

0007349

INFORMATOR TECHNICZNY

**MASZYNY
GÓRNICZE 15
URZĄDZENIA WYCIĄGOWE**

**CENTRUM
MECHANIZACJI
GÓRNICTWA**



Treść numeru

str.

Mgr inż. F. Stajer

Wielowarstwowe nawijanie lin na bębny maszyn wyciągowych

3

Mgr inż. T. Byrczek

Regulacja prędkości obrotowej indukcyjnych silników do napędu maszyn wyciągowych z zastosowaniem techniki tyrystorowej

9

Inż. B. Chłosta

Doc.dr inż. T. Zmysłowski

Samozjazdny wyciąg ratowniczy

22

Inż. Z. Szpilka

Mgr inż. M. Wrzeszcz

Kołowroty szybowe

26

Komitet Redakcyjny

Przewodniczący - mgr inż. Karol Nowak, sekretarz - mgr Andrzej Stachurski
członkowie: mgr inż. Antoni Bienias, mgr inż. Wacław Ciupidro,
doc.mgr inż. Wacław Delebiński, Klaudiusz Olejnik, mgr inż. Karol Osadnik,
doc.dr inż. Jan Wójcikowski
redaktorzy merytoryczni: doc.dr inż. Józef Skiba i mgr inż. Zdzisław Penar

Adres: Centrum Mechanizacji Górnictwa KOMAG, ul. Peczynska 37,
44-101 Gliwice, tel. 374 309

← Projekt okładki: Natalia Król; redaktor techniczny: mgr Maria Kuś →

HOISTING MACHINES - Summaries

F. STAJER, M.Sc.Eng.

MULTILAYER REELING OF ROPES ON DRUMS OF THE HOISTING MACHINES

Methods of reeling and problems related to the application and operation of the hoists characterized by multilayer reeling have been presented. The technical conditions of correct multilayer reeling are also defined.

T. BYRCZEK, M.Sc.Eng.

REGULATION OF THE ROTATIONAL SPEED OF INDUCTION MOTORS USED TO DRIVE THE HOISTING MACHINES UNDER APPLICATION OF THE THYRISTOR TECHNIQUE

The paper describes methods for regulation of the rotational speed of induction motors used to drive the mining hoists, the reduction in loss of electric energy in the course of speed regulation being taken into consideration.

B. CHŁOSTA, Eng.

T. ZMYŚŁOWSKI, Asst. Prof. Dr. Eng.

SELF-PROPELLED RESCUE HOIST

Technical characteristic and description of a special hoist intended for rescue purposes in shafts and large diameter bore holes has been presented. A reference has been made to particular features of the hoist which are vital to rescue operations and these are the ease of its application under occurred conditions of emergency, independence of the source of supplying the drives and of its application as well as all-purpose applicability of the hoist.

ПОДЪЕМНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ - Резюме

Магистр инж. Ф. СТАЙЕР

МНОГОСЛОЙНАЯ НАМОТКА КАНАТОВ НА БАРАБАНЫ ПОДЪЕМНЫХ МАШИН

Представлены методы намотки и проблемы, связанные с применением и эксплуатацией подъемных машин с многослойной намоткой. Приведены технические условия правильной многослойной намотки.

Магистр инж. Т. БЫРЧЕК

РЕГУЛИРОВКА СКОРОСТИ ВРАЩЕНИЯ ИНДУКЦИОННЫХ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЕЙ ДЛЯ ПРИВОДА ПОДЪЕМНЫХ МАШИН С ПРИМЕНЕНИЕМ ТИРИСТОРНОЙ ТЕХНИКИ

В статье обсуждены способы регулировки скорости вращения индукционных электродвигателей, применяемых для привода подъемных машин, с учетом уменьшения потерь электроэнергии в процессе регулировки.

Инж. Б. ХЛОСТА

Доцент, канд. техн. наук, инж. Т. ЗМЫСЛОВСКИ

САМОХОДНЫЙ АВАРИЙНЫЙ ПОДЪЕМНИК

Представлены техническая характеристика и описание специального подъемника для горноспасательных операций в стволах и отверстиях крупного диаметра. Указаны отдельные свойства подъемника существенные при горноспасательных операциях, т.е. несложное применение в образовавшихся аварийных условиях, независимость источника питания приводов и большая универсальность.

Z.SZPILKA, Eng.
M.WRZESZCZ, M.Sc.Eng.

SHAFT WINCHES

The paper describes the design of shaft winches the production of which has been lately started as well as the relevant data are presented. These winches are applicable to mining engineering and particularly to shaft sinking.

Инж. З. ШПИЛЬКА
Магистр инж. М. ВРЗЕЦ

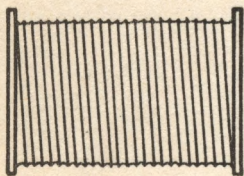
СТВОЛОВЫЕ ВОРОТЫ

Описаны устройство и техническая характеристика ствольных воротов, производство которых было начато в последнее время. Эти ворота применяются в шахтном строительстве в особенности при проходке стволов.

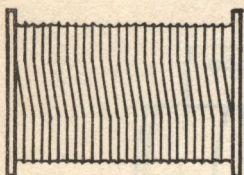
WIELOWARSTWOWE NAWIJANIE LIN NA BĘBNY MASZYN WYCIĄGOWYCH

1. Wstęp

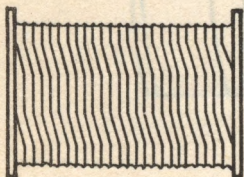
Rosnące głębokości wydobycia kopalin powodują konieczność zwiększenia pojemności nawojowej bębnow przy ich ograniczonych wymiarach, zmuszając do stosowania wielowarstwowego nawijania liny. Wielowarstwowe nawijanie lin na bębny jest konieczne w górniczych urządzeniach wyciągowych bębnowych do głębienia szybów, w wyciągach awaryjnych, inspekcyjnych i ratowniczych. Poza tym znalazło również zastosowanie przy pogłębianiu istniejących szybów po okresowej adaptacji koła pędnego na bęben przystosowany do wielowarstwowego nawijania. Za granicą stosuje się także ten sposób w dwulinowych maszynach bębnowych systemu Blair do dużych głębokości. Bez wielowarstwowego nawijania trudno byłoby dobrać racjonalne wymiary bębnow, szczególnie przy dużych głębokościach.



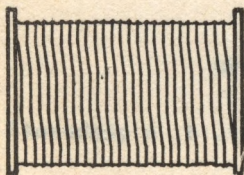
śrubowe



równoległe



Lebus



Lebus
(asynchroniczne)

2. Przegląd stosowanych metod

Rozróżnia się trzy typy rowkowania bębnow i nawijania lin /rys. 1/: śrubowe, równoległe i metodą Lebus.

Rowkowanie śrubowe stanowi ciągłą spiralę zapewniającą płynny przebieg nawijania przy jednej warstwie liny. Ten typ rowkowania stosowano dawniej także do wielowarstwowego nawijania. Jednakże ze względu na szereg niekorzystnych zjawisk, jak: klinowanie liny przy obrzeżach bębna, nieuporządkowane nawijanie, kleśczenie liny, wywołujące niebezpieczne siły dynamiczne w linie i jej niszczenie jest obecnie stosowane wyjątkowo i tylko tam, gdzie nie można wprowadzić nawijania równoległego, np. w maszynach z rowkami naciętymi w blacie płaszcza bębna. Rowkowanie śrubowe nadaje się więc tylko do jednowarstwowego nawijania.

Rowkowanie równoległe składa się z rowków wykonanych równoległe do obrzeży z jedną strefą rowków skośnych, gdzie lina przemieszcza się o jeden skok. W celu usprawnienia przejścia liny na następną warstwę w strefie tej umieszcza się kliny kierująco-wypiętrzające.

W metodzie Lebus rowki wykonuje się równoległe do obrzeży, a przemieszczenie zwojów wzdłuż bębna o jeden skok uzyskuje się przez wykonanie skośnych rowków w dwóch strefach na obwodzie bębna i przesuniętych między sobą o 180° . Przy takim rowkowaniu lina przemieszcza się o pół skoku w jednej strefie, przez co zmniejsza się bicie liny w miejscu krzyżowania i możliwość wystąpienia drgań. Rowkowanie metodą Lebus jest szczególnie przydatne do ciągnięcia z dużą prędkością, przy nawijaniu wielowarstwowym powyżej trzech warstw.

Aby uniknąć eynchronizacji szarpnięć i drgań liny podczas obrotu bębna oraz zmniejszyć amplitudę drgań harmonicznyc przeprowadzono

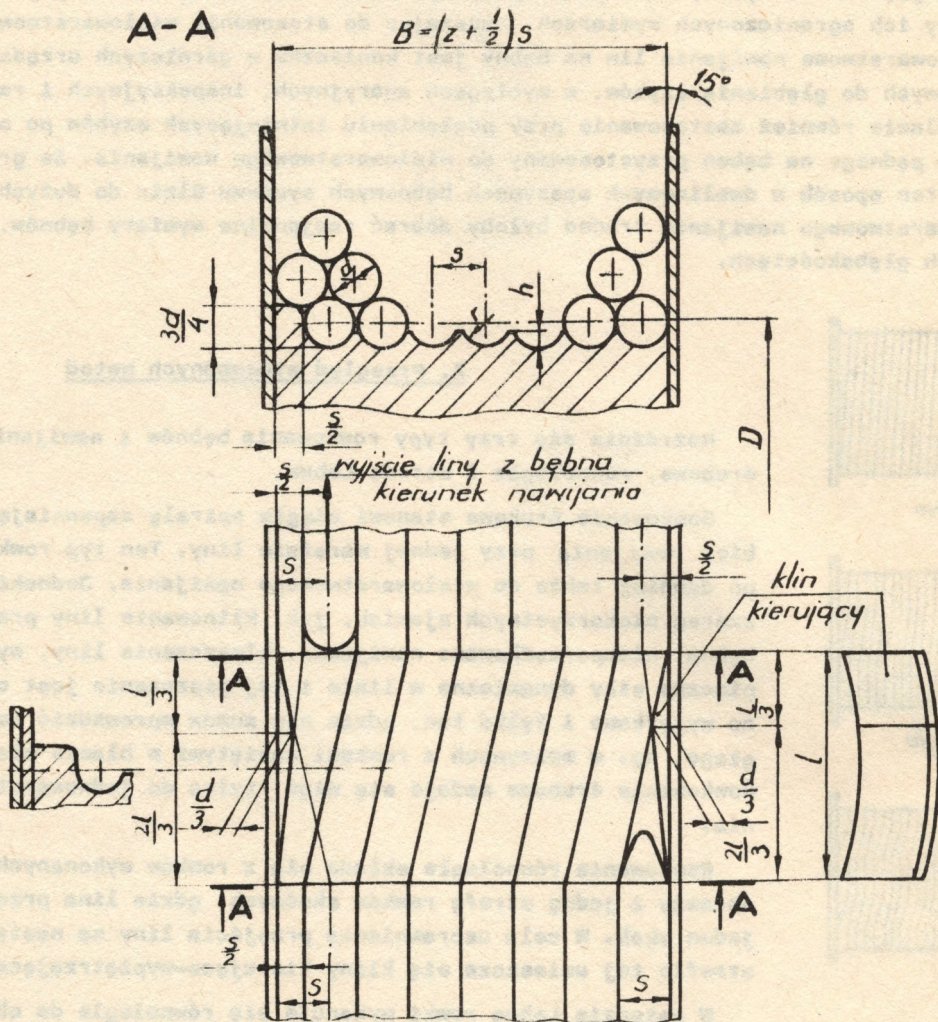
Rys.1. Sposoby rowkowania bębnow

pewną modyfikację metody Lebus. Polega ono na zmianie kąta przesunięcia rowków skośnych ze 180° do 150° i 210° lub innej kombinacji dającej sumę 360° .

3. Wykonanie rowkowania, klinów i wkładek

3.1. Nawijanie równoległe z jednym przejściem skośnym na obwodzie bębna /rys. 2/

W tym sposobie nawijania zwoje liny nawijają się równoległe do obrzeży i podczas każdego obrotu bębna lina wykonuje jednorazowo skośne przemieszczenie o jedną podziałkę do kolejnego rowka linowego. Wypiętrzenie liny na następną warstwę z równoczesnym nawrotem odbywa się podczas skierowania się liny od obrzeża do środka strefy nawojowej.



Rys.2. Nawijanie równoległe z jednym przejściem skośnym

- a. Skok rowków linowych, s , może wynosić maksymalnie 1.1 średnicy liny, d , a głębokość rowka, h , minimum 0,25 średnicy liny.
- b. Wyprowadzenie liny z bębna jest oddalone od prawego lub lewego obrzeża o skok rowków linowych mierząc od obrzeża do osi liny i znajduje się bezpośrednio za rowkami skośnymi w kierunku nawijania. Łukę równą połowie średnicy liny między obrzeżem a pierwszym

zwojem należy wypełnić wkładkę na wysokość średnicy nawojowej drugiej warstwy.

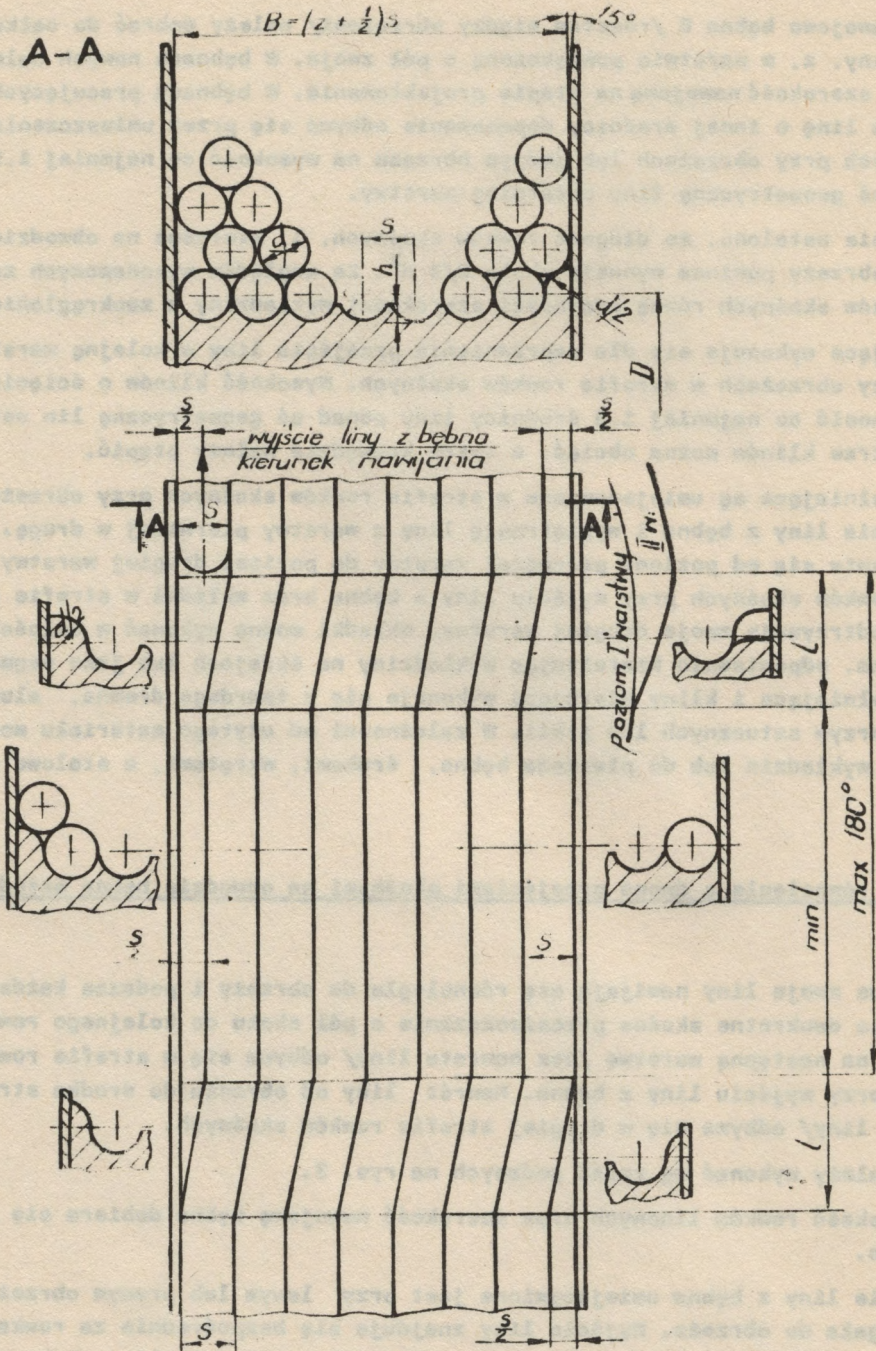
- c. Szerokość nawojowa bębna B /rozstaw między obrzeżami/ należy dobrać do całkowitej liczby zwojów liny, z, w warstwie powiększoną o pół zwoja. W bębnach nowych należy dobrać odpowiednią szerokość nawojową na etapie projektowania. W bębnach pracujących lub przy wymianie na linę o innej średnicy dopasowanie odbywa się przez umieszczenie wkładek wypełniających przy obrzeżach lub jednym obrzeżu na wysokość co najmniej 1,5 średnicy liny ponad os geometryczną liny ostatniej warstwy.
- d. Doświadczalnie ustalono, że długość rowków skośnych, l, mierzona na obwodzie bębna równoległe do obrzeży powinna wynosić około $2/3 d^2$. Ze względów wykonawczych zaleca się długość rowków skośnych równą krotności szerokości wykładziny z zaokrągleniem in plus.
- e. Kliny kierujące wykonuje się dla usprawnienia przejścia liny w kolejną warstwę. Umieszczone są przy obrzeżach w strefie rowków skośnych. Wysokość klinów o ścięciu pod kątem 15° musi wynosić co najmniej 1,5 średnicy liny ponad os geometryczną lin ostatniej warstwy. Ostrze klinów można obciąć, a ostre krawędzie należy stępić.
- f. Wkładki wypełniające są umiejscowione w strefie rowków skośnych przy obrzeżu przeciwnym wyjścia liny z bębna i wypiętrzają linę z warstwy pierwszej w drugą. Wysokość wkładek zmienia się od poziomu pierwszej warstwy do poziomu drugiej warstwy. Wkładki w strefie rowków skośnych przy wyjściu liny z bębna oraz wkładki w strefie rowków równoległych podtrzymują zwoje drugiej warstwy. Wkładki można wykonać w całości z wykładzinami bębna, odpowiednio kształtując wykładziny na skrajach lub jako segmenty. Wkładki wypełniające i kliny kierujące wykonuje się z twardego drewna, aluminium, tekstolitu, tworzyw sztucznych lub stali. W zależności od użytego materiału mocuje się je do obrzeża, wykładzin lub do płaszcza bębna, śrubami, wkrętami, a stalowe można przyspawać.

3.2. Nawijanie równoległe z dwoma przejściami skośnymi na obwodzie bębna metodą Lebus rys. 3/

W metodzie Lebus zwoje liny nawijają się równoległe do obrzeży i podczas każdego obrotu bębna lina wykonuje dwukrotne skośne przemieszczenie o pół skoku do kolejnego rowka linowego. Wypiętrzenie liny na następną warstwę /bez nawrotu liny/ odbywa się w strefie rowków skośnych znajdujących się przy wyjściu liny z bębna. Nawrót liny od obrzeża do środka strefy nawojowej /bez wypiętrzania liny/ odbywa się w drugiej strefie rowków skośnych.

Rowki linowe należy wykonać wg zasad podanych na rys. 3.

- a. Skok i głębokość rowków linowych oraz szerokość nawojową bębna dobiera się jak w p. 3.1.a, 3.1.c.
- b. Wyprowadzenie liny z bębna umiejscowione jest przy lewym lub prawym obrzeżu tak, aby lina przylegała do obrzeża. Wyjście liny znajduje się bezpośrednio za rowkami skośnymi wypiętrzającymi linę na następną warstwę, w kierunku nawijania liny. Łukę równą połowie średnicy /dokładnie połowie skoku rowka linowego/ między przeciwnym obrzeżem a ostatnią zwojem pierwszej warstwy należy wypełnić wkładką na wysokość poziomu drugiej warstwy. W drugiej strefie rowków równoległych luka równa połowie średnicy liny znajduje się przy obrzeżu wyjścia liny z bębna, tj. odwrotnie niż w strefie pierwszej.
- c. Długość rowków skośnych, l jednej strefy mierzona na obwodzie bębna równoległe do obrzeży powinna wynosić około $0,35 d^2$. Ze względów wykonawczych zaleca się długość rowków skośnych równą krotności szerokości wykładziny z zaokrągleniem in plus. Firma Lebus podaje, że długość rowków równoległych powinna wynosić od 70 do 80% obwodu bębna.
- d. Wkładki wypełniające daje się w strefie rowków równoległych dla podtrzymania skrajnych zwojów drugiej warstwy. Wysokość tych wkładek jest równa poziomowi drugiej warstwy.



Rys.3. Nawijanie metodą Lebus

W strefie rowków skośnych znajdujących się przy wyjściu liny z bębna, przy przeciwnym obrzeżu, wkładki wypiętrzają linę z warstwy pierwszej w drugą i wysokość tych wkładek jest zmienna od poziomu pierwszej warstwy do poziomu drugiej warstwy. Natomiast wkładki przy obrzeżu wyjścia liny z bębna mają wysokość zmienną od poziomu drugiej warstwy do poziomu warstwy trzeciej. Wkładki w drugiej strefie skośnej mają jednakową wysokość równą poziomowi drugiej warstwy. Wkładki można wykonać w całości z wykładzinami bębna lub w formie segmentów. Materiał wkładek i mocowanie jak w p. 3.1.f.

4. Warunki techniczne prawidłowego nawijania

Nawijanie wielowarstwowe jest prawidłowe, jeżeli lina tak w pierwszej, jak i w następnych warstwach nawija się płynnie i regularnie, zwoje są ułożone w sposób zwarty i uporządkowany i szczelnie wypełniają szerokość nawojowej bębna. Zasadniczym warunkiem prawidłowego nawijania jest dopasowanie szerokości nawojowej bębna do rzeczywistej szerokości całkowitej liczby zwojów liny w warstwie powiększonej o pół zwoja przez odpowiednie wypełnienie lub obróbkę pomocniczą bębna. Skok rowków linowych nie może być za duży, gdyż wówczas pod naciskiem górnej warstwy liny zwoje dolnej warstwy przemieszczają się poprzecznie wzdłuż tworzącej bębna, co zaburza podziałkę i prawidłowość nawijania następnych warstw.

Uwzględniając wykonanie liny wyciągowej okrągłej z odchyłką nominalnej średnicy, skok rowka linowego nie powinien być większy niż 1,1 średnicy liny, a zalecany jest od 1,05 do 1,07 średnicy. Szczególnie należy wykonać w prawidłowej odległości od obrzeża rowki skrajne, aby zapobiec zapadaniu się liny przy obrzeżach w następnych warstwach. Wiadomo, że poprawne nawijanie można uzyskać tylko wtedy, jeśli już pierwsza warstwa liny jest prawidłowo ułożona w rowkach. Bęben maszyny należy tak ustawić względem koła linowego, aby kąt boczny odchylenia liny od płaszczyzny prostopadłej do osi bębna w położeniach nawrotu przy obrzeżach bębna zawierał się w granicach minimum $0^{\circ}20'$, maksimum $1^{\circ}20'$. Ma to na celu ułatwienie wykonania nawrotu liny przez wykorzystanie składowej naciągu liny działającej ku środkowi strefy nawojowej bębna. Nawrót liny powinien się odbywać od obrzeża do środka strefy nawojowej.

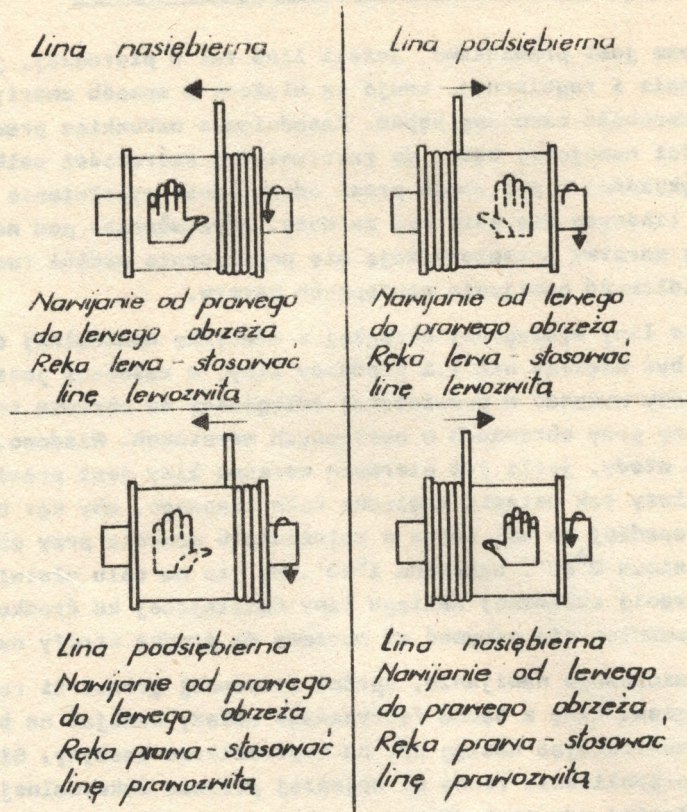
Istotnym warunkiem prawidłowego nawijania, oprócz stosownej geometrii rowków i bębna, jest nakładanie liny pod naciągiem. Linę z bębna fabrycznego należy nawijać na bęben maszyny poprzez kołowrót hamujący, kontrolując naciąg np. na amperomierzu maszyny. Siła naciągu w linie nakładanej powinna być w przybliżeniu równa co najmniej połowie maksymalnej siły obciążenia roboczego tej liny, a najlepiej gdy jest równa.

W maszynach przeznaczonych dla ściśle określonej głębokości można nawinąć linę bez kołowrotu hamującego, ale po nawinięciu należy obciążyć linę załadowanym naczyniem, odwinąć linę na maksymalną głębokość i ponownie nawinąć. Zwoje nieczynne zalegające na bębnie należy napiąć innymi sposobami i nie można dopuścić do ich poluzowania. Wystąpienie luzów w zwojach nieczynnych wymaga natychmiastowego ich zlikwidowania, gdyż użytkowanie maszyny mimo powstałych luzów prowadzi bardzo szybko do zniszczenia liny. Rezerwowa długość liny na bębnie nie powinna w związku z tym być zbyt duża, w miarę możliwości długość liny ma być dostosowana do głębokości zwoju bez zbędnego nadmiaru.

Warunkiem prawidłowego nawijania jest również dobór odpowiedniego skreśtu liny. Zależy to od sposobu nawijania się liny na bęben, a zasadą jest dokręcanie się liny przy nawijaniu. Odpowiednią praktyczną regułą ręki wyjaśnia rys. 4, przy czym dłoń należy ustawić palcami wzdłuż osi liny nawijanej stroną wewnętrzną do bębna, a kciuk powinien wskazywać obrzeże z początkiem nawijania w pierwszej warstwie /wyjście liny z bębna/. Jak już wspomniano w punkcie 2, podczas nawijania w strunie liny między bębniem i kołem linowym mogą wystąpić nadmierne drgania o dużej amplitudzie. W sprzyjających okolicznościach częstotliwość impulsów wymuszonych w linie wywołanych przechodzeniem na następny zwój może pokrywać się z częstotliwością własną poprzecznych drgań struny wywołując zjawisko rezonansu. Niekorzystne jest to ze względu na siły dynamiczne w linie, powoduje również nieprawidłowe nawijanie, a przy dużej amplitudzie może nawet spowodować wypadnięcie liny poza obrzeże bębna. Częstotliwość drgań wymuszonych wywołanych impulsami przy przyjęciu liny ze zwoju na zwój wynosi

$$f_B = \frac{2\pi}{\varphi} \quad n, \text{ cykli/min}$$

φ - kąt między skośnymi rowkami na bębnie /między strefami krzyżowania się zwojów/ w rad.
 n - liczba obrotów bębna na minutę.



Rys.4. Dobór kierunku zwicia liny

Częstotliwość drgań własnych struny liny

$$f_g = \frac{30 \cdot i}{L} \sqrt{\frac{S}{q}} \text{ cykli/min}$$

gdzie:

- S - naciąg w linie w N z uwzględnieniem ciężaru liny wiszącej w szybie /od kół linowych/
- q - masa jednostkowa liny w kg/m
- L - długość struny liny od bębna do koła linowego w m
- i - 1, 2, 3... krotność częstotliwości podstawowej

W razie wystąpienia biczowania liny należy sprawdzić układ na warunek niewystąpienia rezonansu $f_B \neq f_g$, który powinien być sprawdzony dla każdej warstwy, wstawiając do wzoru na f_g naciąg liny S wynikający z obciążeń na końcu liny i długości liny w szybie na początku danej warstwy. Aby zlikwidować biczowanie liny można zmienić szybkość jazdy i obciążenie lub wystarczy zmiana jednego parametru, a w systemie Lebus przez zmianę kąta przesunięcia rowków skośnych.

Zastosowanie w praktyce podanych wymagań ma na celu:

- zabezpieczenie przed kleszczeniem liny na bębnie,
- wykluczenie przypadkowości i zmienności punktów wypiętrzania i stref krzyżowania się zwojów,
- uzyskanie możliwie identycznego obrazu wszystkich warstw i stworzenie prawidłowego pokładu dla warstw następnych.

5. Zakończenie

Nawijanie wielowarstwowe w rowkach równoległych z jednym skośnym przejściem liny dotychczas znalazło zastosowanie w kilkudziesięciu maszynach wyciągowych i wciągarkach, natomiast metodę Lebus zastosowano dotychczas w kilku wciągarkach.

Wykonanie rowków i nałożenie liny według zaleceń podanych w artykule zapewni prawidłowe nawijanie liny, co znalazło potwierdzenie w praktyce.

Z prowadzonych obserwacji wynika, że nawijanie wielowarstwowe nie wpływa w sposób szczególny na zmniejszenie trwałości lin i nie było nigdy bezpośrednią przyczyną wymiany lin. Sprawa trwałości lin wymaga dalszych obserwacji i ciągłego zbierania informacji oraz ewentualnego wykonania prac badawczych dotyczących wielkości naprężeń, deformacji i trwałości lin.

Nawijanie równoległe z jednym skośnym przejściem liny zaleca się stosować do maksimum 3 warstw.

Wielowarstwowe nawijanie metodą Lebus należy traktować jako rozwiązanie przyszłościowe, szczególnie w wyciągach o większej obciążalności i szybkobieżności.

Artykuł przyjęto do druku 27.05.1987 r.

Mgr inż. Tadeusz BYRCZEK
Zakład Urządzeń i Maszyn Wyciągowych

REGULACJA PRĘDKOŚCI OBROTOWEJ INDUKCYJNYCH SILNIKÓW DO NAPĘDU MASZYN WYCIĄGOWYCH Z ZASTOSOWANIEM TECHNIKI TYRYSTOROWEJ

1. Wprowadzenie

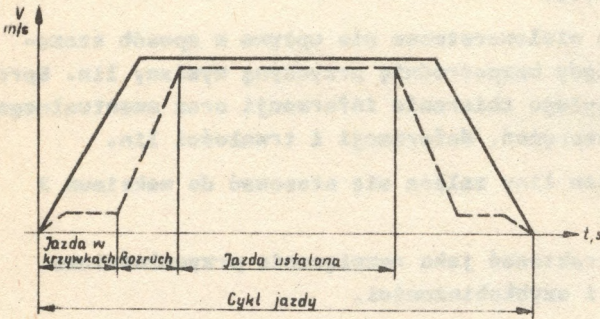
W polskim przemyśle wydobywczym, w dużych jednofunkcyjnych wyciągach są stosowane z reguły napędy prądu stałego. W najnowszych rozwiązaniach są to napędy przekształtnikowe o dużej sprawności energetycznej i dobrych właściwościach regulacyjnych.

Pozostałe wyciągi szybkie, stanowiące ilościowo znaczną grupę, są napędzane silnikami asynchronicznymi. W grupie tej mieszczą się wyciągi wielofunkcyjne z zabudową wieżową, naziemną lub podziemną, do obsługi między poziomów.

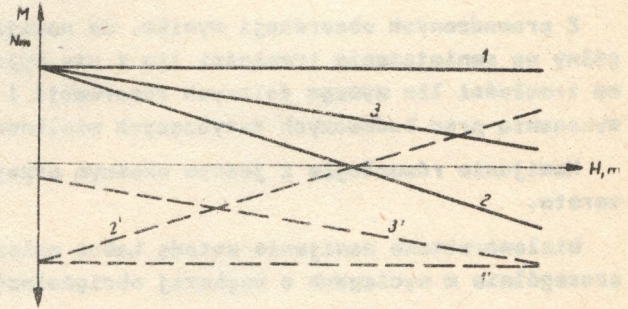
Pod względem rodzaju urządzenia napędowego liny są to wyciągi bębnowe, bobinowe, z kołem pędnym jednolinowym lub wielolinowym.

Wyciągi wielofunkcyjne mają zróżnicowane przebiegi momentów w funkcji drogi naczyń wyciągowych. Zróżnicowanie takie ma decydujący wpływ na straty w procesie regulacji prędkości ciągnięcia.

Na rysunkach 1 i 2 przedstawiono typowe wykresy jazdy dla wyciągów szybowych i przebiegi momentów statycznych.



Rys.1. Typowe wykresy jazdy dla wyciągów szybowych



Rys.2. Przebiegi momentów statycznych w funkcji drogi naczyń w szybie

1. Wyciąg szybowy zrównoważony - ciągnięcie,
- 1'. Wyciąg szybowy zrównoważony - opuszczanie,
2. Wyciąg szybowy niezrównoważony - ciągnięcie,
- 2'. Wyciąg szybowy niezrównoważony - opuszczanie,
3. Wyciąg szybowy jednonaczyniowy - ciągnięcie,
- 3'. Wyciąg szybowy jednonaczyniowy - opuszczanie

Silnik asynchroniczny użyty do napędu maszyn wyciągowych ma wiele zalet w porównaniu z silnikami prądu stałego:

- jest najprostszą maszyną elektryczną,
- nie posiada kolektora będącego najsłabszym punktem w maszynach prądu stałego,
- w prosty sposób przez regulację rezystancji wirnika można uzyskać maksymalny moment silnika przy dowolnych obrotach,
- przy pracy ustalonej /wirnik zwarty/ wykazuje wysoką sprawność,
- przy opuszczaniu nadwagi ma możliwość hamowania generatorowego z częściowym oddawaniem energii do sieci,
- wskaźnik zdefiniowany jako iloraz momentu znamionowego i momentu inercji jest dla silnika asynchronicznego 4-6 razy większy niż dla silnika prądu stałego.

Do wad silnika asynchronicznego w porównaniu z silnikami prądu stałego należą:

- niski stopień własności regulacyjnych,
- rozruch i hamowanie elektryczne /oprócz generatorowego/ łączy się ze stratami energii elektrycznej.

2. Możliwości regulacji prędkości obrotowej asynchronicznych silników w napędach maszyn wyciągowych

Przez regulację prędkości obrotowej rozumieć należy zamierzoną zmianę prędkości obrotowej silnika. Wymagania stawiane silnikowi przy regulacji prędkości dotyczą zakresu, ciągłości i ekonomii regulacji. Względnie ekonomiczne mają istotne znaczenie w maszynach wyciągowych, w których stale jest regulowana prędkość.

O możliwościach regulacji prędkości obrotowej silników asynchronicznych decydują znane zależności:

$$n = n_1 / (1 - s) = \frac{60 f_1}{p} / (1 - s) \quad /1/$$

gdzie:

- n = prędkość obrotowa wirnika
- n₁ = prędkość obrotowa pola wirującego
- s = poślizg
- f₁ = częstotliwość stojana
- p = liczba par biegunów

Przy czym:

$$s = \frac{E_2}{E_{20}} = \frac{f_2}{f_1} \quad /1'/$$

Uwzględniając, że:

$$E_2 = I_2 \sqrt{R_2^2 + X_{s2}^2} s^2 \quad /1''/$$

to poślizg

$$s = \frac{R_2 I_2}{\sqrt{E_{20}^2 - X_{s2}^2 I_2^2}} \quad /1'''/$$

gdzie:

- E₂ = napięcie indukowane w uzwojeniu wirnika
- E₂₀ = napięcie indukowane w uzwojeniu wirnika przy unieruchomionym wirniku /n = 0/
- f₂ = częstotliwość wirnika
- I₂ = prąd wirnika
- R₂ = rezystancja wirnika
- X_{s2} = reaktancja wirnika

Ze wzorów tych wynika, że regulacja prędkości obrotowej jest możliwa przez zmianę:

- częstotliwości f₁,
- liczby par biegunów p,
- rezystancji rozruchowej R_{r2} /lub reaktancji indukcyjnej X_{r2}/ w obwodzie wirnika,
- napięcia E₂₀ lub napięcia U₁ przy sprowadzeniu obwodu wirnika na stronę stojana,
- napięcia E₂,
- częstotliwości f₂.

3. Stosowane sposoby regulacji prędkości obrotowej asynchronicznych silników pierścieniowych maszyn wyciągowych

Regulacja prędkości jazdy wyciągu wg założonego cyklu jest możliwa przez regulację momentu silnika napędowego w warunkach ciągnięcia jak i hamowania elektrycznego silnikiem.

W aktualnie projektowanych napędach stosowane są niżej omówione rozwiązania.

3.1. Rozruch pierścieniowych silników asynchronicznych w maszynach wyciągowych

Rozruch i regulację momentu obrotowego w aktualnych rozwiązaniach przeprowadza się przez regulację rezystancji dodatkowej w obwodzie wirnika. Zmiana rezystancji w obwodzie wirnika wpływa na zmianę momentu i prądu przy regulacji. Wzrost rezystancji powoduje przesuwanie się maksimum momentu w kierunku rosnących poślizgów s = 1.

3.2. Hamowanie elektryczne

Asynchroniczny silnik spełniać może rolę hamulca elektrycznego. Rozróżnia się następujące sposoby hamowania elektrycznego.

Hamowanie prądnicowe /generatorowe/ możliwe jest w zakresie obrotów nadsynchronicznych. Wynika z tego, że hamowanie prądnicowe stosowane jest jedynie przy ujemnym momencie występującym przy opuszczaniu nadwagi. Kierunek obrotów pola wirującego stojana jest zgodny z kierunkiem obrotów wirnika, a opuszczana nadwaga napędza wirnik z prędkością nadsynchroniczną. Hamowanie prądnicowe odbywa się ze zwrotem energii do sieci.

Hamowanie przy przeciwwłóczeniu występuje przy napędzaniu wirnika w kierunku przeciwnym do kierunku wirowania pola stojana. Pozwala ono na hamowanie w zakresie obrotów od obrotów synchronicznych do zera. Wartość momentu można regulować przez zmianę rezystancji w obwodzie wirnika.

Hamowanie dynamiczne /prądem stałym/ polega na wytworzeniu momentu hamującego przy zasilaniu uzwojenia stojana prądem stałym. Wartość momentu regulować można przez zmianę prądu w obwodzie stojana lub przez zmianę rezystancji w obwodzie wirnika. Wartość momentu hamującego zależy również od prędkości obrotowej, przy czym w stanie postoju wirnika moment ten jest równy zeru. W procesie hamowania prądem stałym energia potencjalna i kinetyczna zamieniają się na energię elektryczną wirnika, która wydziela się w postaci ciepła.

Hamowanie obniżoną frekwencją polega na przełączeniu w chwili rozpoczęcia hamowania zasilania stojana z sieci, na źródło o obniżonej frekwencji. W wyniku przełączenia silnik zostaje wyhamowany do obrotów odpowiadających obniżonej frekwencji, a następnie może być wykonany dojazd z prędkością wleczną.

4. Zagadnienia energetyczne

Zagadnienia energetyczne powinny być rozpatrywane z uwzględnieniem czasu, w którym pobierana lub oddawana jest energia.

Poniżej przedstawiono przebiegi czasowe, w których zachodzi przepływ energii, na tle przyjmowanych diagramów jazdy dla maszyn wyciągowych z napędem asynchronicznym, przy czym moc w szczelinie

$$P_e = 9,81 \cdot M \cdot \omega_0 \quad /2/$$

gdzie:

- M - moment na wale silnika
- ω_0 - obroty synchroniczne wirnika

Moc w szczelinie wynika z mocy pobieranej z sieci przez silnik, przy uwzględnieniu strat w stojanie

$$P_e = P_1 - \Delta P_{Fe} - \Delta P_{cu1} - \Delta P_{dod} = P_1 - \Delta P_1 \quad /3/$$

gdzie:

- P_1 - moc pobierana z sieci
- P_{Fe} - straty w żelazie stojana
- P_{cu1} - straty w miedzi stojana
- P_{dod} - straty dodatkowe

Straty w obwodzie wirnika ΔP_2 zależą od poślizgu s, przy którym pracuje silnik.

$$\Delta P_2 = P_e \cdot s = 9,81 \cdot M \cdot \omega_0 \cdot s \quad /4/$$

wtedy moc wirnika

$$P_m = P_e - \Delta P_2 = P_e - s \cdot P_e \quad /5/$$

zaś moc na wale wirnika

$$P_2 = P_m - \Delta P_m \quad /6/$$

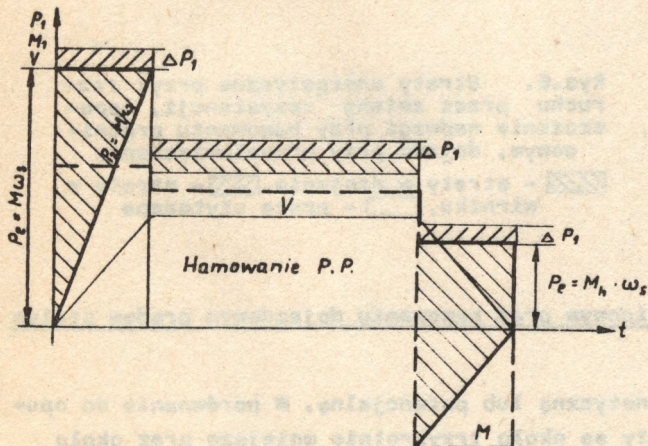
przy czym ΔP_m - straty mechaniczne w wirniku.

4.1. Rozruch przez zmianę rezystancji wirnika, hamowanie przy przeciwwłączeniu

Dla uzyskania zadanego momentu hamującego przy hamowaniu przeciwwłączeniem, potrzebna jest moc doprowadzona z sieci wprost proporcjonalna do momentu. Straty w rezystancji dodatkowej wirnika są w przybliżeniu równe energii kinetycznej wirnika.

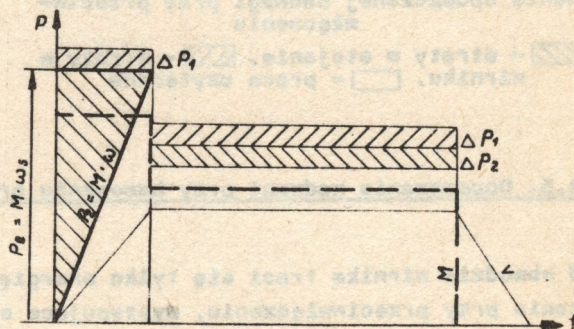
4.2. Rozruch przez zmianę rezystancji wirnika, dojazd samolotny

Przebieg rozruchu przedstawiono na rys. 4. Jak widać, straty energetyczne są o wiele mniejsze niż w wypadku przebiegu rozruchu przedstawionym na rys. 3.



Rys.3. Straty energetyczne przy: rozruchu przez zmianę rezystancji, hamowanie przy przeciwwłączeniu

▨ - straty w stojanie, ▨ - straty w wirniku, □ - praca użyteczna



Rys.4. Straty energetyczne przy: rozruchu przez zmianę rezystancji, dojazd samolotny

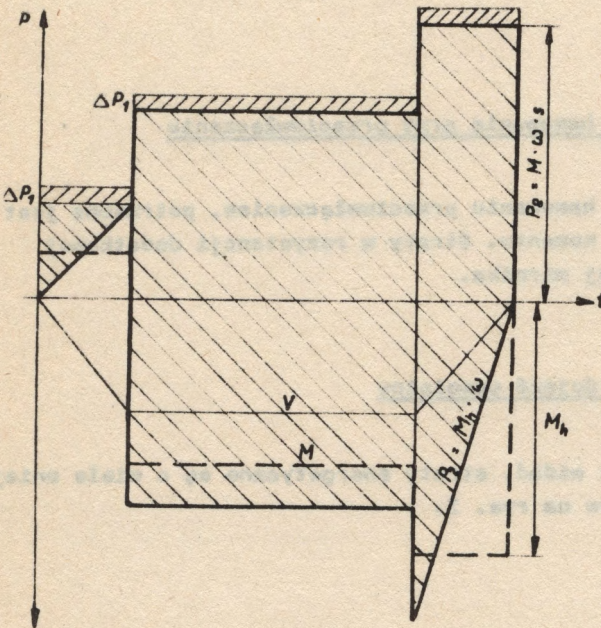
▨ - straty w stojanie, ▨ - straty w wirniku, □ - praca użyteczna

4.3. Rozruch przez zmianę rezystancji wirnika, hamowanie opuszczanej nadwagi przez przeciwwłączenie

W wirniku /łącznie z rezystancją dodatkową/ zmienia się na ciepło energia potencjalna oraz energia pobierana z sieci przez silnik dla wytworzenia momentu hamującego.

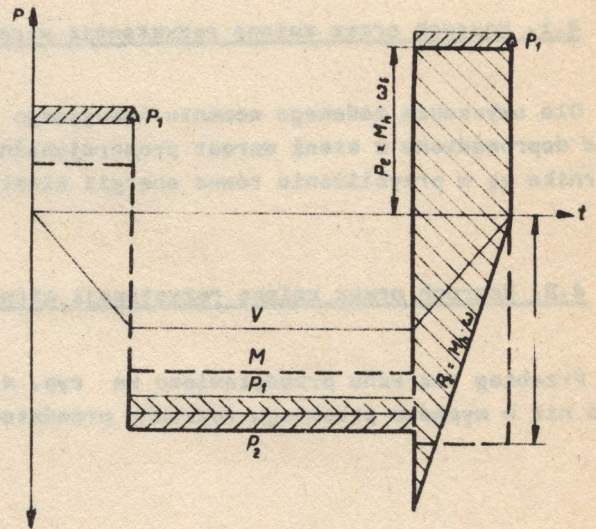
4.4. Rozruch przez zmianę rezystancji w obwodzie wirnika, upuszczanie przy hamowaniu prądnicowym, hamowanie dojazdowe przez przeciwwłączenie

Hamowanie prądnicowe odbywa się przy częściowym oddawaniu energii do sieci. Stąd straty w cyklu mniejsze jak w przebiegu przedstawionym na rys. 5.



Rys.5. Straty energetyczne przy: rozruchu przez zmianę rezystancji, hamowanie opuszczanej nadwagi przy przeciwwłączeniu

▨ - straty w stojanie, ▩ - straty w wirniku, □ - praca użyteczna



Rys.6. Straty energetyczne przy: rozruchu przez zmianę rezystancji, opuszczanie nadwagi przy hamowaniu prądnicowym, dojazd przy przeciwwłączeniu

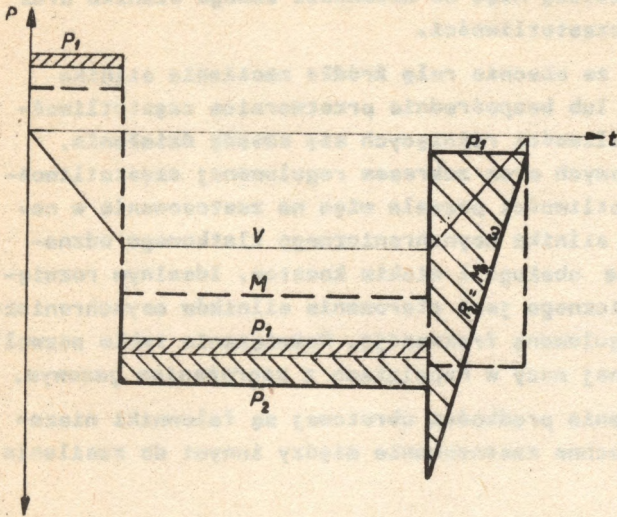
▨ - straty w stojanie, ▩ - straty w wirniku, □ - praca użyteczna

4.5. Opuszczanie nadwagi przy hamowaniu prądnicowym oraz hamowaniu dojazdowym prądem stałym

W obwodzie wirnika traci się tylko energię kinetyczną lub potencjalną. W porównaniu do opuszczania przy przeciwwłączeniu, występujące straty są około trzykrotnie mniejsze oraz około dwukrotnie mniejsze w przypadku opuszczania przy hamowaniu dynamicznym przy pełnej prędkości.

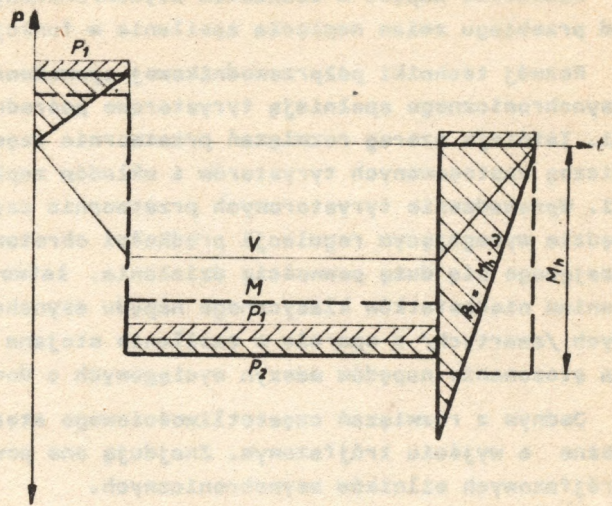
4.6. Rozruch przez zmianę rezystancji w obwodzie wirnika, opuszczanie przy hamowaniu obniżoną częstotliwością

Z wykresu rys. 8 wynika, że jest to cykl jazdy przy najmniejszych stratach energetycznych. Występuje przy tym częściowe oddawanie energii do sieci.



Rys.7. Straty energetyczne przy: opuszczaniu nadwagi przy hamowaniu prądnicowym, dojazd przy hamowaniu prądem stałym

▨ - straty w stojanie, ▨ - straty w wirniku, □ - praca użyteczna



Rys.8. Straty energetyczne przy: rozruchu przez zmianę rezystancji, opuszczenie nadwagi przy hamowaniu obniżoną częstotliwością

▨ - straty w stojanie, ▨ - straty w wirniku, □ - praca użyteczna

5. Nowe systemy regulacji silników asynchronicznych

Jak wynika z analizy przedstawionych sposobów regulacji momentu obrotowego w celu hamowania elektrycznego w maszynach wyciągowych z napędem asynchronicznym, sposoby te charakteryzują się dużymi stratami energii elektrycznej w każdym cyklu jazdy.

Powszechność stosowania wyciągów z napędem asynchronicznym skłania więc do szukania nowoczesnych rozwiązań wykazujących zarówno zdecydowaną oszczędność energii elektrycznej, jak i poprawę sterowności wyciągów. Rozwój półprzewodnikowych prostowników sterowanych /tyrystorów/ umożliwia budowę układów spełniających wymogi oszczędności energii.

Spśród znanych układów tyrystorowych praktyczne zastosowanie dla wyciągów kopalnianych mają:

- częstotliwościowe sterowanie prędkości obrotowej,
- kaskada przekształtnikowa asynchroniczna dla regulacji napędów silnikiem asynchronicznym pierścieniowym,
- układy napędowe z maszyną synchroniczną.

5.1. Częstotliwościowe sterowanie prędkości obrotowej

Prędkość obrotowa silnika elektrycznego zależy od własności silnika, parametrów źródła zasilania i momentu obciążenia. Prędkość obrotową silników asynchronicznych klatkowych o nieprzełączalnej liczbie par biegunów można nastawiać przez zmianę parametrów źródła zasilania napięcia i częstotliwości. Regulacja prędkości obrotowej przez zmianę napięcia przy zachowaniu częstotliwości wymaga przewymiarowania mocy silnika w stosunku do mocy napędu. Regulację prędkości obrotowej w szerokim zakresie można uzyskać zasilając silnik asynchroniczny ze źródła o regulowanej częstotliwości. Zmianom częstotliwości powinny odpowiadać w przybliżeniu proporcjonalne zmiany napięcia zasilania, aby nie powodować nadmiernego wzrostu prądu jałowego na skutek nasycenia się obwodu magnetycznego silnika.

Właściwości napędu z silnikiem asynchronicznym zależą więc od właściwości samego silnika oraz od przebiegu zmian napięcia zasilania w funkcji częstotliwości.

Rozwój techniki półprzewodnikowej spowodował, że obecnie rolę źródła zasilania silnika asynchronicznego spełniają tyrystorowe pośrednie lub bezpośrednie przetwornice częstotliwości. Istnieje szereg rozwiązań przetwornic częstotliwości różniących się zasadą działania, liczbą zastosowanych tyrystorów i układów zapłonowych oraz zakresem regulowanej częstotliwości. Wprowadzenie tyrystorowych przetwornic częstotliwości pozwala więc na zastosowanie w napędzie wymagającym regulacji prędkości obrotowej silnika asynchronicznego klatkowego odznaczającego się dużą pewnością działania, łatwością obsługi i niskim kosztem. Idealnym rozwiązaniem niedostatków klasycznego napędu asynchronicznego jest sterowanie silników asynchronicznych /zwartych/ w oparciu o zasilanie stojana regulowaną frekwencją. Rozwiązanie takie pozwoli na stosowanie napędów maszyn wyciągowych o dowolnej mocy w kopalniach z zagrożeniem gazowym.

Jednym z rozwiązań częstotliwościowego sterowania prędkości obrotowej są falowniki niezależne o wyjściu trójfazowym. Znajdują one powezeczne zastosowanie między innymi do zasilania trójfazowych silników asynchronicznych.

Od falowników zasilających silniki asynchroniczne wymaga się, aby umożliwiały przekazywanie energii elektrycznej zarówno ze źródła napięcia stałego do silnika, jak też i w kierunku odwrotnym, od silnika do źródła napięcia stałego. Przekazywanie energii od silnika do źródła zasilającego ma miejsce przy hamowaniu generatorowym silnika.

Zastosowanie znajdują falowniki o mostkowym trójfazowym połączeniu tyrystorów roboczych. Zastosowanie mostkowego układu tyrystorów roboczych falownika pozwala na wyeliminowanie transformatora wyjściowego.

Falowniki niezależne o wyjściu trójfazowym /wielofazowym/ otrzymuje się przez odpowiednie połączenie pojedynczych falowników niezależnych o wyjściu jednofazowym w ten sposób, aby tyrystory robocze falownika były połączone w trójfazowy /wielofazowy/ układ mostkowy. Aby na wyjściu falownika trójfazowego otrzymać symetryczny układ napięć należy odpowiednio sterować poszczególne składowe falowniki jednofazowe.

Chwile przejścia w stan przewodzenia i w stan zaporowy odpowiadających sobie tyrystorów sąsiednich faz falownika trójfazowego powinny być przesunięte względem siebie o $1/3$ okresu napięcia wyjściowego falownika.

Falowniki niezależne o wyjściu trójfazowym można podzielić na zasadnicze rodzaje analogicznie jak falowniki o wyjściu jednofazowym. Mogą zatem być falowniki o jednostopniowej oraz o dwustopniowej komutacji równoległej bądź szeregowej zarówno z przewodzeniem ciągłym, jak i z przewodzeniem pulsowym tyrystorów. W technice przyjęł się jednak inny podział falowników o wyjściu trójfazowym:

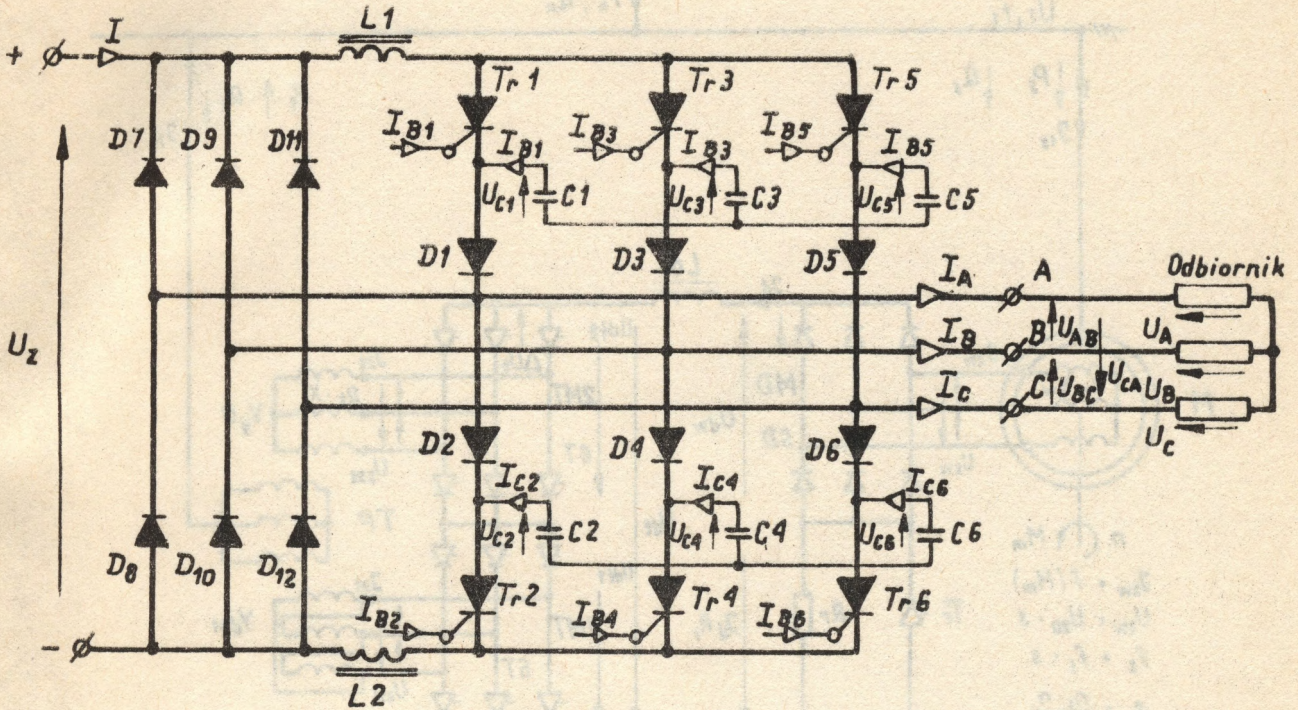
- falowniki z międzyfazowym układem wyłączania tyrystorów,
- falowniki z fazowym układem wyłączania tyrystorów,
- falowniki z indywidualnym układem wyłączania tyrystorów,
- falowniki ze wspólnym /grupowym/ układem wyłączania tyrystorów.

Z grupy falowników o wyjściu trójfazowym z międzyfazowym układem wyłączania tyrystorów roboczych najprostszym układem jest falownik przedstawiony na rys. 9.

5.2. Kaskada podsynchroniczna

Realizacja ekonomicznych metod nastawy prędkości obrotowej maszyny indukcyjnej jest możliwa przez zastosowanie źródeł trójfazowych o nastawionej wartości, częstotliwości i fazie napięcia przemiennego.

W dotychczasowych rozwiązaniach stosowano elektromaszynowe przetwornice częstotliwości. Z uwagi na duży koszt inwestycyjny elektromaszynowych przetwornic częstotliwości stosowanie



Rys.9. Układ falownika o wyjściu trójfazowym z międzyfazowym układem wyłączania tyrystorów

takich metod nastawy prędkości obrotowej było opłacalne w napędach wielkiej mocy, w których konieczna była ciągła nastawa prędkości obrotowej w stosunkowo małym zakresie.

Rozwój techniki półprzewodnikowej spowodował, że obecnie rolę źródła zasilania uzwojeń silnika indukcyjnego spełniają tyrystorowe przemienniki częstotliwości o znacznie mniejszym koszcie inwestycyjnym. Dlatego układy z tyrystorowymi przemiennikami częstotliwości są chętnie stosowane w napędach o dowolnej mocy znamionowej. Układy z tyrystorowymi przemiennikami częstotliwości w obwodzie wirnika są korzystniejsze, gdyż jak już wspomniano, umożliwiają nastawę prędkości obrotowej maszyny indukcyjnej w szerokim zakresie, przy równoczesnej możliwości poprawy współczynnika mocy. Tego typu układy są nazywane przekształtnikowymi kaskadami asynchronicznymi z silnikiem indukcyjnym pierścieniowym.

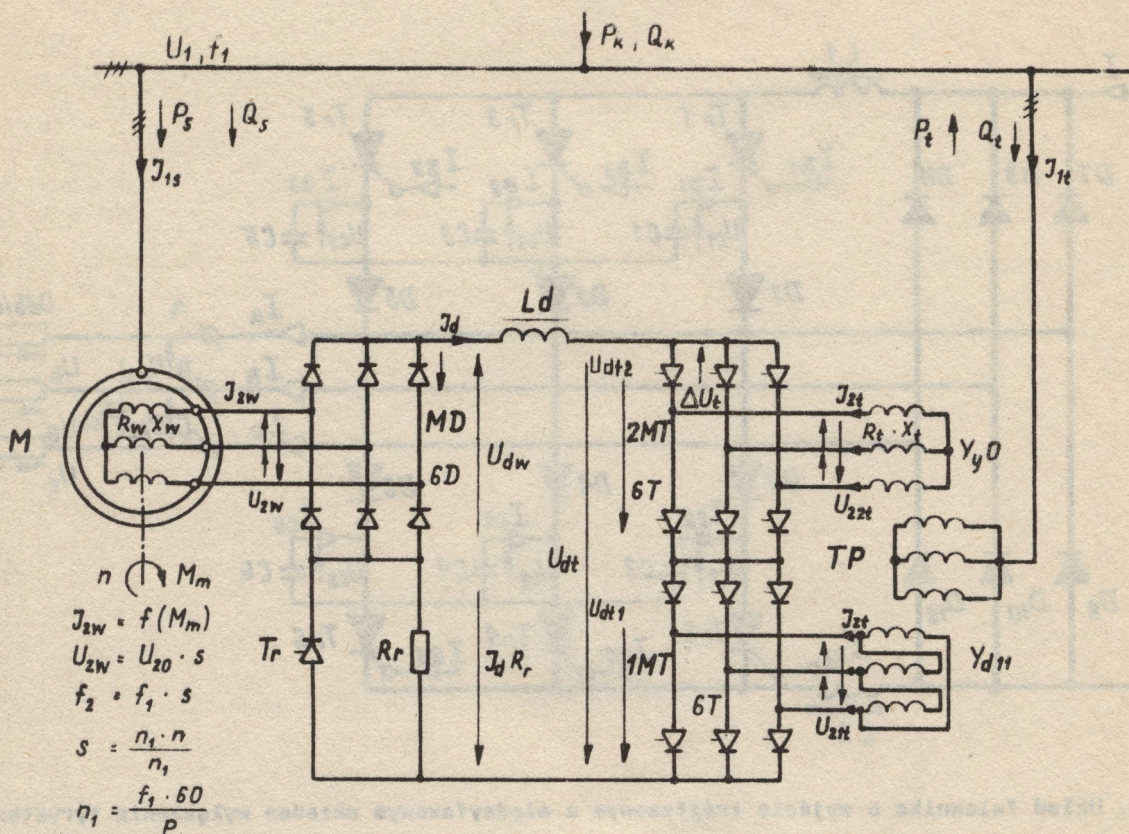
Na podstawie analizy stanu techniki oraz wniosków z badań własnych dla rozwiązania napędów maszyn wyciągowych z silnikami indukcyjnymi wybrano układ kaskady podsynchronicznej z przekształtnikiem diodowo-tyrystorowym o komutacji zewnętrznej, z obwodem pośrednim prądu stałego, którego schemat ideowy wraz z objaśnieniami oznaczeń pokazano na rys. 10.

Podczas regulacji prędkości obrotowej n , parametry wirnika silnika indukcyjnego, tj. napięcia U_{2w} i jego częstotliwości, są funkcjami liniowymi zmiennego poślizgu s , natomiast prąd I_{2w} pozostaje funkcją momentu obciążenia napędu M_m , której narzuca charakterystyka urządzenia napędzanego.

Zmiana poślizgu ma również zasadniczy wpływ na kształtowanie bilansu energetycznego silnika i całego układu napędowego.

Moc pola wirującego P_ψ określona momentem mechanicznym M_m dzieli się na moc mechaniczną na wałe wg relacji:

$$P_m = P_\psi / (1 - s)$$



Rys.10. Układ kaskady podsynchronicznej z przekształtnikiem diodowo-tyrystorowym o komutacji zewnętrznej z obwodem pośrednim prądu stałego

U_1 - napięcie międzyprzewodowe sieci, U_{20} - napięcie międzyprzewodowe wirnika przy $J_w = 0$ $n = 0$, $U_{21/22/t}$ - napięcie wtórne tranzystora, U_{dw} - napięcie wyprostowane wirnika, $U_{dt1/2}$ - napięcie wyprostowane transformatora przy wyprostowaniu $\propto 1/2$, ΔU_z - spadek napięcia na zaworach, $J_{1s/2w/}$ - prądy stojane /wirnika/ silnika, $J_{1/2/t}$ - prądy transformatora, J_d - prąd wyprostowany /obwodu pośredniego/, $f_{1/2/}$ - częstotliwość sieci /wirnika/, n - prędkość obrotowa silnika, s - poślizg silnika, $\alpha_{1/2/}$ - kąty fazowego sterowania prostownika 1/2/MT, R - rezystancja, X - reakcja, P, Q, s - moc czynna, bierna, pozorna, M - silnik indukcyjny pierścieniowy, TP - transformator przekształtnikowy 3-uzwojeniowy, MD - prostownik diodowy 6-pulsowy 1/2/MT - prostowniki tyrystorowe 6-pulsowe, TR - tyrystor rozruchowy, R_r - rezystor rozruchowy, L_d - dławik wygładzający

oraz moc elektryczną poślizgu w obwodzie wirnika wg relacji:

$$P_e = P_y \quad s = P_2 + P_p$$

Z zależności 7' wynika, że przy danym momencie, określającym moc P_ψ o poślizgu silnika, decydują straty wirnika ΔP_2 oraz pobór mocy P_p z wirnika, co daje relację:

$$s = \frac{P_p + P_2}{P_y}$$

W tradycyjnych układach rozruchowych lub regulacyjnych silników pierścieniowych moc P_p wydziela się w postaci ciepła na rezystorach przyłączonych do wirnika. W stanie zwarcia pierścieni, gdy $P_p = 0$, poślizg silnika określają straty w wirniku ΔP_2 wg relacji 7''.

Wynika z tego idea regulacji silnika w układzie kaskady podsynchronicznej, polegająca na stworzeniu warunków do sprawnego przesłania mocy poślizgu P_p z wirnika z powrotem do sieci energetycznej. Warunki te spełnia przekształtnik, którego prostownik diodowy MD, zasilany i komutowany z wirnika eliminuje zmienną częstotliwość f_2 , a prostowniki tyrystorowe 1MT i 2MT sprzężone i komutujące z siecią dzięki wysterowaniu falownikowym, umożliwiają przepływ mocy od obwodu pośredniego prądu stałego do sieci.

Sieć energetyczna, uwzględniając pośrednictwo transformatora TP jest reprezentowana w obwodzie prądu stałego przez wypadkowe napięcia prostowników 1/2/MT regulowane przez ich fazowe wysterowanie α_1 i α_2 wg relacji:

$$U_{dt} = U_{dt1} + U_{dt2} = k_u U_{21t} \cos \alpha_1 + k_u U_{2t} \cos \alpha_2 \quad /8/$$

Napięcie to tylko przy wypadkowym wysterowaniu falownikowym prostowników /powyżej 90° e1/ osiąga charakter odbiornikowy $-U_{dt}$, przeciwstawiając się wyprostowanemu źródłowemu napięciu wirnika U_{dw} . Tym samym zadany poziom napięcia falownikowego $-U_{dt}$ wymusza poślizg silnika wg relacji /9''/.

Zmniejszając napięcie falownikowe w dowolnym stanie pracy ustalonej napędu, spowoduje się wzrost prądu I_d i momentu elektrycznego, a tym samym powstanie dodatniego momentu dynamicznego, zwiększającego prędkość obrotową do osiągnięcia nowego stanu równowagi. Odwrotnie - zwiększając napięcie falownika, zmniejsza się prąd I_d i na skutek nadwyżki momentu mechanicznego powstaje ujemny moment dynamiczny, zmniejszający obroty do innego stanu równowagi.

Dla uzasadnienia powyższego rozumowania, jak również do przeprowadzenia dalszej analizy, pomocne jest uproszczone równanie koła napięć obwodu pośredniego wg relacji:

$$U_{dw} + U_{dt} - \Delta U_z - I_d / R_z + R_r / = 0 \quad /9/$$

które po wprowadzeniu napięć obwodów przemiennych wirnika i transformatora przyjmie postać:

$$k_u U_{20} s + k_u / U_{21t} \cos \alpha_1 + U_{22t} \cos \alpha_2 / - \Delta U_z - I_d / R_z + R_r / = 0 \quad /9'/$$

Z relacji /9'/ wynika zależność na poślizg:

$$s = \frac{U_z + I_d / R_z + R_r / - k_u / U_{21t} \cos \alpha_1 + U_{22t} \cos \alpha_2 /}{k_u U_{20}} \quad /9''/$$

Zakres zmian napięcia falownikowego od wartości maksymalnej, odpowiadającej granicznemu wysterowaniu dla $\alpha_1 = \alpha_2 = 150^\circ$ e1 do zera określa zmiany poślizgu s w zakresie od s_{max} do s_n , czyli zakres regulacji prędkości obrotowej napędu n_{min} do n_n .

Przedstawiona na rys. 10 tyrystorowa kaskada podsynchroniczna umożliwia hamowanie dynamiczne i generatorowe. Hamowanie dynamiczne, choć wymaga dodatkowego źródła prądu stałego dla wzbudzenia stojana, to jednak stwarza dla obwodu przekształtnika podobne warunki jak podczas pracy silnikowej. Różnica polega na tym, że podczas hamowania dynamicznego wirnika jest znacznie mniej sztywnym źródłem i moment krytyczny może osiągnąć poziom niższy od momentu znamionowego. Ponieważ moment krytyczny jest funkcją prądu wzbudzenia, należy dążyć do zwiększenia prądu wzbudzenia. Z drugiej strony jest on jednak ograniczony znamionową obciążalnością uzwojeń stojana oraz indukowanym napięciem wirnika przy prędkościach zbliżonych do prędkości znamionowej. Uwzględnienie powyższych warunków zapewni prawidłową pracę w czasie hamowania dynamicznego przy największym obciążeniu maszyny.

Hamowanie generatorowe w układzie kaskady jest możliwe w zakresie ujemnych poślizgów 0 do -1. Ponieważ jednak hamowanie to odbywa się przy prędkościach nadsynchronicznych, to ze względu na koncesyjną maksymalną prędkość maszyny wykorzystywana jest tylko charakterystyka naturalna, co uzyskuje się przez pełną polaryzację prostownika diodowego MD, zapewniającego zwarcie wirnika.

5.3. Układy napędowe z maszyną synchroniczną

Prędkość obrotowa silnika synchronicznego w stanie ustalonym jest proporcjonalna do częstotliwości zasilania stojana f_s :

$$n = \frac{60 \cdot f_s}{p} \quad /10/$$

Praktycznie liczba par biegunów jest stała. Znaczący to, że prędkość silnika synchronicznego może być regulowana przy użyciu przeziennika częstotliwości z regulowaną częstotliwością f_s .

Znane są przezienniki częstotliwości bezpośrednie /cyklonwentory/ oraz przezienniki z pośrednim prądem stałym. Przy obydwu rodzajach przezienników w celu utrzymania stałego strumienia pola wirującego stojana musi być zachowany stosunek:

$$\frac{U}{f} = \text{const}$$

Przeziennik częstotliwości bezpośredni jest układem zaworowym komutowanym przez sieć zasilającą, przekształcającym napięcie U_1 o częstotliwości f_1 na napięcie U_2 o częstotliwości f_2 , przy czym U_2 i f_2 można regulować niezależnie od siebie w granicach od zera do wartości maksymalnej U_1, f_1 .

Przeziennik z pośrednim obwodem prądu stałego składa się z prostownika, filtru i falownika o komutacji wewnętrznej. Umożliwia przekształcanie napięcia U_1 o częstotliwości f_1 na napięcie U_2 o regulowanej częstotliwości f_2 , przy czym f_2 nie jest ograniczane częstotliwością sieci zasilającej f_1 . Obydwa przezienniki umożliwiają dwustronny przepływ energii.

Wadą bezpośredniego przeziennika częstotliwości jest znaczny pobór mocy biernej z sieci oraz ograniczenie maksymalnej wartości częstotliwości wyjściowej do połowy częstotliwości napięcia wyjściowego.

W sposobach sterowania przekształtnika tyrystorowego, współpracującego z maszyną synchroniczną stosowaną do napędu maszyn wyciągowych, wybrać należy sterowanie w układzie zamkniętym z falownikiem prądu. Tym sposobem eliminuje się zarówno szkodliwe własności sterowania zewnętrznego, jak i skłonność do kołysań i wypadania z synchronizmu.

W zależności od wyboru wielkości sterujących rozróżnia się dwie podstawowe metody optymalizacji statycznej:

- metodę orientacji wektora prądu "Transprądową", w której wielkościami sterowanymi są:

- prąd wzbudzenia i_f
- amplituda wektora prądu stojana i_s
- faza wektora prądu twornika w stosunku do osi podłużnej maszyny synchronicznej ψ_1

- metodę orientacji wektora pola "Transpolową", w której wielkościami sterowanymi są:

- prąd wzbudzenia i_f
- amplituda wektora prądu stojana i_s
- faza wektora strumienia skojarzonego stojana w stosunku do osi nieruchomego układu współrzędnych.

Wybór metody optymalizacji statycznej decyduje o wyborze sprzężeń zwrotnych.

Podstawowe własności wynikające z konstrukcji przeziennika częstotliwości decydują o zakresie stosowań. Bezpośredni przeziennik częstotliwości jest podstawowym w napędach wolnoobrotowych. Falowniki prądu są stosowane w napędach o dużej prędkości obrotowej.

W układach napędowych maszyn wyciągowych mogą znaleźć zastosowanie oba wymienione przezienniki. Bezpośredni przeziennik, ze względu na ograniczony zakres regulacji częstotliwości, może współpracować z maszyną synchroniczną o dużej liczbie par biegunów, napędzając bezpośrednio /bez reduktora/ wał główny. Falownik prądu może współpracować z maszynami synchronicznymi wysokoobrotowymi /z zastosowaniem reduktora/.

6. Podsumowanie

Napędy asynchroniczne z częstotliwościowym sterowaniem prędkości obrotowej umożliwiają przekazywanie energii elektrycznej od źródła do silnika oraz od silnika do źródła zasilania. Jest to zatem system umożliwiający regulację prędkości obrotowej niemal bez strat. Ze względu na pracę falowników przy pełnym napięciu zasilania stojana silnika napędowego, stosowanie tego systemu jest ekonomiczne przy napędach niskonapięciowych /do 500 V/. W grupie tej mieszczą się wszystkie kołowroty i maszyny wyciągowe konstrukcji CMG KOMAG, o średnicy nośnika liny do 2500 mm i mocach do 130 kW. Jest to liczna grupa maszyn będących w ruchu.

Kaskada przekształtnikowa asynchroniczna dla napędów asynchronicznych pierścieniowych umożliwia regulację prędkości obrotowej bez strat, co jest równoznaczne z przekazywaniem energii z sieci zasilającej do silnika, jak też w kierunku przeciwnym. Ze względu na pracę układów tyrystorowych przekształtników w obwodzie wirnika silnika pierścieniowego o napięciu rzędu 1000 V, kaskada przekształtnikowa może być szeroko stosowana w napędach asynchronicznych o dowolnej mocy i napięciach zasilania stojana.

Układy kaskad przekształtnikowych dla maszyn wyciągowych asynchronicznych są realizowane w ścisłej współpracy pomiędzy CMG KOMAG i GAG EMAG. Uruchomienie i przebadanie prototypu układu kaskady w maszynie wyciągowej mocy 800 kW w KWK "Dymitrow" dało podstawy do zaprojektowania tego układu w maszynie wyciągowej mocy 1000 kW dla KWK "Kazimierz-Juliusz".

Realizuje się projekt typoszeregu układów kaskadowych dla maszyn wyciągowych jedno- i dwusilnikowych o mocach od 160 kW do 2000 kW.

Układy napędowe z zastosowaniem silników synchronicznych zasilanych z tyrystorowych przełączników częstotliwości, mogą mieć zastosowanie głównie w napędach dużej mocy zastępując przekształtnikowe napędy prądu stałego i wymagając podjęcia wykonawstwa silników specjalnych, zasilanych częstotliwością poniżej 25 Hz.

Projektowanie takich napędów nie leży w profilu działalności CMG KOMAG.

Projektowaniem i wdrażaniem pierwszego w Polsce napędu prądu przemiennego zawierającego wolnobieżny trójfazowy silnik synchroniczny zajmuje się Biuro Projektów Górniczych w Gliwicach.

Literatura

1. E.Kosonocki, J.Manitius, L.Szklarski, W.Sztwiertnia: Napędy elektryczne maszyn wyciągowych. PWN 1957 r.
2. A.Plamitzer: Maszyny elektryczne. PWT 1982 r.
3. Materiały z konferencji naukowo-technicznej: "Napędy 85". SEP Gliwice - Kokotek - październik 1985 r.
4. Kaskady przekształtnikowe asynchroniczne. Opracowanie Politechniki Śląskiej nr 28/32/73 - nie publikowane.
5. Sprawozdanie z badań eksploatacyjnych i pomiarów tyrystorowej kaskady podeynchronicznej. Opracowanie Gwarectwa Automatykacji Górnictwa EMAG nr ZB-2/331.03.01.24 - nie publikowane.
6. Obniżenie energochłonności zmechanizowanych procesów górniczych. Opracowanie CMG KOMAG nr 01.2.06.03 - nie publikowane.

Artykuł przyjęto do druku 27.05.1987 r.

SAMOJEZDNY WYCIĄG RATOWNICZY

1. Wprowadzenie

Wyciąg specjalny do celów ratownictwa górniczego powinien być samojezdny, kompletny oraz dogodny do szybkiego ustawienia i uruchomienia oraz niezależny od miejscowych instalacji pod względem zasilania bądź posadowienia. Opracowany wyciąg samojezdny z wysięgnikiem i własnym napędem spełnia te postulaty i stanowi bardzo duży postęp w porównaniu z produkowanymi dotychczas wciągarkami przewoźnymi o napędzie elektrycznym posadowionymi na przyczepie niskopodwozowej. Wciągarki te są bowiem zasilane z sieci lub agregatu prądotwórczego, a koła linowe na wieży i płyta fundamentowa stanowią niezbędne uzbrojenie miejsca ich zabudowy.

Jako uzupełnienie wyciągu ratowniczego stosuje się specjalne klatki /bez prowadzenia lub z prowadzeniem nastawnym/, system łączności głośno mówiącej z łączem przewodowym w linie nośnej oraz zestaw sprzętu pomocniczego właściwego dla ratownictwa.

Poza zastosowaniem wyciągu w akcjach ratowniczych w szybach lub otworach wielkośrednicowych, istnieje możliwość zastosowania go do prac montażowych, rewizyjnych i konserwatorskich, prowadzonych w szybach wentylacyjnych niezbrojonych.

2. Opis wyciągu

Samojezdny wyciąg ratowniczy z autonomicznym źródłem zasilania, przedstawiony na rys. 1 i 2, jest zbudowany na podwoziu samochodu typu STEYR 038.

Na to podwozie nałożona jest rama dźwigowa z cylindrami podporowymi, do której zamocowany jest wysięgnik teleskopowy oraz wciągarka. Wysięgnik teleskopowy dwuczłonowy z kołem linowym skierowany do przodu pojazdu posiada jeden człon wysuwny za pomocą cylindra hydraulicznego. Wysięgnik w części stałej ma długość 10 m, a wraz z częścią wysuwną 16 m. Maksymalny kąt odchylenia wysięgnika od poziomu wynosi 45° . Podnożenie wysięgnika odbywa się dwoma cylindrami hydraulicznymi.

Rama podporowa jest konstrukcją spawaną, połączoną z ramą podwozia samochodowego. Do tej ramy są przymocowane cztery cylindry podporowe, rozstawione w prostokącie 2100x5200 mm. W czasie pracy wyciągu ratowniczego cylindry te przejmują obciążenia wynikające z masy wyciągu i obciążeń zewnętrznych /koła oponowe wzniesione/.

Jako linę nośną zastosowano linę stalową nieodkrętną, ocynkowaną średnicy 22 mm. Rdzeń liny jest wykonany w postaci trzyżyłowego przewodu telefonicznego, który umożliwia łączność ciągłą między kabiną ratunkową a stanowiskiem operatora.

Stanowisko operatora do sterowania pracą urządzeń roboczych wyciągu znajduje się w kabinie samochodu obok kierowcy. Poza tym na wyposażeniu jest tam wskaźnik głębokości, wskaźnik prędkości, lampki kontrolne informujące operatora o pracy mechanizmów wyciągu oraz wyłączniki umożliwiające w każdej chwili unieruchomienie wyciągu hamulcem.

Wyciąg ten jest rozwiązaniem nowoczesnym i zapewnia maksymalną sprawność transportową, ustawczą i operacyjną w miejscu wypadku lub zagrożenia.

3. Dane techniczne wyciągu

Udźwig maksymalny	50 kN
Prędkość podnoszenia w warstwie	0,6 m/s
Prędkość podnoszenia w 17 warstwie	1 m/s
Średnica bębna	650 mm
Pojemność linowa bębna	1500 m
Średnica liny	22 mm
Moc silnika hydraulicznego	43,6 kW
Obroty silnika hydraulicznego	1428 min ⁻¹
Typ silnika hydraulicznego	PNS-150A
Ciśnienie w układzie pompa-silnik	16 MPa
Ciśnienie w układzie hamulcowym	8 MPa
Podwozie - STEYR	typ 038
Masa własna podwozia	9075 kg
Masa całości wyciągu	26593 kg
Moc silnika wysokoprężnego przy obrotach 2600 min ⁻¹	191 kW
Wysięg przy udźwigu maksymalnym, mierzony od zderzaka przedniego	do 4 m
Maksymalna wysokość koła linowego	14,7 m
Czas pełnego wysuwu wysięgnika	30 s
Dopuszczalna prędkość jazdy transportowej	63 km/h

4. Budowa wciągarki

Wciągarka na bęben przystosowana do wielowarstwowego nawijania liny. Dla liny w specjalnym wykonaniu z przewodem telefonicznym przewidziano specjalne mocowanie końca liny w bębnie oraz zastosowano pierścienie ślizgowe i szcztki kontaktowe na końcu wału głównego, w celu ciągłego przeniesienia sygnału łączności telefonicznej.

Napęd silnikiem hydraulicznym jest przenoszony na bęben przez reduktor o całkowitym przełożeniu $i = 82$. Reduktor składa się z szybkobieżnej pary kół zębatych czołowych, pary kół stożkowych o uzębieniu łukowym oraz przekładni obiegowej z trzema kołami obiegowymi.

Na bęben działają dwie pary siłowników hamulcowych z dociskiem sprężynowym, odwodzonych hydraulicznie. Ich sterowanie umożliwia hamowanie samoczynne - bezpieczeństwa. Pomimo znacznej prostoty ten system hamulcowy jest niezawodny.

Hamowanie bezpieczeństwa realizowane jest według określonego programu. Choć praca wyciągu odbywa się przy obciążeniu jednokońcowym, to jednak w procesie hamowania nie występują nadmierne zaburzenia dynamiczne.

Lina od koła linowego na końcu wysięgnika jest skierowana przez przesuwne koło linowe, zabudowane w tylnej części stałej wysięgnika, na bęben nawojowy wciągarki. To przesuwne koło linowe umożliwia poprzeczne przemieszczanie się liny nabiegającej lub zbiegającej z bębna wciągarki.

5. Układ hydrauliki siłowej

Dwie pompy zębate zespolone typu P2A210/1613 C5826023C, zasilające instalację hydrauliczną wyciągu ratowniczego, są napędzane silnikiem spalinowym z wałką dodatkowego odbioru mocy skrzyni biegów. Zastosowane pompy mają następujące wydajności:

- pompa 2120... 118 dm³/min przy obrotach 1500 min⁻¹.

- pompa 1613... 57 dm³/min przy obrotach 1500 min⁻¹.

Pompa 1613, poprzez odpowiednie rozdzielacze sterowane dźwigniami, zasilą cylindry podporowe dla ustatecznienia wyciągu. Wypoziomowanie wyciągu ułatwia poziowice sferyczna umieszczona na ramie podporowej.

Po ustaleniu wyciągu na cylindrach podporowych wydatek pompy 1613 jest sumowany z wydatkiem pompy 2120 i kierowany poprzez rozdzielacze do mechanizmów wyciągu /zmiana wysięgu, teleskopowanie, napęd wciągarki/.

Zastosowane w układzie hydraulicznym rozdzielacze umożliwiają skierowanie strumienia oleju oczyszczonego przez filtry do odpowiednich cylindrów i silnika hydraulicznego. Wewnątrz tych rozdzielaczy wbudowane są zawory przeciążeniowe, które ustawione są fabrycznie na wymagane ciśnienie, zapewniające właściwą pracę mechanizmów wyciągu. Sterowanie rozdzielaczy jest ręczne, a wielkość otwarcia przepływu przy ustalonych obrotach silnika spalinowego decyduje o prędkości wykonywanych ruchów roboczych. Warunkiem możliwości wykonywania ruchów ustawczych, zmiany wysięgu oraz sterowania wciągarką jest prawidłowy stan elektrycznego obwodu bezpieczeństwa o napięciu 24 V prądu stałego z akumulatorów. Jedynie w tym stanie elektrozawór kieruje olej od pomp do instalacji roboczej - natomiast w warunkach beznapięciowych daje on swobodny przelew do zbiornika oleju zabudowanego w części podwoziowej samochodu. W warunkach ruchu zaistnienie przerwy w obwodzie bezpieczeństwa powoduje, że wyciąg zostaje zatrzymany hamulcem przy równoczesnym przełączeniu pomp na bieg jałowy.

6. Napęd wciągarki

Przy podnoszeniu ładunku silnik tłoczkowy typu PNS-150A i siłowniki hydrauliczne hamulca tarczowego są zasilane - powodując stan odhamowania i obrotu bębna wciągarki.

Przy opuszczaniu ładunku zostaje zmieniony kierunek zasilania silnika za pośrednictwem rozdzielacza i w ten sposób zmienia się kierunek obrotu bębna.

W układzie jest zabudowany odpowiedni zawór dławiący, który w tym samym czasie zostaje przesterowany przez olej dopływający do silnika, co powoduje hamowanie układu przez dławienie oleju powracającego z silnika. Zapewnia to łagodne opuszczanie ładunku i zapobiega rozbieganiu się silnika.

7. Wyposażenie elektryczne i zabezpieczenia

Jednoprzewodowa instalacja systemu zabezpieczeń i sygnalizacji jest zasilana ze źródła podwoziowego /akumulatory 2x160 Ah = 1 alternator 736 W/, po przełączeniu stacyjki, napięciem 24 V prądu stałego. Obwód bezpieczeństwa obejmuje następujące elementy zabezpieczeń:

- wyłączniki krańcowe /górn-dół/.
- wyłączniki kontroli zużycia okładzin ciernych hamulca.
- ogranicznik obciążenia /do 110%/.

Ponadto obejmuje on liczne lampki kontrolne sygnalizujące:

- stan załączenia.
- stan gotowości ruchowej.
- przekroczenie zużycia okładzin ciernych hamulca.
- przekroczenie 90% obciążalności nominalnej.
- przekroczenie 100% obciążalności nominalnej /dodatkowo buczek/.
- przejazd krańców.

Poza tym zastosowano odpowiednie przycięki obejściowe, umożliwiające kontrolę obwodu oraz w przypadkach uzasadnionych dojazd do pozycji postojowej, dla usunięcia przyczyny nieprawidłowości stanu obwodu zabezpieczeń.

8. Zakończenie

Przedstawione w zarysie rozwiązanie samojezdnego wyciągu ratowniczego stanowi niewątpliwie znaczny postęp w porównaniu ze znanymi rozwiązaniami krajowymi i zagranicznymi.

Prototyp wykonany przez Przedsiębiorstwo Dźwigów Samojezdnych BEDES w Bielsku w kooperacji z Rybnicką Fabryką Maszyn RYFAMA /w zakresie wykonawstwa wciągarki bębnowej/, znajduje się w Centralnej Stacji Ratownictwa Górniczego w Bytomiu. Przeprowadzane są próby ruchowe i funkcjonalne tego wyciągu w celu potwierdzenia założeń konstrukcyjnych i jego przydatności oraz zdolności operacyjnej w zakresie różnych akcji ratowniczych prowadzonych w szybach lub otworach wielkośrednicowych. Jeżeli próby i badania ruchowe wyciągu potwierdzą jego przydatność, wówczas może być przedmiotem interesującej oferty dla innych krajów o rozwiniętym górnictwie wydobywczym.

Artykuł przyjęto do druku 27.05.1987 r.

Inż. Zdzisław SZPILKA
Mgr inż. Marian WRZESZCZ
Zakład Urządzeń i Maszyn Wyciągowych

KOŁOWROTY SZYBOWE

1. Wstęp

Budownictwo górnicze, zwłaszcza w zakresie głębinienia szymbów korzysta z maszyn i urządzeń opracowanych w CMG KOMAG. Poza maszynami wyciągowymi i ładownikami znaczącą pozycję stanowią również kołowroty szymbowe.

Ze względu na bezpieczeństwo pracy i specyficzne warunki, w jakich odbywa się proces głębinienia szymbów, konstrukcja tych kołowrotów spełnia rygorystyczne wymagania określone w przepisach dotyczących tej działalności górniczej.

2. Podział i przeznaczenie kołowrotów szybowych

Ze względu na charakter pracy możemy wyróżnić kołowroty przeznaczone przede wszystkim do:

- podwieszania pomostów szybowych,
- podwieszania ładówek szybowych,
- prac montażowych,
- podawania przewodu elektrycznego.

Najczęściej szyb jest głębiniony z pomostu roboczego przemieszczonego na linach w rurze szybu. Do podwieszania pomostu stosuje się wolnobieżne kołowroty pracujące w zespole, a średnica i głębokość drążonego szybu warunkują liczbę tych kołowrotów i ich udźwig. Układ sterujący zespołem kołowrotów umożliwia korekcję poziomego położenia pomostu.

Do tych prac stosowane są kołowroty produkowane przez Fabrykę Maszyn Górniczych PIOMA wg dokumentacji CMG KOMAG, oznaczone symbolami KUBA-5, KUBA-10 i KUBA-35 /liczba przy symbolu określa udźwig w tonach/.

Kołowroty KUBA-5 i KUBA-10, produkowane od kilkunastu lat, są stosowane do podwieszania szalunków potrzebnych do wykonania betonowej obudowy szybu.

Ładowanie urobku do naczyń wydobywczych w szybach o mniejszej średnicy i w szybach między poziomowych odbywa się ładówkami, które podwieszają się na linie pneumatycznego kołowrotu umieszczonego na pomoście. Napęd powietrzny umożliwia stosowanie kołowrotu w pomieszczeniach zagrożonych wybuchem metanu. Do podwieszania ładówki szybowej typu GRYF-1P, Fabryka Maszyn Górniczych NIWKA produkuje kołowrót SKOK-2P, wg dokumentacji CMG KOMAG.

Doprowadzenie energii elektrycznej do oświetlenia postępującego dna szybu i odpalenia ładunków wybuchowych w caliznie wymaga kołowrotu o specjalnej konstrukcji z samonośnym przewodem oponowym. Kołowrót ten usytuowany na zrębie szybu ma głowicę pierścieniową służącą do elektrycznego połączenia przewodu ze źródłem zasilania. Do tego celu, oprócz kołowrotów importowanych, jest stosowany kołowrót SKK-1400 produkowany w FMG PIOMA.

Transport elementów zbrojenia szybu przy wykonywaniu prac montażowych odbywa się za pomocą kołowrotów z napędem powietrzny o udźwigu 1-2 t. Kołowrotów tego typu produkowane przez FMG NIWKA oznaczone są symbolami SKOK-2M i SKOK-1P.

Poniżej podano opis budowy i charakterystykę techniczną kołowrotów szybowych, które zostały opracowane w ostatnich kilku latach i których opisy nie były dotychczas publikowane.

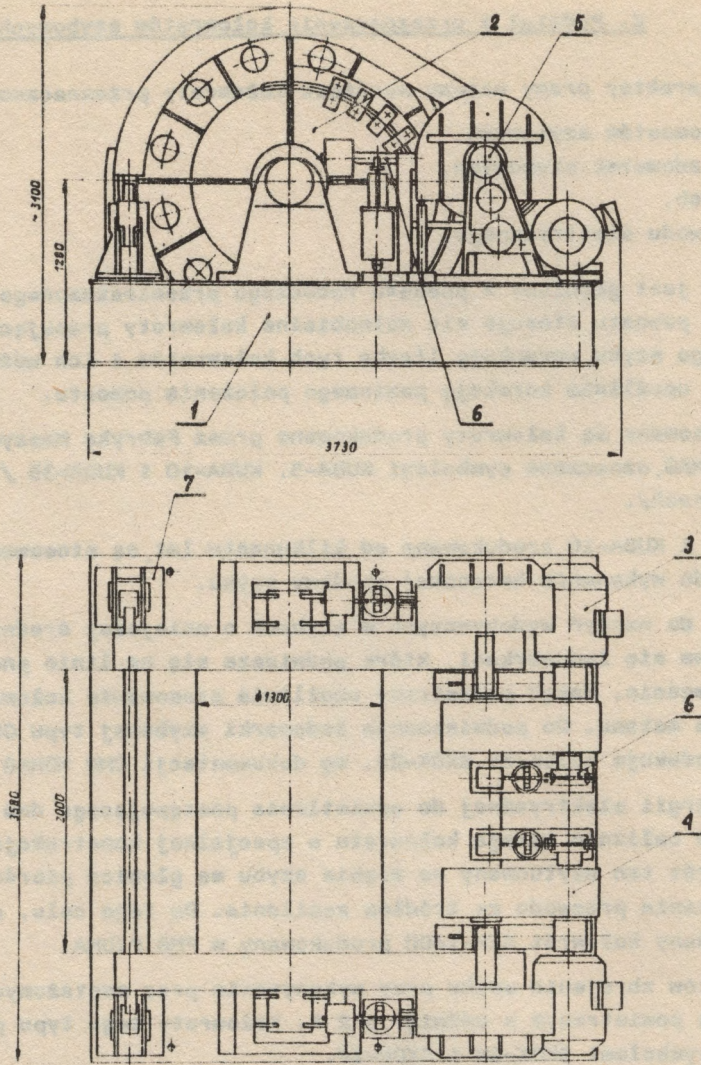
3. Kołowrót KUBA-35

Kołowrót jest przeznaczony do przemieszczania pomostów roboczych w głębinionych szybach i dostosowany do pracy w zespole 2, 3 lub 4 kołowrotów. Zastosowany do innych celów może pracować pojedynczo.

Kołowrót KUBA-35 nie jest przeznaczony do pionowego przewozu ludzi, ale przemieszczenie pomostu może się odbywać z przebywającą na nim załogą po spełnieniu dodatkowych warunków określonych przepisami dotyczącymi przemieszczania pomostów wiszących w szybach.

Dane techniczne

Udźwig kołowrotu	35000 kg
Pojemność bębna dla liny ϕ 50 mm	2000 m
Średnia prędkość liny	0,18 m/s
Moc silników napędowych	2x30 kW
Masa kołowrotu	23000 kg



Rys.1. Kołowrót szybowy KUBA-35

Konstrukcja kołowrotu odbiega od tradycyjnego rozwiązania tego rodzaju maszyn.

Na ramie /1/ budowy blachownicowej, na nieruchomej osi, umieszczony jest bęben /2/, którego pobocznice spełniają funkcję kół zębatach współpracujących z dwoma zespołami napędowymi.

Zespół napędowy składa się z silnika elektrycznego /3/ mocy 30 kW, typowego reduktora /4/ napędzającego reduktor zębata otwarty /5/. Na jego wale wyjściowym zamocowana jest tarcza z bieżnią hamulca postojowego i koło zębata współpracujące z pobocznicą bębna. Zespół napędowy ma dwa hamulce /6/ zaciskane obciążnikami i odwodzone luzownikami elektrohydraulicznymi.

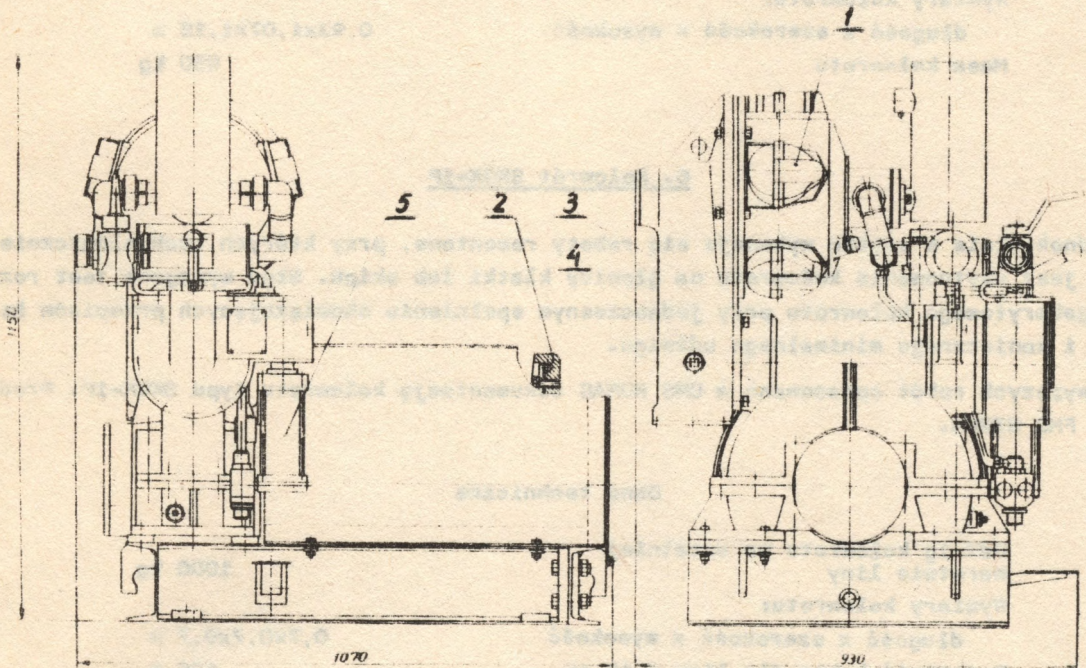
Zgodnie z obowiązującymi przepisami kołowrót jest wyposażony w zespół zapadek /7/ współpracujący z pobocznicami bębna. Zapadki są połączone ciągiem w sposób umożliwiający równy podział obciążenia.

4. Kołowrót SKOK-2P

Do podwieszania ładowniki GRYF-1P i robót montażowych w szybie stosuje się kołowrót pneumatyczny SKOK-2P wyposażony w silnik tłokowy /1/ typu STG-9, który jest połączony z bębnum /2/ przez reduktor zębata /3/ i samohamowny reduktor ślimakowy /4/ spełniający funkcję hamulca postojowego. Hamulec manewrowy /5/ zaciskany sprężyną, zwolniony siłownikiem pneumatycznym

współpracuje z tarczą hamulcową osadzoną na czopie ślimaka.

Do pobocznicy bębna jest przymocowany wieszak zapadkowy. Zapadka sterowana dźwignią nożną połączona jest ciąglem z mechanizmem blokującym rozdzielacz powietrzny przed uruchomieniem kołowrotu w kierunku odwijania liny.



Rys.2. Kołowrót szybowy SKOK-2P

Dane techniczne

Udźwig	2000 kg
Średnia prędkość liny	0,2 m/s
Pojemność bębna dla liny ϕ 16 mm	150 m
Moc silnika	6,5 kW
Masa kołowrotu	760 kg

5. Kołowrót SKOK-2M

Przy robotach montażowych w szybie transport elementów zbrojenia szybu jest czasochłonny ze względu na konieczność stosowania wolnobieżnych kołowrotów o maksymalnej prędkości obciążonej liny - 0,2 m/s.

W celu skrócenia czasu transportu w szybie opracowano dokumentację dwubiegowego kołowrotu SKOK-2M, z serię informacyjną wykonała FMG NIWKA. Zespół napędowy z zębatym reduktorem o zmiennym przełożeniu umożliwia manewrowanie nieobciążoną liną z dwukrotnie większą prędkością.

Kołowrót SKOK-2M podobnie jak SKOK-2P jest napędzany silnikiem powietrznym STG-9. Reduktor ślimakowy spełnia funkcję hamulca postojowego. Hamulec manewrowy działający na ślimak zaciskany sprężyną jest zwalniany siłownikiem powietrznym. Mechanizm blokujący umożliwia zmianę przełożenia reduktora zębatego wyłącznie na postoju kołowrotu.

Dane techniczne

Udźwig	2000 kg
Średnia prędkość manewrowa liny	0,35 m/s
Średnia prędkość robocza liny	0,175 m/s
Pojemność bębna dla liny \varnothing 14 mm	330 m
Wymiary kołowrotu:	
długość x szerokość x wysokość	0,93x1,07x1,15 m
Masa kołowrotu	830 kg

6. Kołowrót SKOK-1P

Niejednokrotnie w szybie wykonuje się roboty remontowe, przy których technologicznie uzasadnione jest usytuowanie kołowrotu na głowicy klatki lub skipu. Stąd wymagane jest rozwiązanie małogabarytowego kołowrotu przy jednoczesnym spełnieniu obowiązujących przepisów bezpieczeństwa i koniecznego minimalnego udźwigu.

Do powyższych robót opracowano w CMG KOMAG dokumentację kołowrotu typu SKOK-1P. Producentem jest FMG NIWKA.

Dane techniczne

Udźwig kołowrotu na ostatniej warstwie liny	1000 kg
Wymiary kołowrotu:	
długość x szerokość x wysokość	0,7x0,7x0,7 m
Pojemność bębna dla liny \varnothing 12 mm	120 m
Prędkość liny	0,2 m/s
Silniki powietrzne zębate	2 x ok. 2 kW
Masa kołowrotu	240 kg

Konstrukcja kołowrotu spełnia wymagania określone przepisami. Dwa pneumatyczne silniki zębate napędzają bęben kołowrotu przez dwustopniowy reduktor, którego koło zębate osadzone na czopie wału wyjściowego współpracuje z kołem zębatym pobocznicą bębna. Hamulec manewrowy sterowany dźwignią nożną działa na czopy silników. Po zwolnieniu dźwigni hamulec jest zaciskany sprężyną. Sprężynowy hamulec postojowy działa na pobocznice bębna. Druga pobocznica z wieńcem zapadkowym współpracuje z zespołem zapadkowym.

7. Zakończenie

Dotychczas opracowane wielkości i typy kołowrotów szybowych spełniają założenia eksploatacyjne i przepisy bezpieczeństwa ruchu w aktualnie stosowanej technologii głębienia szybów.

Niemniej prowadzi się nadal prace zmierzające do udoskonalenia konstrukcji i trwałości kołowrotów.

Artykuł przyjęto do druku 27.05.1987 r.

