczne firmy „VOITH" typu 487-650 TVF, 487-650 TVVF, 487-650 TUVVFS oraz 487 i 562 DTPPW, a także niekiedy w przenośnikach podścianowych sprzęgła SH i SHA firmy G.K.FASING S.A (MOJ).

Sprzęgła z komorą opóźniającą firmy „VOITH" w Polsce są rzadko stosowane. W górniczych przenośnikach zgrzebłowych najczęściej stosuje się sprzęgła wyposażone w zawory odśrodkowe, które udoskonalają pracę komory opóźniającej. Różne fazy pracy takiego sprzęgła wraz wykresem pracy sprzęgieł typu TV…F… pokazano na rysunku 3.74.

Fazy pracy tych sprzęgieł są następujące [66]:

Faza 1 – spoczynek

- ciecz robocza znajduje się w dolnej części sprzęgła hydrodynamicznego,
- poziom cieczy w komorze opóźniającej i komorze roboczej jest taki sam.

Faza 2 – rozruch lub spadek obrotów silnika

- zawory odśrodkowe pozostają otwarte do chwili uzyskania przez sprzęgło założonej prędkości obrotowej,
- ciecz robocza powraca przez otwarte zawory z komory roboczej do komory opóźniającej,
- sprzęgło przenosi niewielki moment obrotowy, a silnik napędowy uruchamiany jest prawie bez obciążenia.

Faza 3 – przyśpieszanie maszyny roboczej

- po przekroczeniu „prędkości obrotowej przełączania” zawory odśrodkowe zamykają się,
- ciecz robocza wypływa przez dysze z komory opóźniającej do komory roboczej,
- przenoszony moment obrotowy wzrasta do wartości momentu rozruchowego i maszyna robocza przyśpiesza.

Faza 4 – praca znamionowa

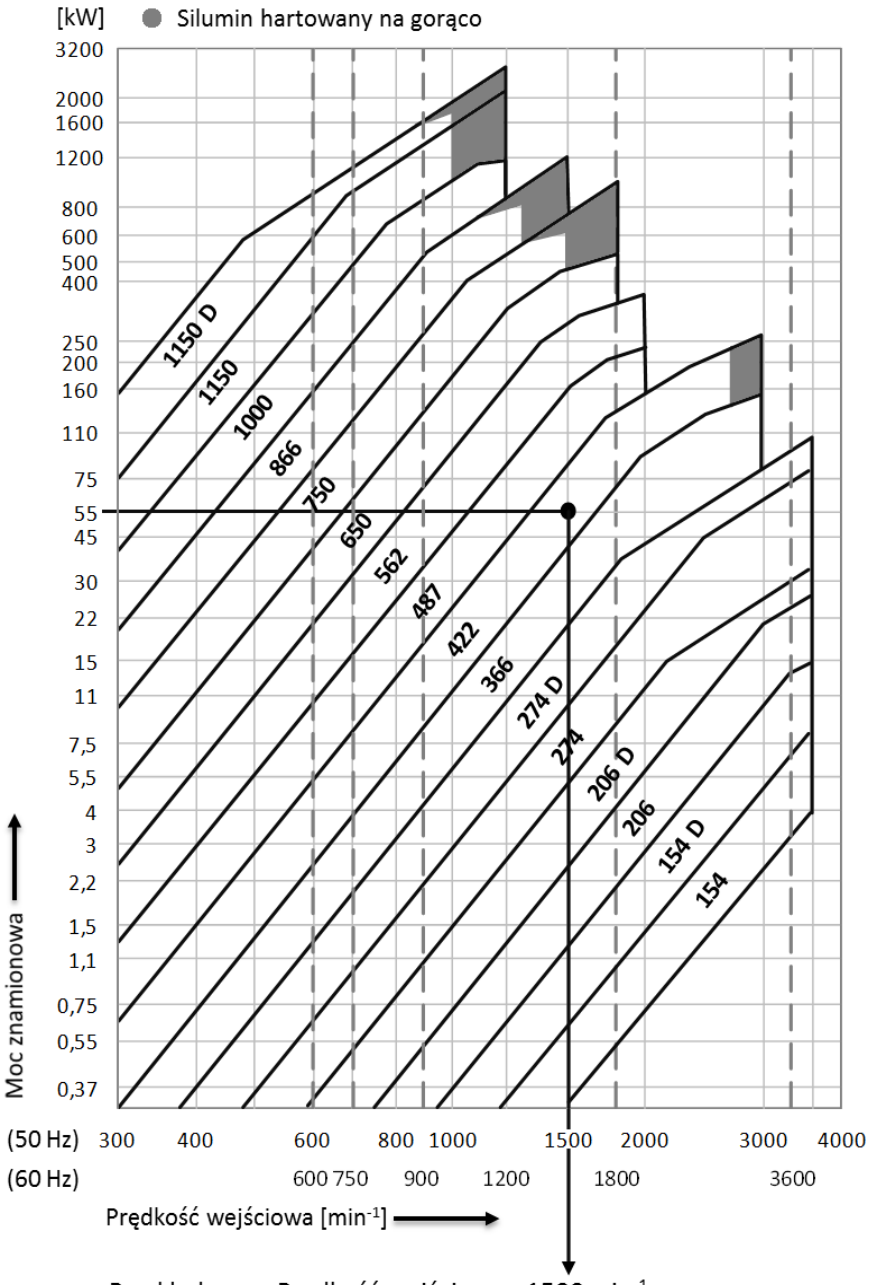
- prawie cała ciecz robocza znajduje się w komorze roboczej,
- sprzęgło osiągnęło swoją pełną zdolność przenoszenia momentu obrotowego (poślizg znamionowy 2 - 3%).

Faza 5 – spadek obrotów silnika

- jeśli obroty silnika wskutek przeciążenia lub spadku napięcia zostaną obniżone z poziomu pracy znamionowej do wartości grożącej utykiem silnika (n_{v2}), następuje otwarcie zaworów odśrodkowych,
- ciecz robocza płynie z komory roboczej z powrotem do komory opóźniającej, a przenoszony przez sprzęgło moment obrotowy ulega zmniejszeniu,
- silnik zostaje odciążony i wzrastają jego obroty,
- w momencie osiągnięcia prędkości obrotowej przełączania (n_{v1}) zawory odśrodkowe ponownie zamykają się,
- ciecz robocza powraca przez dysze z komory opóźniającej do komory roboczej, a przenoszony moment obrotowy wzrasta,
- cykl powtarza się tak długo, aż sieć stanie się stabilna i przenośnik ponownie znajdzie się w zakresie pracy znamionowej lub zadziała zabezpieczenie termiczne.

Sprzęgła o stałym napełnieniu dobiera się na podstawie mocy i obrotów znamionowych silnika, natomiast w sprzęgłach przepływowych, ze względu na ich nastawialność dodatkowym kryterium może być wytrzymałość łańcuchów (rys. 3.75). Parametry techniczne sprzęgieł z komorą opóźniającą firmy „VOIT”, przedstawiono w tabeli 3.7.

Sprzęgła hydrodynamiczne, zwłaszcza o stałym napełnieniu, mają zabezpieczenia termiczne przed przegrzaniem w postaci korków topikowych. Ich zadaniem jest wypuszczenie płynu roboczego ze sprzęgła i niedopuszczenie do przegrzania elementów uszczelniających oraz nadmiernego wzrostu ciśnienia.



Rys.3.75. Parametry sprzęgieł z komorą opóźniającą w przenośnikach zgrzebłowych oraz dobór wielkości sprzęgła [66]

Parametry sprzęgieł z komorą opóźniająca firmy „VOITH" [49]

Tabela 3.7

Typ i wielkość sprzęgła		650 TVF	650 TUVF	650 TVVF	650 TUVVF	650 TUVVS	750 TVVFS
Moc znamionowa* kW	dla 1500 min^{-1}	380	380	400	400	485	630
	dla 1800 min^{-1}	450	450	485	485	600	750
Moment maksymalny, Nm		7250	9500	7800	10200	10200	12500
Pojemność cieplna i obciążenie podczas rozruchu silnika		+		++		+++	
Ciecz robocza	olej	tak					
	ciecz HFD	tak					
	woda	możliwa					
Materiał części zewnętrznych		silumin	żeliwo sferoidalne	silumin	żeliwo sferoidalne	żeliwo sferoidalne	silumin

**Dane dotyczące mocy uwzględniają różnice w dostępnej pojemności cieplnej podczas rozruchu przy zablokowanym przenośniku łańcuchowym*

Wirniki sprzęgieł o stałym napełnieniu wykonuje się ze stopów aluminium (mały moment bezwładności) lub żeliwa sferoidalnego, zaś w sprzęgłach typu DTPPW ze stopów aluminium lub brązu, natomiast korpus ze stali szlachetnej lub ocynkowanej ogniowo.

W większości krajów, w tym także w Polsce, przepisy górnicze nie pozwalają stosować pod ziemią sprzęgieł, w których zewnętrzne powierzchnie elementów wirujących są wykonane ze stopów aluminium. Wynika to z faktu, że przy zderzeniu z innym elementem mogą powodować powstanie iskier o dużej energii zdolnej wywołać wybuch metanu lub pyłu węglowego.

Wadą sprzęgieł hydrodynamicznych jest ich stosunkowo duży masowy moment bezwładności. Według doświadczeń firmy „VOITH" zablokowanie ruchu cięgna łańcuchowego w odległości większej niż 12 m od napędu głównego ścianowego przenośnika zgrzebłowego zwykle jest niegroźne dla łańcuchów, ponieważ łańcuchy te potrafią skumulować energię kinetyczną napędu po stronie wtórnej sprzęgła. W zakresie 12 do 5 m następują trwałe wydłużenia łańcuchów. Przy zablokowaniu w odległości mniejszej niż 5 m od napędu łańcuchy są zwykle zrywane.

Podane wartości należy traktować jako orientacyjne, gdyż maksymalne siły w cięgnie łańcuchowym zależą od tego, jak sztywne jest zablokowanie cięgna łańcuchowego. Ponadto momenty bezwładności napędu po stronie wtórnej sprzęgła są zróżnicowane [84].

Warunkiem pracy sprzęgła hydrodynamicznego jest istnienie poślizgu obrotów, który określa się jako wartość względną wyrażoną zależnością [30]:

$$s = \frac{n_1 - n_2}{n_1} \tag{3.4}$$

Sprawność sprzęgła określona stosunkiem mocy oddanej (wyjściowej) do mocy włożonej (wejściowej) określa zależność:

$$\eta = \frac{N_2}{N_1} = \frac{M_2 \cdot \omega_2}{M_1 \cdot \omega_1} = i_d \cdot i_k \tag{3.5}$$

gdzie:

n_1, n_2 — odpowiednio obroty strony pierwotnej i wtórnej sprzęgła [min^{-1}],

ω_1, ω_2 — prędkości kątowe strony pierwotnej i wtórnej [1/s],

N_1, N_2 — moc wejściowa i wyjściowa sprzęgła [kW],

M_1, M_2 — moment po stronie pompy i turbiny [Nm],

i_d — przełożenie dynamiczne $i_d = \frac{M_2}{M_1}$ - ze względu na bardzo małe straty mechaniczne i małe opory wentylacyjne sprzęgła związane z jego obrotami przyjmuje się $i_d \approx 1$,

i_k — przełożenie kinematyczne $i_k = \frac{n_2}{n_1} = \frac{\omega_2}{\omega_1}$.

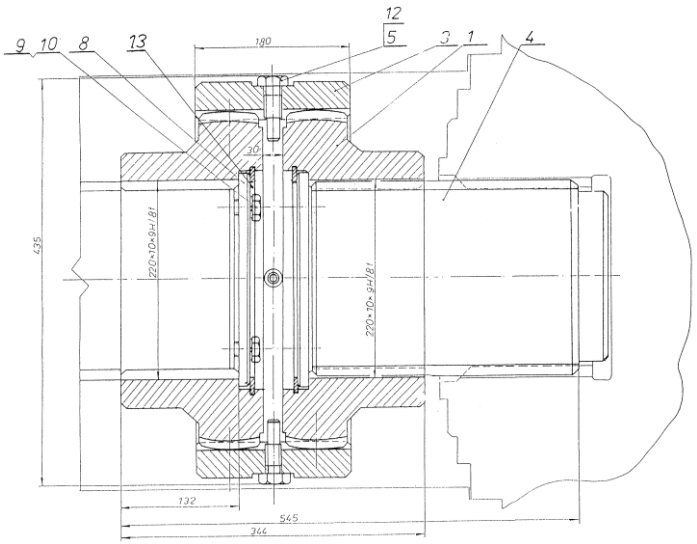
Uwzględniając, że $i_d \approx 1$ sprawność sprzęgła określa więc zależność:

$$\eta = i_d \cdot i_k = 1 - s \tag{3.6}$$

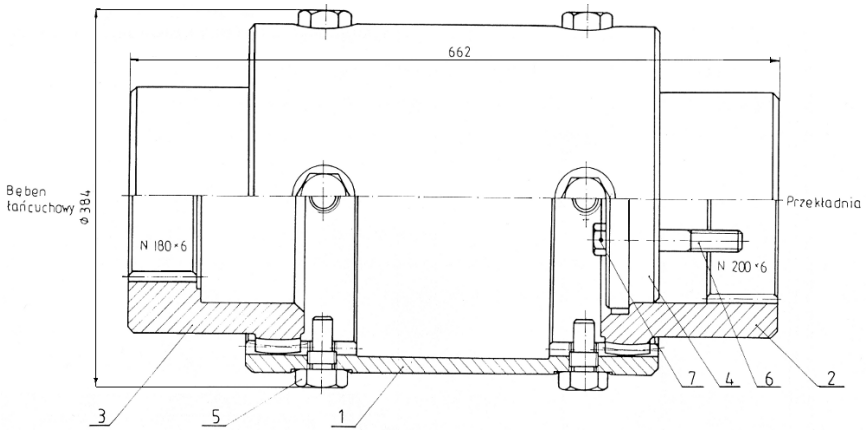
Poślizg sprzęgieł o stałym napełnieniu podobnie jak w silnikach elektrycznych zależy od wielkości sprzęgła i przy obciążeniu nominalnym wynosi zwykle s = 0,02 - 0,03 czyli 2 do 3%, przy czym większe wartości dotyczą sprzęgieł mniejszych. Jeśli przenoszony moment jest bliski momentu krytycznego silnika, to poślizg ten może osiągać nawet wartość 7%. Wtedy sprzęgło silnie się grzeje. W sprzęgłach typu

DTPPW ze względu na ciągłą wymianę wody poślizgi nominalne mogą być wyższe około 2 razy, czyli 4 - 6%.

a)



b)



Rys.3.76. Rozwiązania konstrukcyjne sprzęgieł zębatych łączących przekładnię z bębnem napędowym [51, 60]; *a -firmy RFM „RYFAMA" dla przekładni wielkości 25, 1-tuleja sprzęgła z baryłkowatym uzębieniem zewnętrznym, 3- tuleja łącząca sprzęgło z uzębieniem wewnętrznym, 4-łącznik wielowypustowy, 5-śruba ustalająca położenie tulei 3, 8- płyta okrągła ustalająca położenie tulei 1 na wale uzębionym, 9,10- śruba z podkładką sprężystą, 12- zabezpieczenia przed odkręceniem, 13-pierścień sprężysty, b- firmy „GLINIK" (sprzęgło długie), 1- tuleja łącząca, 2, 3 - tuleje sprzęgła z baryłkowatym uzębieniem zewnętrznym od strony przekładni i bębna napędowego, 4- płyta okrągła, ustalająca położenie tulei 2, 5- śruba ustalająca położenie tulei 1, 6, 7- śruba z drutem zabezpieczającym*

Moment przenoszony przez sprzęgło jest proporcjonalny do kwadratu prędkości kątowej pompy (ω_1^2) i piątej potęgi jego czynnej średnicy (D_1^5). Moc przenoszona przez sprzęgło jest proporcjonalna do ω_1^3 oraz D_1^5.

Ponadto moment przenoszony przez sprzęgło jest funkcją jego wypełnienia przez ciecz roboczą. Im mniejsze jest wypełnienie sprzęgła, tym mniejsza jest zdolność sprzęgła do przenoszenia momentu. Wzrostowi przenoszonego momentu, a więc i mocy towarzyszy wzrost poślizgu sprzęgła.

Aby sprzęgło mogło osiągać założone parametry nominalne musi ono mieć nominalne wypełnienie cieczą roboczą.

Jest to szczególnie ważne w układach wielonapędowych, gdyż nie spełnienie tego warunku prowadzi do zwiększenia nierównomierności rozkładu mocy w jednostkach napędowych. Jednostki napędowe, składające się z silnika elektrycznego i sprzęgła hydrodynamicznego mają bardziej miękką charakterystykę niż jednostki wyposażone w sprzęgło elastyczne, bowiem poślizg takiej jednostki jest sumą poślizgów silnika elektrycznego i sprzęgła hydrodynamicznego.

Przy prawidłowym wypełnieniu sprzęgieł nierównomierność rozkładu mocy jednostek napędowych wynikająca ze zróżnicowania poślizgów nominalnych silników elektrycznych i zróżnicowania podziałek ogniw (np. łańcuch odkształcony plastycznie na pewnym odcinku) zmniejsza się więc dzięki „zmiękczeniu" charakterystyk [26, 80].

Dotychczas omawiane były sprzęgła łączące wały silników z wałami wejściowymi przekładni. W przenośnikach zgrzebłowych, w których zespół bębna napędowego wymienia się bez demontażu jednostek napędowych, do połączenia wału wyjściowego przekładni z wałem bębna napędowego stosuje się demontowalne sprzęgła zębate. Znajdują się one w blokach przyłączeniowych między kadłubem napędu a przekładnią (rys. 3.54 b). Przykłady rozwiązań konstrukcyjnych takich sprzęgieł w wykonaniu firm „RYFAMA" i „GLINIK" pokazano na rysunku 3.76.

3.1.5. Silniki elektryczne

Podstawowym elementem każdego napędu jest silnik.

Obecnie w napędach górniczych przenośników zgrzebłowych stosuje się prawie wyłącznie silniki elektryczne. We wcześniejszym etapie rozwoju przenośników stosowany był też napęd pneumatyczny, przede

wszystkim w kopalniach silnie gazowych. Stosowano również napęd hydrauliczny. Jednak niska sprawność tego napędu oraz zagrożenia pożarowe związane ze stosowania olejów hydraulicznych spowodowały, że w przenośnikach ścianowych i podścianowych nie znajduje on zastosowania.

Postęp w budowie silników elektrycznych ognioszczelnych oraz wady napędów hydraulicznych i pneumatycznych spowodowały, że od kilku dziesięcioleci nie stosuje się ich w górnictwie. Bardzo nieliczne zastosowania napędów hydraulicznych dotyczą jedynie maszyn o niewielkiej mocy i najczęściej z regulacją prędkości ruchu. Jednak i w tym przypadku napędy te wypierane są przez napędy elektryczne sterowane przemiennikami częstotliwości.

Silniki elektryczne obecnie stosowane w górnictwie to silniki budowy kołnierzowej, które są przeznaczone do pracy w kopalniach metanowych, w wyrobiska o stopniu zagrożenia „a", „b" i „c" niebezpieczeństwa wybuchu. Są to silniki w wykonaniu przeciwwybuchowym, z osłoną ognioszczelną i iskrobezpiecznym obwodem pomocniczym, jednocześnie charakteryzujące się dużą niezawodnością i zdolnością do pracy w podwyższonych temperaturach. Silniki do przenośników zgrzebłowych muszą być ponadto dostosowane do innych ciężkich warunków, jakie panują w kopalniach podziemnych, czyli duże zawilgocenie i zapylenie, duża zmienność obciążenia włącznie z możliwością zablokowania ruchu oraz bardzo częste rozruchy. Dodatkowo dochodzi potrzeba budowy silników odpornych na uszkodzenia mechaniczne, które mogą mieć miejsce w czasie normalnej pracy, jak i podczas transportu. Silniki posiadają ochronę termiczną uzwojenia stojana i węzłów łożyskowych, a silniki wyższej mocy także rezystory termometryczne tak w uzwojeniu stojana, jak i w węzłach łożyskowych.

Stosowane najczęściej w silnikach przenośnikowych obroty synchroniczne to 1500 min^{-1} przy częstotliwości 50 Hz i 1800 min^{-1} przy 60 Hz (USA). Są to więc silniki o dwóch parach biegunów.

Stosowane napięcia zasilania silników wynoszą w Polsce 500, 1000, 3300 i 6000 V, zaś za granicą 660, 1140, 4140 i 6000 V. Czołowy w Polsce producent górniczych silników elektrycznych, firma „DAMEL" spełnia wszystkie wymagania norm dla elektrycznych urządzeń przeciwwybuchowych grupy I zawarte w:

- normach polskich: PN-EN 50014:2004, PN-EN 50018:2005, PN-EN 50020:2005 (cecha Exdil),

- normach europejskich: EN-50014, EN-50018 i EN-50019 (cecha EExd I),
- wymaganiach dyrektywy 94/9/WE (ATEX).

W miarę wzrostu mocy silników instalowanych w maszynach ścianowych kompleksów zmechanizowanych rośnie uzasadnienie dla stosowania coraz wyższych napięć zasilania. Maleją wtedy prądy i maleją również spadki napięć na drodze od transformatora do silnika. Spadki napięć mają bardzo istotny wpływ na uzyskiwany moment silników, zwłaszcza podczas rozruchu przenośnika, w czasie którego maksymalne prądy rozruchowe mogą nawet przekraczać siedmiokrotnie nominalny pobór prądu przy pracy ustalonej. Zmniejszenie momentu rozwijanego przez silnik jest proporcjonalne do kwadratu spadku napięcia. Przykładowo przy 10% spadku napięcia zmniejszenie momentu wynosi $0{,}9^2 = 0{,}81$, czyli 19%.

Korzyści ze stosowania podwyższonego napięcia są następujące:

- możliwość ustawienia stacji transformatorowej w większej odległości od ściany, co ogranicza liczbę niezbędnych przekładek i budowy wnęk dla ich pomieszczenia (przy krótkich i średnich wybiegach ściany można je nawet wyeliminować),
- przy instalacji stacji transformatorowej poza chodnikiem podścianowym można wyeliminować ciepło wydzielane przez transformator z obiegu ścianowego.

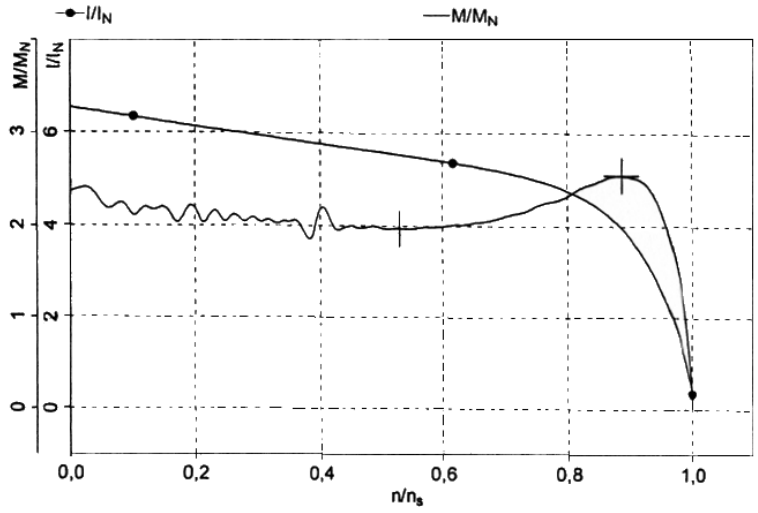
Zastosowanie zwiększonego napięcia zasilania wiąże się z potrzebą uwzględnienia wymagań wyszczególnionych w normie PN-G-42070: 2001 „Elektroenergetyka kopalniana. Sieci elektroenergetyczne o napięciu znamionowym powyżej 1 kV zasilające maszyny przodkowe. Wymagania”.

Najważniejsze z nich to:

- zwiększona do 2,0 wymagana wartość współczynnika czułości zabezpieczenia zwarciowego, którego strefą zabezpieczaną jest odcinek sieci zasilający bezpośrednio maszynę przodkową (zabezpieczenie w rozruszniku kopalnianym),
- konieczność rezerwowania zabezpieczenia zwarciowego w rozruszniku przez zabezpieczenie w stacji transformatorowej ze współczynnikiem czułości co najmniej 1,5,
- ograniczenie maksymalnej pojemności doziemnej sieci zasilanej z jednego transformatora do 2,5 μF/fazę,

- dodatkowe wymagania odnośnie ekranowania kabli i przewodów oponowych,
- konieczność stosowania kabli i przewodów o izolacji wykonanej z materiału o przenikalności elektrycznej względnej nie przekraczającej 4 (wyklucza to np. stosowanie kabli o izolacji wykonanej z polwinitu),
- zwiększona, w porównaniu do sieci niskonapięciowych wartość rezystancji nastawczej i blokujących zabezpieczeń upływowych.

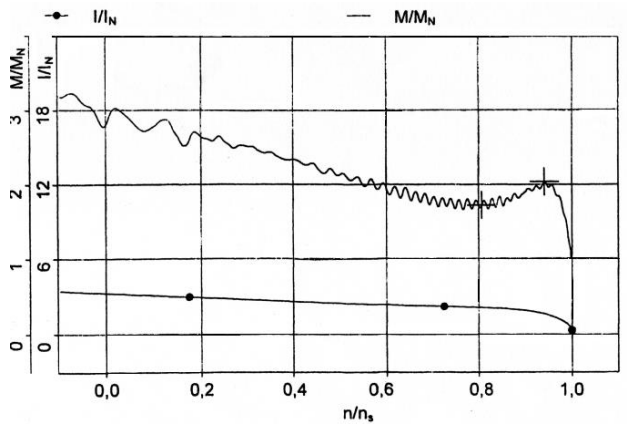
Duże opory ruchu przenośników, zwłaszcza silnie obciążonych urobkiem, zwiększonych dodatkowo przez wyższą wartość współczynnika oporów ruchu cięgna przy rozruchu ($f_{st}>f_{kin}$) powodują, że przy klasycznym napędzie, w którym silnik połączony jest z przekładnią za pomocą sprzęgła elastycznego (rys. 3.15 a, b), konieczne jest zastosowanie silników o dużych momentach rozruchowych, często większych od krytycznych. Są to silniki dwu klatkowe lub głębokożłobkowe (rys. 3.77).



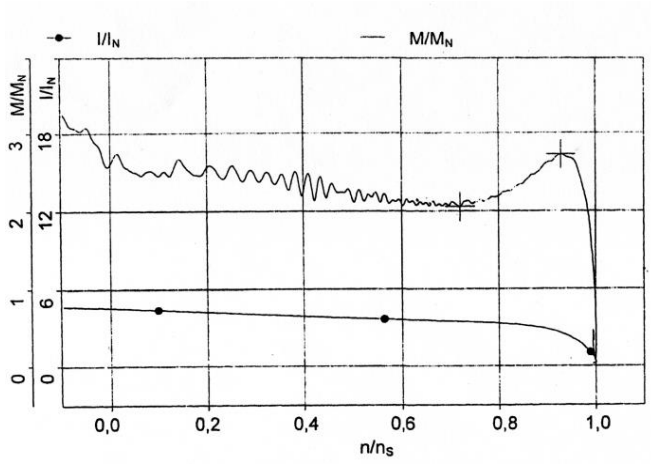
Rys.3.77. Charakterystyka jednobiegowego silnika SP3 355M 4 o mocy 250 kW [73]

Poprawę rozruchu przenośnika można uzyskać przez zastosowanie silników dwubiegowych (rys. 3.78a i b) o stosunku obrotów biegu wolnego do szybkiego 1:3 lub 1:2 (rozwiązanie korzystniejsze) [88]. Dzieje się tak dlatego, że zmniejszone wartości prądu rozruchowego na biegu wolnym powodują mniejsze spadki napięcia zasilania, przez co moment rozruchowy jest dużo większy. Warunkiem dobrego rozruchu jest jednak bardzo szybkie przełączenie silnika na bieg szybki, aby nie nastąpiło duże spowolnienie lub nawet zatrzymanie ruchu przenośnika.

a)



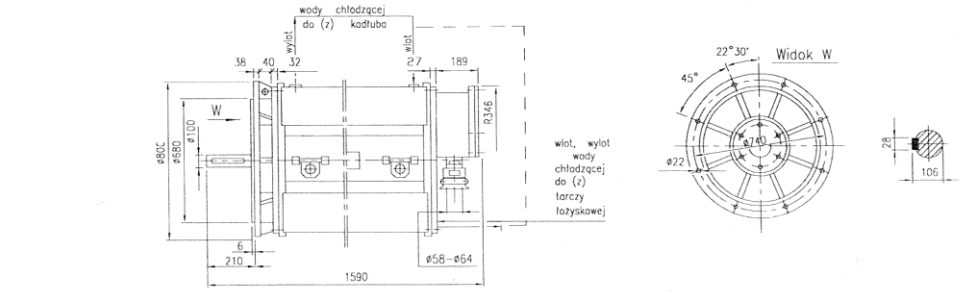
b)



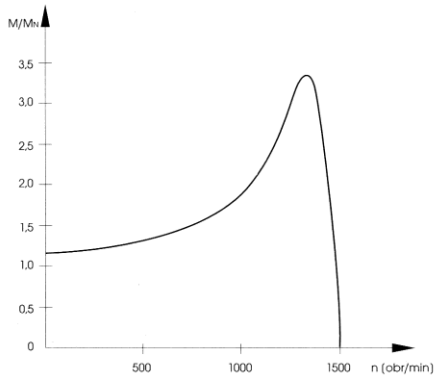
Rys.3.78. Charakterystyki silnika dwubiegowego SG 3 450-8/4 [73]; *a – bieg I – moc 220kW, obroty 0 - 750 min-1, b – bieg II – moc 400 kW, obroty 0 - 1500 min^{-1}*

W napędach ze sprzęgłami hydrodynamicznymi (rys. 3.15d), zwłaszcza o regulowanym przepływie medium roboczego (w tym wypadku wody) nie ma potrzeby stosowania silników o wysokich momentach rozruchowych, lecz wystarczają zwykłe, klatkowe silniki asynchroniczne (rys. 3.79), ponieważ rozruch przenośnika odbywa się bez obciążenia zewnętrznego i w dodatku posobnie.

Przy zastosowaniu sprzęgieł o stałym napełnieniu, zwłaszcza z komorami opóźniającymi, moment przenoszony jest bardzo mały w fazie początkowej rozruchu silnika i dopiero przy dochodzeniu do obrotów nominalnych zaczyna szybko rosnąć.



Wymiary zewnętrzne silnika SG3 450S-4.



Charakterystyka mechaniczna silnika

DANE TECHNICZNE

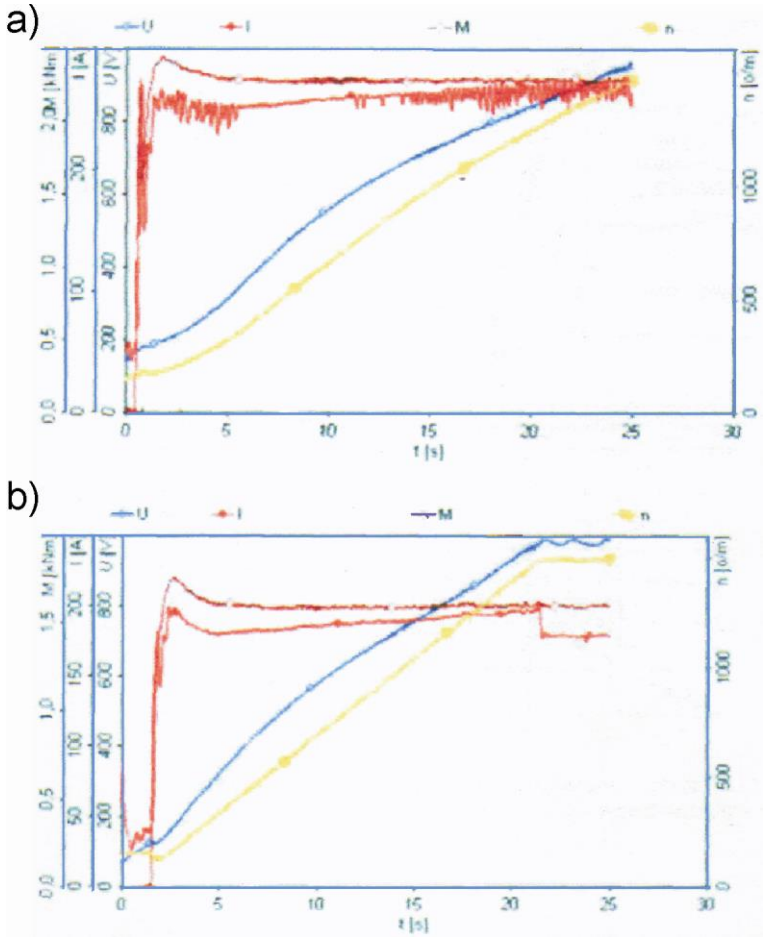
Moc znamionowa P_N	kW	400
Prędkość obrotowa n_N	min^{-1}	1484
Napięcie znamionowe U_N*)	V	1000
Częstotliwość f_N*)	Hz	50
Prąd znamionowy I_N	A	260
Współczynnik mocy cos φ		0,92
Sprawność η_N	%	96,5
Moment znamionowy M_N	Nm	2574
Krotność momentu rozruchowego M_R/M_N		1,2
Krotność prądu rozruchowego I_R/I_N		8,0
Krotność momentu maksymalnego M_{Kr}/M_N		3,2
Rodzaj pracy		S1, S4-60%, 40c/h Fl.2
Moment bezwładności wirnika J_M	kgm^2	9,0
Przepływ wody chłodzącej Q	dm^3/min	15
Masa silnika	kg	2200
Forma wykonania - kołnierzowa		IM 3001
Sposób chłodzenia - wodą		IC W37A81

*) Po uzgodnieniu z producentem silnik może być wykonany na napięcie do 1140 V i częstotliwość 60 Hz.

Rys.3.79. Budowa, charakterystyka mechaniczna i parametry techniczne silnika klatkowego SG3 450S-4 o mocy 400 kW przeznaczonego do współpracy ze sprzęgłami hydrodynamicznymi [46]

W układach napędowych ze sprzęgłami hydrodynamicznymi nie można stosować silników dwubiegowych, ponieważ na biegu wolnym przenośnik, ze względu na bardzo mały przenoszony moment, nie byłby w stanie ruszyć. Moment ten maleje proporcjonalnie do kwadratu zmniejszenia prędkości obrotowej, czyli przy stosunku obrotów 1:3 dziewięciokrotnie, a przy 1:2 czterokrotnie.

Zastosowanie przemienników częstotliwości do sterowania prędkością ruchu przenośników zgrzebłowych zapewnia szereg bardzo istotnych zalet, tak w okresie rozruchu, jak i podczas pracy ustalonej. Zostały one opisane podobnie, jak i inne systemy napędowe w punkcie 3.1.



Rys.3.80. Charakterystyka rozruchowa silnika SG3F 355L-4 (250 kW) zintegrowanego z napięciowym przemiennikiem częstotliwości, firmy DAMEL; *a - obciążenie M = 1,5 Mn, f = 3 - 50 Hz, b - obciążenie M = p Mn, f = 3 – 50 Hz*

Firma „BREUER-MOTOREN” (Bochum, Niemcy) produkuje prądowe i napięciowe przemienniki częstotliwości dla górnictwa o mocy do 1000 kW na napięcia do 1140 V w dwóch wersjach produkcyjnych, tj.:

- w wersji zintegrowanej z silnikiem,
- w wersji niezależnej, powiązanej z silnikiem przewodami zasilającymi [43].

Produkcję napięciowych przemienników częstotliwości w wersji nie zintegrowanej z silnikami podjęły w Polsce firmy „CARBOAUTOMATYKA” (rys 3.80) oraz „ELGÓR-HANSEN” z GRUPY „KOPEX”, natomiast w wersji zintegrowanej firma „DAMEL”.

Program produkcji silników elektrycznych firmy „DAMEL" S.A. oraz ilorazy momentów maksymalnych do nominalnych β_{max} [46]

Tabela 3.8

Moc kW	Napięcie, V							
	500		1000/1140		3300		6000	
	+,-	β_{max}	+,-	β_{max}	+,-	β_{max}	+,-	β_{max}
15	+,p	2,6	+,p	2,6				
22	+,w	2,8	+,w	2,8				
30	+,p	2,5	+,p	2,5				
36			+,w	3,0				
45	+,w	2,3	+,w	2,8				
55	+,p	2,5	+,p	2,5				
75	+,p	2,5	+,p	2,5				
100	+,p,w	2,4	+,p,w	2,4	+,w	2,7		
110					+,w	2,5		
132	+,p,w	2,4	+,p,w	2,4	+,w			
45/132	+,w	2,3	+,w	2,3				
160	+,p,w	2,3	+,p,w	2,3	+,w	2,2	+,w	2,4
55/160	+,w	2,4	+,w	2,4				
80/160	+,w		+,w					
200	+,p,w	2,6	+,p,w	2,6	+,w	2,6	+,w	2,3
65/200	+,w	2,3	+,w	2,3				
100/200	+,w		+,w		+,w	2,7		
110/220			+,w	2,5				
250	+,p,w		+,p,w	2,0	+,w	2,2	+,w	2,6
85/250			+,w	2,2				
125/250			+,w	2,7				
315	+,w,p		+,w,p	2,7	+,w	2,2	+,w	3,0
105/315			+,w	2,7	+,w	3,0	+,w	3,0
160/315			+,w	2,6				
350							+,w	
355			+,w	2,8	+,w	2,3	+,w	2,4
375					+			
400			+,w	1,7[f)], 2,4,3,2[1)]	+,w	2,3	+,w	2,4
135/400					+,w	2,7		
200/400			+,w	2,4	+,w	2,8		
450					+,w	2,3	+,w	2,5
500			+,w	3,2; 1,7[f)]	+,w	2,3	+,w	2,5
260/520			+,w	2,5	+,w	3,0		
560					+,w	2,3	+,w	2,5
580					+,w			
630					+,w	2,4	+,w	2,5
710					+,w	2,3	+,w	2,4
750					+,w	2,3	+,w	2,4
800					+,w	2,4	+,w	2,5
850					+,w	2,2	+,w	2,3
900					+,w	2,2	+,2	2,4
1000					+,w	2,3	+,w	2,4
1120					+,w	2,2	+,w	2,4
1250					+,w	2,2	+,w	2,4
1400					+,w	2,2	+,w	2,5
1600					+,w	2,1	+,w	2,1
1800					+,w	2,1	+,w	2,1
2000					+,w	2,1	+,w	2,1

p - chłodzenie powietrzem, w - chłodzenie wodą, + w programie produkcji

W tabeli 3.8 przedstawiono wykaz różnych typów silników elektrycznych oferowanych górnictwu przez firmę „DAMEL".

3.2. Rynny i elementy z nimi związane

Rynny są podstawowymi elementami nieruchomymi przenośników zgrzebłowych, które połączone ze sobą elementami złącznymi z określonymi luzami tworzą ich trasę transportową umożliwiającą ich pracę w warunkach ograniczonych zakrzywień w płaszczyźnie pionowej i poziomej.

Podstawowymi funkcjami rynien we wszystkich rodzajach przenośników zgrzebłowych jest tworzenie drogi transportu dla urobku oraz prowadzenie cięgna łańcuchowego. Najwięcej funkcji rynny spełniają w ścianowych przenośnikach zgrzebłowych.

Oprócz już wymienionych dodatkowo można wymienić funkcje:

- toru jezdnego wraz z wymuszonym prowadzeniem dla maszyn urabiających,
- giętkiej belki umożliwiającej podciąganie sekcji obudowy zmechanizowanej i przesuwanie przenośnika do czoła ściany za pomocą siłowników hydraulicznych (popychaków) obudowy połączonych z naprzeciw leżącą rynną,
- układu nośnego dla różnego rodzaju zespołów i urządzeń towarzyszących np. klinów ładujących, wsporników zastawek wraz z zastawkami, prowadnic łańcucha strugowego lub kombajnowego,
- podstawy do mocowania elementów posuwu kombajnu (np. drabinki bezcięgnowego posuwu kombajnu Eicotrack, Jambotrack, Ultratrack, Megatrack lub łoża do podtrzymywania łańcuchów w systemie Dynatrack, Dynaride i Rhinoride,
- stabilizacji wzdłużnej w przenośnikach nachylonych podłużnie przez możliwość połączenia rynien ze spągnicami obudowy za pomocą łańcuchów i siłowników podciągających,
- elementu czyszczącego spąg i ładującego urobek na siebie przy ich dosuwaniu do czoła ściany.

Rynny przenośników ścianowych, w których element ułatwiający mechaniczny załadunek urobku na przenośnik i czyszczący spąg (klin ładujący, ostroga) połączone z rynną w sposób nierozbieralny, nazywane są ostrogorynnami, zaś rynna z kompletnym wyposażeniem po jej obu stronach nazywana jest członem trasy przenośnika.

Rynny dzielą się:

- ze względu na funkcjonalność, na:
  - normalne (liniowe) o długości 1500, 1750 i 2050 mm (te ostatnie rzadko spotykane),
  - skrócone,
  - dołączne (przy napędach),
  - przejściowe (dostosowują swoją wysokość do rynien normalnych),
  - krzywoliniowe w płaszczyźnie pionowej lub poziomej,
  - otwarte (bez blachy spągowej),
  - zamknięte (z blachą spągową),
  - inspekcyjne (umożliwiają wgląd do dolnej przestrzeni rynien przez fragment blachy ślizgowej podnoszony do góry lub wysuwany na zewnątrz),
  - oporowe (wyposażone w grubą blachę ślizgową, stosowane pod kruszarkę w przenośniku podścianowym),
  - z otworami w dolnej części profili do odmetanawiania dolnej przestrzeni rynien,
- ze względu na budowę, na:
  - symetryczne i asymetryczne względem blachy ślizgowej,
  - symetryczne i asymetryczne względem płaszczyzny pionowej przechodzącej przez oś podłużną rynny,
- ze względu na szerokość, na:
  - wąskie,
  - średnie
  - szerokie,
- ze względu na masę, na:
  - lekkie,
  - średnie,
  - ciężkie,
- ze względu na wysokość, na:
  - niskie,
  - średnie,
  - wysokie,
- ze względu na sposób wykonania profili bocznych, na:
  - z profilami walcowanymi,
  - z profilami odlewanymi.

- ze względu na możliwość wydłużenia żywotności, na:
  - z wymienialnym wkładem prowadzącym górną gałąź cięgna łańcuchowego (nazywane są też rynnami dzielonymi),
  - bez wymienialnego wkładu.

Rynny buduje się odpowiednio do zastosowań przenośnika i funkcji, które mają pełnić. Powinny się one charakteryzować:

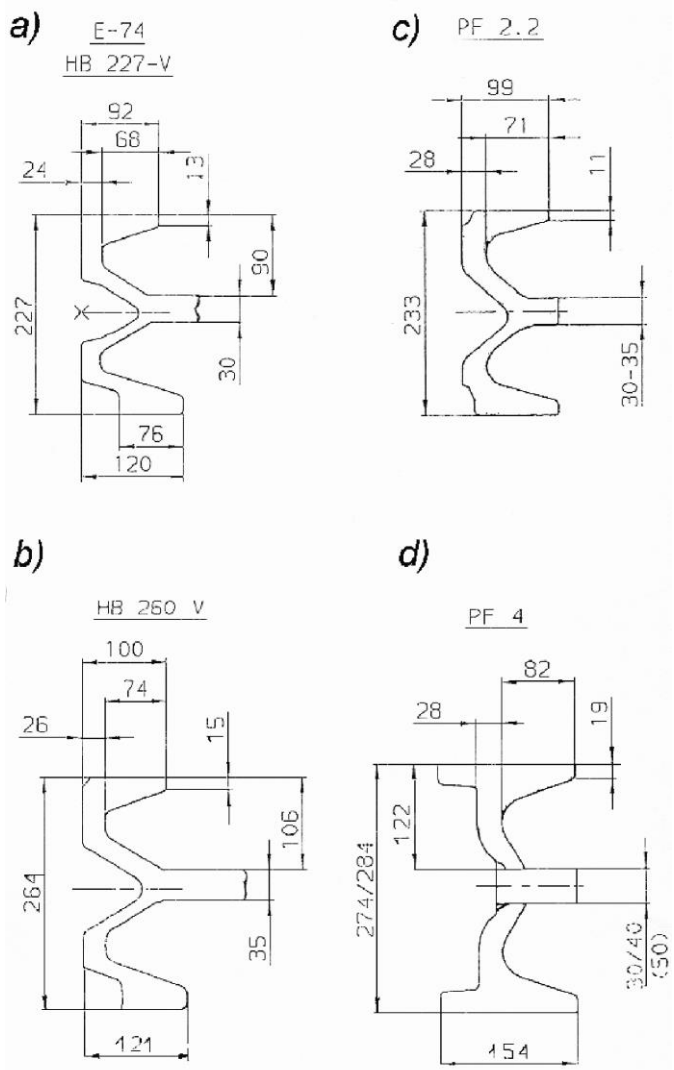
- dużą odpornością na zużycie ścierne,
- zdolnością do przenoszenia odpowiednio dużych obciążeń pionowych (ciężar kombajnu) oraz poziomych wywołanych siłami podciągania sekcji i przesuwania przenośnika do czoła ściany,
- geometrią profili bocznych zapewniających niskie opory ruchu i małe naciski między końcami zgrzebeł a profilami bocznymi (mniejsze zużycie ścierne) oraz możliwie małą wysokością,
- zdolnością odchylania się względem siebie o 5 – 6^{o} w płaszczyźnie pionowej oraz minimum 0,8 do 1,5^{o} w płaszczyźnie poziomej (kąty te maleją wraz ze wzrostem szerokości rynien),
- dobrą szczelnością na końcach odchylonych względem siebie rynien uniemożliwiającą przepady drobnych frakcji urobku z górnej do dolnej przestrzeni rynien,
- bezzakłóceniowym i cichym przechodzeniem cięgna łańcuchowego w obszarze styku rynien, zwłaszcza odchylonych względem siebie,
- takim doborem geometrii i materiałów z których wykonane są profile boczne oraz blachy, aby ich krytyczne przekroje (wymiary) osiągane były mniej więcej po tym samym okresie eksploatacji.

Każda rynna musi mieć blachę ślizgową, z którą na stałe połączone są elementy prowadzące cięgno łańcuchowe oraz różnego rodzaju elementy złączne służące do łączenia rynien między sobą a także elementów z rynną powiązanych jak np. kliny ładujące (ostrogi), zastawki itp.

W rynnach budowy zamkniętej dolną przestrzeń zamyka blacha zamykająca zwana też spągową.

Elementy prowadzące cięgno łańcuchowe zwane profilami bocznymi mogą być wykonane jako walcowane lub odlewane. Na rysunku 3.81 pokazano przykłady różnej konstrukcji walcowanych profili bocznych rynien. Profile niesymetryczne (rys. 3.81a, b) umożliwiają konstruowanie niższych rynien niż w przypadku profili symetrycznych (rys. 3.81c, d),

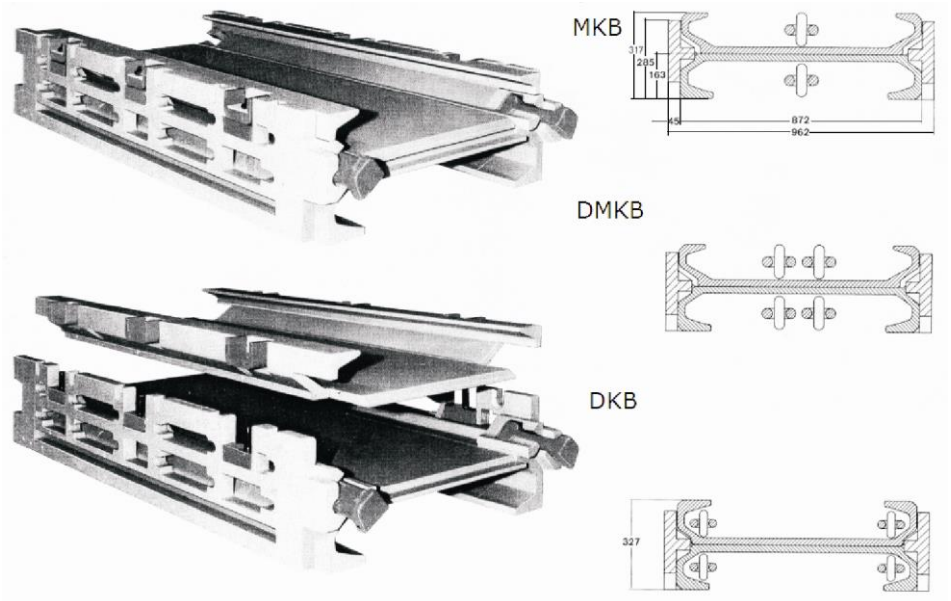
ponieważ w profilach niesymetrycznych górna przestrzeń rynny może mieć mniejszą wysokość niż dolna, co prawie zawsze ma miejsce, zaś w profilach symetrycznych obie wysokości są jednakowe. Zaletą stosowania połówkowych profili (rys. 3.81d) jest możliwość zastosowania różnych grubości blach ślizgowych bez zmiany luzów prowadzenia cięgna, zaś wadą większa ilość spoin spawalniczych.



Rys.3.81. Przykłady rozwiązań konstrukcyjnych walcowanych profili bocznych w wykonaniu firm niemieckich; *a, b - profile niesymetryczne E-74 i HB260V firmy „HALBACH-BRAUN" [53], c – profil symetryczny niedzielony firmy „BUCYRUS", d - połówkowy firmy „BUCYRUS" [44]*

To rozwiązanie stosowane jest we wszystkich odmianach rynien przenośników ścianowych i podścianowych typu PF4 i PF5 z tą różnicą, że w przenośnikach PF5 stosowane półprofile są większe, ale zachowują podobieństwo geometryczne (tabela 2.7)

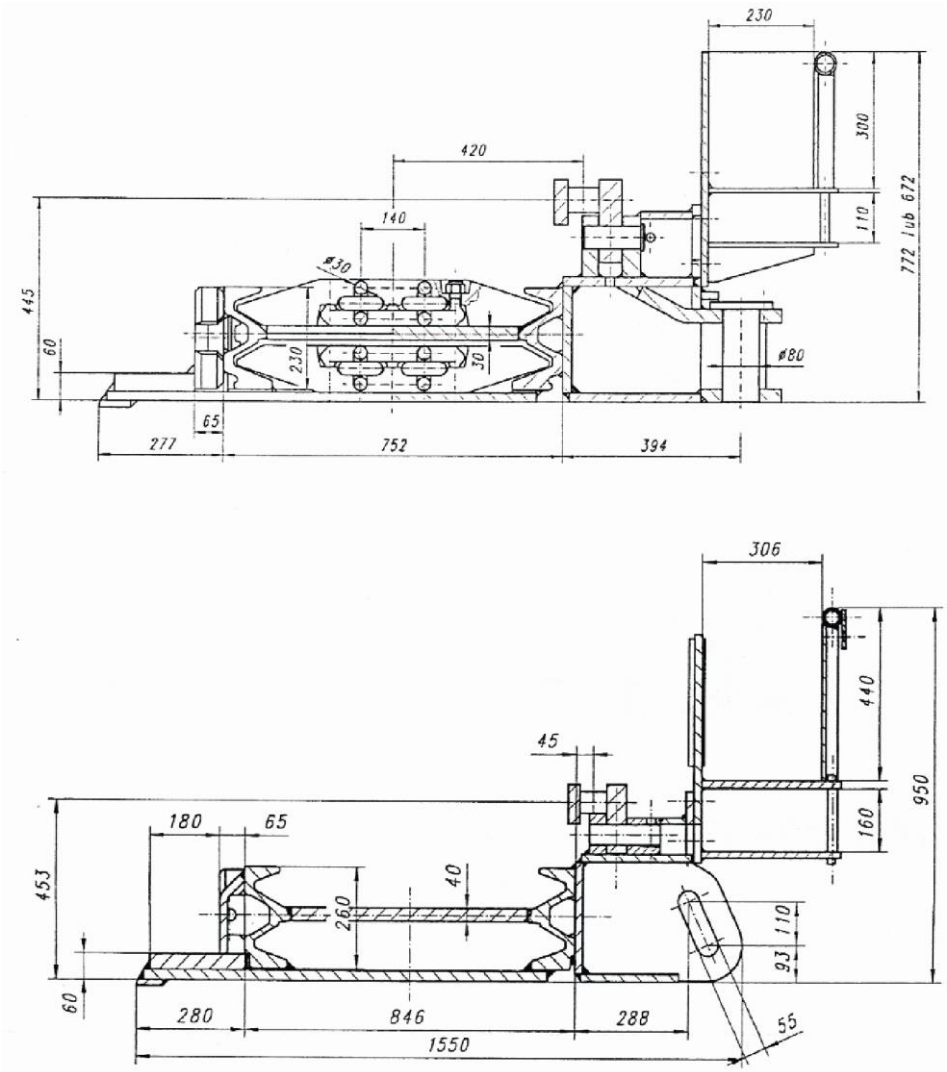
Do profili walcowanych rynien przenośników ścianowych mocowana jest ostroga i wspornik zastawki. W starszych rozwiązaniach rynien połączenia te były rozbieralne (śrubowe), ale sprawiały one kłopoty w użytkowaniu i obecnie stosuje się już powszechnie połączenia nierozbieralne (spawane). Na rysunku 3.82 pokazano budowę uniwersalnej rynny rozbieralnej z wymiennym wkładem, umożliwiającej zastosowanie różnych rodzajów cięgien, zaś na rysunku 3.83 przekroje członów tras E230/732/BP i E260/846/BP przenośników Rybnik-750 i Rybnik-850, w których rynny mają profile walcowane, a ostrogi i wsporniki są przyspawane do profili bocznych.



Rys.3.82. Widok uniwersalnej, rozbieralnej rynny HSP-38 firmy „WESTFALIA-LÜNEN" z wymiennym wkładem i śrubowym sposobem mocowania wkładu, ostrogi, wspornika zastawki i prowadników łańcucha strugowego oraz różne możliwości zastosowania cięgien łańcuchowych (od góry kolejno MKB-1 x 30 x 108 lub 34 x 126 lub 34 x 137, DMKB-2 x 30 x 108 lub 2 x 34 x 108 lub 2 x 34 x 137, DKB-2 x 26 x 92 lub 2 x 30 x 108) [44]

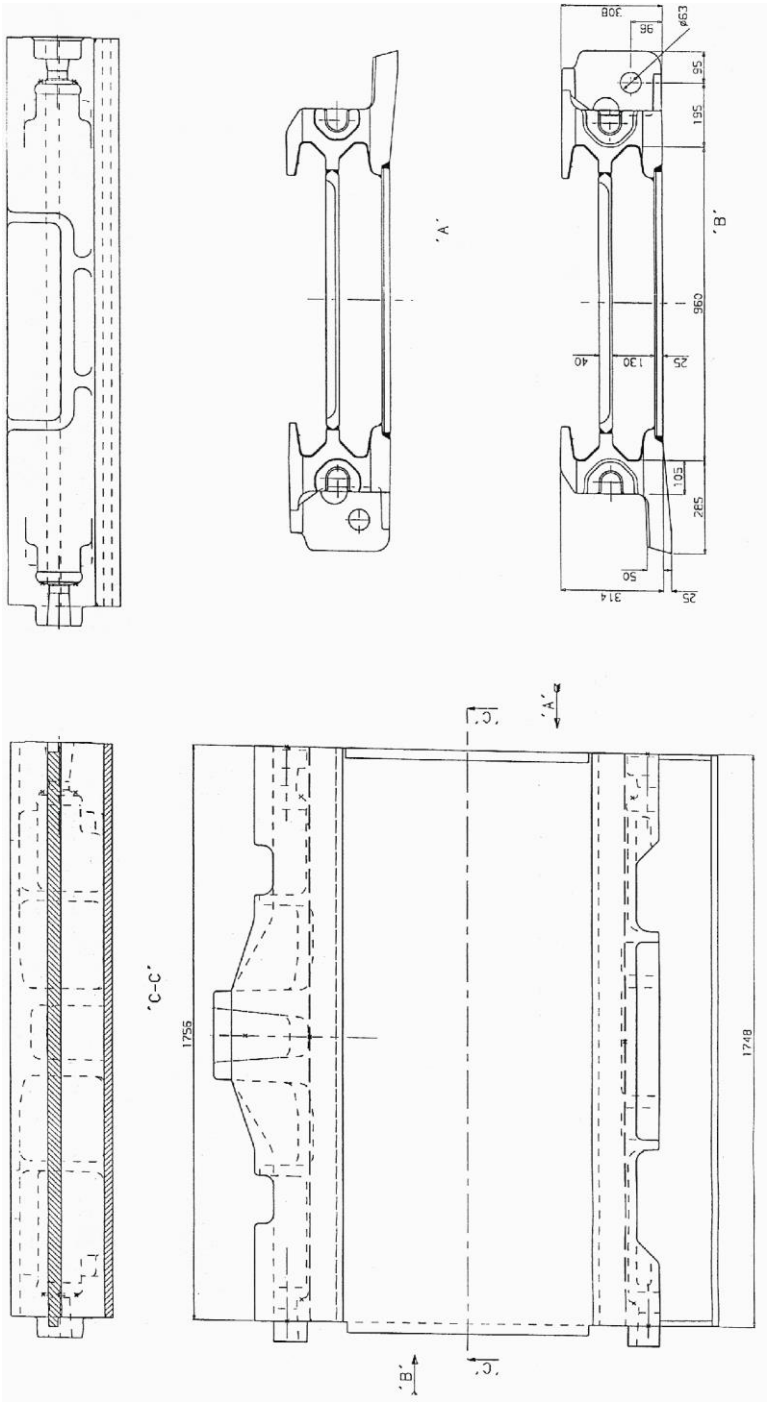
Profile boczne rynien odlewanych mają zwykle konstrukcję znacznie odbiegającą od profili walcowanych. Różnice te wynikają nie tylko z zasad jakie obowiązują przy kształtowaniu geometrii elementów odle-

wanych i walcowanych, ale głównie z faktu, że profil ociosowy stanowi z ostrogą jeden element odlewany, podobnie jak profil zawałowy, który projektuje się tak, aby stanowił podstawę wspornika zastawki.



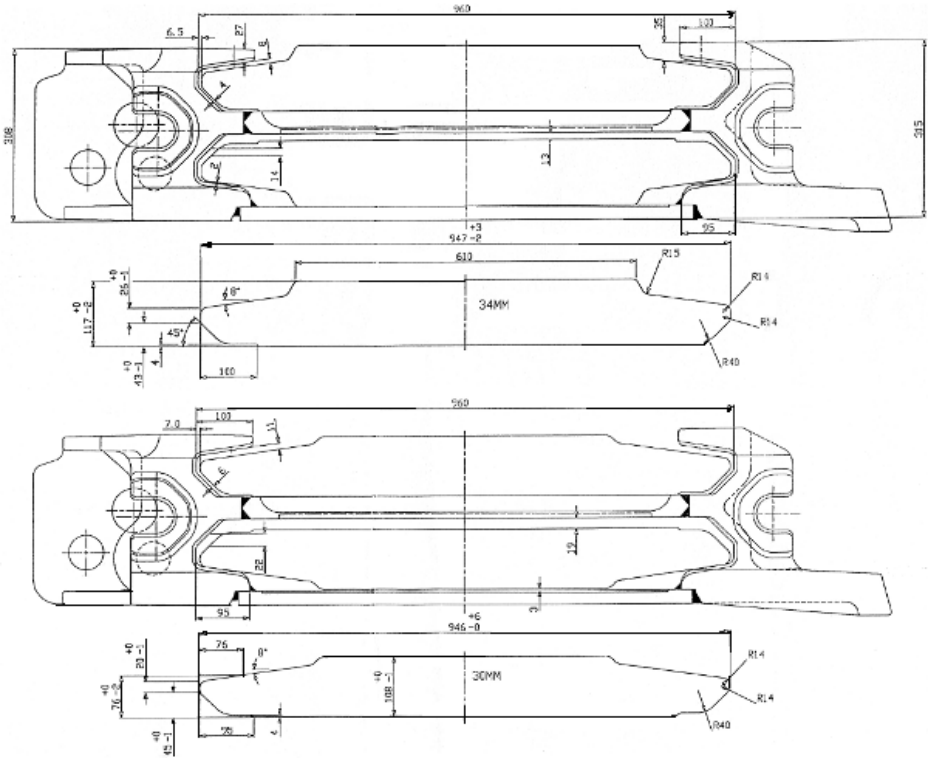
Rys.3.83. Przekroje członów tras E230/732/BP i E260/846/BP z rynnami o profilach walcowanych przenośników Rybnik 750 i Rybnik 850 [60]

Na rysunku 3.84 pokazana została rynna zamknięta z profilami odlewanymi o wysokości 314 mm i szerokości wewnętrznej 960 mm firmy „JOY". Z rysunku tego widać, że rynna ta składa się z blachy ślizgowej i spągowej oraz dwóch profili bocznych o odmiennej i dość złożonej budowie.



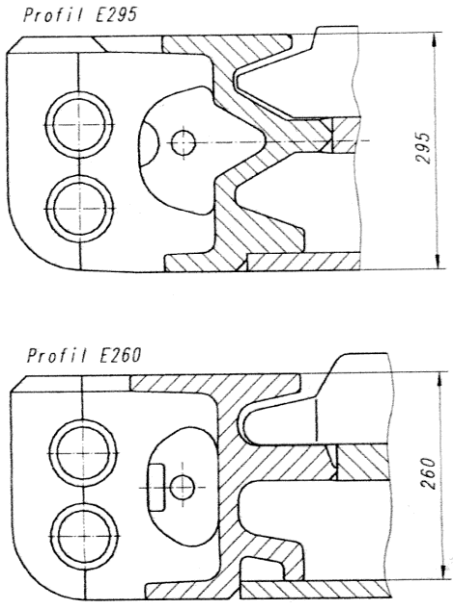
Rys.3.84. Budowa rynien firmy „JOY" z profilami odlewanymi, o wysokości 314 mm, szerokości wewnętrznej 960 i długości 1748 mm [55]

Współpracujące z rynną zgrzebła muszą mieć odpowiedni luz, aby błędy w wykonaniu zgrzebeł i rynien nie prowadziły do nieprawidłowości przy ich współpracy. Luzy te, wraz z niektórymi wymiarami rynny oraz zgrzebeł dla łańcuchów 34 i 30 mm, pokazano na rysunku 3.85.



Rys.3.85. Luzy prowadzenia zgrzebeł dla łańcuchów 34 i 30 mm w rynnie firmy „JOY" z odlewanymi profilami bocznymi [55]

Rynny z profilami odlewanymi są powszechnie stosowane w górnictwie węglowym w Polsce. Ich podstawowym dostawcą jest RFM „RYFAMA". Pierwszym przenośnikiem wyprodukowanym w tej fabryce z takimi rynnami był przenośnik Rybnik 850 wyposażony w rynny o profilach E 295. Profile te miały taką samą geometrię wewnętrzną jak profile walcowane E 260. Ich wadą jest mała powierzchnia kontaktu końców zgrzebeł z profilami, co skutkuje stosunkowo dużymi naciskami i zwiększoną intensywnością ich zużycia ściernego. Z tego powodu wprowadzono do produkcji nową generację przenośników zgrzebłowych z rynnami odlewanymi, których profile mają bardzo korzystne cechy użytkowe. Porównanie starego i nowego profilu przenośnika Rybnik-850 przedstawiono na rysunku 3.86, przy czym warto podkreślić, że w obu przypadkach dotyczą one łańcuchów 34 x 126.



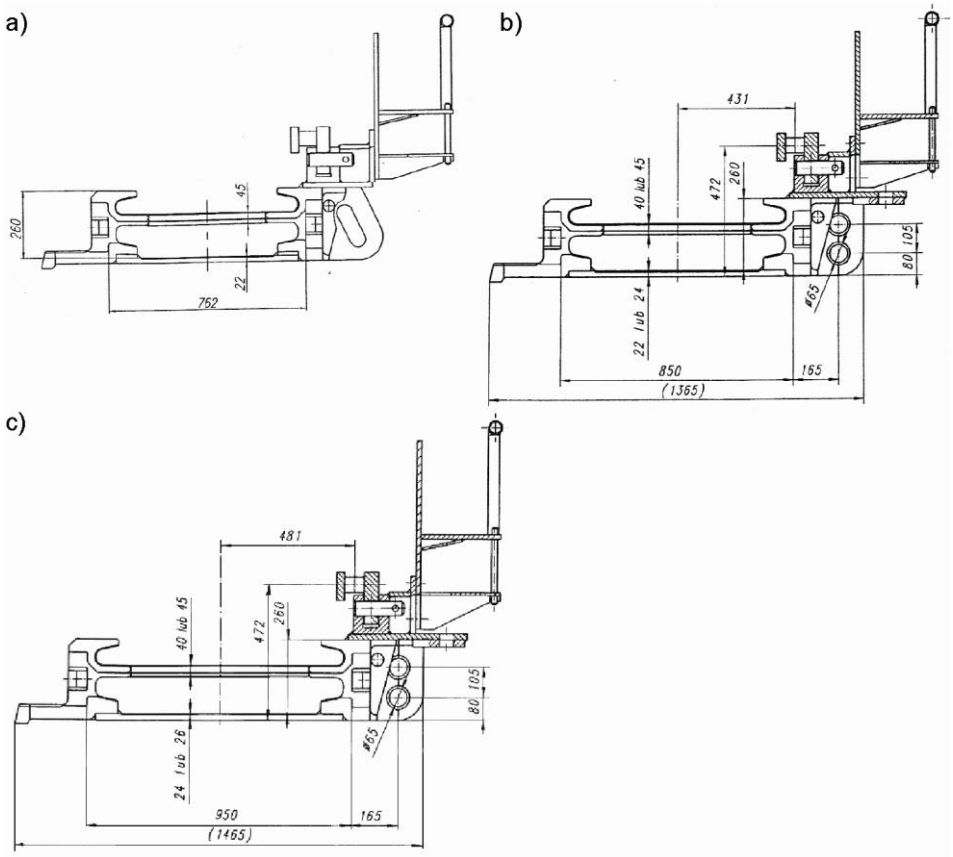
Rys.3.86. Porównanie starego profilu odlewanego E295 z profilem E260 do nowej generacji przenośników typu Rybnik 750 i Rybnik 850

Z rysunku tego widać, że nowe rozwiązanie zapewnia znacznie większe powierzchnie styku końców zgrzebeł z profilami rynien i mniejsza intensywność ich zużycia ściernego. Drugą ważną cechą nowych profili jest maksymalne obniżenie powierzchni styku zgrzebeł, która mimo jej zwiększenia zapewniła obniżenie profili w tym rozwiązaniu o 15 mm.

Mniejsza wysokość rynny oznacza łatwiejszy załadunek urobku, mniejsze zużycie materiału i niższe posadowienie kombajnu. W oparciu o tę koncepcję zbudowano lekki przenośnik ścianowy o profilach E 220 (Ryfama S-850N), przenośniki Rybnik 750, 850 i 950 (rys. 3.87) z rynnami o profilach E 260 oraz ciężkie Rybnik 950, 1100 o profilach E 330 (rys. 3.88).

Na rysunku 3.88 zwraca uwagę odmienna budowa profilu ociosowego, który w miejsce tradycyjnej ostrogi po ktorej przemieszczają się płozy kombajnu ma tylko krótki pazur czyszczący, zaś tor dla płóz kombajnowych przeniesiony jest na górną, wzmocnioną i poszerzoną półkę górną tego profilu.

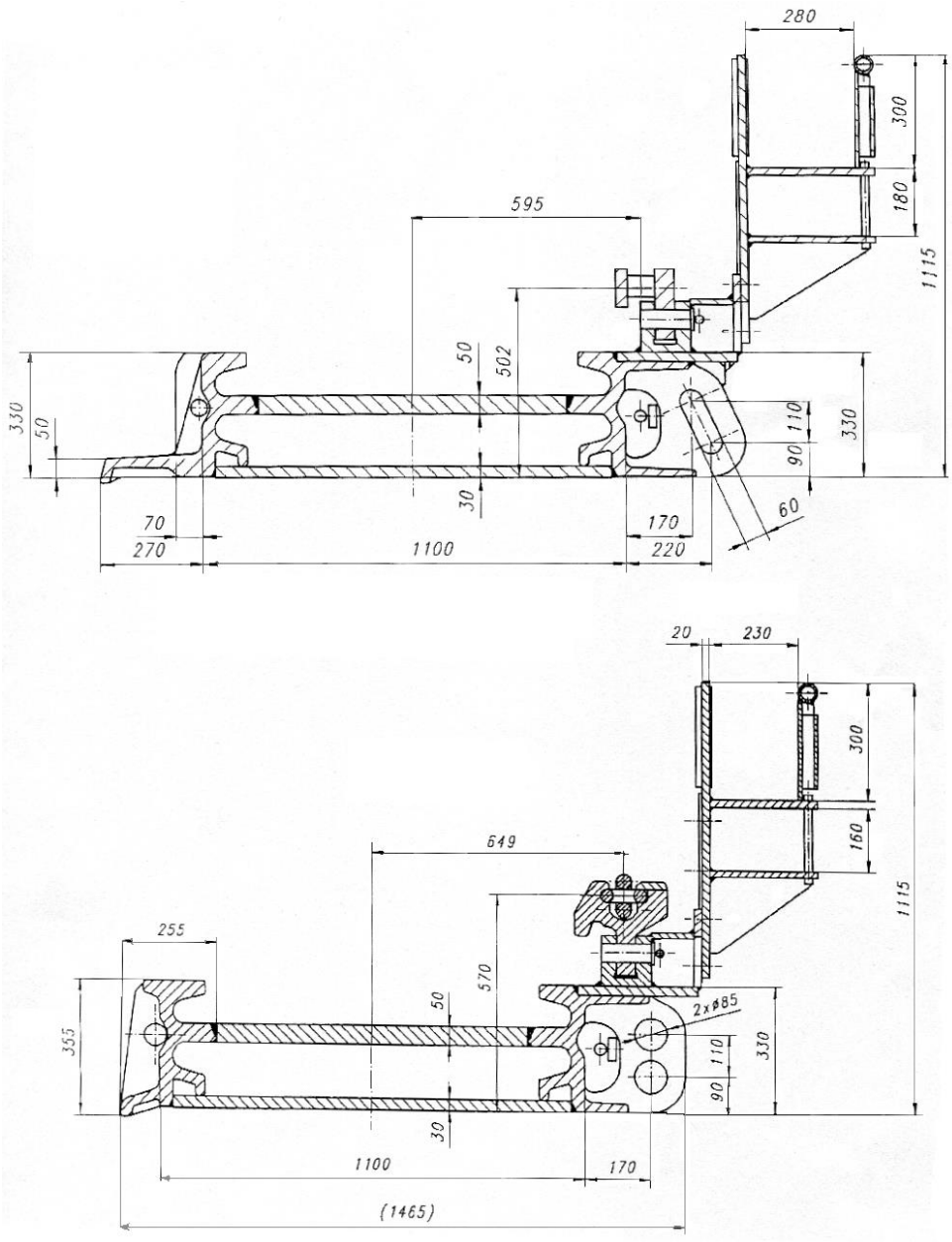
We wszystkich odlewanych profilach ociosowych przekrój materiału pod półką i grubość półki są trochę większe niż w profilach zawałowych. Wynika to z faktu, że profil ociosowy szybciej zużywa się ściernie. Ponieważ końce obu profili zużywają się szybciej niż ich części środkowe, końce te są pogrubione o około 5 mm.



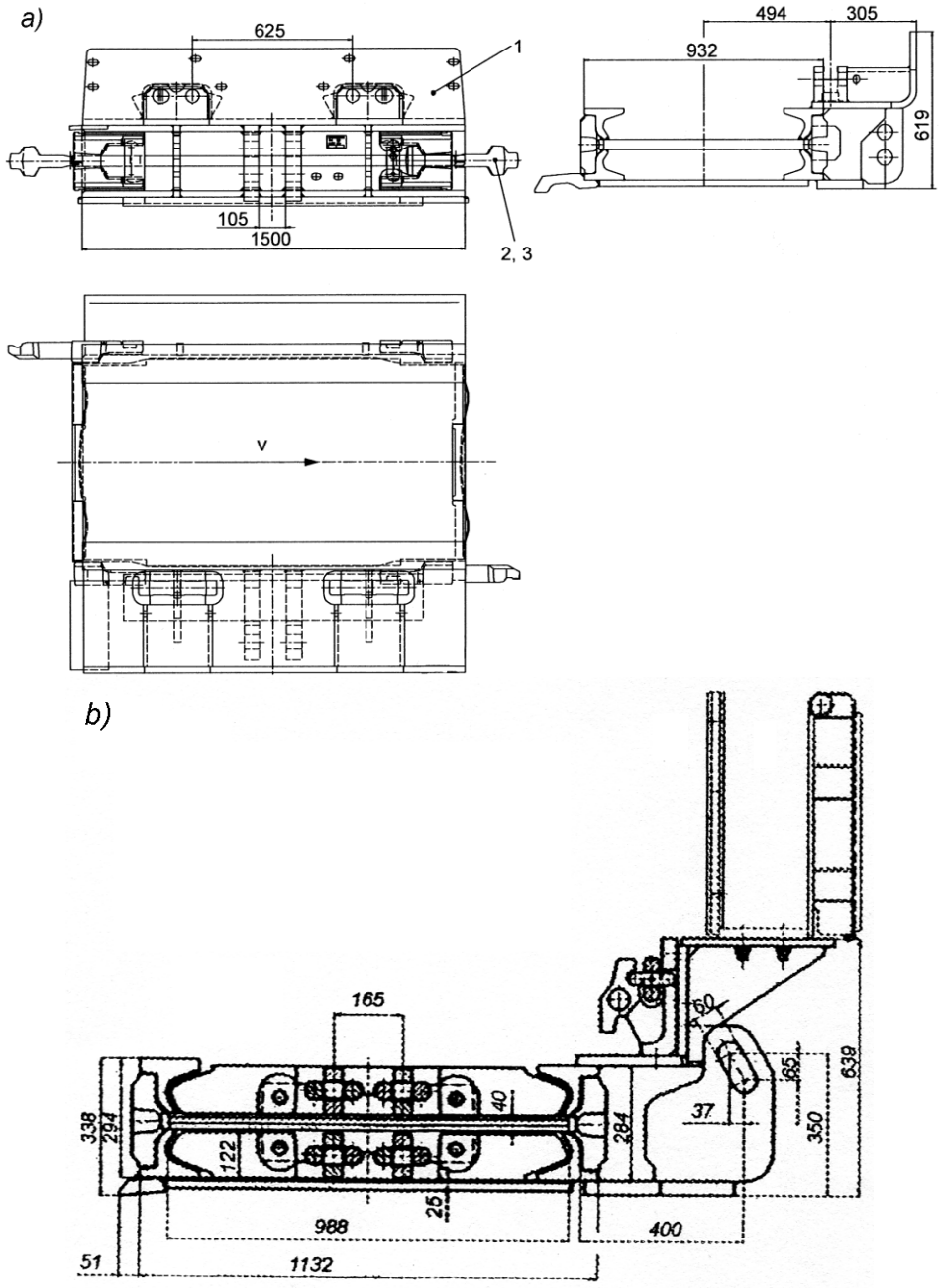
Rys.3.87. Człony nowej generacji przenośników zgrzebłowych wykonane w oparciu o profile E 260 RFM „RYFAMA" [60]; a - Rybnik 750, b - Rybnik 850 c - Rybnik 950

W przenośnikach PF4, PF5 i PF6 stosuje się w rynnach walcowane profile połówkowe, w których ze względu na wysoki koszt wykonania walców nie stosuje się zróżnicowania geometrii profili, jak to ma miejsce w profilach odlewanych.

Na rysunku 3.89a pokazano spawany człon trasy przenośnika PF4/932 (bez zastawki). Według tej koncepcji konstrukcyjnej zbudowane są całe typoszeregi rynien przenośników PF4 i PF5 (tabela 2.7). Istniejące zróżnicowanie wynika z odmiennych wysokości i szerokości rynien.



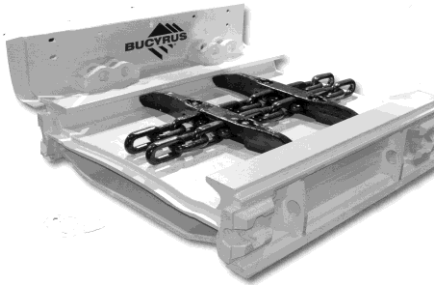
Rys.3.88. Człony nowej generacji ciężkich, ścianowych przenośników zgrzebłowych o profilach E330 Rybnik 1100 z systemem posuwu kombajnu typu Eicotrack (u góry) i z systemem posuwu typu Dynatrac [60]



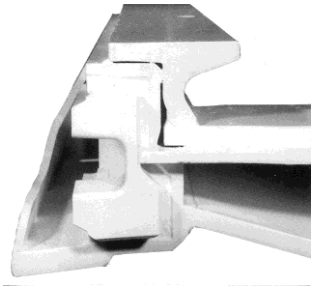
Rys.3.89. Człony trasy ścianowych przenośników zgrzebłowych firmy „BUCYRUS” [44]; *a - człon trasy przenośnika PF4/932 (bez zastawki) z dwoma otworami do mocowania popychaka obudowy, b - przekrój przez człon trasy przenośnika PF4/1132 z systemem posuwu kombajnu Dynaride i jednym skośnie usytuowanym podłużnym otworem w uchwycie popychaka*

W rynnach tych stosuje się łączniki zatyczkowe popularnie nazywane „kośćmi". Gniazda zatyczek przyspawane są na obu końcach rynien. Wytrzymałość gniazd powinna być 1,5-krotnie większa od wytrzymałości łącznika. Łącznik ten w tym przypadku zabezpieczony jest przed wypadnięciem za pomocą płytki mocowanej w jego gnieździe. W środku długości rynien po stronie obudowy zmechanizowanej znajdują się uchwyty do mocowania popychaków obudowy. Uchwyty te dostosowane są do wymagań wynikających z wyposażenia wchodzącego w skład kompleksu ścianowego, panujących tam warunków i życzeń odbiorców. Człon trasy przenośnika pokazany na rysunku 3.89b pozbawiony jest klasycznej ostrogi, w miejsce której jest krótki pazur czyszczący. Takie rozwiązanie pozwala zmniejszyć szerokość rynny o 150 - 170 mm, ale kombajn musi poruszać się po profilu ociosowym. W przedstawionym rozwiązaniu zastosowano system posuwu kombajnu Dynaride, w którym łańcuch mocowany jest za pomocą specjalnego uchwytu w odstępie 9 rynien, czyli co 13,5 m.

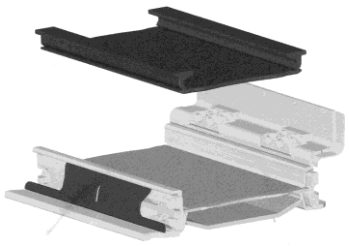
a)



b)



c)



Rys.3.90. Budowa rynien PF6 firmy „BUCYRUS" [44]; *a - widok ogólny, b - widok fragmentu rynny po zespawaniu wkładki wymiennej krótkimi spoinami z konstrukcją nośną, c - wkładka wymienialna rynny i sposób jej montażu*

Rynny typu PF6 (rys. 3.90a) to rynny z wymienną górną przestrzenią transportową. Rynny te są budowane w oparciu o rynny PF5 i zdobyte doświadczenia ruchowe z ich eksploatacji. Dokonano w nich podziału elementów konstrukcji na elementy podlegające zużyciu i elementy stanowiące ich strukturę wytrzymałościową (rys. 3.90c).

Element podlegający silnemu zużyciu zaprojektowano jako wymienny wkład, który stanowi górny (transportowy) przedział rynny. Struktura nośna stanowi konstrukcję skrzynkową tworzącą dolną przestrzeń rynny przez połączenie strony ociosowej z zawałową blachą środkową grubości 25 mm i specjalnie ukształtowaną i wzmocnioną blachą spągową w kształcie płytkiego koryta centrującego położenie cięgna łańcuchowego. Strona ociosowa może mieć klasyczną ostrogę lub krótki pazur czyszczący stosowany zwłaszcza w najszerszych rynnach w celu ograniczenia ich szerokości. Rynny te szczególnie nadają się do ścian o znacznych długościach oraz w polach eksploatacyjnych z zasobami węgla ponad 20 mln ton. Dolna przestrzeń rynny wytrzymuje kilka wymian górnego, wymiennego przedziału transportowego.

Połączenie górnego przedziału transportowego wykonuje się poprzez krótkie spoiny (zwłaszcza na końcach), ale tak zaprojektowane, aby można je było łatwo przepalać przy jego wymianie nie uszkadzając przy tym istotnie konstrukcji nośnej. W ten sposób uzyskuje się niezawodne i niezbyt kłopotliwe połączenie obu elementów rynny (członu). Na rysunku 3.90b pokazano fragment ociosowy rynny z dostrzegalnymi połączeniami. Znane są też połączenia przez klinowe zaciski śrubowe.

Firma „BUCYRUS” jako materiał profili walcowych stosuje stal ST75 Mn obrabianą cieplnie, zaś jako blachy ślizgowe stale stopowe o wysokiej odporności na ścieranie, o twardości 400 - 500 HB [85].

Rynny typu PF4, PF5 i PF6 mają zdolność przeginania trasy do około 6^o w płaszczyźnie pionowej, zaś w płaszczyźnie poziomej 0,8 - 1,2^o, przy czym mniejsze wartości odnoszą się do rynien najszerszych. W zależności od konstrukcji rynien ich wzajemne kąty odchyleń zwykle różnią się w zależności od kierunku odchylania.

Rynny konstrukcji zamkniętej ścianowych przenośników zgrzebłowych mają szereg zalet w stosunku do rynien otwartych. Są nimi głównie:

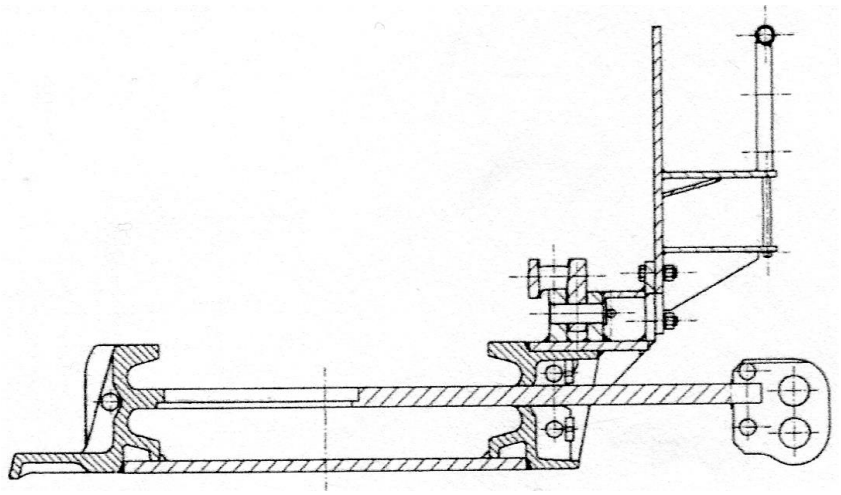
- mocna konstrukcja zdolna do przenoszenia dużych obciążeń, zwłaszcza poprzecznych, wynikająca ze sztywnej konstrukcji skrzynkowej,

- zdolność do pracy przy znacznie większych ubytkach ściernych blach i profili, co jednocześnie oznacza większą trwałość,
- mniejsze opory ruchu cięgna łańcuchowego w dolnej przestrzeni rynien.

Wadą tych konstrukcji jest brak dostępu do dolnej przestrzeni rynien.

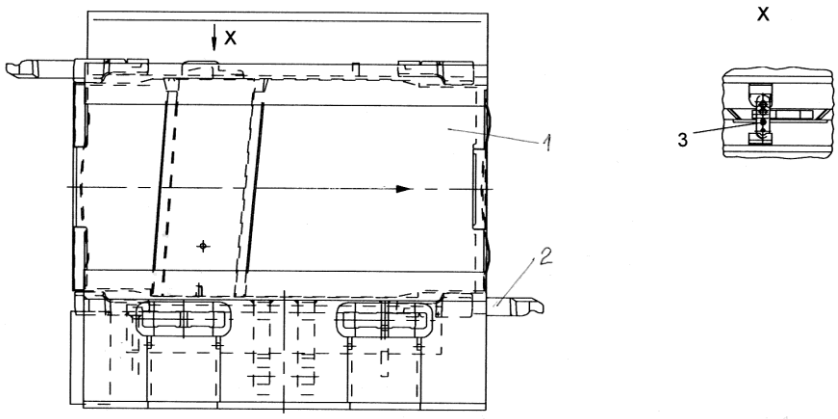
Z tego powodu w przenośnikach z rynnami zamkniętymi co piąta rynna powinna być rynną inspekcyjną, która przez otwarcie okna inspekcyjnego umożliwia dostęp do powrotnej przestrzeni cięgna łańcuchowego. Okna te, po demontażu zabezpieczeń mają podnoszoną do góry lub wysuwaną w kierunku zawału blachę zamykającą i mogą być wykonywane w środku długości rynny lub są przesunięte w kierunku jednego z końców rynny.

RFM „RYFAMA" wykonuje okna inspekcyjne w kształcie lekko trapezowym w środku rynny. Do blachy przykrywającej okno (szerokości około 500 mm) przymocowany jest uchwyt służący do połączenia z popychakiem, który po wyjęciu dwóch sworzni blokujących umożliwia mechaniczne otwarcie okna przez siłownik popychaka (rys. 3.91).



Rys.3.91. Budowa rynien inspekcyjnych w nowej generacji ścianowych przenośników zgrzebłowych produkcji RFM „RYFAMA" [60]

W firmie „JOY" i „BUCYRUS" okna inspekcyjne wykonuje się bliżej jednego z końców rynny. Ich szerokość wynosi nieco mniej niż 400 mm. Są one zwykle nieco ukośnie usytuowane, co podobnie jak w rozwiązaniu wyżej opisanym sprzyja zmniejszeniu hałasu przy przechodzeniu przez ten obszar łańcuchów ze zgrzebłami (rys. 3.92).



Rys.3.92. Rynna inspekcyjna przenośnika PF4 firmy „BUCYRUS” [44];
1 - rynna, 2 - łącznik, 3 - blacha zabezpieczająca

Rynny łączy się za pomocą łączników zwanych też zatyczkami. Ponieważ swoją budową przypominają kość udową, w kopalniach używana jest nazwa „kość”. Są to jak dotychczas najlepsze i niezawodne elementy łączące rynny. Postać konstrukcyjna i sposób ich zabezpieczania przed wypadaniem z gniazd są różne i zależą od producentów przenośników. Na rysunku 3.93 przedstawiono jedno z rozwiązań stosowanych w przenośnikach kombajnowych i strugowych firmy „BUCYRUS”. Mają one odmienne sposoby zabezpieczania przed wypadnięciem.

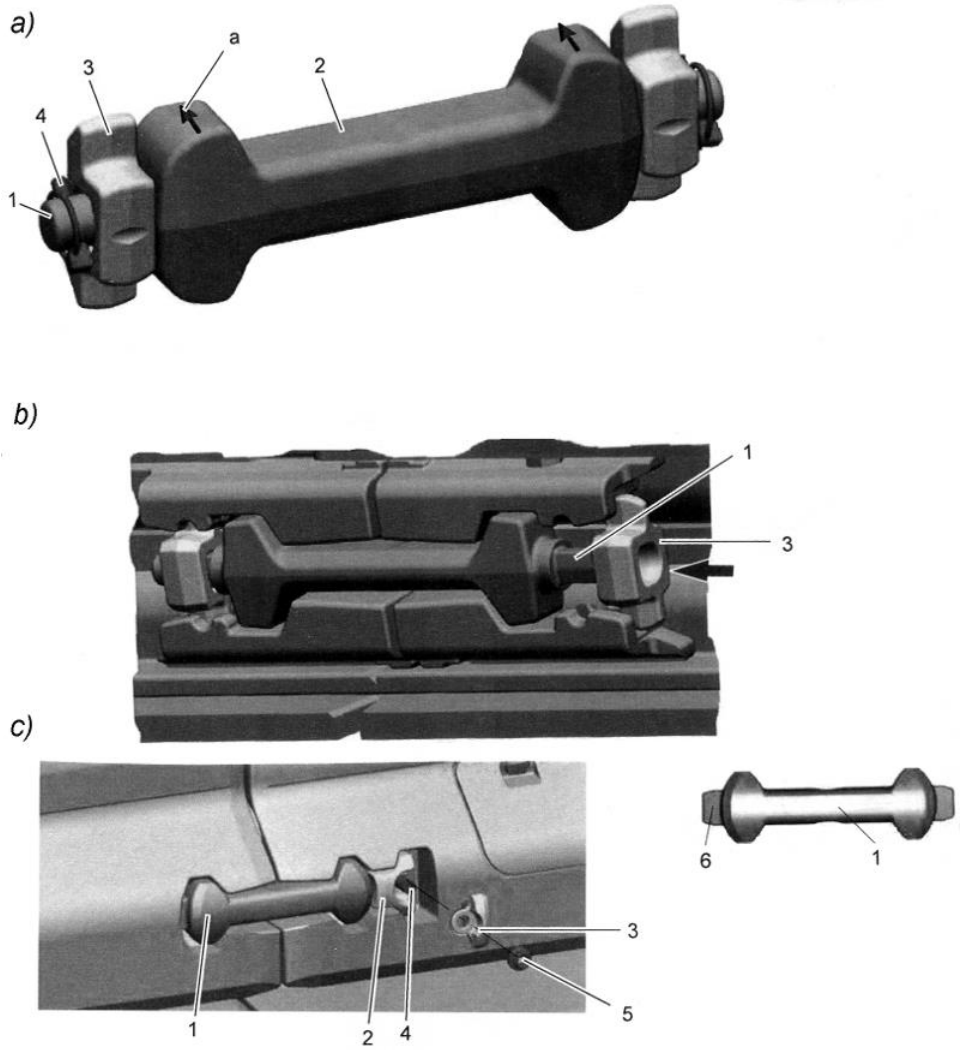
W pierwszym wypadku zabezpieczenia są identyczne po obu stronach łącznika, a w drugim występ przedłużający łącznik wchodzi w czasie montażu w odpowiednie gniazdo, zaś po drugiej stronie element zabezpieczający przykrywa występ łącznika i jest zabezpieczony śrubą.

Elementy złączne rynien produkcji RFM „RYFAMA” z jednej strony mają występ podobny do tego, który jest w złączach rynien strugowych, a po drugiej stronie w osi łącznika znajduje się gniazdo, w które wchodzi sworzeń zabezpieczony przed wysunięciem tulejką sprężystą (rys. 3.94).

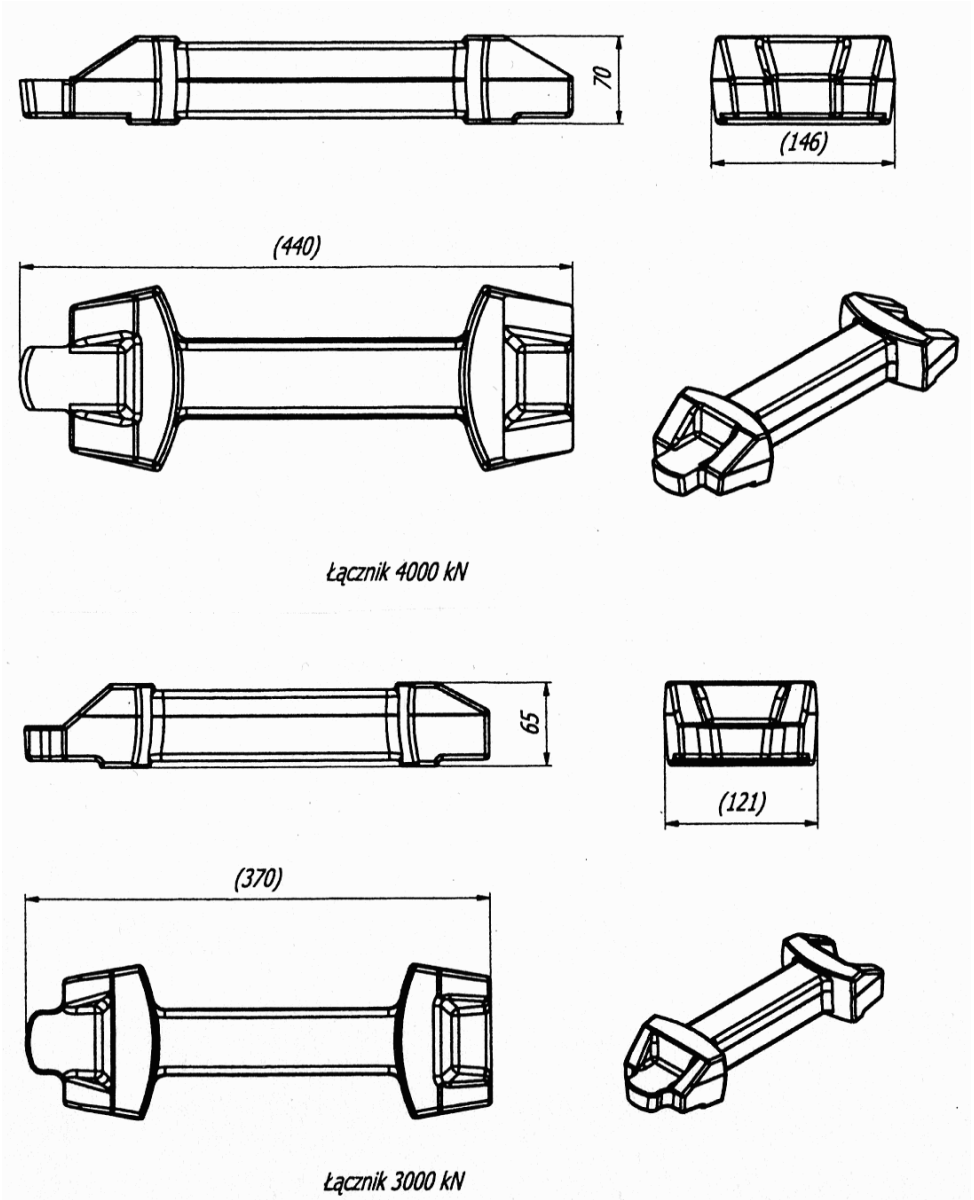
W elementach złącznych ważne jest, aby pochylenia powierzchni oporowych tak zaprojektować, żeby składowa poprzeczna od siły przenoszonej przez łącznik skierowana była do środka rynny, a nie na zewnątrz. Ponadto należy dążyć do tego, aby obciążenie łącznika było osiowe, a nie mimośrodowe.

Na wspornikach zastawkowych rynien mocuje się drabinki bezcięgnowego systemu posuwu kombajnu poprzez specjalne uchwyty (popularnie nazywane łódkami) przyspawane do poziomej płyty wspornika.

Z punktu widzenia pokonywania przegięć rynien w płaszczyźnie pionowej korzystna jest mała wysokość położenia szczebli drabinek od spągu. Im wyżej usytuowane są drabinki, tym mniejszy jest maksymalny dopuszczalny kąt przegięcia rynien. Przykłady takich drabinek pokazano na rysunku 3.95.



Rys.3.93. Zatyczkowe elementy złączne rynien firmy „BUCYRUS” [44];
a - łącznik stosowany w przenośnikach kombajnowych, 1 - czop łącznika, 2 - łącznik, 3 - zabezpieczenie, 4 - zawleczka składana, b - element złączny w gniazdach rynien przenośnika kombajnowego, 1 - łącznik, 3 – zabezpieczenie, c - budowa i sposób montowania łącznika w rynnach strugowych, 1 - łącznik, 2 - element zabezpieczający 3 - element wypełniający, 4 - śruba centrująca M24 x 2, 5 - nakrętka kołnierzowa, 6 - przedłużenie łącznika

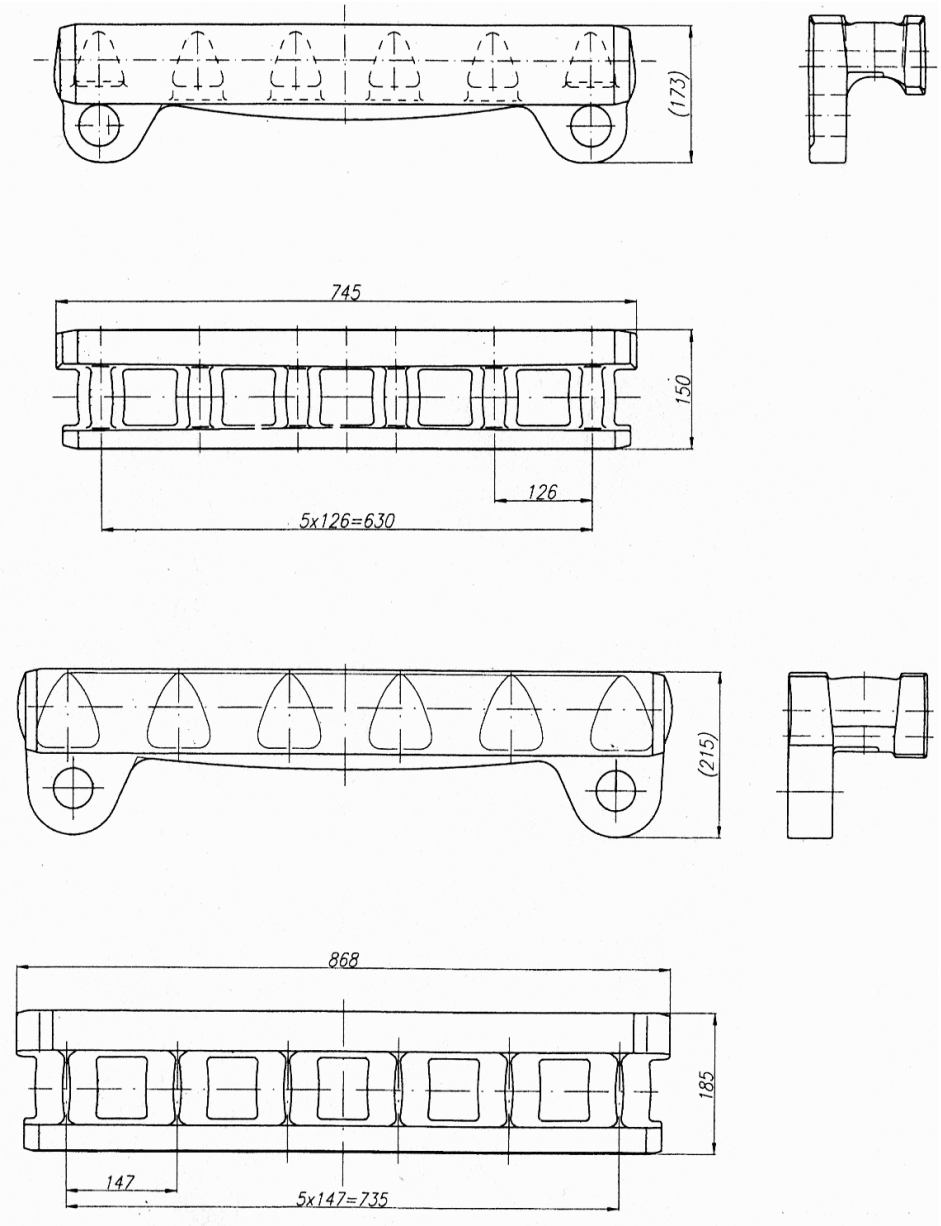


Rys.3.94. Elementy złączne rynien produkcji RFM „RYFAMA” [60]

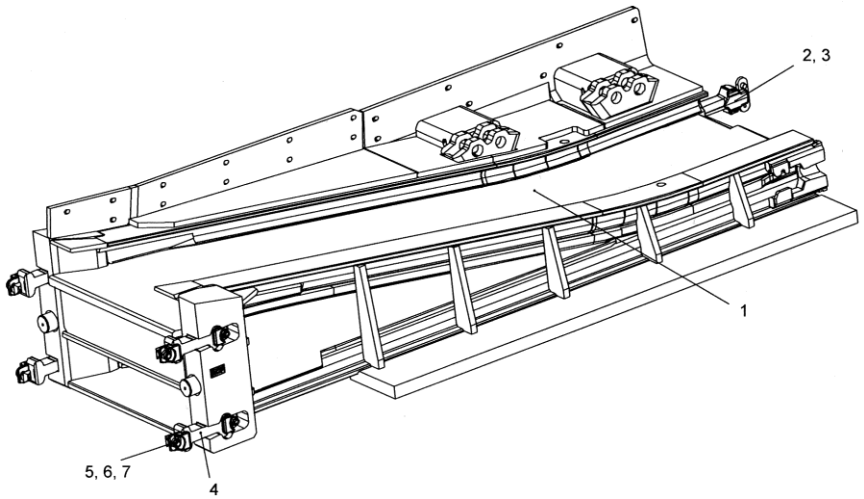
W przenośnikach zgrzebłowych oprócz rynien normalnych stosowane są też rynny specjalne. Są nimi rynny:

– skrócone o różnych długościach, np. 0,5, 0,75, 1,0 m, które włącza się w ciąg trasy (najczęściej w pobliżu napędu za rynną dołączną) przy dostosowaniu długości przenośnika do długości ściany, czyli przy jego skracaniu lub wydłużaniu,

– dołączne napędu zwrotnego i wysypowego (rys. 3.96 i 3.97) zwane też klinowymi, mające na celu zmniejszenie odległości między górną a dolną gałęzią cięgna łańcuchowego do odległości jaką mają rynny normalne; jeden koniec rynny dołącznej połączony jest więc z kadłubem napędowym lub zwrotnią, drugi z rynną normalną.



Rys.3.95. Drabinki typu Eicotrack w wykonaniu RFM „RYFAMA” [60]
(u góry) - Supertrack (t = 126), (u dołu) – Megatrack (t = 147)

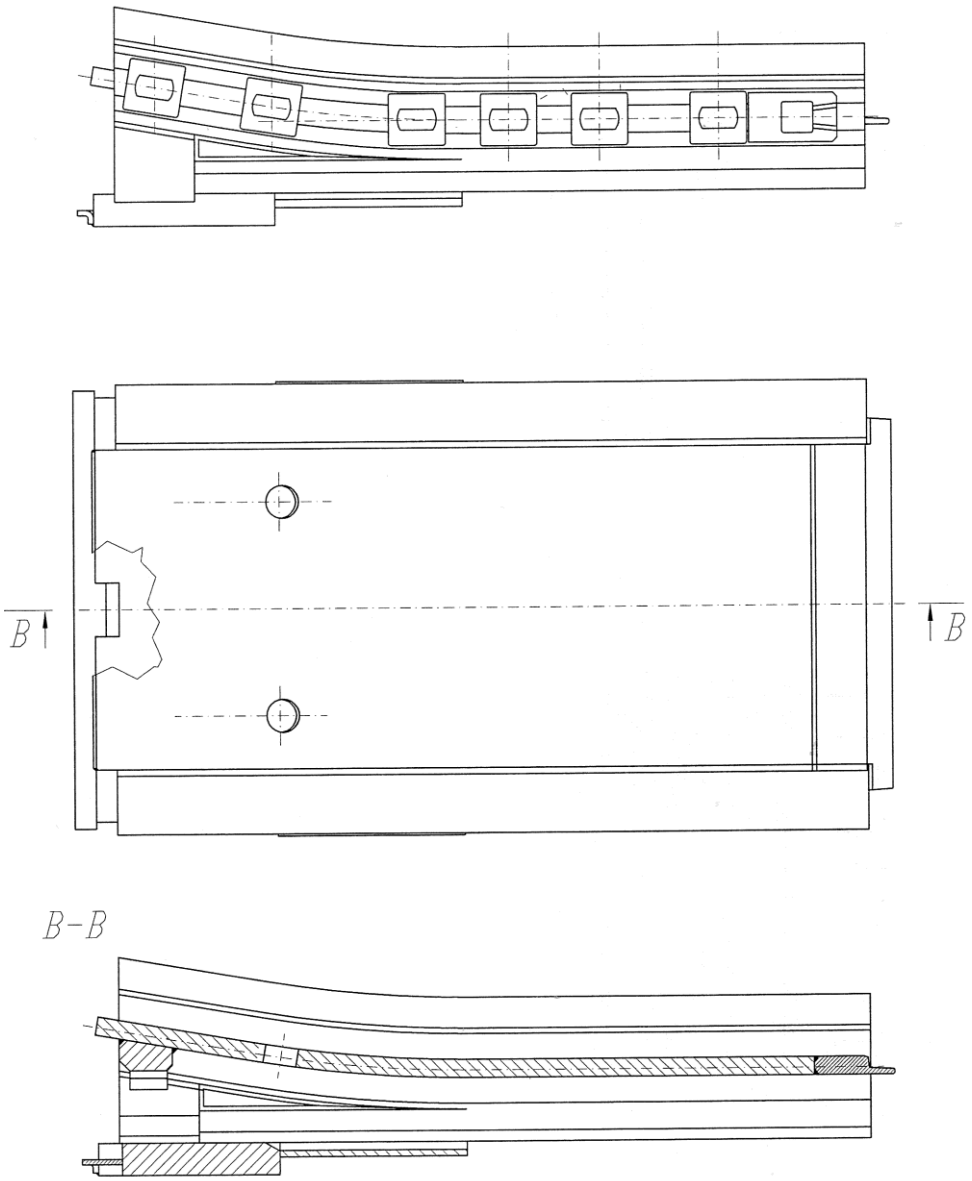


Rys.3.96. Rynna dołączna napędu zwrotnego przenośnika PF4 firmy „BUCYRUS" [44]; *1 - rynna dołączna napędu zwrotnego, 2, 4 - łączniki rynien, 3 - blacha zabezpieczająca, 5 - zabezpieczenie łącznika, 6, 7 - śruba z nakrętką*

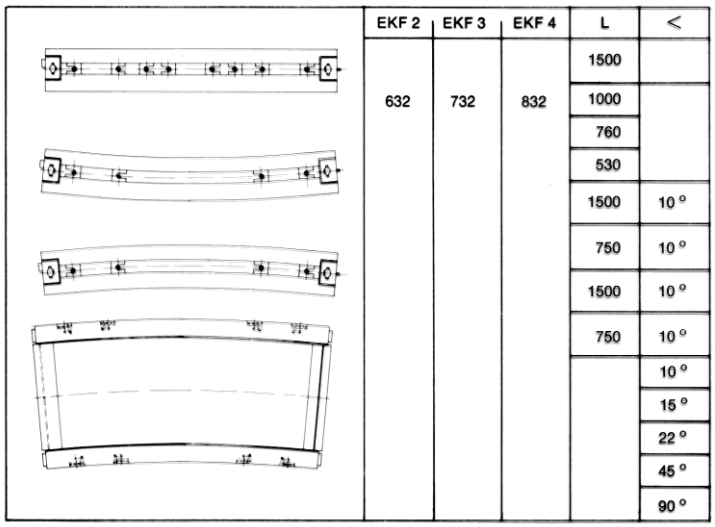
W niektórych przenośnikach kadłuby napędów zwrotnych są tak wykonane, że można do nich podłączyć wprost rynnę normalną, ale wtedy wymagane jest zabezpieczenie tego napędu przed podrywaniem. Aby tego uniknąć pierwszą rynnę łączy się na sztywno z kadłubem napędu.

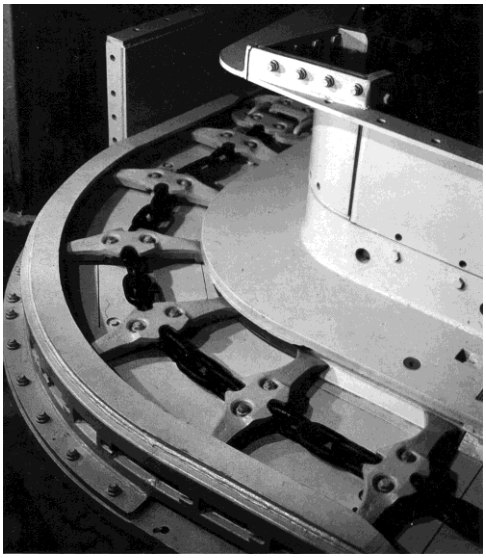
W przenośnikach zgrzebłowych stosuje się też różnego rodzaju rynny specjalnej budowy, a mianowicie:

- rynny krzywoliniowe w płaszczyźnie pionowej (wklęsłe zwane też muldowymi) oraz wypukłe (siodłowe), które stosuje się w przenośnikach podścianowych z mostem sztywnym oraz niekiedy w ścianowych, w pobliżu napędu wysypowego (wklęsłe), gdy napęd ten jest wysoko posadowiony a ściana nachylona w kierunku chodnika podścianowego,
- rynny krzywoliniowe w płaszczyźnie poziomej, które instaluje się rzadko w niektórych specjalnych zastosowaniach (rys. 3.98, 2.124),
- rynny zjazdowe stosowane przed napędem zwrotnym i wysypowym w celu odsunięcia kombajnu (głównie organu urabiającego) od napędu i umożliwienia mu bezkolizyjnej pracy aż do chodników); liczba rynien zjazdowych wynosi 3 do 6 i zależy od niezbędnego odsunięcia od przenośnika (rynny zjazdowe mają poszerzające się ostrogi i przesunięte drabinki systemu posuwu kombajnu na wsporniku w kierunku ociosu o taką samą wartość jakie jest poszerzenie ostrogi (rys. 3.99); kolejność rynien zjazdowych w przenośniku ścianowym pokazano na rysunku 3.100 - rynna z największym zjazdem zawsze jest najbliżej napędu.



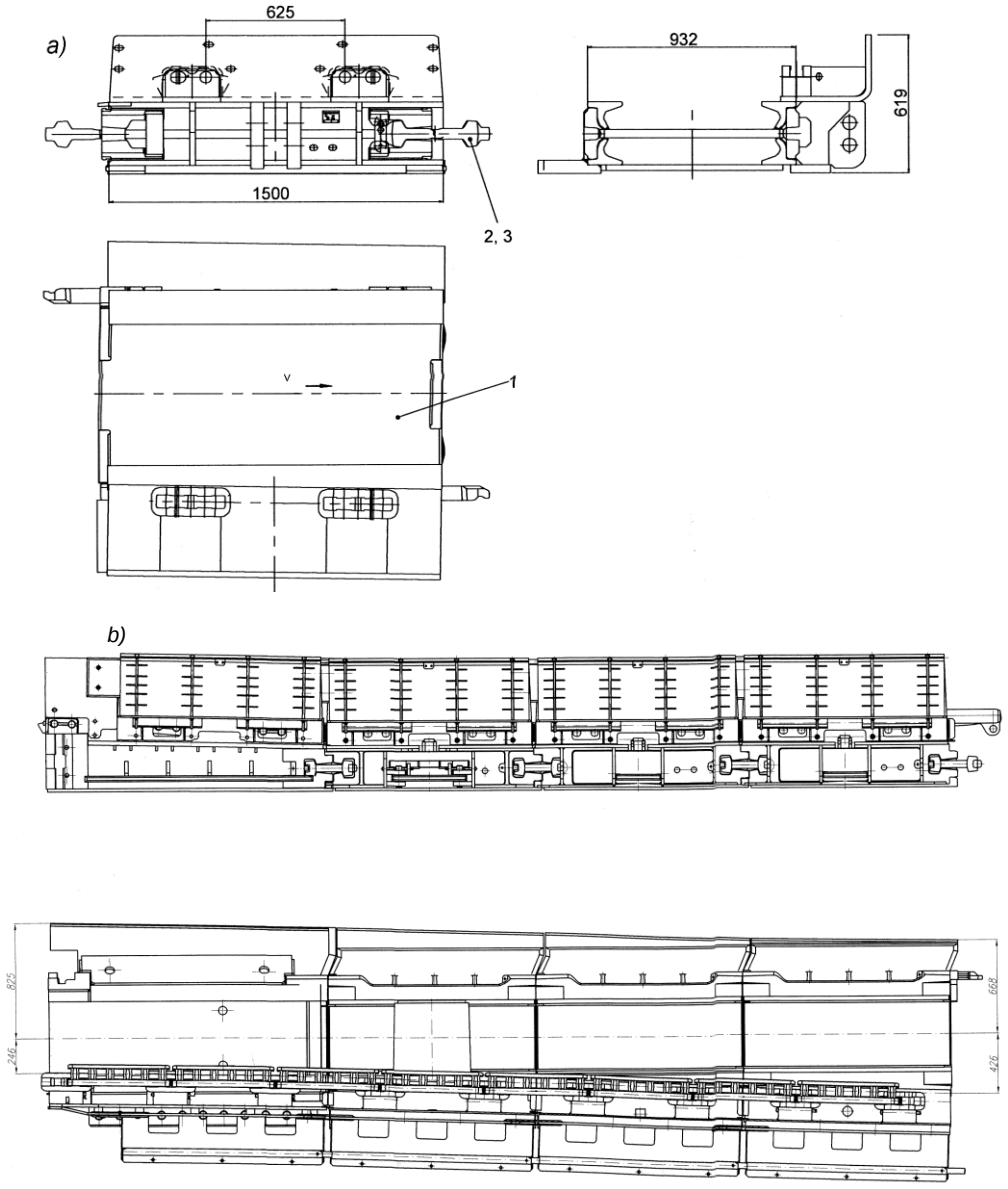
Rys.3.97. Rynna dołączna muldowa (wklęsła) napędu wysypowego ścianowego przenośnika zgrzebłowego Rybnik 850 z profilami walcowanymi rynien E260 oraz przewężeniem uniemożliwiającym wejście zerwanego i okręconego wokół zgrzebła łańcucha do dolnego przedziału rynny (powoduje wygięcie blach spągowych rynien) [60]





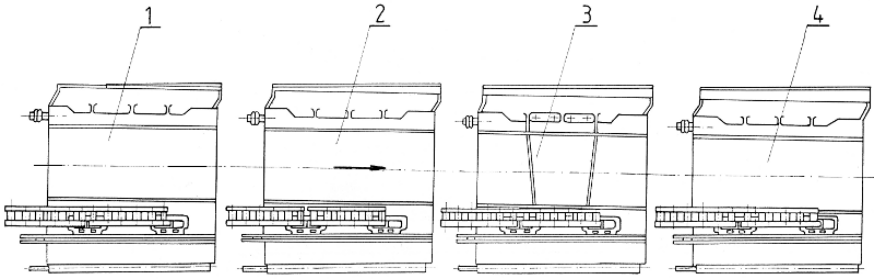
Rys.3.98. Rodzaje rynien o profilach E74.V firmy „HALBACH-BRAUN" [53]; *a - różne wykonania rynien przenośników EKF2, EKF3 i EKF4, b - rynna przenośnika kątowego EKF3 (przegięcie 90°) z łańcuchem 34 x 126 (zgrzebła co 4 ogniwa) i dwoma kołami odciskowymi (L - długość rynny)*

Rynny przenośników podścianowych pozbawione są ostróg i wsporników zastawek, które występują w przenośnikach ścianowych. Do rynien mocuje się zastawki, które w najnowszych rozwiązaniach są zwykle od góry zamknięte w celu ograniczenia pylenia, zwiększenia bezpieczeństwa pracujących tam górników a także zmniejszenia hałasu. Wysokość zastawek przed kruszarką jest zwykle większa niż na odcinku między kruszarką a wysypem.



Rys.3.99. Rynny zjazdowe [44, 60]; *a - napędu zwrotnego PF4/932, 1 - rynna zjazdowa, 2 - łącznik, 3 - zabezpieczenie, b – napędu zwrotnego przenośnika Rybnik 850*

W pobliżu zwrotni przenośnika podścianowego, między wysypem przenośnika ścianowego przesuwanego względem podścianowego stosuje się różne sposoby zamykania rynien od góry, aby nie dopuścić do ewentualnego wypadku.



Rys.3.100. Kolejność montażu rynien zjazdowych prawych w przenośniku Glinik 298/800/BP (rynna 4 najbliżej napędu wysypowego [51]

Różne rozwiązania rynien i zastawek przenośników podścianowych pokazano w punkcie 2.7. W punkcie 2.8 pokazano rynny i zastawki stosowane w niektórych pozostałych zastosowaniach górniczych przenośników zgrzebłowych, przy czym warto podkreślić, że rynny przenośników podścianowych mają najczęściej większą szerokość niż rynny przenośników ścianowych [87, 39].

3.3. Cięgna łańcuchowe

Przez cięgno łańcuchowe rozumie się zespół elementów związanych z łańcuchem lub łańcuchami tworzącymi zamknięty i ruchomy zbiór powtarzalnych elementów przystosowanych do przemieszczania urobku wzdłuż rynien od miejsca załadunku do miejsca wyładunku. W każdym cięgnie łańcuchowym oprócz łańcuchów znajdują się zgrzebła wraz z elementami łączącymi je z łańcuchami, rozmieszczone w równych odstępach wzdłuż konturu cięgna. W specjalnych zastosowaniach w skład cięgna mogą wchodzić inne elementy, takie jak klapy uchylne (mocowane na zgrzebłach przenośnika hamującego), wsporniki zgrzebeł (w cięgnach jednołańcuchowych ze zgrzebłami mocowanymi wysięgnikowo), skrobaki do czyszczenia prowadników cięgna itp. Łańcuchy w cięgnach jedno- i dwupasmowych składają się zawsze z parzystej liczby ogniw, przy czym jedną połowę stanowią ogniwa pionowe (stojące), a drugą ogniwa poziome (leżące). Każdy odcinek łańcucha lub członu (jeśli cięgno ma budowę członową) składa się z nieparzystej liczby ogniw, a dopełnieniem do liczby parzystej są ogniwa złączne lub zamki.

Wyróżnia się cięgna składające się z kilku lub kilkunastu długich odcinków łańcucha z nałożonymi i przymocowanymi do nich zgrzebłami oraz cięgna składające się z dużej liczby krótkich członów, na które składa się zgrzebło, krótkie odcinki łańcuchów i elementy złączne zwane zamkami.

Cięgna łańcuchowe klasyfikuje się ze względu na różne kryteria, tj. [11]:

- ze względu na liczbę i rozmieszczenie łańcuchów względem zgrzebła (rys. 1.3),
- ze względu na odcinki łańcucha na:
  - członowe (krótkoodcinkowe) z łańcuchami o długości równej rozstawowi zgrzebeł,
  - długoodcinkowe z łańcuchami o długości nawet powyżej 100 m,
- ze względu na rozstaw zgrzebeł na:
  - o rozstawie normalnym (rzędu 1 m),
  - o rozstawie skróconym (zwykle jednołańcuchowe w przenośnikach zakrzywionych w płaszczyźnie poziomej),
  - o rozstawie zwiększonym,
- ze względu na sposób łączenia zgrzebeł z łańcuchem (łańcuchami) na:
  - ze zgrzebłami nakładanymi na ogniwa,
  - ze zgrzebłami połączonymi z łańcuchami poprzez zamki,
- ze względu na rodzaj łańcucha na:
  - z łańcuchami ogniwowymi (prawie zawsze krótkoogniwowymi),
  - z łańcuchami łubkowymi (typu Galla),
  - z łańcuchami kutymi.

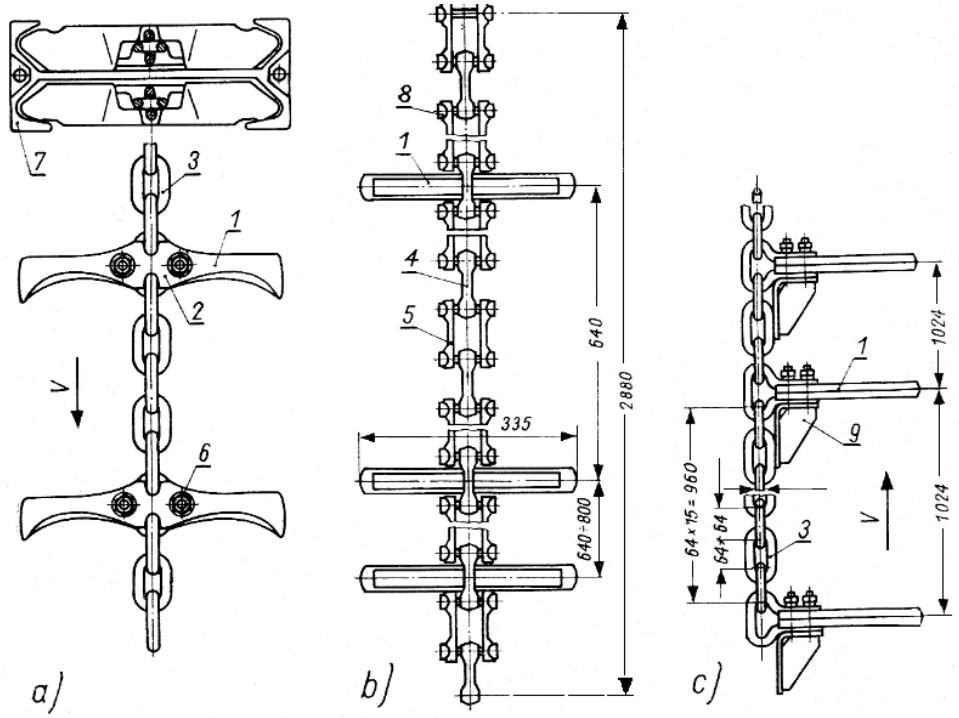
Zamknięty kontur cięgna łańcuchowego dzieli się na gałąź roboczą i powrotną. W przenośnikach ścianowych, podścianowych i chodnikowych kontur cięgna jest w płaszczyźnie pionowej, dlatego gałąź roboczą nazywa się górną, zaś gałąź powrotną dolną.

Łańcuchy stosowane w górnictwie muszą spełniać wiele wymagań, tj.

- bardzo wysokie własności wytrzymałościowe (wytrzymałość na zerwanie i zmęczenie, wysoka udarność i wydłużenie zrywające),
- duża energia zrywania,
- możliwość przeginania w płaszczyźnie pionowej i poziomej,
- możliwie mała masa,
- duża odporność na zużycie ścierno-korozyjne,
- powtarzalność wymiarów łańcuchów, zgrzebeł i elementów złącznych,
- uniwersalność zastosowań, w tym łatwość łączenia odcinków łańcucha i zgrzebeł w cięgno łańcuchowe,

- mała podatność materiału łańcucha do powstawania martenzytu tarcia, (struktura ta powstaje w wyniku silnego tarcia łańcucha na końcach odchylonych względem siebie rynien),
- umiarkowane koszty wytwarzania.

W górniczych przenośnikach zgrzebłowych stosuje się jedno- i dwupasmowe centralne cięgna łańcuchowe oraz dwu- i trójpasmowe cięgna z łańcuchami skrajnymi prowadzonymi pod półkami profili bocznych rynien. W cięgnach trójpasmowych jeden z łańcuchów prowadzony jest w osi podłużnej rynien.



Rys.3.101. Cięgna jednołańcuchowe [11]; *a - z centralnym łańcuchem ogniwowym, b - z centralnym łańcuchem rozbieralnym, c - ze skrajnym łańcuchem ogniwowym i zgrzebłami wysięgnikowymi, 1 - zgrzebło, 2 - występy ograniczające odchylenie zgrzebła, 3 - łańcuch, 4 - ogniwo środkowe (pionowe), 5 - ogniwo boczne 6 - obejma łańcucha z nakrętkami, 7 - rynna, 8 - sworzeń, 9 - wspornik*

Cięgna jednopasmowe (jednołańcuchowe) mają łańcuch usytuowany w środku rynny (rys. 3.101a). Cięgna takie są rzadko stosowane. Stosuje się je najczęściej w krótkich podawarkach kombajnów chodnikowych i innych specjalistycznych maszynach transportowych (rys. 3.101c).

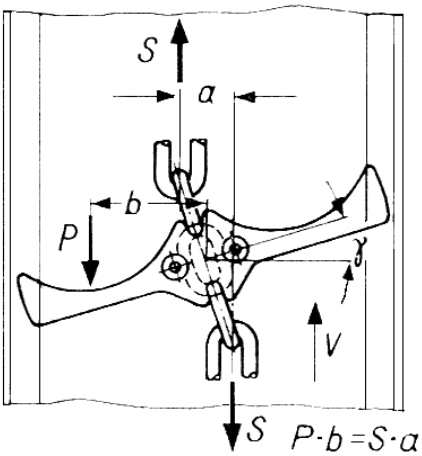
W wielu zastosowaniach pozagórniczych oraz w niektórych górniczych stosuje się łańcuchy rozbieralne składające się z elementów kutych, odlewanych lub płytek stalowych (łańcuch Galla) połączonych sworzniami. Buduje się z nich najczęściej jednopasmowe lub dwupasmowe cięgna łańcuchowe podawarek, przenośników zasobnikowych, elektrownianych itp.

Cięgna jednopasmowe mają szereg zalet w stosunku do cięgien wielopasmowych. Główną zaletą jest to, że obciążalność cięgna jednopasmowego jest równa obciążalności łańcucha. W cięgnach wielopasmowych rozkład obciążeń na poszczególne łańcuchy nie jest równomierny i zależy od warunków pracy, usytuowania łańcuchów w rynnie, dokładności wykonania i kompletowania łańcuchów tworzących krótkie lub długie odcinki cięgna. Współczynnik nierównomierności obciążenia łańcuchów w cięgnie jednopasmowym wynosi zawsze 1, zaś przy większej liczbie pasm współczynnik ten jest gorszy, co oznacza mniejszą obciążalność cięgna, niżby to wynikało z sumy obciążalności poszczególnych łańcuchów. Cięgna jednopasmowe są szczególnie przydatne w przenośnikach zakrzywionych w płaszczyźnie poziomej. Zgrzebła w jednopasmowych centralnych cięgnach łańcuchowych najłatwiej omijają różnego rodzaju przeszkody na swojej drodze.

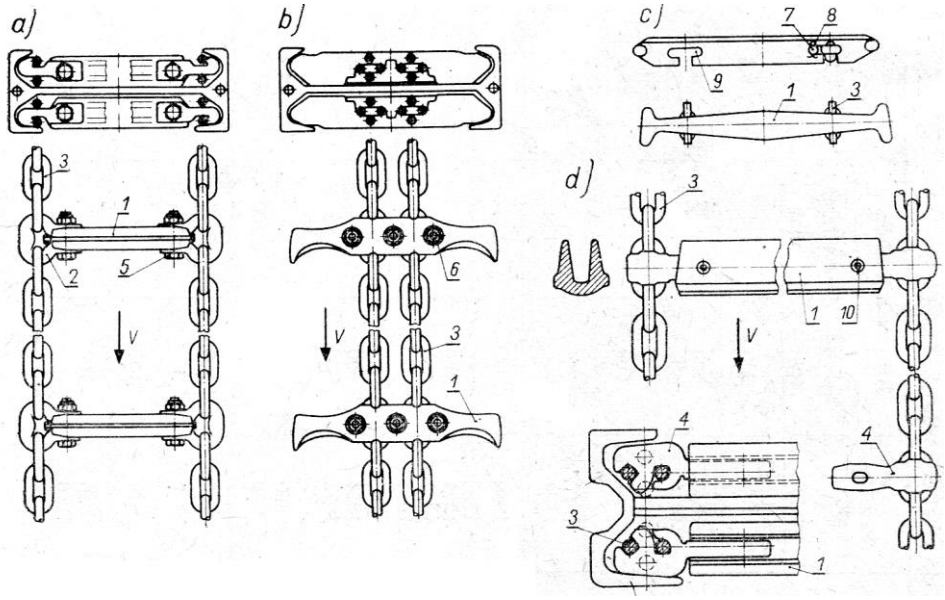
W zależności od naciągu łańcucha i rodzaju przeszkody w profilu bocznym rynny, zgrzebła odchylają się i omijają ją lub wyginają się albo łamią nie powodując zerwania łańcucha. Wychyleniu lub wygięciu zgrzebła może towarzyszyć jego wypadnięcie z prowadzenia w rynnach co powoduje różne trudności ruchowe. Każde odchylenie pojedynczego zgrzebła od położenia normalnego (rys. 3.102) powoduje nieznaczny wzrost długości konturu cięgna.

Ze względu na niezmienność położenia bębnów napędowych zwiększenie tej długości odbywa się poprzez wydłużenie sprężyste łańcucha, któremu towarzyszy pewien wzrost jego napięcia.

Ze względu na fakt, że łańcuch nie jest prowadzony pod górnymi półkami profili rynien lecz w ich środku, wysokość rynien przy zachowaniu tych samych wielkości łańcuchów może być mniejsza niż w przypadku prowadzenia łańcuchów pod półkami (cięgna łańcuchowe z łańcuchami skrajnymi). Jeśli jednak obciążalność cięgna jednopasmowego ma być równa obciążalności cięgna dwupasmowego, zwłaszcza z łańcuchami skrajnymi, to wysokość rynny przeznaczonej do współpracy z cięgnem jednopasmowym będzie zawsze większa niż dla cięgna dwupasmowego.



Rys.3.102. Kąt równowagi niesymetrycznie obciążonego zgrzebła w jednopasmowym centralnym cięgnie łańcuchowym [11]; *S - napięcie cięgna, P - obciążenie zgrzebła*



Rys.3.103. Cięgna dwupasmowe [11]; *a - z krótkimi łańcuchami skrajnymi łączonymi zamkami, b - z długimi łańcuchami centralnymi, c - z długimi łańcuchami mocowanymi w pobliżu końców zgrzebeł, d - z długimi łańcuchami skrajnymi i zgrzebłami nakładanymi systemu Parsons, 1 - zgrzebło, 2 - zamek boczny, 3 - łańcuch, 4 - uchwyt, 5 - śruba łącząca, 6 - obejma z nakrętkami, 7 - trzpień, 8 - zawleczka, 9 - wycięcie na łańcuch w kształcie litery T, 10 - tulejka rozprężna*

Cięgna jednopasmowe mają określone wady, takie jak:

- konieczność stosowania większych napięć wstępnych dla zwiększenia stabilności zgrzebeł,
- większa masa zgrzebeł,
- większe średnice bębnów i kadłubów napędowych.

Większości opisanych wad można uniknąć przez zastosowanie dwupasmowych centralnych cięgien łańcuchowych (rys. 3.103b).

Wyjątek stanowi tu jedynie rozkład obciążeń łańcuchów, który w cięgnach dwupasmowych jest mniej korzystny.

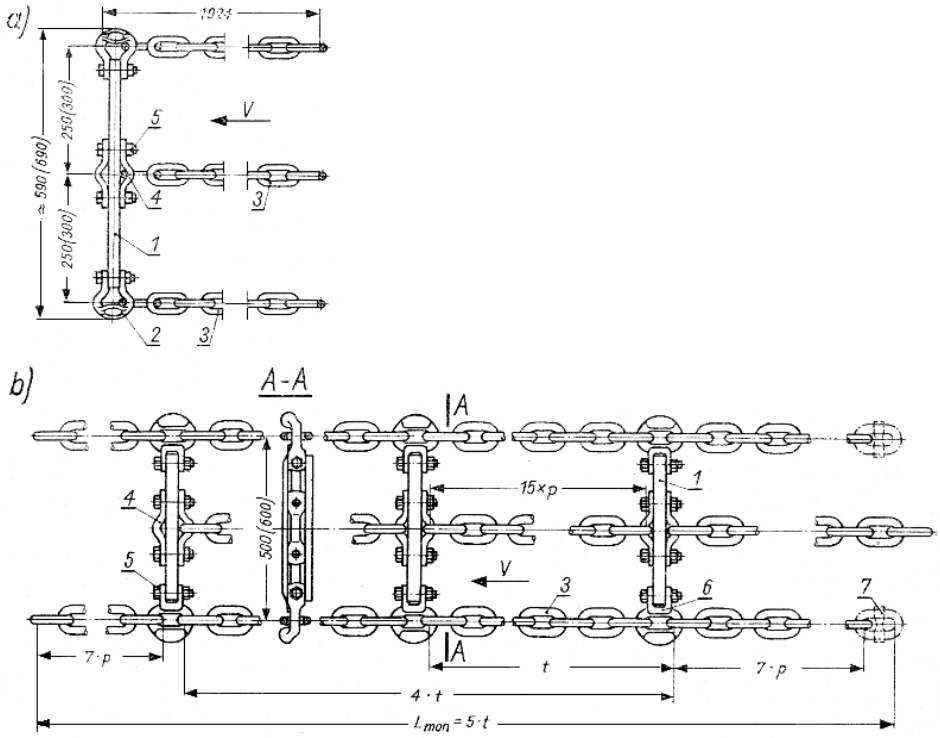
Dzięki zastosowaniu dwóch łańcuchów umieszczonych w pobliżu osi rynny można stosować dłuższe przenośniki lub o większej wydajności. Zgrzebła w dwupasmowych centralnych cięgnach łańcuchowych mają bardziej stabilną pracę.

Wadą dwupasmowych centralnych cięgien łańcuchowych jest konieczność parowania długich odcinków łańcuchów (powyżej 25 m) z dokładnością do 10 mm. Parowanie łańcuchów podyktowane jest koniecznością wyeliminowania ukośnej pracy zgrzebeł. Zaletą dwupasmowych centralnych cięgien łańcuchowych jest bardzo wysoka zdolność transportowa urobku w przenośnikach pracujących po wzniosie. Wydajność takiego przenośnika w zakresie transportu po wzniosie do 20^{o} jest prawie stała.

Cięgna z łańcuchami skrajnymi (rys. 3.103a, c) są gorzej przystosowane do pracy w przenośnikach z zakrzywieniami w płaszczyźnie poziomej, ponieważ istotnie pogarsza się w nich rozkład obciążeń na poszczególne łańcuchy cięgna. Powodują to różnice w długościach konturów obu pasm i tarcie łańcuchów o profile boczne rynien na zakrzywieniach trasy, jak również niesymetryczne obciążenie cięgna od sił tarcia urobku. Szczególnie niekorzystne są cięgna z krótkimi łańcuchami skrajnymi łączonymi zamkami bocznymi (rys. 3.103a), których wytrzymałość zmęczeniowa jest o 10 - 20% mniejsza niż wytrzymałość zmęczeniowa łańcuchów. Ponadto śruby łączące zamek ze zgrzebłem łatwo się luzują, a wtedy jego wytrzymałość zmęczeniowa i doraźna bardzo wyraźnie spada.

W ruchu lepiej spisują się cięgna dwupasmowe z łańcuchami skrajnymi, w których stosuje się długie odcinki łańcuchowe, łączone elementami szybkozłącznymi (rys. 3.103c). W rozwiązaniu tym zgrzebła łączy się z ogniwami poziomymi łańcuchów metodą nakładania.

Cięgna trójpasmowe z dwoma łańcuchami skrajnymi i jednym środkowym (rys. 3.104) mają jeszcze większą nierównomierność rozkładu obciążeń od dwupasmowych z łańcuchami skrajnymi (rys. 3.103 a). Jest to wynik różnic długości odcinków łańcuchowych danego członu, małej wytrzymałości zamka środkowego oraz błędów wykonania uzębienia bębna napędowego [83].



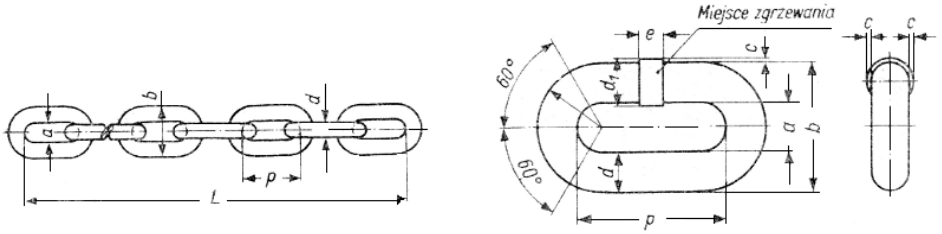
Rys.3.104. Trójpasmowe cięgno łańcuchowe [11]; *a - człon cięgna przenośników Śląsk-67B Samson-67B, b - odcinek montażowy firmy „PARSONS", 1 - zgrzebło, 2 - zamek boczny otwarty, 3 - łańcuch, 4 - zamek środkowy (półogniwo), 5 - śruba łącząca, 6 - zamek boczny zamknięty, 7 - ogniwo złączne, t - rozstaw zgrzebeł, L_{mon} – odcinek montażowy*

Błędy te powodują, że nie wszystkie łańcuchy w tym samym momencie wchodzą w zazębienie. Z tego powodu łańcuch środkowy już po bardzo krótkim okresie luzuje się i cięgno trójpasmowe obciążone jest jak dwupasmowe. Łańcuch środkowy stanowi wtedy tylko pewne zabezpieczenie cięgna w przypadku zerwania jednego z łańcuchów skrajnych. Ta negatywna cecha cięgien trójpasmowych spowodowała, że w niektórych przypadkach do cięgien tych stosowano bębny napędowe tylko z dwoma kołami gniazdowymi współpracujące z łańcuchami skrajnymi.

3.3.1. Łańcuchy ogniwowe

Stosowane w górnictwie łańcuchy ogniwowe wykonywane są jako średnioogniwowe, tzn. takie, w których stosunek podziałki do średnicy pręta ogniwa mieści się między 3 a 4.

Polska norma PN-G-46701:1997 podobnie jak normy: ISO 610:1990 i DIN 22 252:2001:2009, wielkość ogniwa określają przez podanie w mm wartości d x p (rys. 3.105), gdzie d jest średnicą pręta ogniwa (grubość ogniwa), *p* – podziałka ogniwa (łańcucha).



Rys.3.105. Wielkości geometryczne charakteryzujące łańcuch i ogniwo [11]

Przykładowo łańcuch 30 x 108 oznacza łańcuch o grubości 30 mm i podziałce 108 mm. Szerokość wewnętrzna ogniwa „a" określona w normach jest funkcją grubości ogniwa „d", czyli:

$$a = d + \Delta s \ [mm] \tag{3.7}$$

gdzie:

$$\Delta s = (0{,}1 - 0{,}15) \cdot d \ [mm] \tag{3.8}$$

Szerokość zewnętrzną ogniwa „b" określa zależność:

$$b = 3d + \Delta s \ [mm] \tag{3.9}$$

Luz wewnętrzny ogniwa Δs jest konieczny dla zachowania swobody współpracy ogniw, zwłaszcza odkształconych plastycznie.

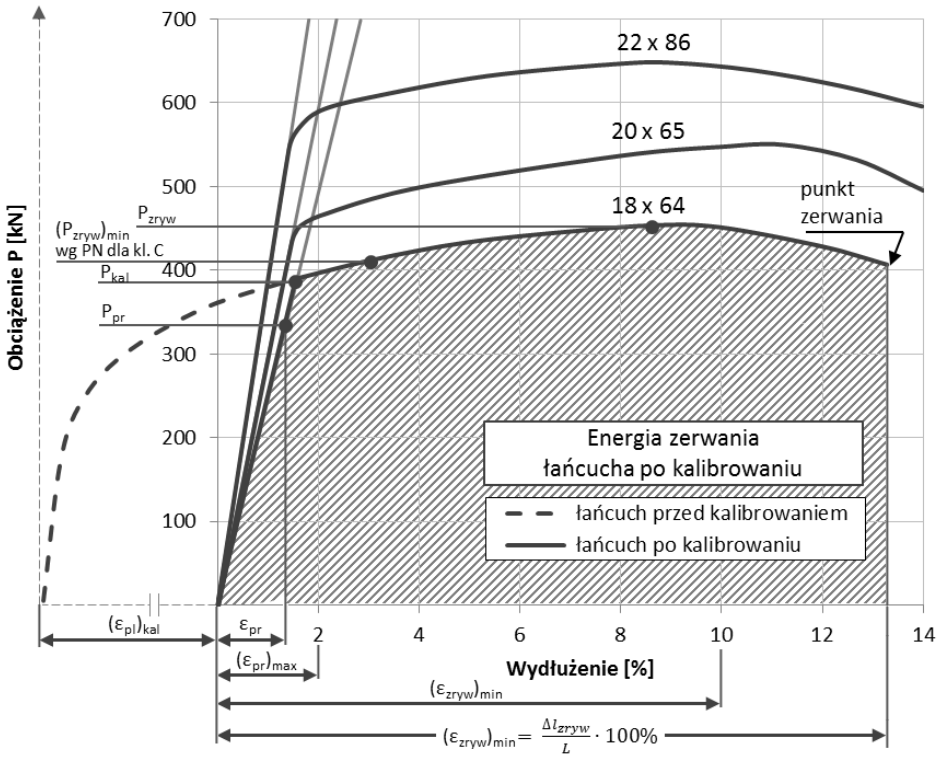
Oprócz parametrów geometrycznych normy łańcuchowe określają też własności mechaniczne, takie jak:

- obciążenie zrywające,
- obciążenie próbne,
- wydłużenie przy obciążeniu zrywającym,
- wydłużenie przy obciążeniu próbnym,
- trwałość zmęczeniowa.

Do wymienionych wyżej terminów należy dołączyć inne pojęcia. Są nimi:

- obciążenie kalibrujące,
- obciążenie wstępne,
- obciążenie eksploatacyjne,
- próba przeginania ogniwa,
- próba materiału ogniw na udarność,
- naprężenie zrywające łańcuch,
- energia zrywania.

Obciążenie zrywające to największa siła, jaką potrafi przenieść próbka łańcucha w czasie zrywania (rys. 3.106).



Rys.3.106. Przykłady wykresów rozciągania łańcuchów ogniwowych [11]; *P_{zryw}., P_{kal}., P_{pr} – odpowiednio obciążenie zrywające, kalibrujące i próbne; ε_{zryw}, $(\varepsilon_{pl})_{kal}$, ε_{pr}, $(\varepsilon_{pr})_{max}$ odpowiednio wydłużenia względne zrywające, plastyczne przy kalibrowaniu, próbne i próbne maksymalne*

Dla umożliwienia porównania własności wytrzymałościowych różnych łańcuchów wprowadzono pojęcie naprężeń zrywających (średnich):

$$\sigma_r = \frac{P_{zryw}}{2F} \ [MPa] \tag{3.10}$$

gdzie:

σ_r — naprężenie zrywające [MPa],

P_{zryw} — obciążenie zrywające łańcuch [N],

F — powierzchnia przekroju poprzecznego pręta ogniwa [m^2].

Z obciążeniem zrywającym związane jest wydłużenie zrywające.

$$\varepsilon = \frac{\Delta L}{L} \ [\%] \tag{3.11}$$

gdzie:

ΔL — długość odcinka pomiarowego łańcucha [mm],

L — wydłużenie zrywające odcinka pomiarowego [mm].

Cechą korzystną dla łańcuchów jest duża wartość ε, ponieważ wspólnie z obciążeniem zrywającym są czynnikami decydującymi o energii zrywania łańcucha. Energii tej odpowiada pole pod wykresem rozciągania łańcucha. Wydłużanie się łańcucha w czasie próby zrywania wykazuje dwie różne fazy. W fazie pierwszej łańcuch doznaje odkształceń sprężystych, natomiast w drugiej plastycznych (trwałych - rysunek 3.106). Miejsce na wykresie, od którego zaczynają się odkształcenia plastyczne jest nazywane granicą sprężystości. Obciążenie próbne jest bardzo bliskie granicy sprężystości, ale nie powinno jej przekraczać.

Obciążenie kalibrujące jest pojęciem związanym z technologią wykonania łańcuchów i dlatego nie jest ujęte w normie. Jest to obciążenie któremu poddaje się łańcuch, dzięki któremu podziałka ogniw ulega wydłużeniu (jest kalibrowana) do wymiaru nominalnego. W trakcie kalibrowania najbardziej wytężone obszary ogniw doznają znacznych odkształceń plastycznych. Skutkiem tych odkształceń, po odciążeniu łańcucha, w ogniwach pozostają naprężenia własne. W miejscach największych odkształceń plastycznych pozostają naprężenia ściskające, które bardzo korzystnie wpływają na rozkład naprężeń w ogniwach w czasie ich późniejszej pracy.

Obciążenia robocze (eksploatacyjne) są znacznie mniejsze od kalibrujących, a naprężenia rzeczywiste w najbardziej wytężonych miejscach ogniw w czasie kalibrowania są podczas eksploatacji zmniejszone, co zwiększa trwałość zmęczeniową łańcuchów.

Dobór obciążenia kalibrującego jest ważnym zagadnieniem optymalizacyjnym, ponieważ dla danego rodzaju materiału łańcucha, obok obróbki cieplnej, jest czynnikiem decydującym o własnościach użytkowych łańcucha. Według firmy „FASING" między opisanymi obciążeniami łańcucha obowiązują przybliżone zależności:

$$P_{zryw} = 1{,}27\ P_{kal} = 1{,}33\ P_{pr} = 1{,}6\ P_{ex} \tag{3.12}$$

czyli

$$P_{ex} = 0{,}83\ P_{pr} = 0{,}79\ P_{kal} = 0{,}625\ P_{zryw} \tag{3.13}$$

Maksymalne obciążenie eksploatacyjne przyjmuje się jednak:

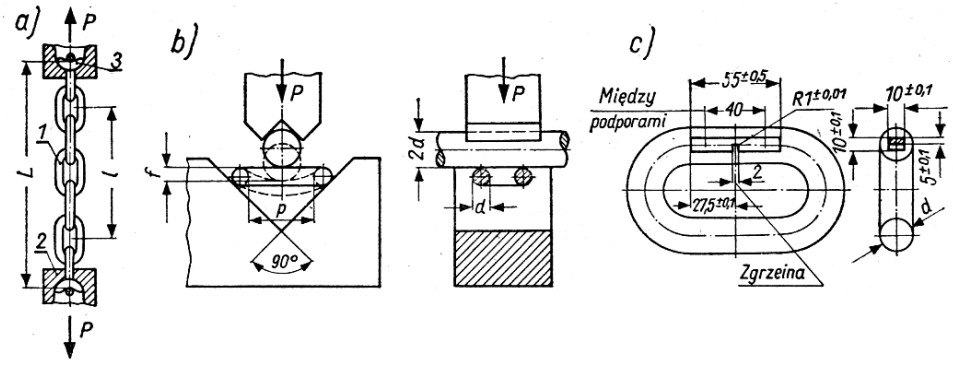
$$P_{ex} = 0{,}5\ P_{zryw} \tag{3.14}$$

W Niemczech przyjmuje się obciążenie eksploatacyjne łańcucha na poziomie 70% obciążenia próbnego, zaś obciążenie próbne jako 75% obciążenia zrywającego. Według tych założeń obciążenie eksploatacyjne łańcucha wynosi:

$$P_{ex} = 0{,}75 \cdot 0{,}7\ P_{zryw} = 0{,}525\ P_{zryw} \tag{3.15}$$

W ostatnim okresie pojawiły się poglądy dopuszczające niewielkie zwiększenie siły P_{ex}.

Z pomiarem rzeczywistej długości łańcucha wiąże się pojęcie obciążenia wstępnego łańcucha.



Rys.3.107. Badania wytrzymałościowe łańcuchów ogniwowych [11];
a - mocowanie próbki łańcucha podczas badań wydłużeń i wytrzymałości na rozerwanie, b - badanie ogniw na przeginanie, c - miejsce i wymiary pobieranych próbek do badania udarności, 1 - badany łańcuch, 2 - uchwyt, 3 - półogniwo uchwytu, L - długość badanego odcinka, l - długość odcinka pomiarowego przy pomiarze wydłużeń, P - siła obciążająca

Łańcuch poddaje się temu obciążeniu w celu zmniejszenia wpływu ułożenia ogniw na dokładność pomiaru. Wartość tego obciążenia jest niewielka i nie zależy od klasy jakości łańcucha. Podana ona jest przez normę PN-G-46701:1997. Dla klas jakości łańcucha B, C i D wynosi ona odpowiednio 3,9; 3,1 oraz 2,5% minimalnych wytrzymałości na zrywanie określonych dla tych klas jakości we wspomnianej normie.

Sposób wykonywania podstawowych badań łańcuchów i materiałów z których je wykonano przedstawiono na rysunku 3.107.

Pierwsze badanie (rys. 3.107a) dotyczy badań obciążenia próbnego i zrywającego oraz odpowiadających im wydłużeń. W ten sam sposób bada się też liczbę cykli zmęczeniowych, czyli trwałość zmęczeniową. Na rysunku 3.107b pokazano sposób prowadzenia próby przeginania ogniw w pryźmie za pośrednictwem pręta o średnicy dwa razy większej niż pręt z którego wykonano ogniwo.

Próbę uważa się za pozytywną, jeśli ogniwo osiągnie strzałkę ugięcia $f = d$ bez widocznych rys, pęknięć itp. wad. Próba ta jest głównie próbą jakości wykonania zgrzeiny.

Próbę udarności materiału ogniw wykonuje się w temperaturze otoczenia na znormalizowanej próbce wykonanej zgodnie z PN-EN ISO 148-1:2010. Badanie trwałości zmęczeniowej łańcucha przeprowadza się na maszynie wyposażonej w pulsator. Wykonuje się go na 5-cio ogniwowych odcinkach łańcucha. Zachowany musi być przy tym warunek, aby po zamocowaniu łańcucha w maszynie przynajmniej trzy ogniwa poddane były obciążeniu pulsacyjnemu. Zakres obciążeń zmiennych dla każdej wielkości łańcucha podaje norma. Jest on wyliczony na podstawie założenia, że naprężenie obliczeniowe P/2F ma wynosić dla górnego obciążenia 250 N/mm^2, zaś dla dolnego 50 N/mm^2. Wartości tych obciążeń nie zależą od klasy jakości łańcucha. Badania należy prowadzić przy częstotliwości od 3,33 – 16,66 Hz. Łańcuchy spełniają wymagania normy, jeśli przeniosą bez zerwania min. 50 000 cykli dla łańcuchów klasy B, 70 000 cykli – kasa C i 90 000 - klasa D.

Łańcuchy górnicze można klasyfikować według różnych kryteriów. Kryteriami tymi są:

– wielkość łańcucha, której wyróżnikami są średnica pręta ogniwa i jego podziałka (d x p) podane w mm; obecnie stosowane w świecie wielkości łańcuchów górniczych mieszczą się od 14 x 50 do 60 x 181/197, dla których wytrzymałość na zerwania mieści się między 194, a 4800 kN,

- konstrukcja ogniw (głównie pionowych); w tej grupie wyróżnia się łańcuchy o przekroju okrągłym, płaskie i super płaskie zwane też potrójnie niskimi, wstęgowymi, z poprzeczką w ogniwach pionowych, z występami wewnętrznymi w środku ogniw pionowych chroniącymi ogniwa łańcucha przed zaplątaniem się, budowy specjalnej (np. strugowe),
- klasa jakości łańcucha np. B, C, D lub 1 i 2 (DIN),
- przeznaczenie (łańcuchy górnicze, techniczne, zawiesiowe itp.).

Łańcuchy płaskie w odróżnieniu od klasycznych łańcuchów górniczych mają spłaszczone po stronie zewnętrznej odcinki proste w ogniwach pionowych. Wysokość ogniw płaskich jest zawsze równa wysokości ogniw okrągłych w łańcuchu o jeden stopień mniejszym. Przykładowo wysokość ogniwa pionowego w łańcuchu płaskim 38 x 137 jest równa wysokości ogniwa w łańcuchu okrągłym 34 x 126 i wynosi 111 mm. Ogniwa płaskie mimo zmiany geometrii nie zmniejszają własności wytrzymałościowych.

Mają one tylko nieznacznie niższe wydłużenie zrywające. Do ich zalet zaliczyć można:

- zwiększoną powierzchnię styku ogniw pionowych z blachą ślizgową rynny dzięki czemu zmniejszają się naciski między tymi elementami i ich zużycie ścierne,
- możliwość zastosowania w przenośniku łańcuchów większych o jeden stopień lub przy tej samej wielkości łańcucha pozwalają zwiększyć prześwit miedzy łańcuchem i blachą ślizgową co zmniejsza prawdopodobieństwo powstawania martenzytu tarcia silnie zmniejszającego trwałość zmęczeniową łańcucha (jako skutek tarcia łańcucha na końcach odchylonych względem siebie rynien.

W Polsce firma „FASING” produkuje łańcuchy w pięciu klasach wytrzymałościowych. Są nimi:

- łańcuchy klasy B (odpowiednik 1 klasy według DIN 22 252) są to łańcuchy o naprężeniach zrywających min. 630 MPa,
- łańcuchy klasy C klasa 2 według DIN (>800 MPa),
- łańcuchy PW-9 (>900 MPa) z twardymi łukami i uplastycznionymi odcinkami prostymi,
- łańcuchy klasy C-Super (>900 MPa) w których parametry łańcuchów są min. 12% podwyższone w stosunku do klasy C,

- łańcuchy klasy D-3 (>1000 MPa), które łączą cechy łańcuchów klasy PW-9 i C-Super.

Uzyskiwane własności wytrzymałościowe łańcuchów bardzo silnie zależą od materiału z którego zostały wykonane oraz od parametrów obróbki cieplnej i wielkości siły kalibrowania.

W zależności od agresywności środowiska pracy firma „FASING" proponuje łańcuchy:

- bez ochrony powierzchni ogniw (stan po obróbce cieplnej i kalibrowaniu),
- zabezpieczone olejem antykorozyjnym,
- ocynkowane.

Łańcuchy z zabezpieczeniem antykorozyjnym mają według DIN 22 252:1999 parametry wytrzymałościowe o około 4 - 8% niższe. Fakt ten należy uwzględnić przy obliczeniach współczynnika bezpieczeństwa pracy łańcucha. Obniżenie tych parametrów uwidacznia się przy badaniach laboratoryjnych i w pierwszym okresie eksploatacji.

O doborze łańcuchów powinny decydować warunki w których mają pracować. Szczególnie analizować należy zastosowanie łańcuchów ze stali stopowych o najwyższych wytrzymałościach, bowiem zwykle mają one gorsze własności plastyczne. Ponadto po kalibrowaniu pozostają w nich wysokie naprężenia wewnętrzne które przyspieszają proces korozyjny i zwiększają efekt działania karbu silnie obniżającego wytrzymałość łańcucha.

Łańcuchy o wyższej wytrzymałości na zerwanie (>1000 MPa) mają większą podatność do powstawania martenzytu tarcia. Wynika on z silnego tarcia ogniw pionowych na końcach odchylonych względem siebie rynien [86]. Powstające ciepło na powierzchni trącej zostaje szybko odprowadzone w głąb ogniwa, następuje efekt hartowania powierzchniowego, w wyniku którego dochodzi na powierzchni do mikropęknięć na głębokość 0,1 - 0,2 mm powodujących bardzo silne spiętrzenia naprężeń i intensywne występowanie pęknięć zmęczeniowych ogniw.

Geometria ogniw łańcuchowych okrągłych i płaskich jest znormalizowana. Łańcuchy okrągłe mają wymiary podane w tabeli 3.9 (oznaczenie wymiarów według rys. 3.105), zaś parametry wytrzymałościowe tych łańcuchów w wykonaniu firmy „FASING" w tabeli 3.10.

Ogniwa pionowe i poziome w łańcuchach płaskich (tabele 3.11 i 3.12) różnią się nieco geometrią.

Grubość ogniw pionowych „*e*" jest większa od grubości ogniw poziomych „*d*". Szerokość zewnętrzna ogniw pionowych „b_2" jest w wyniku spłaszczenia wyraźnie mniejsza niż szerokość ogniw poziomych „b_1". Minimalne są też różnice między szerokościami wewnętrznymi ogniw poziomych „a_1" i pionowych „a_2".

Łańcuchy okrągłe większych wielkości są coraz rzadziej stosowane. W ich miejsce stosuje się łańcuchy płaskie i ich późniejsze odmiany.

W firmie „JDT" (rys. 3.108) są to łańcuchy F-Class typ C + W, F-Class typ A i Broad Band Low Profile Kette, a w firmie „THIELE" (rys. 3.109a) BIG –T Ketten oraz potrójnie niskie (potrójnie płaskie firmy „FASING" (rys. 3.109b i c).

Łańcuchy pokazane na rysunkach 3.108 i 3.109 mają szereg bardzo istotnych zalet, tj:

- możliwość stosowania znacznie niższych i mniej materiałochłonnych rynien,
- umożliwiają zwiększenie długości przenośników i ich wydajności dzięki bardzo dużej wytrzymałości przy małych wysokościach ogniw pionowych,
- zmniejszają naciski łańcuchów na końcach odchylonych względem siebie rynien i zmniejszają zużycie ścierne końców rynien i ogniw pionowych, zmniejsza się też prawdopodobieństwo powstawania na powierzchni ogniw pionowych martenzytu tarcia.

Wymiary ogniw łańcuchowych okrągłych [49]

Tabela 3.9

Wielkość łańcucha *dxp*	***d*** [mm]	***p*** [mm]	***a min*** [mm]	***b max*** [mm]	**Masa** [kg/m]
14 x 50	$14\pm^{0,4}$	$50\pm^{0,5}$	17	48	4
18 x 64	$18\pm^{0,5}$	$64\pm^{0,6}$	21	60	6,6
19 x 64,5	$19\pm^{0,5}$	$64,5\pm^{0,6}$	22	63	7,6
22 x 86	$22\pm^{0,7}$	$86\pm^{0,9}$	26	73	9,5
24 x 86	$24\pm^{0,8}$	$86\pm^{0,9}$	28	79	11,6
24 x 87,5	$24\pm^{0,8}$	$87,5\pm^{0,9}$	28	79	11,5
26 x 92	$26\pm^{0,8}$	$92\pm^{0,9}$	30	85	13,7
30 x 108	$30\pm^{0,9}$	$108\pm^{1,1}$	34	97	18
34 x 126	$34\pm^{1,0}$	$126\pm^{1,3}$	38	109	22,7
38 x 137	$38\pm^{1,1}$	$137\pm^{1,4}$	42	121	29
42 x 146	$42\pm^{1,1}$	$146\pm^{1,5}$	48	137	36,5
42 x 152	$42\pm^{1,1}$	$152\pm^{1,5}$	46	133	35,3
48 x 152	$48\pm^{1,2}$	$152\pm^{1,5}$	52	154	48

Własności mechaniczne łańcuchów według PN-G-46701, ISO 610:1990 I DIN 22 252

Tabela 3.10

Wlk. łańcucha *d x p* mm	Klasa 1,2, DIN 22252 B,C,D ISO 610, PN-G-46701, PW9, C-Super, WT Fasing	Obciążenie, kN		Względne wydłużenie przy obciążeniu		Strzałka ugięcia F, mm	Trwałość zmęczeniowa ilość cykli
		Próbne	Zrywające min.	Próbnym max -%	Zrywającym min -%		
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)
14 x 50	1,B	154	194	1,4	14	14	50 000
	2,C	185	250	1,6	14	14	70 000
	PW9	185	277	1,4	17	14	90 000
	C-Super	200	277	1,6	16	14	110 000
	D-3	250	310	1,9	16	14	120 000
18 x 64	1,B	254	321	1,4	14	18	50 000
	2,C	305	410	1,6	14	18	70 000
	PW9	330	460	1,4	17	18	90 000
	C-Super	330	460	1,6	16	18	110 000
	D-3	410	510	1,9	16	18	120 000
19 x 64,5	1,B	283	360	1,4	14	19	50 000
	2,C	340	454	1,6	14	19	70 000
	PW9	360	510	1,4	17	19	90 000
	C-Super	360	510	1,6	16	19	110 000
	D-3	450	565	1,9	16	19	120 000
22 x 86	B	380	490	1,4	14	22	50 000
	2,C	456	610	1,6	14	22	70 000
	PW9	490	680	1,4	17	22	90 000
	C-Super	490	680	1,6	16	22	110 000
	D-3	610	760	1,9	16	22	120 000
24 x 86/87,5	B	460	570	1,4	14	24	50 000
	2,C	580	720	1,6	14	24	70 000
	PW9	580	815	1,4	17	24	90 000
	C-Super	580	815	1,6	16	24	110 000
	D-3	720	900	1,9	16	24	120 000
26 x 92	B	540	670	1,4	14	26	50 000
	2,C	640	850	1,6	14	26	70 000
	PW9	640	960	1,4	17	26	90 000
	C-Super	700	970	1,6	16	26	110 000
	D-3	790	1060	1,9	16	26	120 000
30 x 108[3]	B	710	890	1,4	14	30	50 000
	2,C	850	1130	1,6	14	30	70 000
	PW9	850	1270	1,4	17	30	90 000
	C-Super	950	1280	1,6	16	30	110 000
	D-3	1050	1400	1,9	16	30	120 000
34 x 126	B	910	1140	1,4	14	34	50 000
	2,C	1090	1450	1,6	14	34	70 000
	PW9	1080	1640	1,4	17	34	90 000
	C-Super	1200	1650	1,6	16	34	110 000
	D-3	1350	1800	1,9	16	34	120 000
38 x 137	B	1140	1420	1,4	14	38	50 000
	2,C	1360	1820	1,6	14	38	70 000
	PW9	1360	2000	1,4	17	38	90 000
	C-Super	1500	2010	1,6	16	38	110 000
	D-3	1700	2270	1,9	16	38	120 000
42 x 152/146/ 137	B	1470	1800	1,4	14	42	50 000
	2,C	1660	2220	1,6	14	42	70 000
	PW9	1750	2500	1,4	17	42	90 000
	C-Super	1800	2520	1,6	16	42	110 000
	D-3	2070	2770	1,9	16	42	120 000
48 x 152	2,C	2180	2950	1,6	14	48	70 000
	C-Super/PW9	2500	3250	1,6	16	48	110 000

Wymiary ogniw łańcuchów płaskich [44]

Tabela 3.11

Wielkość łańcucha *d x p* mm	*d* mm	*e* mm	*p* mm	Szerokość, mm				Masa kg/m
				Ogniwo okrągłe		Ogniwo płaskie		
				a1	*b1*	*a2*	*b2*	
22 x 86	22±0,8	24,0	86±0,9	26,0	73	26	60	9,2
24 x 86	24±0,8	30,0	86±0,9	28,0	79	28	64	11,6
26 x 92	26±0,8	30,0	92±0,9	30,1	87	30	75	13,7
30 x 108	30±0,9	34,0	108±1,1	34,1	99	34	87	18,0
34 x 126	34±1,0	38,0	126±1,3	38,1	111	38	99	22,7
38 x 126	38±1,1	42,0	126±1,3	42,1	123	42	111	30,1
38 x 137	38±1,1	42,0	137±1,4	42,1	123	42	111	29,0
38 x 146	38±1,1	42,0	146±1,5	42,1	123	42	111	27,6
42 x 146	42±1,1	48,5	146±1,5	48,6	139	46	115	36,0
48 x 152	48±1,5	53,0	152±1,6	53,5	154	52	127	48,0

Pojawiają się również inne konstrukcje łańcuchów kutych, w których przy konstruowaniu oprócz idei obniżenia ich wysokości przyświecała też chęć poprawy warunków współpracy z gwiazdą napędową oraz współpracy między ogniwami pionowymi i poziomymi. Na rysunku 3.110 pokazano łańcuch Power Chain, w którym kute ogniwa poziome mają w przybliżeniu prostokątny obrys zewnętrzny. Taki kształt ogniwa umożliwia znaczne zmniejszenie naprężeń kontaktowych w miejscach jego styku z zębami gwiazdy napędowej. Pozwala to na wydłużenie żywotności łańcucha i gwiazdy oraz znacznie upraszcza wykonanie kół gwiazdowych. Łańcuch 42 x 140 tej konstrukcji osiąga wytrzymałość 2370 kN, zaś 52 x 175 - 3610 kN. Wykonanie takich łańcuchów jest kosztowne i dlatego ich próby ruchowe rozpoczęto w przenośnikach podścianowych.

Drugą ideą rozwijaną w ostatnim okresie to optymalizacja geometrii powierzchni kontaktowych ogniw poziomych i pionowych łańcucha. Dobrym przykładem jest tutaj nowy, super niski łańcuch BIG-T firmy „THIELE” (rys. 3.111).

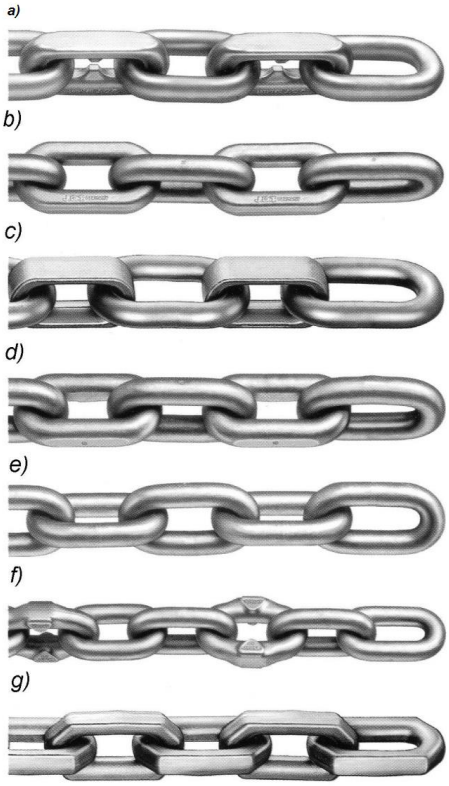
W łańcuchu tym zadbano ponadto o to, by zwiększyć powierzchnię kontaktu z gwiazdą napędową, wyszczuplić odcinki proste, zarówno w ogniwach pionowych jak i poziomych, a także by maksymalnie obniżyć wysokość ogniw pionowych. Wspomniane wyszczuplenia ogniw nie tylko zmniejszają zużycie stali, ale też ułatwiają wyciskanie miału z przestrzeni międzyzębnej gwiazdy przez ogniwa pionowe.

Własności mechaniczne łańcuchów płaskich [49]

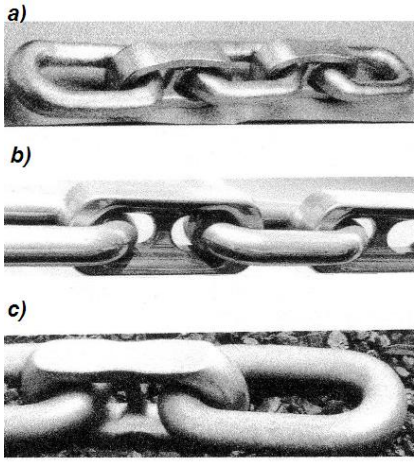
Tabela 3.12

Wielkość łańcucha d x p mm	Klasa		Obciążenie		Względne wydłużenie przy obciążeniu		Strzałka ugięcia	Trwałość zmęczeniowa
	DIN 22255	FASING	Próbne kN	Zrywające kN	Próbnym (%)	Zrywającym (%)	F,mm	Liczba cykli n
22 x 86	-	C	490	610	1,6	11	22	70 000
	-	C-Super	490	680	1,6	11	22	110 000
	-	PW-9	490	680	1,6	11	22	90 000
	-	D-3	560	760	1,6	11	22	120 000
24 x 86	2	C	543	724	1,6	11	24	70 000
	-	C-Super	580	815	1,6	11	24	110 000
	-	PW-9	580	815	1,6	11	24	90 000
		D-3	720	900	1,6	11	24	120 000
26 x 92	2	C	637	850	1,6	11	26	70 000
	-	C-Super	700	980	1,6	11	26	110 000
	-	PW-9	700	980	1,6	11	26	90 000
		D-3	750	1060	1,6	11	26	120 000
30 x 108	2	C	848	1130	1,6	11	30	70 000
	-	C-Super	950	1280	1,6	11	30	110 000
	-	PW-9	950	1280	1,6	11	30	90 000
		D-3	1000	1400	1,6	11	30	120 000
34 x 126	2	C	1090	1450	1,6	11	34	70 000
	-	C-Super	1200	1650	1,6	11	34	110 000
	-	PW-9	1200	1650	1,6	11	34	90 000
		D-3	1280	1800	1,6	11	34	120 000
38 x 126	2	C	1360	1810	1,6	11	38	70 000
	-	C-Super	1500	2100	1,6	11	38	110 000
	-	PW-9	1450	2000	1,6	11	38	90 000
		D-3	1620	2270	1,6	11	38	120 000
38 x 137	2	C	1360	1810	1,6	11	38	70 000
	-	C-Super	1500	2100	1,6	11	38	110 000
	-	PW-9	1450	2000	1,6	11	38	90 000
		D-3	1620	2270	1,6	11	38	120 000
38 x 146	2	C	1360	1820	1,6	11	38	70 000
	-	C-Super	1500	2100	1,6	11	38	110 000
	-	PW-9	1450	2000	1,6	11	38	90 000
		D-3	1620	2270	1,6	11	38	120 000
42 x 146	2	C	1660	2220	1,6	11	42	70 000
	-	C-Super	1800	2520	1,6	11	42	110 000
	-	PW-9	1750	2500	1,6	11	42	90 000
		D-3	2000	2770	1,6	11	42	120 000
48 x 152	-	C	2000	2900	1,6	11	48	70 000
	-	C-Super/PW-9	2300	3300	1,6	11	48	90 000

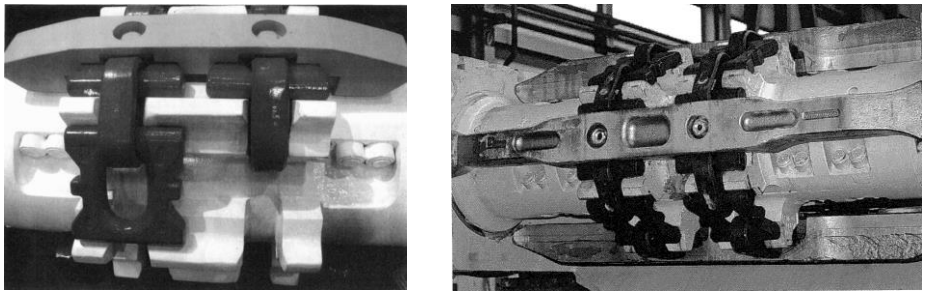
Klasa B – najmniejsze naprężenia przy obciążeniu rozrywającym 630 MPa [630 N/mm^2]
Klasa C – najmniejsze naprężenia przy obciążeniu rozrywającym 800 MPa [800 N/mm^2]
Klasa C-Super – najmniejsze naprężenia przy obciążeniu rozrywającym 900 MPa [900 N/mm^2]
Klasa PW9 – najmniejsze naprężenia przy obciążeniu rozrywającym 900 MPa [900 N/mm^2]
Klasa D-3 – najmniejsze naprężenia przy obciążeniu rozrywającym 1000 MPa [1000 N/mm^2]



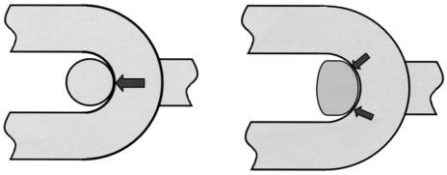
Rys.3.108. Łańcuchy firmy „JDT" (Niemcy) [54] *a - F-Class Kette, b - Combi Kette, c - Broad Low Profile Kette, d - Flachkette (płaski), e - Rundstahlkette (okrągły), f - Protector Kette (strugowy), g - T-Class Kette (strugowy)*



Rys.3.109. Łańcuchy z poprzeczkami w ogniwach pionowych [63] *a - BIG-T Ketten firmy „THIELE", b, c - łańcuchy potrójnie niskie firmy „FASING" wielkości 42 x 146-100 i 52 x 171-121*



Rys.3.110. Łańcuch typu „Power Chain" na bębnie napędowym i w przenośniku podścianowym PF4 [54]



Rys.3.111. Porównanie kontaktu ogniw w łańcuchu okrągłym (po lewej) i typu BIG-T, (po prawej) firmy „THIELE"

W ostatnich 20-tu latach nastąpił bardzo intensywny rozwój w zakresie nowych wielkości i konstrukcji łańcuchów. Umożliwił on dalszy postęp w budowie przenośników zgrzebłowych, zwłaszcza ścianowych. W tabeli 3.13 przedstawiono dynamikę zmian podstawowych parametrów przenośników zgrzebłowych, w tym wielkości stosowanych łańcuchów na przykładzie górnictwa australijskiego. Pokazuje ona, jak duży postęp dokonał się w świecie w tym zakresie.

Dynamika zmian średnich rocznych wartości wydobycia długości i wysokości ścian, zainstalowanej mocy kombajnów oraz głównych parametrów przenośników ścianowych w australijskim górnictwie węglowym w latach od 1996 do 2009

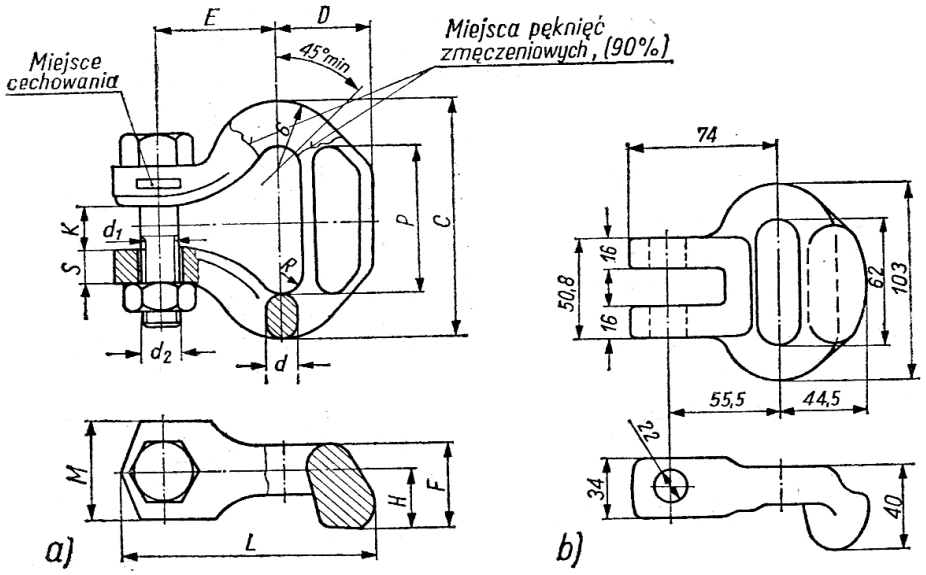
Tabela 3.13

Parametr	Rok, wartość średnia				
	1996	1999	2005	2009	2010
Roczne wydobycie ze ściany, t	1 531 600	1 960 300	2 625 700	2 859 200	3 330 440
Zainstalowana moc kombajnów, kW	713	889	1035	1226	1283,7
Wys. ściany, m	2,87	3,09	3,27	3,27	3,26
Dł. ściany, m	185	196	229	253	255,8
Łączna moc napędów przen. śc., kW	863	1047	1464	1794	1842
Szer. rynien, mm	916	989	1045	1052	1057
Wlk. łańcucha, mm	34,5	36,7	41,1	43,4	43,4
Prędkość łańcucha, m/s	1,22	1,31	1,38	1,49	1,52

3.3.2. Elementy złączne cięgien łańcuchowych

W cięgnach łańcuchowych przenośników zgrzebłowych stosuje się różnego rodzaju elementy do łączenia łańcuchów między sobą i łańcuchów ze zgrzebłami. W górnictwie przyjęto, że elementy łączące jednocześnie dwa odcinki łańcuchowe i zgrzebło nazywają się zamkami, zaś łączące jedynie dwa odcinki łańcucha nazywają się ogniwami złącznymi. Zamki stosuje się w cięgnach z łańcuchami skrajnymi (rys. 3.112). Stosowane są dwie odmiany zamków [11], tj

- zamki boczne (rys. 3.112),
- zamki środkowe (rys. 3.113).



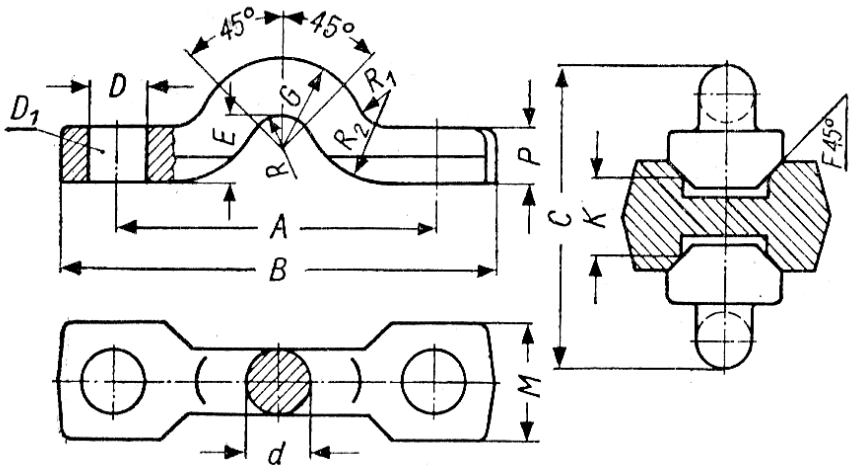
Rys.3.112. Zamki boczne [11]; *a - zamek konstrukcji otwartej, b - zamek konstrukcji zamkniętej*

Zamki boczne mogą mieć konstrukcję otwartą lub zamkniętą (rys. 3.112). W Polsce nie stosowano i nie stosuje się zamków konstrukcji zamkniętej, ponieważ łączenie odcinków łańcuchów z zamkiem można wykonywać jedynie u producenta łańcuchów w trakcie zgrzewania ogniw połączonych z zamkiem. W ten sposób wykonywano długie odcinki łańcuchowe, które były z sobą łączone w zamknięty kontur łańcuchowy za pomocą ogniw złącznych zwanych też szybkozłączami.

Cięgna łańcuchowe z łańcuchami skrajnymi łączonymi przez zamki cechuje duża awaryjność. Wynika to z powodu ich budowy, wpływającej na własności wytrzymałościowe, zwłaszcza zmęczeniowe. Wytrzyma-

łość na zerwanie zamków bocznych nie jest niższa niż odpowiadających im łańcuchów, natomiast w badaniach zmęczeniowych ustępują łańcuchom bardzo wyraźnie. Jest to spowodowane niekorzystnym stanem naprężeń, który wyraźnie się pogarsza w przypadku poluzowania się śrub łączących zamki ze zgrzebłami. Trwałość zmęczeniową zamków można poprawić przez: dobór lepszych gatunków stali, optymalizację geometrii oraz wprowadzenie do zamka korzystnych naprężeń własnych. Pierwsze dwa sposoby nie wymagają komentarzy wyjaśniających. Wprowadzenie naprężeń własnych do zamków można realizować przez [70, 71]:

- odkucie zamka z odpowiednio rozchylonymi ramionami, które po skręceniu śrubą wprowadzają korzystny stan naprężeń w zamku,
- wstępne odkształcenie zamka na zimno odpowiednio dobraną siłą rozciągającą,
- śrutowanie zamka.



Rys.3.113. Zamek środkowy dzielony (obejma) [11]

Są to jednak zabiegi uciążliwe i kosztowne, których efektywność znacznie spada na skutek odkształceń trwałych śrub łączących i luzowanie się nakrętek.

Zamki środkowe, z uwagi na swoją postać konstrukcyjną mają znacznie gorsze własności wytrzymałościowe niż zamki boczne.

Opisane wady zamków stosowanych w cięgnach dwu- i trójpasmowych z łańcuchami skrajnymi są jedną z głównych przyczyn zaniechania produkcji ścianowych przenośników wyposażonych w te cięgna. Tego

typu cięgna stosuje się jeszcze w przenośnikach chodnikowych i w różnego rodzaju podawarkach zgrzebłowych.

Aktualnie w ścianowych przenośnikach zgrzebłowych stosuje się powszechnie dwupasmowe centralne cięgna łańcuchowe. Cięgna z jednym łańcuchem środkowym, podobnie jak z łańcuchami skrajnymi spotyka się rzadko.

Do łączenia długich odcinków łańcuchów w cięgnach jedno- i dwupasmowych centralnych stosuje się ogniwa złączne (szybkozłącza). Ich postacie konstrukcyjne są bardzo zróżnicowane. Wynika to w dużej mierze z braku odpowiednich norm, ściśle określających ich geometrię. Normy podają podziałkę „*p*" (oznaczaną też przez „*t*"), oraz maksymalne wymiary zewnętrzne, których producent nie powinien przekraczać. Ograniczenia te wynikają z geometrii kół łańcuchowych. Normy dotyczące ogniw złącznych określają własności wytrzymałościowe, warunki badań i inne wymagania, którym te ogniwa powinny odpowiadać.

Brak jednoznacznych wytycznych normalizacyjnych dotyczących postaci konstrukcyjnej ogniw złącznych spowodował, że ich producenci wykonują je w oparciu o własne normy zakładowe.

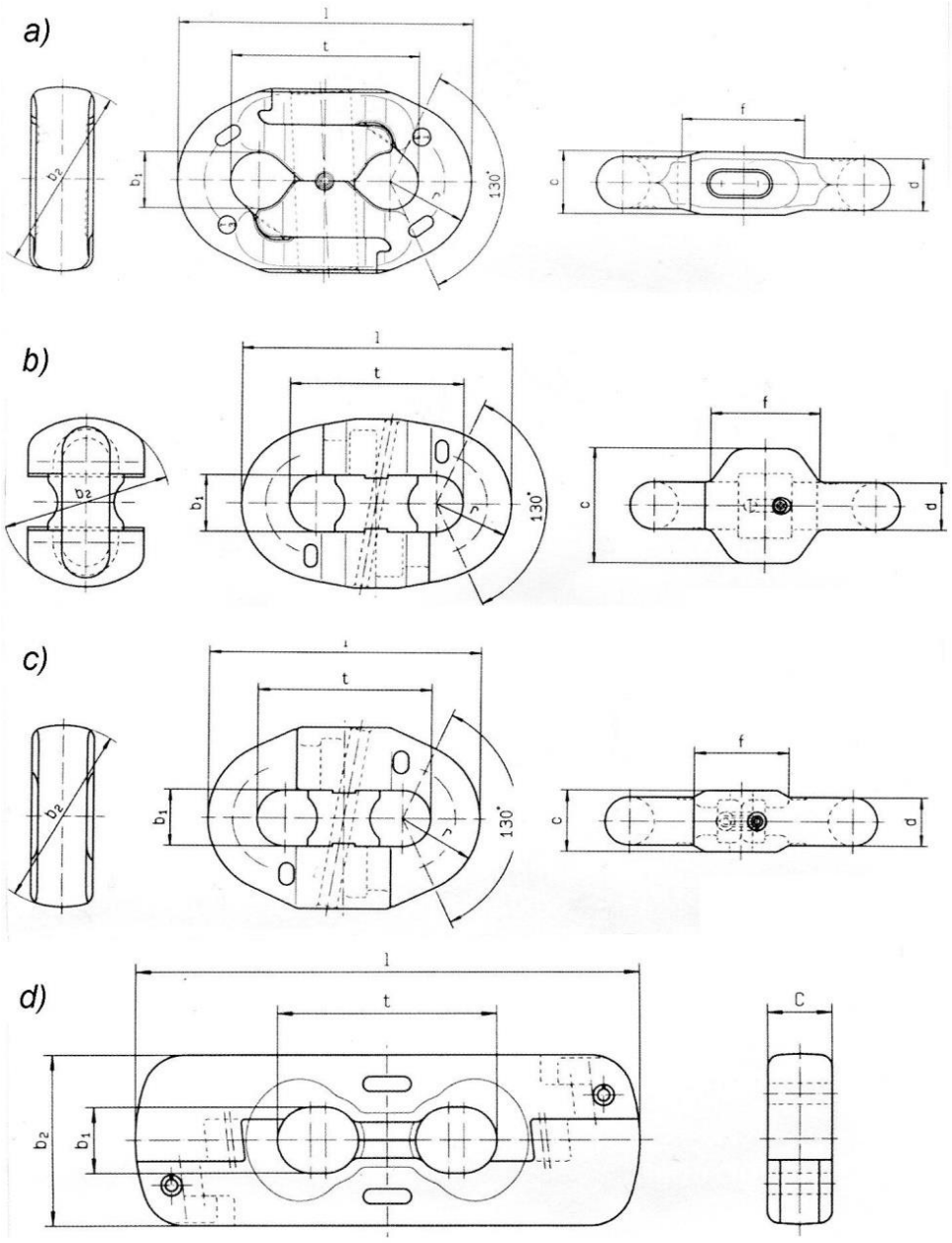
Ogniwa złączne dzielą się na:

- uniwersalne, które mogą pracować jako ogniwa poziome i pionowe,
- poziome, przeznaczone tylko do zastępowania ogniw poziomych łańcucha,
- pionowe, przeznaczone tylko do zastępowania ogniw pionowych łańcucha.

Na rysunku 3.114 pokazano konstrukcję czterech różnych ogniw złącznych firmy „THIELE" (Niemcy), zaś w tabeli 3.14 ich parametry geometryczne i wytrzymałościowe.

Badania zmęczeniowe ogniw złącznych wykonuje się przy obciążeniu zmiennym, w których poziomy górne i dolne są takie jak przy badaniu łańcuchów. Według normy DIN 22258 ogniwa te powinny przenosić minimum 70 000 cykli obciążeń.

Do badań udarności próbkę pobiera się z odcina prostego ogniwa. Wartość średnia udarności, z badań trzech próbek powinna być nie mniejsza niż 55 J, przy czym żadna pojedyncza próba nie może być niższa niż 40 J.



Rys.3.114. Ogniwa złączne (szybkozłącza) firmy „THIELE” [63] *a - uniwersalne ogniwo złączne typu klinowego TKF, b - ogniwo złączne poziome, c - ogniwo złączne uniwersalne, płaskie, d - ogniwo złączne pionowe Blockmaster*

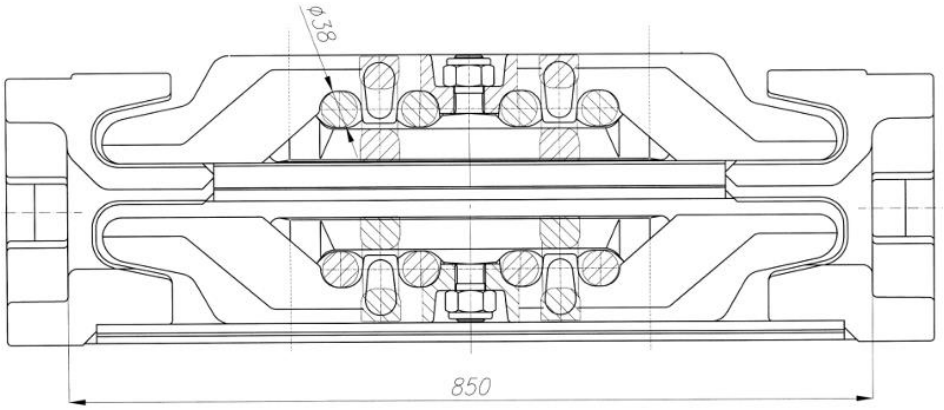
Parametry geometryczne i wytrzymałościowe ogniw złącznych firmy THIELE (Niemcy)

Tabela 3.14

Typ ogniwa	Wielkość łańcucha mm	*d* mm	*t* mm	*b* min. mm	*b* max. mm	*c* max. mm	*f* max. mm	*l* max. mm	*r* +2 mm	Obciążenie		Masa kg
										próbne kN	zrywające kN min.	
Uniwersalne (rys.3.132a)	30 x 108	30±0,9	108±1,1	32	109	36	72	170	46	850	1.020	2,6
	34 x 126	34±1,0	126±1,3	36	121	41	82	196	52	1.080	1.300	4,2
	38 x 137	38±1,1	137±1,4	40	134	46	92	215	58	1.360	1.630	5,7
Poziome (rys. 3.132b)	22 x 86	22±0,7	86±0,9	24	85	55	58	132	34	490	610	1,5
	26 x 92	26±0,8	92±0,9	28	97	65	63	146	40	640	850	2,8
	30 x 108	30±0,9	108±1,1	32	109	75	72	170	46	850	1.130	3,5
	34 x 126	34±1,0	126±1,3	36	121	85	82	196	52	1.080	1.450	5,6
	38 x 126	38±1,1	126±1,3	45	134	95	75	204	58	1.360	1.820	6,9
	38 x 137	38±1,1	137±1,4	40	134	95	92	215	58	1.360	1.820	7,3
	38 x 146	38±1,1	146±1,5	40	134	95	80	226	58	1.360	1.820	7,3
	42 x 146	42±1,3	146±1,5	44	181	95	70	230	65	1.660	2.220	10,5
Uniwersalne (rys.3.132c)	22 x 86	22±0,7	86±0,9	24	85	28	53	132	34	490	550	1,2
	24 x 86	24±0,8	86±0,9	26	89	32	58	137	37	543	642	1,6
	26 x 92	26±0,8	92±0,9	28	97	33	63	146	40	640	770	1,8
Pionowe Block-master (rys. 3.132d)	34 x 126	34	126	36	98	35,5	-	279	-	-	1600	5,9
	38 x 137	38	137	40	109	39,5	-	308	-	-	2000	8,0
	38 x 146	38	146	40	109	39,5	-	335	-	-	2000	8,7
	42 x 146	42	146	44	114	43	-	336	-	-	2500	9,8
	48x144/160	48	144	50	121	58	-	350	-	-	3100	14,7
	48 x 152	48	152	50	126	50	-	344	-	-	2900	12,4

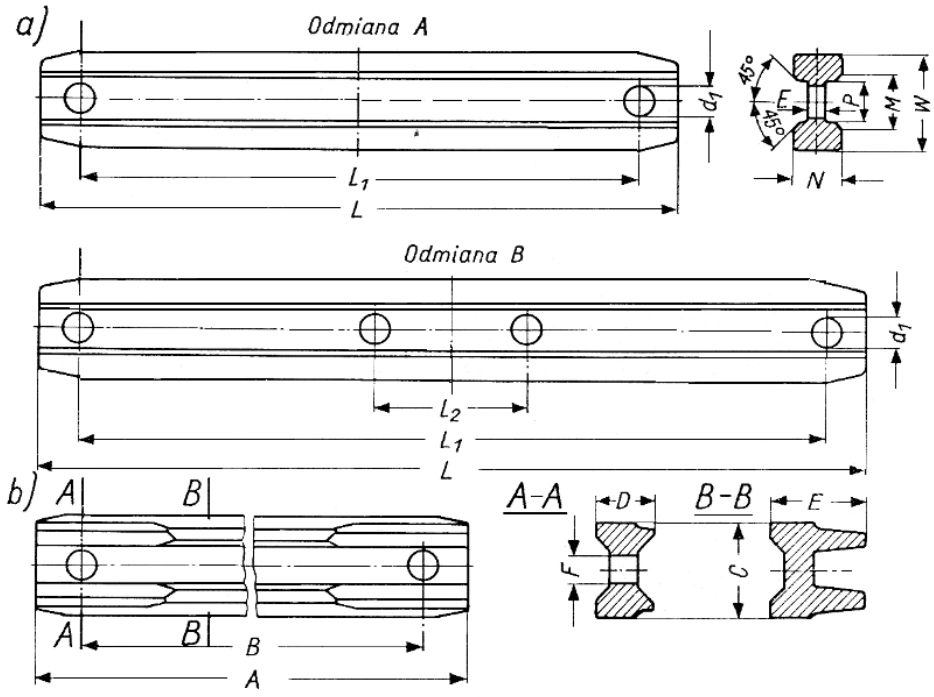
3.3.3. Zgrzebła

Każde cięgno łańcuchowe, oprócz łańcuchów i elementów łączących je musi być wyposażone w zgrzebła nazywane też zabierakami lub poprzeczkami. Zgrzebła są mocowane prostopadle do ogniw poziomych w równych odstępach. Odległość ta nazywana jest podziałką zgrzebeł. Zgrzebła mają za zadanie zabieranie urobku i przemieszczanie go w kierunku wysypu. W przenośnikach wyposażonych w jedno- lub dwupasmowe centralne cięgna łańcuchowe zgrzebła mają dodatkową funkcję polegającą na prowadzeniu cięgna. Realizuje się tę funkcję przez specjalnie ukształtowane końce zgrzebeł prowadzone w profilach bocznych rynien. Prowadzenie zgrzebeł projektuje się tak, aby zachowany był pewien luz poziomy i pionowy. Luz ten zależy od dokładności wykonania rynien i zgrzebeł. Luz poziomy mieści się zwykle w granicach 5 - 8 mm na stronę, czyli 10 - 16 mm. Luz pionowy też mieści się w granicach 5 - 8 mm (rys. 3.115).



Rys.3.115. Luzy zgrzebła w rynnie przenośnika Grot 850 [60]

Zgrzebła zapewniają stały rozstaw łańcuchów, zgodny z rozstawem kół łańcuchowych w bębnach napędowych. Im rozstaw łańcuchów jest większy, tym stabilniejsza jest praca zgrzebeł, ale pogarsza się rozkład obciążeń w cięgnie. Najniekorzystniejszy rozkład obciążeń ma miejsce w cięgnach z łańcuchami skrajnymi, zwłaszcza w przenośnikach z zakrzywieniami w płaszczyźnie poziomej. Zgrzebła wykonuje się jako walcowane, kute i odlewane. Zgrzebła walcowane stosuje się w przenośnikach starszego typu, takich jak Śląsk-67 i Samson-67 oraz w niektórych typach przenośników chodnikowych (rys. 3.116 a, tabela 3.15).



Rozstaw łańcuchów mm	Wymiary, mm						Masa, kg
	A	B	C	D	E	F	
450	370	300	80	45	80	25	10
600	520	450	80	45	80	25	15

Rys.3.116. Zgrzebła cięgien z łańcuchami skrajnymi [11] *a - zgrzebła symetryczne przenośników Śląsk-67 i Samson-67, b - zgrzebła niesymetryczne firmy „PARSONS”*

Wymiary geometryczne zgrzebeł walcowanych, symetrycznych [11]

Tabela 3.15

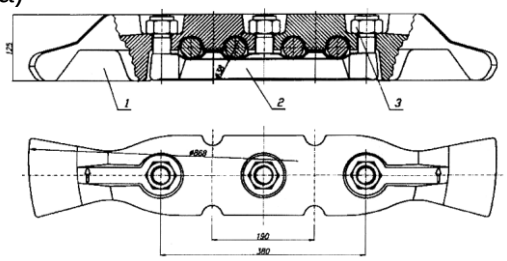
Od-mia-na	*W* mm	*L* mm	L_1 mm	L_2 mm	*M* mm	*N* mm	*E* mm	*P* mm	d_1 mm	Roz-staw łańcu-chów mm	Wlk. zamka *dxp* mm
A	68	440	390	110	40	34	12	26	22	500	18 x 64
B	68	540	490	110	40	34	12	26	22	600	18 x 64
C	90	500	450	150	50	45	18	32	26	600	24 x 86

Zgrzebła odlewane stosuje się rzadko. Mają one gorsze parametry wytrzymałościowe od zgrzebeł kutych i dlatego są niechętnie stosowane [91]. W zgrzebłach do cięgien z łańcuchami skrajnymi duży wpływ na jego kształt i wymiary ma technologia wykonania i wymagania w zakresie

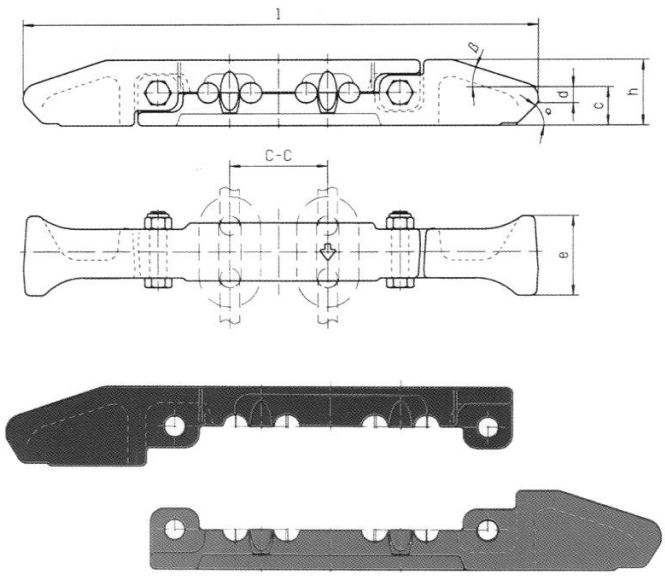
wytrzymałości. Zgrzebła z łańcuchami skrajnymi mogą ulec wygięciu w czasie pracy, należy je więc eliminować z użytkowania, gdyż zmniejsza się wtedy rozstaw łańcuchów prowadzący do nieprawidłowości we współpracy z bębnem napędowym.

Zgrzebła kute i odlewane mają bardziej skomplikowane postacie konstrukcyjne. Takie zgrzebła do cięgien z łańcuchami skrajnymi produkują firmy niemieckie i brytyjskie.

a)



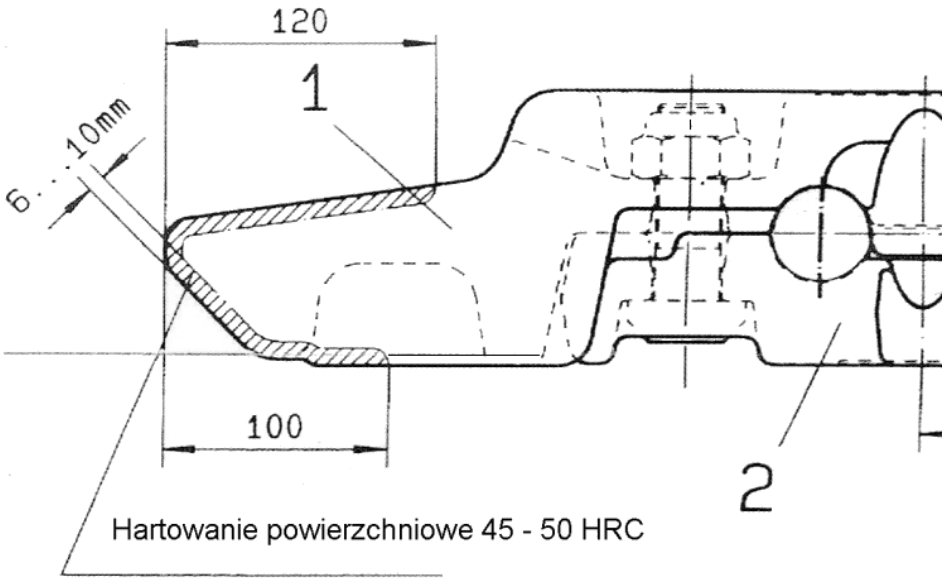
b)



Rys.3.117. Zgrzebła w dwupasmowych, centralnych cięgnach łańcuchowych [60, 63] a - zgrzebło kompletne przenośnika Rybnik 330/950, 1 - zgrzebło 2 x 38-190/950, 2 - obejma trójramienna M33 x 2-10.9-B, 3 - nakrętka z wkładką plastikową M33 x 2-10-B, b- budowa zgrzebeł dzielonych firmy „THIELE”

W górnictwie węglowym stosowane są też zgrzebła dzielone (rys. 3.117b). Końce zgrzebeł mają charakterystyczny pługowy kształt, który ułatwia wygarnianie urobku z przestrzeni pod górnymi półkami profili bocznych rynien (rys. 3.117a). Trzeba jednak pamiętać, aby powierzchnia styku końca zgrzebła z rynną nie była zbyt mała, gdyż wtedy dochodzi do zwiększonej intensywności zużycia rynny i końców zgrzebeł w miejscu ich kontaktu.

Szybkie zużywanie się końców zgrzebeł powoduje zmniejszenie ich długości i stwarza możliwość wypadania cięgna z prowadzenia. Stąd wzięła się koncepcja wymiennych, trudno ścieralnych końcówek zgrzebeł (rys. 2.40c) i hartowania powierzchniowego tych fragmentów końcówek, które współpracują z profilami bocznymi rynien (rys. 3.116).



Rys.3.118. Zgrzebło firmy „THIELE" z hartowanymi powierzchniowo końcami zgrzebeł [63] *1 - końcówka pługowa zgrzebła, 2 - element mocujący łańcuchy*

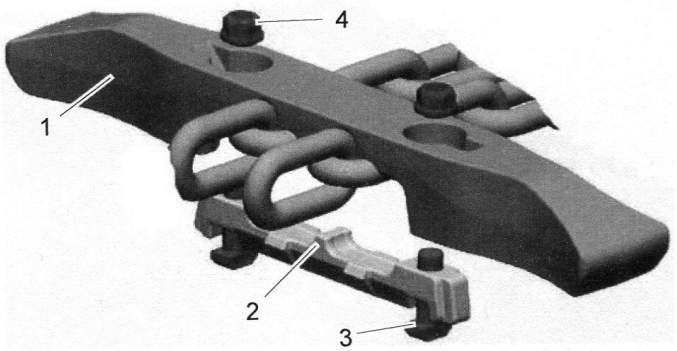
Końce zgrzebeł wykonuje się zwykle dość szerokie, co pozwala na większe odchylenia od prostopadłości bez obawy ich wypadania z prowadzenia w trakcie jego pracy. W przypadku zahaczenia zgrzebła o przeszkodę, w celu zmniejszenia kąta jego odchylenia wykonuje się po obu jego stronach skośne wycięcia na końcach ogniw pionowych, na których opierają się ogniwa i zwiększają moment przeciwstawiający się

obrotowi zgrzebła (rys. 3.102). Ma to szczególnie duże znaczenie dla cięgien jednołańcuchowych, mniejsze dla dwupasmowych centralnych.

Najnowsze rozwiązania zgrzebeł mają konstrukcję umożliwiającą jednoczesne osiągnięcie dwóch głównych celów, czyli:

- zapewnienie dużej powierzchni kontaktu końców zgrzebeł z profilami bocznymi rynien dla zapewnienia wysokiej trwałości tych elementów,
- umożliwienie budowy niskich rynien.

Warunki te spełniają zgrzebła stosowane w nowej generacji przenośników zgrzebłowych produkcji RFM „RYFAMA" i firmy „BUCYRUS" (rys. 3.117 a i 3.119). Na zgrzebło kompletne składają się zgrzebło oraz trójramienna obejma z nakrętkami z wkładką plastikową.

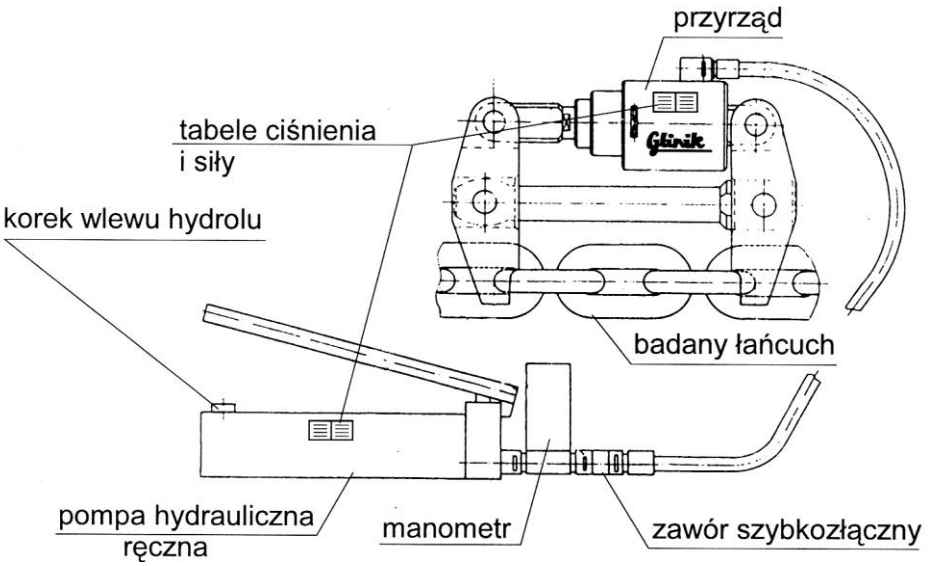


Rys.3.119. Zgrzebło kompletne przenośnika PF4/1132 firmy „BUCYRUS" [44]
1 - zgrzebło PF4/1132, 2 - obejma DMKB34 x 126 KA130, 3 - śruba specjalna M30 x 2 x 90-10.9, 4 - nakrętka kołnierzowa M30 x 2

Zgrzebła do przenośników typu PF4, PF5 i PF6 mają trochę inną konstrukcję. Dotyczy to kształtu końców zgrzebeł oraz obejmy. Obejma nie ma ramion, jak na rysunku 3.119, lecz dwie śruby dociągające obejmę do łańcuchów znajdujące się w łożach zgrzebła.

Aby cięgno łańcuchowe miało warunki do poprawnej pracy, powinno być właściwie wstępnie napięte. Warunek ten jest spełniony gdy cięgno nie luzuje się w punktach jego zbiegania z bębnów napędowych lub luzowanie to jest nieznaczne. Nie oznacza to jednak, że napięcie cięgna w tych punktach może być dowolnie wysokie, gdyż źle to wpływa na trwałość łańcuchów i bębnów napędowych, opory ruchu oraz pobór mocy silników. Niepożądane jest też nadmierne luzowanie się cięgna przy zejściu z bębna napędowego, ponieważ z tego powodu mogą powstawać komplikacje ruchowe.

W dokumentacjach techniczno-ruchowych przenośników zgrzebłowych, zwłaszcza ścianowych podaje się wytyczne, jakie dla danych warunków pracy należy zastosować napięcie wstępne cięgna oraz w którym miejscu i jak go kontrolować. Na rysunku 3.120 pokazano urządzenie do kontroli napięcia łańcuchów.



Rys.3.120. Urządzenie do kontroli napięcia łańcuchów w cięgnie łańcuchowym firmy „GLINIK" [51]

W urządzeniu tym ręczną pompką hydrauliczną dotąd zwiększa się ciśnienie, dopóki ogniwo łańcucha między ramionami przyrządu nie zluzują się. Ciśnienie w cylindrze przeliczone jest na siłę określa napięcie łańcucha.

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. 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". Masz. - dźwig. - transport 2000, nr 2.

[7] Antoniak J.: Własności ruchowe nowoczesnego napędu ciężkiego ścianowego przenośnika zgrzebłowego wyposażonego w sprzęgła hydrodynamiczne opróżnialne na wodę. Masz. - dźwig. - transport 2000, nr 2.

[8] Antoniak J.: Przepływowe sprzęgło wodne do napędów wysoko wydajnych ścianowych przenośników zgrzebłowych. Mechanizacja i Automatyzacja Górnictwa 2002, nr 11.

[9] Antoniak J.: Hydrodynamiczne sprzęgła przepływowe na wodę w napędach wysoko wydajnych przenośników ścianowych. TUR 2007, AGH Kraków 2007.

[10] Antoniak J.: Badania przemysłowe systemów napędowych ścianowych przenośników zgrzebłowych. IV Międzynarodowa Konferencja „Nowoczesne przenośniki dla węglowego górnictwa podziemnego - Systemy transportu kopalnianego. Pol. Śl. - IMG. Ustroń 2001.

[11] Antoniak J., Suchoń J.: Górnicze przenośniki zgrzebłowe. Wydaw. „Śląsk", Katowice 1983.

[12] Antoniak J., Lutyński A.: Inteligentny system napędowy CST dla ścianowych przenośników zgrzebłowych dużej mocy. Maszyny Górnicze 2000, nr 83.

[13] Antoniak J, Paschedag U.: Heavy AFC with CST Drive Systems for High-Performance Longwall Operations. IV Międzynarodowa Konferencja “Nowoczesne przenośniki dla węglowego górnictwa podziemnego – Systemy transport kopalnianego” Politechnika Śląska – IMG. Ustroń 2001.

[14] Adamusiński M., Morawiec M., Jędruś T., Macierzyński D.: Nowoczesne rozwiązania systemowe zasilania, sterowania i automatyzacji na przykładzie wysoko wydajnego kompleksu strugowego w JSW S.A. KWK „Zofiówka”. V Szkoła Automatyzacji Górnictwa. Ustroń 2000.

[15] Bednarz R., Drwięga A.: Kierunki rozwoju zmechanizowanych systemów ścianowych. KOMTECH 2002 CMG „KOMAG” Szczyrk 2002.

[16] Bińczak Z., Hebliński J.: Dzieje Rybnickiej Fabryki Maszyn „RYFAMA“ 1889 – 1993. OLPRINT Żory, 1993.

[17] Braun D.: Höhere Verfügbarkeit von Strebförderern durch Einsatz einer neuen Überlast – Schutzkupplung. Glückauf 2000, Nr 10.

[18] Briehl G.: Safesydor – system modułowej przekładni planetarnej ze zintegrowanym oczujnikowaniem do napędu i sterowania urządzeniami urabiającymi w ścianie, a w szczególności przenośnikami ścianowymi. Maszyny Górnicze 1992, nr 36.

[19] Bula M., Kania J., Mazurkiewicz T.: Wysoko wydajny kompleks ścianowy do eksploatacji cienkich pokładów węgla kamiennego. Wiadomości Górnicze 1998, nr 9.

[20] Dolipski M.: Dynamika przenośników łańcuchowych. Wydaw. Pol. Śl. Gliwice 1997.

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

[22] Dolipski M.: Dynamika górniczych przenośników zgrzebłowych. Rozprawa habilitacyjna. Zeszyty Naukowe Pol. Śl., seria Górnictwo, Zeszyt 177, Gliwice 1989.

[23] Dolipski M.: Dynamika rozruchu ścianowych przenośników zgrzebłowych wyposażonych w sprzęgła hydrokinetyczne. Wiadomości Górnicze 1987, nr 11/12.

[24] Dyczko A., Kicki J., Myszkowski M., Stopa, Tor A.: Nowe spojrzenie na technikę i technologię eksploatacji cienkich pokładów węgla kamiennego. Wydawnictwo Fundacji dla AGH. Kraków. 2011.

[25] Gajos S., Urbaś M., Lamot T.: Kohlengewinung in steiler Lagerung auf dem Bergwerk Kazimierz-Juliusz. Glückauf 2005, nr 10

[26] Gospodarczyk P.: Wpływ charakterystyk sprzęgieł na obciążenie elementów układu napędowego i cięgien ścianowego przenośnika zgrzebłowego. Praca doktorska . AGH, Kraków 1986.

[27] Göock R.: Die größen Erfindungen Bergbau. Kohle Erdöl. Siegloch Edition. Künzelsau 1991.

[28] Irresberger H., Gräwe F., Migenda P.: Zmechanizowane obudowy ścianowe. Tiefenbach Polska. Katowice 2008.

[29] Jaszczuk M.: Ścianowe systemy mechanizacyjne. Wydaw. Śląsk, Katowice 2007.

[30] Kaszuba M.: Problemy sprawności i obciążeń termicznych sprzęgieł hydrodynamicznych o stałym napełnieniu. Konferencja. "Kierunki Modernizacji systemów transportu podziemnego". 1999.

[31] Klich A., Gospodarczyk P., Kotwica K., Skolik W.: System bezpiecznego prowadzenia przewodów zasilających kombajny ścianowe. Mechanizacja i Automatyzacja Górnictwa 2001, nr 6.

[32] Kicki J., Dyczko A.: Technika strugowa – praktyka wdrażania. Fundacja dla Akademii Górniczo-Hutniczej w Krakowie. Kraków 2011.

[33] Kotwica K., Klich A.: Maszyny i urządzenia do drążenia wyrobisk korytarzowych i tunelowych. Instytut Techniki Górniczej. Gliwice 2012.

[34] Krauze K., Reś J.: Wybrane problemy eksploatacji węgla i skał zwięzłych. Praca zbiorowa. Kraków 2009.

[35] Krodkiewski J., Kot D., Suchoń J., Zadęcki G. : Doświadczenia z eksploatacji układu nadążnego napinania łańcucha w przenośniku Rybnik 1100 w ścianie 725 KWK „Piast". IV Szkoła Mechanizacji i Automatyzacji Górnictwa, Sekcja Mechanizacji i Automatyzacji Górnictwa Komitetu Górnictwa PAN, Instytut Mechanizacji Górnictwa Pol. Śl.. Szczyrk 2008.

[36] Krodkiewski J., Kot D., Suchoń J.: Nadążne napinanie cięgna łańcuchowego w ścianowych przenośnikach zgrzebłowych. Konferencja III Szkoła Mechanizacji i Automatyzacji Górnictwa „Kombajny chodnikowe, Mechatronika w górnictwie". Wisła 2006.

[37] 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.

[38] Kugiel M.: Efekty procesów restrukturyzacyjnych w Kompanii Węglowej S.A. Górnictwo i Geologia, tom 5, zeszyt 3. Wydaw. Pol. Sl., Gliwice 2010 (Polski Kongres Górniczy 2010).

[39] Kusak E., Suchoń J.: Podstawowe problemy związane z projektowaniem ścianowych przenośników zgrzebłowych wielkiej mocy. KOMTECH 2008.

[40] Kusak E., Suchoń J.: Innowacyjne produkty Rybnickiej Fabryki Maszyn „RYFAMA" S.A.. KOMTECH 2009.

[41] Lutyński A., Kudela J.: Gotowość operacyjna nowoczesnego przenośnika zgrzebłowego z niekonwencjonalnym napędem. Transport przemysłowy 2006, nr 3.

[42] Lutyński A., Rosikowski J : Wpływ rozruchu ścianowych przenośników zgrzebłowych na spadki napięć w sieci elektroenergetycznej. Mechanizacja i Automatyzacja Górnictwa 2001, nr 10.

[43] Materiały reklamowe i informacyjne firmy „BREUER-MOTOREN".

[44] Materiały reklamowe i informacyjne firmy „BYCYRUS" („CATERPILAR").

[45] Materiały reklamowe i informacyjne firmy "CARBOAUTOMATYKA".

[46] Materiały reklamowe i informacyjne firmy „DAMEL".

[47] Materiały reklamowe i informacyjne firmy „DEILMANN-HANIEL".

[48] Materiały reklamowe i informacyjne firmy „DORSTENER".

[49] Materiały reklamowe i informacyjne firmy „FASING-MOJ".

[50] Materiały reklamowe i informacyjne firmy „FLENDER".

[51] Materiały reklamowe i informacyjne firmy „GLINIK".

[52] Materiały reklamowe i informacyjne firmy „GLÜKAUF".

[53] Materiały reklamowe i informacyjne firmy „HALBACH-BRAUN".

[54] Materiały reklamowe i informacyjne firmy JDT.

[55] Materiały reklamowe i informacyjne firmy „JOY".

[56] Materiały reklamowe i informacyjne firmy „LONGWALL".

[57] Materiały reklamowe i informacyjne firmy „MECO".

[58] Materiały reklamowe i informacyjne firmy „NOWOMAG".

[59] Materiały reklamowe i informacyjne firmy „PREINFALK.

[60] Materiały reklamowe i informacyjne firmy RFM „RYFAMA".

[61] Materiały reklamowe i informacyjne firmy „SIGMA".

[62] Materiały reklamowe i informacyjne firmy „SOMAR".

[63] Materiały reklamowe i informacyjne firmy „THIELE”.

[64] Materiały reklamowe i informacyjne firmy „TSHAN“.

[65] Materiały reklamowe i informacyjne firmy „VOEST-ALPINE”.

[66] Materiały reklamowe i informacyjne firmy „VOITH”.

[67] Materiały reklamowe i informacyjne firmy „ZERKOPOL”.

[68] Materiały reklamowe i informacyjne firmy „ZZM“.

[69] Mika M.: Tendencje i kierunki rozwoju urządzeń kompleksów ścianowych. Materiały na konferencję „Nowoczesne kompleksy zmechanizowane a koncentracja produkcji” Ustroń, 2005.

[70] Mikuła S.: Ocena trwałości zmęczeniowej szybkozłączy łańcuchowych. Mechanizacja i Automatyzacja Górnictwa 1975, nr 5.

[71] Mikuła S.: Badania możliwości polepszenia trwałości zmęczeniowej górniczych cięgien łańcuchowych. Praca doktorska. Gliwice. Pol. Śl. 1976.

[72] Morawiec M., Jędruś, Macierzyński D.: Zastosowania ognioszczelnych rozruszników tyrystorowych średniego napięcia 3,3 kV do zasilania napędów przenośników zgrzebłowych ścianowych i podścianowych. IV Szkoła Mechanizacji i Automatyzacji Górnictwa, „Innowacyjne napędy maszyn przeznaczonych dla górnictwa podziemnego”. Szczyrk 2008.

[73] Nagas Z., Suchoń J.: Napędy ścianowych przenośników zgrzebłowych. Konferencja TUR 2011 „Nowoczesne metody eksploatacji skał zwięzłych”. Kraków - Krynica 2011.

[74] Niemöller G.: Profilkette - eine neu entwickelte Kette bis 42 mm Dmr. Glückauf 1993, nr 6.

[75] Piechota S.: Podstawowe zasady wybierania i mechanizacja w systemach z grawitacyjną odstawa urobku. Innowacyjne i bezpieczne systemy mechanizacyjne do eksploatacji surowców mineralnych. CMG KOMAG, Zakopane 2006, tom1.

[76] Piwowarski W., Pleśniewski K.: Urządzenia do spinania łańcucha roboczego przenośnika zgrzebłowego. Wiadomości Górnicze 1984, nr 10.

[77] Pouls, Hesidenz: Das Braunkohlenbergwerk Cayirhan. Glückauf 2000, nr 3.

[78] Sobczyk J., Włosik A.: Analiza pracy kompleksu ścianowego na podstawie danych z systemu monitorowania. Mechanizacja i Automatyzacja Górnictwa 2003, nr 5.

[79] Sobczyk J.: Nowe możliwości analizy pracy kompleksu ścianowego. Materiały na konferencję TUR 2003, Krynica 2003.

[80] Sobota P.: Quasistatystyczne średnio okresowe zmiany rozdziału mocy w wielo napędowych przenośnikach zgrzebłowych. Praca doktorska. Politechnika Śląska 1982.

[81] Suchoń J.: Nowa generacja górniczych przenośników zgrzebłowych produkcji Rybnickiej Fabryki Maszyn „RYFAMA" S.A. Mechanizacja i Automatyzacja Górnictwa 2001, nr 6.

[82] Suchoń J.: Nowe rozwiązania w budowie rynien ścianowych przenośników zgrzebłowych. Mechanizacja i Automatyzacja Górnictwa 2002, nr 2.

[83] Suchoń J.: Metoda obliczenia rozkładu obciążeń w łańcuchach przenośników zgrzebłowych. Praca doktorska. Wrocław, Politechnika Wrocławska 1977.

[84] Suchoń J.: Obciążenia cięgien łańcuchowych przy zablokowaniu przenośników zgrzebłowych. Mechanizacja i Automatyzacja Górnictwa 1979, nr 5.

[85] Suchoń J.: Badanie odporności na zużycie ścierne materiałów stosowanych do produkcji rynien przenośników zgrzebłowych. V Konferencja Naukowo-Techniczna „Trwałość elementów i węzłów konstrukcyjnych maszyn górniczych". Ustroń-Zawodzie, listopad 1995.

[86] Suchoń J.: Sposób podniesienia trwałości rynien i cięgien łańcuchowych przenośników zgrzebłowych. Mechanizacja i Automatyzacja Górnictwa 1978, nr 5.

[87] Suchoń J.: Projektowanie przenośników zgrzebłowych dla ścian o wysokiej koncentracji wydobycia. Szkoła Eksploatacji Podziemnej 2001. Kraków 2010.

[88] Suchoń J. Sobczyk J., Tytko S.: Zmiana stosunku prędkości obrotowej silników dwubiegowych w ścianowych przenośnikach zgrzebłowych. Wiadomości Górnicze 2004, nr 5.

[89] Suchoń J., Szyngiel S.: Nowe rozwiązania przenośników zgrzebłowych produkcji Rybnickiej Fabryki Maszyn „RYFAMA" S.A. Wiadomości Górnicze 1997, nr 7-8.

[90] Suchoń J. Szyngiel S.: Nowoczesne rozwiązania przenośników zgrzebłowych produkcji Rybnickiej Fabryki Maszyn „RYFAMA" S.A. Maszyny Górnicze 2000, nr 83.

[91] Suchoń J., Gorzolnik R.: Badania zgrzebeł ścianowych przenośników zgrzebłowych. Konferencja Naukowo-Techniczna „Trwałość elementów i węzłów konstrukcyjnych maszyn górniczych". Instytut Mechanizacji Górnictwa Pol. Śl.. Ustroń-Zawodzie 1996.

[92] Suchoń J., Drwięga A., Gąsior R.: Identyfikacja wpływu współpracy gwiazdy łańcuchowej z łańcuchem na obciążenia dynamiczne w przenośniku zgrzebłowym Międzynarodowa konferencja naukowo-techniczna „Trwałość elementów i węzłów konstrukcyjnych maszyn górniczych". Instytut Mechanizacji Górnictwa Pol. Śl., Gliwice-Ustroń 2008.

[93] Suchoń J., Tytko S.: Doświadczenie eksploatacyjne nowego typu ścianowego przenośnika zgrzebłowego RYBNIK 750. Wiadomości Górnicze 2004, nr 4.

[94] Tajduś A., Czaja P., Kasztelewicz Z.: Stan obecny i strategia rozwoju branży węgla brunatnego w I połowie XXI wieku w Polsce. Górnictwo i geologia, tom 5, zeszyt 3. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej Gliwice 2010 (Polski Kongres Górniczy 2010).

[95] Wedig M.: Abbau von Mächtigen Flözen unter Tage aus internationaler Sicht. Bergbau 2006, nr 8.

[96] Wasil A.: Dobre praktyki w procesie zbrojenia i likwidacji ścian w Lubelskim Węglu „Bogdanka" S.A. Szkoła Eksploatacji podziemnej 2010.

Górnicze przenośniki zgrzebłowe. Budowa i zastosowanie

Streszczenie

Monografia poświęcona jest nowoczesnym górniczym przenośnikom zgrzebłowym stosowanym w podziemnej eksploatacji węgla i w robotach przygotowawczych. Przedstawiono w niej ogólną budowę, parametry techniczne oraz postacie konstrukcyjne podstawowych elementów i zespołów stosowanych w przenośnikach zgrzebłowych produkowanych aktualnie przez wiodące w tym względzie firmy w świecie, w tym polskie. Opisano wymagania jakimi powinny się one charakteryzować, aby prawidłowo spełniać swoje zadania w różnych zastosowaniach i we współpracy z różnymi maszynami i urządzeniami górniczymi. Przedstawiono również uwidaczniające się tendencje rozwojowe w budowie i użytkowaniu różnego rodzaju przenośników zgrzebłowych oraz podano wiele istotnych uwag dla konstruktorów, producentów i użytkowników zapewniających dobre funkcjonowanie, podniesienie trwałości i niezawodności pracy tych maszyn transportowych.

Mine flight-bar conveyors. Their structure and application

Abstract

The monograph is devoted to the state-of-the-art mine flight-bar conveyors used in underground coal extraction as well as in development work. General description, technical parameters as well as design of main components and subassemblies used in flight-bar conveyors manufactured by leading companies in the world, including the Polish companies. The requirements, which should be satisfied by the flight-bar conveyors to properly realize their tasks in different applications as well as to cooperate with other mining machines and equipment, were discussed. Current trends in designing and application of different flight-bar conveyors as well as essential remarks for designers, manufacturers and users, which would ensure proper functioning and reliability of these transportation machines and which would extend their life, are given.