

KONFERENCJA: MODELOWANIE GÓRNICZYCH MASZYN WYCIĄGOWYCH
9-10.XII.1977

TADEUSZ ZMYSŁOWSKI

COPKMG - KOMAG

GLIWICE

PROBLEMOWE UJĘCIE SPRZĘŻEN
CIERNYCH I HAMOWANIA WYCIĄGÓW

Wskazano czynniki wpływające na masywność wyciągów, szczególnie wzrost masywności z głębokością szybu. O skuteczności sprzężenia ciernego oprócz współczynnika udźwigu decyduje współczynnik masywności układu o ruchu postępowym, a o relacji między momentem hamującym i opóźnieniem ruchu - masywność ogólna układu, to jest wielkość mas o ruchu postępowym i obrotowym łącznie.

Wyniki analizy problemu racjonalnego hamowania wyciągów uwarunkowanego ograniczoną skutecznością sprzężeń ciernych skłaniają do elastycznego traktowania dyrektywnych wielkości statycznej pewności hamowania, uzasadniając nadrzędne znaczenie dynamicznej pewności hamuiców. Wyniki te pozwalają jednoznacznie wnioskować co do ograniczeń stosowalności systemu ciernego, podyktowanych względami ekonomiczności i bezpieczeństwa ruchu.

1. WSTĘP.

Sprzężenie cierne lin z okładzinami kół pędnych i bębnow wieloliniowych jest tematem bardzo licznych prac. Zbliża się setna rocznica uruchomienia w kop. Hannover pierwszego wyciągu górniczego o ciernym sprzężeniu, a rozpowszechnienie tego systemu dzięki wielolinom jest tak duże, że można przyjąć twierdzenie o zmajoryzowaniu transportu szybowego przez wyciągi cierne.

Sam temat jako przedmiot studiów wciąż jest daleki od wyczerpania, a ponadto można i należy tę ważną problematykę przybliżyć zainteresowanym przez wprowadzenie nowych, pełniejszych form i środków czytelnego opisu zachodzących zależności.

Pozwala to na lepsze zrozumienie i przewidywanie ograniczeń wynikających z potencjalnego zagrożenia poślizgiem zarówno przez projektantów, jak też użytkowników wyciągów ciernych.

W pracy tej zjawisko sprzężenia ciernego przyjęto opisywać klasycznym równaniem Eulera, jak jest to praktykowane w obliczeniach projektowych i sprawdzających w dokumentacji koncesyjnej. Przedstawiono opis cech dynamicznych wyciągu za pomocą kilku współczynników. Wielkość momentu hamującego wyrażono także w sposób relatywny - w stosunku do udźwigu użytecznego, operując współczynnikiem statycznej pewności hamowania. Współczynnik ogólnej masywności wyciągu pozwala związać statyczny efekt działania hamulca z efektem dynamicznym, wyrażonym przez opóźnienie hamowanego wyciągu. Przedstawiony opis opóźnień krytycznych i opóźnień wymuszonych działaniem hamulca ma charakter ogólny i jest ścisły dla przyjętego, uproszczonego modelu dwuskipowych wyciągów wieżowych o zrównoważonym statycznie układzie lin, - bez kół kierujących. Pozwala on jednak z pomocą odwzorowań wykreślonych szczegółowo rozpoznać szereg interesujących zależności, które w niewielkiej modyfikacji zachowują swą ważność także dla innych rozwiązań praktycznych w zakresie wyciągów typu ciernego.

2. PRZYJĘTE OZNACZENIA I ZALEŻNOŚCI.

Jako wskaźnik ogólnej masywności wyciągu przyjęto stosunek sumy wszystkich mas ruchomych, to jest o ruchu postępowym i zredukowanych na linę mas o ruchu obrotowym, do masy ładunku użytecznego.

$$k = \frac{m_z + m_0}{Q} = \frac{g}{a_w} \quad ; \quad /1/$$

gdzie m_z - suma mas zawieszonych na linach - kg
 m_0 - suma zredukowanych na linę mas obrotowych - kg
 Q - masa ładunku użytecznego kg.

Fizyczną interpretację ogólnej masywności wyciągu korzystnie jest przedstawić poprzez jej zależność z opóźnieniem wolnego wybiegu / lub przysp. rozbiegu/ - jak wyżej,

gdzie: g - przyspieszenie ziemskie m/s^2
 a_w - opóźnienie samoistne wyciągu podczas ciągnięcia przy wykluczeniu napędu i hamowanie m/s^2 .

Na wielkość współczynnika k mają największy wpływ:

współczynnik masywności naczyń wydobywczych $C = \frac{G}{Q}$
 oraz głębokość ciągnięcia H m,

gdzie: G - masa naczynia wraz z zawieszami kg.

Wskaźnik masywności układu o ruchu postępowym $k_z = \frac{m_z}{Q}$. /2/

wielkością charakteryzującą graniczny stosunek sił występujących po obu stronach bębna wielolinowego jest tzw. współczynnik udźwigu

$$c = e^{\mu \alpha} \quad /1,87 \text{ lub } 2,19/ \quad /3/$$

$e = 2,718$ - podstawa log. natural.

μ = współczynnik tarcia między liną i okładziną / 0,2 lub 0,25/

α - kąt opasania w radianach / $180^\circ = \pi$ rad./.

Wielkości występujące w dalszych obliczeniach i charakteryzujące przyjęty model wyciągu podano w nawiasach.

Współczynnik niezrównoważenia mas zawieszonych wyraża się następująco:

$$\delta = \frac{Q}{G+L} = \frac{Q}{m_2} = \frac{m_1}{m_2} - 1 = \frac{F_1}{F_2} - 1 = \frac{1}{c + \alpha_L} \quad /4/$$

Jest to zatem stosunek masy niezrównoważonej / ładunku/ do masy zawieszanej na linie po stronie próżnego naczynia.

Oznaczono tu.

L - masa całkowitego zwisu lin po jednej stronie bębna kg

m_2 - masa całkowita po stronie próżnego naczynia kg

m_1 - masa całkowita po stronie pełnego naczynia kg

$$\alpha_L = \frac{L}{Q}$$

Postępując się wskaźnikami opisanymi wzorami (1) do (4) oraz oznaczeniami jak wyżej dokonano uogólnionego opisu cech masowych i dynamicznych wyciągów ciernych.

3. MASYWNOŚĆ WYCIĄGÓW.

Przybliżony obraz morfologiczny mas ruchomych wyciągu podano na rys.1.

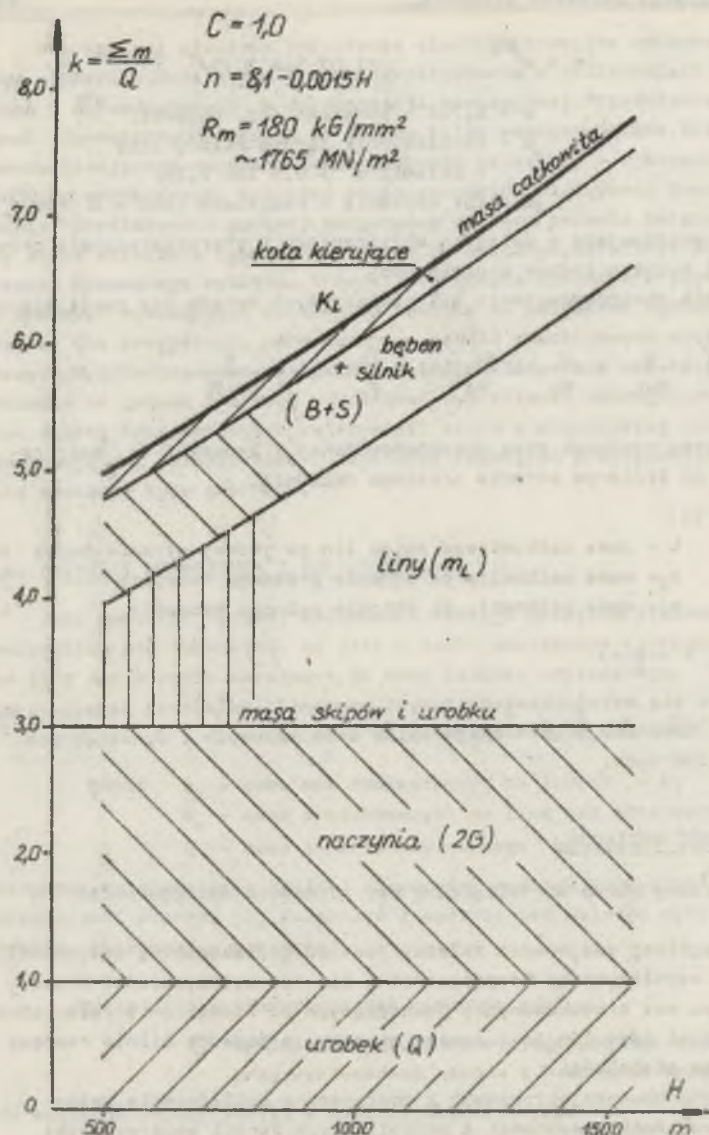
Wskaźnik ogólnej masywności zależny jest od głębokości H , masywności naczyni C , współczynnika bezpieczeństwa lin n , wytrzymałości drutów lin R_m oraz mas zredukowanych, pochodzących od elementów o ruchu obrotowym. Udział masy lin jest zawsze znaczny, a ponadto silnie rosnący ze wzrostem głębokości.

Dla wyciągów nowoprojektowanych z dostateczną dokładnością można obliczyć wskaźnik masywności z przybliżonych formuł empirycznych:

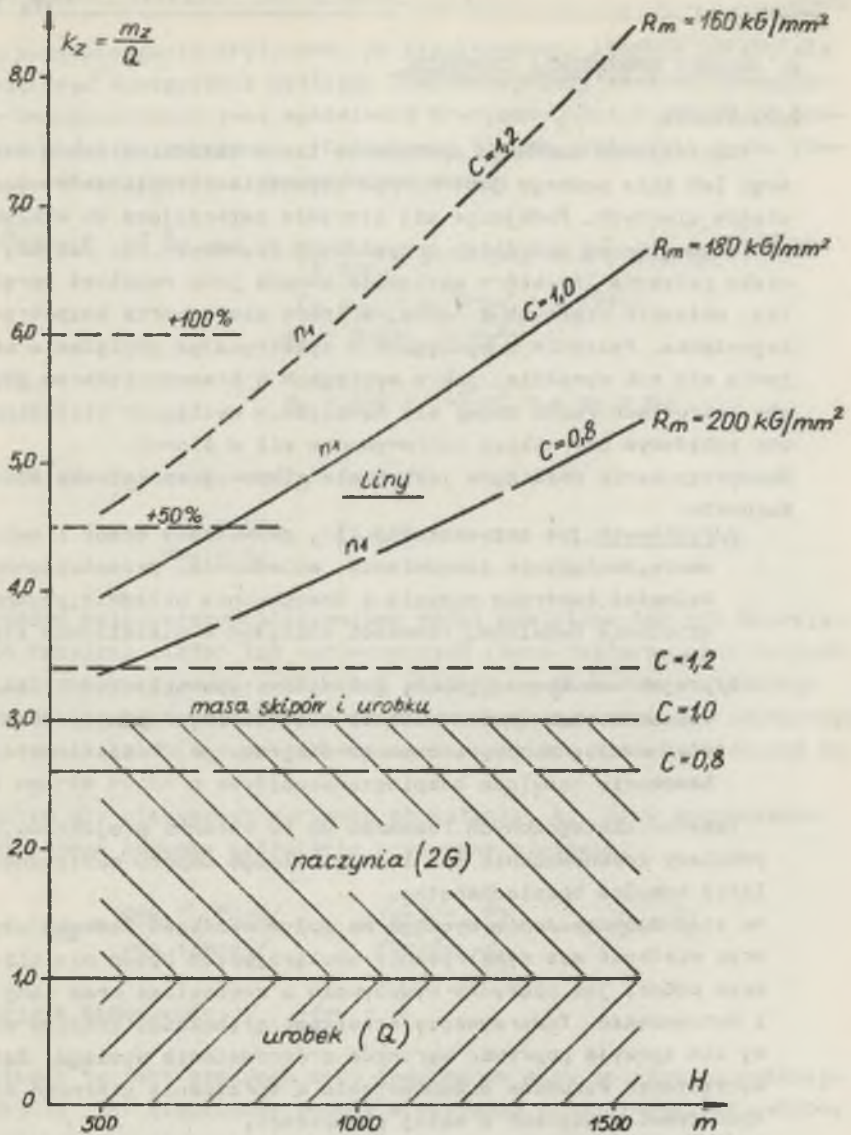
dla $C = 0,8$	$k_{0,8} = 3,2 + 0,00226 H,$	
dla $1,0$	$k_{1,0} = 3,6 + 0,00253 H,$	/ 5 /
dla $1,2$	$k_{1,2} = 4,015 + 0,0028 H.$	

Wskaźnik masywności układu o ruchu postępowym, a więc uwzględniający tylko masy zawieszane na linie dla różnych współczynników masywności naczyni wydebywczyczych "C" oraz R_m pokazane na rys.2.

Jak wynika z rysunku wpływ współczynnika "C" i wytrzymałości lin nośnych jest bardzo duży i tym większy, im większa jest głębokość ciągnięcia.



Rys. 1 Współczynnik ogólnej masywności wyciągu k jako funkcja głębokości szybu. Z wykazanych proporcji wynika dominujący wpływ masy naczyń 2G / mimo założenia małej ich masywności $C=1,0$, która pośrednio wpływa także na masę lin m_L , progresywnie wzrastającą wraz z głębokością szybu H .



Rys. 2 Współczynnik masywności układu o ruchu postępowym k_z jako funkcja głębokości. Wykazano duży wpływ masywności naczyń "C" oraz wytrzymałości drutów lin wydobywczych R_m na masę lin, będącą główną składową przy dużej głębokości. Zaznaczono poziomy 50-procentowej i 100-procentowej relacji masy lin do masy zawieszonych naczyń z ładunkiem i zawieszami.

4. WARUNKI SPRZĘŻENIA CIERNEGO.

4.1. Wstęp.

Skuteczność ciernego sprzężenia lin z okładziną bębna wielolinowego lub koła pędnego jest ważnym czynnikiem bezpieczeństwa ruchu wyciągów ciernych. Podejmuje się starania zmierzające do wykluczenia poślizgów lin we wszelkich przypadkach ruchowych. Nie dotyczy to zjawiska pełzania lin, które występuje zawsze jako rezultat sprężystości lin, okładzin ciernych i bębna, a które nie stwarza bezpośredniego zagrożenia. Pełzanie w wyciągach o symetrycznym obciążeniu nie przejawia się tak wyraźnie, jak w wyciągach z przeciwcieżarem, gdyż przy obu kierunkach ruchu znosi się nawzajem. W wyciągach wielolinowych jest ono pożądanym czynnikiem wyrównywania sił w linach.

Niewystępowanie poślizgów jest uzależnione od spełnienia szeregu warunków:

a/ruchowych, jak oczyszczenie lin, prawidłowy dobór i nakładanie smaru, zwalczanie zawodnienia, oblodzenia, przestrzeganie obciążalności, kontrola zużycia i zamocowania okładzin, płynności działania hamulców, równości obciążeń w wielolinach itp.

b/projektowo-koncesyjnych, jak dobór typu okładzin i lin, kąta opasania, stanu zrównoważenia mas ruchomych, przyspieszeń i opóźnień według zaprogramowanego diagramu prędkości oraz momentu hamowania hamulcem bezpieczeństwa.

Tematem szczegółowych rozważań są tu warunki projektowe, a głównie problemy zrównoważenia mas i racjonalnego doboru skuteczności działania hamulca bezpieczeństwa.

Na stan zrównoważenia wyciągu ma wpływ wielkość ładunku użytecznego oraz wielkość mas symetrycznie obciążających bęben wielolinowy lub koło pędne, jak naczynia wydobywcze z zawieszami oraz liny nośne i wyrównawcze. Towarzyszący wzrostowi głębokości znaczny wzrost masy lin sprzyja poprawie warunków zrównoważenia wyciągu. Zatem niekorzystnych warunków zrównoważenia i sprzężenia ciernego należy się spodziewać w szybach o małej głębokości.

Kontrola obliczeniowa sprowadza się do wykazania, że stosunek sił w linach po obu stronach bębna wielolinowego lub koła pędnego nie przekracza wartości granicznej, czyli współczynnika udźwigu

$$\frac{F_1 \text{ dyn}}{F_2 \text{ dyn}} \leq e^{\mu \alpha} = c \quad / 6 /$$

przy czym w wzorze występują całkowite siły w linach, uwzględniając składowe dynamiczne.

4.2. Opóźnienia krytyczne. Warianty obciążenia.

Wskaźnikiem skuteczności ciernego sprzężenia jest tzw. opóźnienie

lub przyspieszenie krytyczne, po przekroczeniu którego należy się spodziewać wystąpienia poślizgu lin. Szczególnie istotne ze względów bezpieczeństwa jest opóźnienie krytyczne, toteż jemu będą poświęcone dalsze rozważania. Opóźnienie to przy założeniu znaku równości otrzymuje się z poprzedniego wzoru:

$$F_{1 \text{ dyn.}} = c F_{2 \text{ dyn.}}$$

$$F_{1 \text{ dyn.}} = g \cdot (G+Q+L) + a \cdot (G+Q+L)$$

$$F_{2 \text{ dyn.}} = g \cdot (G+L) - a \cdot (G+L)$$

$$m_1 = G+Q+L = \frac{F_1}{g}$$

$$m_2 = G+L = \frac{F_2}{g}; \quad m_1 + m_2 = m_z$$

Stąd: $F_1 + a \cdot m_1 = c F_2 - a m_2$

$$a = \frac{c F_2 - F_1}{c m_2 + m_1} \quad [m/s^2] \quad / 7 /$$

Założono najprostszy obliczeniowo model wielolinu bez kół kierujących. Przyjęto ciężar lin wyrównawczych równy ciężarowi lin nośnych. Rozpatrzono przypadek możliwości poślizgu w kierunku obciążonego naczynia, co odpowiada hamowaniu w warunkach opuszczania nominalnego obciążenia. Zgodnie z postanowieniami przepisów nie uwzględniono tu sił oporów ruchu w szybie.

Zatem dla pierwszego wariantu obciążenia, tj. przy opuszczaniu nominalnego ładunku opóźnienie krytyczne wyniesie:

$$a_{k1} = \frac{c m_2 - (m_2 + Q)}{c m_2 + (m_2 + Q)} \cdot g = \frac{(c-1) - \frac{Q}{m_2}}{(c+1) + \frac{Q}{m_2}} \cdot g \quad [m/s^2]$$

Przyjęto oznaczenie: $\frac{Q}{m_2} = \delta$

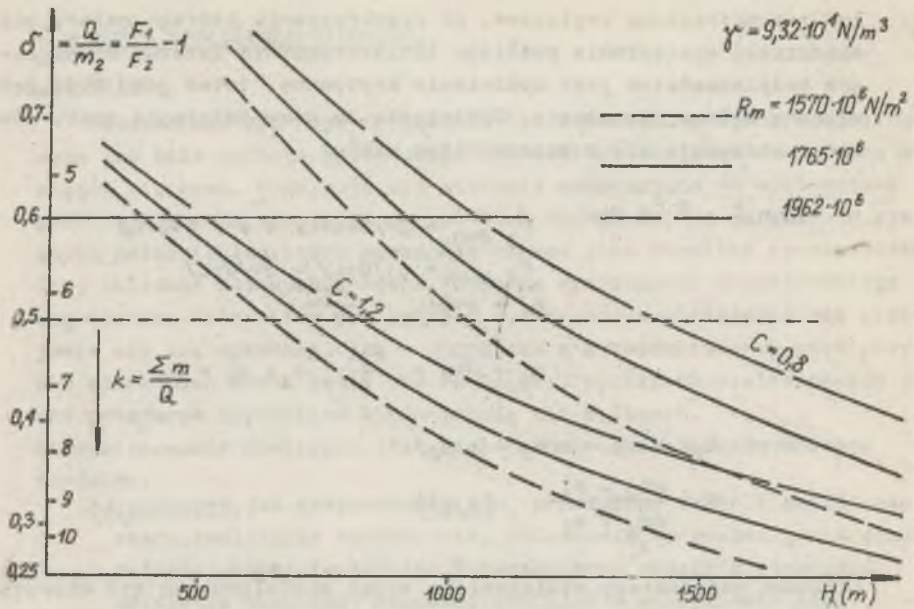
Wielkość ta jako stosunek masy ładunku do masy po stronie próżnego naczynia jest wielkością charakterystyczną / patrz rys. 3/ zależną od głębokości, masywności skipu i cech wytrzymałościowych lin

Zatem: $a_{k1} = \frac{(c-1) - \delta}{(c+1) + \delta} \cdot g \quad [m/s^2] \quad / 8 /$

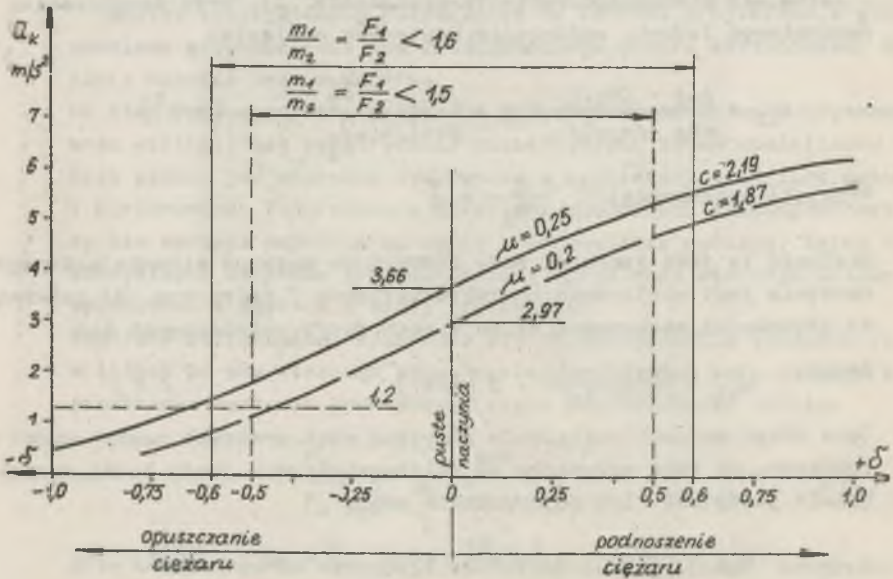
Jako drugi wariant obciążenia przyjęto ruch próżnych naczyń wydobywczych. Do tego przypadku są zbliżone warunki jazdy ludzi, szczególnie jazdy kłku lub pojedynczych osób.

$$a_{k2} = \frac{c-1}{c+1} \cdot g \quad [m/s^2] \quad / \text{gd} \delta = 0 / \quad / 9 /$$

Trzeci wariant, to opóźnienie przy podnoszeniu pełnego nominalnego obciążenia. Ten przypadek nie ma istotnego, praktycznego znaczenia. Poślizg wywołany w tych warunkach nie stwarza zagrożenia, gdyż inercyjny wybieg naczyń wydobywczych jest mały, skutecznie hamowa-



Rys. 3. Współczynnik niezrównoważenia mas zawieszonych δ jako funkcja głębokości przy skrajnych wartościach współczynnika masywności skipów i różnej wytrzymałości lin. Realne wartości tego współczynnika, to przedział poniżej 0,5 przy normalnych i poniżej 0,6 przy szczególnie korzystnych warunkach sprzężenia ciernego



Rys. 5. Opóźnienia krytyczne dla całego przedziału zmienności obciążenia. Realne wartości tych opóźnień odpowiadają przedziałowi zmienności współczynnika niezrównoważenia mas - 0,5 do +0,5 lub skrajnie - 0,6 do +0,5.

ny pełną siłą obciążenia użytecznego oraz siłą tarcia lin na okładzinie bębna. Jednakże uwzględniono i ten wariant, aby odwzorować całkowity obszar możliwych wartości opóźnień krytycznych.

$$a_{k3} = \frac{cm_1 - m_2}{cm_1 + m_2} \cdot g = \frac{c-1/+c\delta}{c+1/+c\delta} \cdot g \quad [m/s^2] \quad /10/$$

Ważność tych wzorów jest ograniczona założeniem $m_2 \neq 0$;

Dla charakterystycznych współczynników udźwigu i spotykanych wartości współczynnika relacji masowych δ opóźnień krytyczne dla wszystkich trzech wariantów obciążenia pokazano na rys.4. Według przepisów opóźnień krytyczne przy opuszczaniu musi spełniać warunek

$$a_{k1} \geq 1,2 \left[-\frac{m}{g^2} \right], \text{ co zaznaczono linią poziomą.}$$

W wyciągach skipowych - bezzjazdowych, nie przeznaczonych do opuszczania, należy w myśl przepisów sprawdzać rachunkowo opóźnienia krytyczne przy opuszczaniu 50 % nominalnego ładunku użytecznego. Jest to równoznaczne z założeniem połówkowej wartości współczynnika δ przy wyznaczeniu opóźnienia krytycznego a_{k1} . Wykorzystanie tej ulgi jest jednak uzależnione od wyniku dodatkowej kontroli skuteczności hamowania bezpieczeństwa, o czym wspomniano w rozdziale nt. dynamiki hamowania.

Na rys. 4 uwidoczniono warunki sprzężenia ciernego jedynie przy pełnym obciążeniu i bez obciążenia. Stany pośrednie można odwzorować w pełnym zakresie od nominalnej wartości ciężaru opuszczanego do podnoszonego jak na rys. 5

Stosowalność kół pędnych i wielolinowych jest ograniczona stosunkiem sił statycznych w linach $\frac{F_1}{F_2}$. Jeżeli przyjąć jako zalecenie $\frac{F_1}{F_2} \leq 1,5$ lub $\frac{F_1}{F_2} \leq 1,6$, to obszar zmienności współczynnika " δ " zostanie określony: $\delta / -0,5; + 0,5/$ lub $\delta / -0,6; + 0,6/$ co zaznaczono na rys. 4 i 5, a co wynika z zależności $\delta = \frac{F_1}{F_2} - 1$;

Masy o ruchu postępowym stanowią według danych empirycznych średnio około 80 % całkowitej sumy mas ruchowych wyciągu wieżowego z napędem bezpośrednim prądu stałego i z kołami kierującymi. Przy bardzo dużych głębokościach i układzie bez kół kierujących udział mas o ruchu postępowym wzrasta do około 88 %.

W uproszczeniu przyjęto jednak:

$$k = k_z + k_o = 0,8 k + 0,2 k.$$

Ponieważ: $m_2 = 0,5 Q / k_z - 1/ = 0,5 Q / 0,8 k - 1/$

$$\delta = \frac{Q}{m_2} = \frac{2}{0,8 k - 1};$$

Na podstawie tej zależności na tle skali proporcjonalnej δ rys.3 zaznaczono orientacyjne wartości $k/5, 10/$.

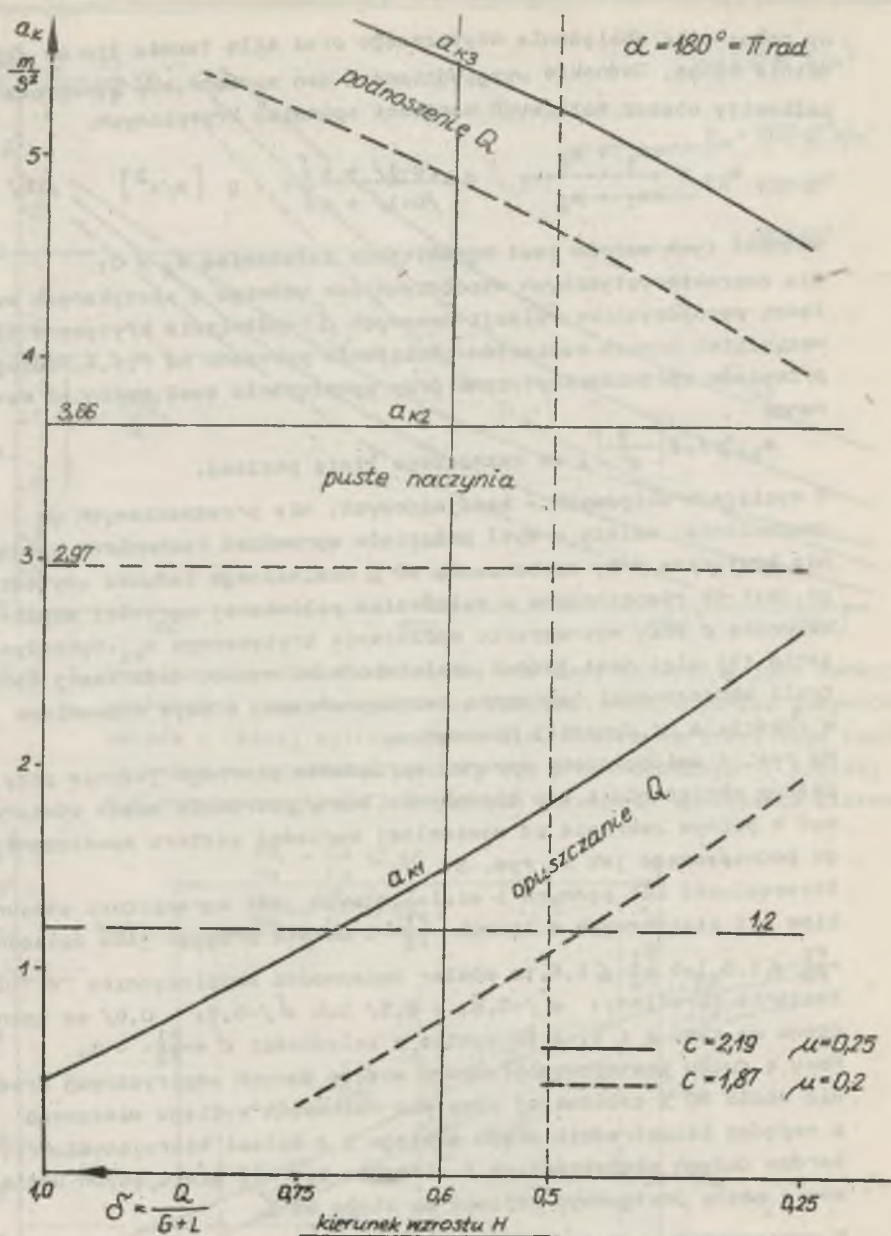


fig. 4. Opóźnienie krytyczne przy opuszczaniu nadwagi, hamowaniu próżnych naczyń i podnoszeniu jako funkcja współczynnika niezerównoważenia mas, malejącego ze wzrostem głębokości H . Duże zróżnicowanie opóźnień krytycznych zależy od współczynnika tarcia. Wielkość opóźnień krytycznych przy hamowaniu próżnych naczyń nie zależy od masywności wyciągu i współczynnika σ . Strefa realnych wartości - po prawej stronie linii pionowych.

4.3. Programowe kształtowanie dynamiki ruchu wyciągu.

Wyciągi wielolinowe i z kołem pędym pod względem dynamiki ruchu podlegają ograniczeniom, wynikającym z ograniczonej skuteczności ciernego sprzężenia. Wartości przyspieszenia i opóźnienia założone w programie prędkości nie powinny przekraczać $1,2 \text{ m/s}^2$. Ponadto jest wymagane, aby założone przyspieszenie i opóźnienie ruchu nie przekraczało 85 % wartości krytycznych, obliczonych z warunków sprzężenia ciernego.

W obliczeniach nie uwzględnia się oporów w szybie. Stąd wielkość opóźnień krytycznych przy opuszczaniu nominalnego ładunku oznaczonych a_{k1} obrazuje równocześnie wielkość przyspieszeń krytycznych przy rozruchu obciążonego skipu z podszybia. Jeśli zatem warunki sprzężenia ciernego są niekorzystne i krytyczne opóźnienie jak też przyspieszenie jest równe minimalnej dozwolonej wartości $1,2 \text{ m/s}^2$, to przyjęto w programie ruchu wyciągu przyspieszenie i opóźnienie musi spełniać warunek:

$$a \leq 0,85 \cdot 1,2 \approx 1 [\text{m/s}^2]$$

Diagram prędkości powinien być w przybliżeniu stały, niezależny od wielkości i kierunku obciążenia wyciągu.

Przebieg hamowania spowodowanego akcją hamulca bezpieczeństwa nie stanowi elementu zaprogramowanego diagramu prędkości, toteż podlega odmiennym wymaganiom. Jeśli więc w wyciągu ciernym zachodzi konieczność obniżenia skuteczności hamowania poniżej ogólnie wymaganego opóźnienia $1,5 \text{ m/s}^2$, / jednak nie niżej $1,2 \text{ m/s}^2$ / wówczas ma się ono zawierać w granicach:

$$0,9 a_k \leq a_{h.b} \leq 1,0 a_k$$

Wymaganie to ma chronić przed nadmiernym, nieuzasadnionym obniżaniem skuteczności hamulca bezpieczeństwa.

W przeciwieństwie do stabilnego opóźnienia ruchu według diagramu, opóźnienie spowodowane stałym momentową akcją hamulca bezpieczeństwa podczas ruchu jest zmienne w szerokich granicach, zależnie od wielkości i kierunku chwilowego obciążenia wyciągu. Szczegółową analizę dynamiki hamowania z ograniczeniem do opuszczania nadwagi ujęto w następnym rozdziale.

5. DYNAMIKA HAMOWANIA WYCIĄGÓW.

5.1. Kryteria doboru momentu hamującego

Nowoczesny system hamulcowy: prawis niezwłocznie potrafi przyłożyć stabilny, nie podlegający oscylacjom moment hamujący o żądanej wielkości, zgodnej z wynikami obliczeń, nie zakłócony działaniem zmiennego

w czasie elektrodynamicznego momentu silnikowego. Miarą skuteczności hamowania jest opóźnienie, nadawane urządzeniu przez hamulec. Wymagania dotyczące opóźnień podano w rozdziale poprzednim. Dodatkowym wskaźnikiem przewagi momentu hamującego nad momentem pochodzącym od obciążenia jest tzw. pewność statyczna. Z powodu ograniczeń nałożonych na hamulec, wynikających z konieczności niepowodowania zagrożeń jako rezultatu poślizgu lin, współczynnik pewności statycznej hamulca bezpieczeństwa może być przyjęty niższy, niż ogólnie obowiązujący 3-krotny, lecz dotąd nie może być mniejszy od 2,0. Dotyczy to warunków ruchu, gdyż tam tylko stosują się ograniczenia dynamiki hamowania. Jeśli system hamulcowy pozwala zaprogramować dwustopniowe działanie bezpieczeństwa, to w czasie postoju wyciągu typu ciarnego wymaga się zapewnienia pełnej, 3-krotnej pewności statycznej.

Komentarza wymagają wyciągi skipowe - bezzjazdowe, nie służące opuszczaniu.

Opóźnienia krytyczne tych wyciągów muszą wynosić co najmniej $1,2 \text{ m/s}^2$ przy opuszczaniu 50 % nominalnego obciążenia. Hamulec bezpieczeństwa musi również zapewniać opóźnienie nie mniejsze niż $1,2 \text{ m/s}^2$ w tych samych warunkach obciążenia, opóźnienie będące wynikiem hamowania nie może przekraczać krytycznego. Jest to zatem ulgowe potraktowanie tej kategorii urządzeń. Dodatkowo jednak w tym przypadku należy dokonać sprawdzenia dynamiki hamowania przy pełnym opuszczanym ładunku użytecznym, by wykazać, że opóźnienie, jakie zdolny jest nadać hamulec bezpieczeństwa nie jest mniejsze od założonego w diagramie prędkości / zwykle w granicach 0,8 do $1,2 \text{ m/s}^2$. Sprawdzenie ten ma wykazać, że również przy pełnym obciążeniu wyciąg zachowuje zdolność utrzymania naczyń wydobywczych w obrębie położenia krańcowych, nie zachodzi niebezpieczeństwo przejazdu poza krańce.

5.2. Graniczne momenty hamowania obciążonych wyciągów.

Jak wspomniano w przypadku nominalnego obciążenia miarodajnym dla doboru momentu hamującego jest warunek niepowodowania poślizgu przy opuszczeniu.

Opóźnienie wynikające z hamowania określa się wzorem:

$$a_{ho} = \frac{\frac{2M_{ho}}{D} - Qg}{\sum m} \quad [\text{m/s}^2],$$

gdzie: M_{ho} - moment hamowania w warunkach opuszczania N m

$Q \cdot g$ - czynna nadwaga, w wyciągach o linach zrównoważonych równa ciężarowi użytecznemu N

Jeśli przyjmie się $a_{ho} = a_{k1}$ / patrz rozdz. 4.2/ to wyznaczony z równania moment hamujący będzie granicznym z punktu widzenia niepowodowania poślizgu.

$$M_{ho} = M_Q / \left(1 - \frac{a_{k1}}{g} + 1 \right) \quad [Nm]$$

gdzie: $M_Q = \frac{Q \cdot g \cdot D}{2}$ - moment obciążenia Nm

$$\sum m = k \cdot Q, \text{ wg rozdziału 2 i 3.}$$

$$\text{Stąd: } \frac{M_{ho}}{M_Q} = n_{st} = k \frac{a_{k1}}{g} + 1$$

Jeśli przyjąć, że warunki sprzężenia ciernego zapewniają opóźnienie nie większe niż $1,2 \text{ m/s}^2$ / wymagne minimum/, wówczas graniczna, maksymalna na pewność statyczna będzie liniową funkcją masywności wyciągu:

$$n_{st} = 0,122 k + 1.$$

Jeśli z kolei przyjąć, że wymagana minimalna pewność statyczna wynosi 2,0 to warunkiem koniecznym tego, by była ona osiągalna pomimo granicznie niskiej wartości opóźnienia jest: $k \geq 8,2$.

Stąd wniosek, że dopiero przy dostatecznie dużej masywności wyciągu przy granicznie niskim opóźnieniu $1,2 \text{ m/s}^2$ uzyskuje się dwukrotną lub nieco wyższą pewność statyczną / patrz strefa 1 na rys 6 /.

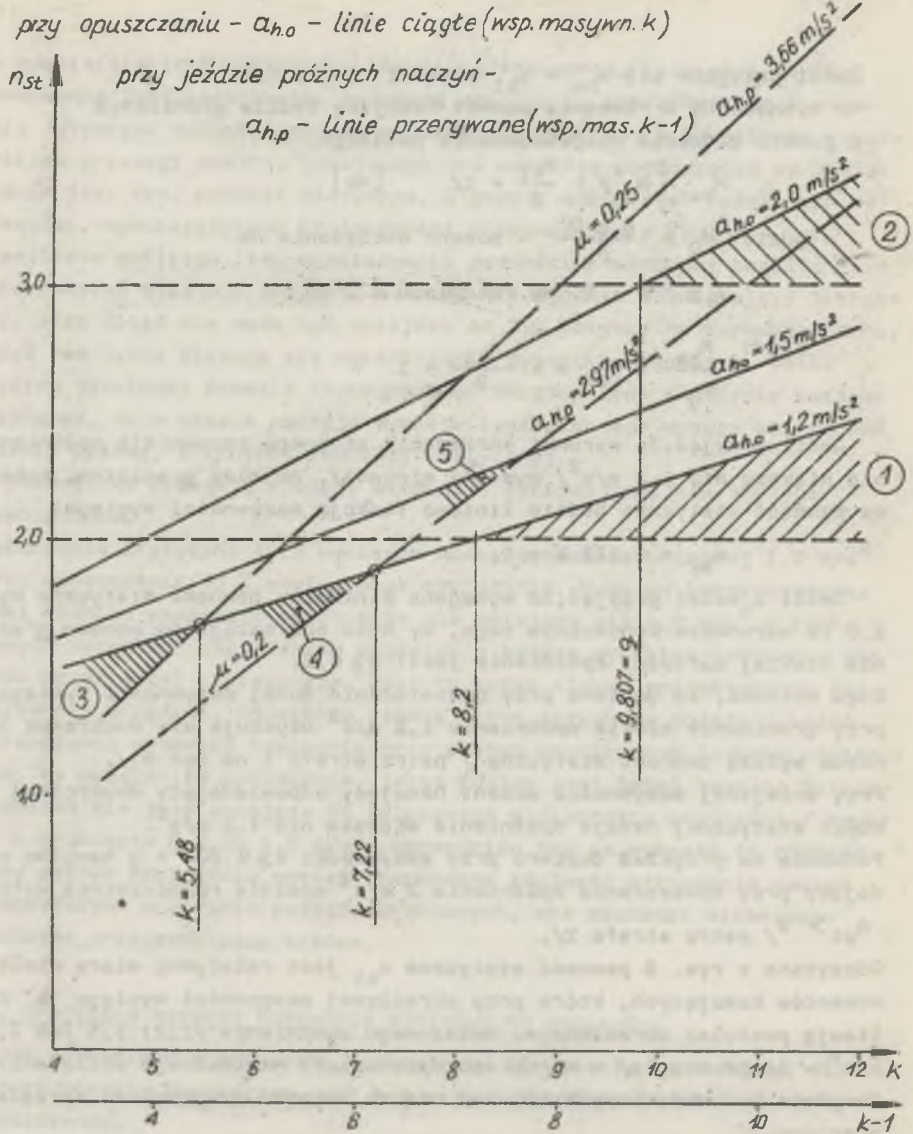
Przy mniejszej masywności moment hamujący odpowiadający dwukrotnej pewności statycznej nadaje opóźnienia większe niż $1,2 \text{ m/s}^2$.

Podobnie na przykład dopiero przy masywności $k \geq 9,807 = g$ hamulec nadający przy opuszczaniu opóźnienia 2 m/s^2 spełnia równocześnie warunek

$$n_{st} > 3 / \text{ patrz strefa 2/.$$

Odczytana z rys. 6 pewność statyczna n_{st} jest relatywną miarą wielkości momentów hamujących, które przy określonej masywności wyciągu "k" realizują postulat określonego, założonego opóźnienia /1,2; 1,5 lub 2,0 m/s^2 - linie ciągłe/ w warunkach opuszczania nominalnego obciążenia. Powyższe bez dodatkowych założeń nie ma związku z warunkami sprzężenia ciernego.

Opóźnienia krytyczne przy opuszczaniu ciężaru zależnie od masywności, współczynnika tarcia oraz podziału ogólnej masywności na masy zawieszony i obrotowe przedstawiono na tle momentów hamujących na rys. 7. Wskazówki dotyczące wyboru takich momentów hamujących, które mają zapewnić dostateczną skuteczność hamowania bez kolizji z granicznymi warunkami sprzężenia ciernego podano w rozdz. 5.4.



Rys. 6. Współczynnik statycznej pewności hamulca jako relatywna wielkość momentu hamującego w zależności od masowności wyciągu obciążonego lub nieobciążonego / tylko dla hamowania próżnych naczyń/ oraz od realizowanych ekscją hamulca opóźnień, w tym również równych opóźnieniom krytycznym przy ruchu próżnych naczyń. Każda ukośna linia prosta opisuje w polu wykresu funkcję $a_{h_i} = \text{const.}$

5.3. Graniczne momenty hamowania bez obciążenia,

W warunkach ruchu próżnych naczyń wyciągu dwuskipowego lub dwuklatkowego / bez obciążenia/ efekt hamowania wyznacza się następująco:

$$a_{hp} = \frac{2M_{hp}}{0 \cdot \sum m_p}, \quad [m/s^2]$$

gdzie oznaczono:

M_{hp} - moment hamowania próżnych naczyń lub przy jeździe ludzi

$\sum m_p$ - suma mas ruchomych wyciągu bez ładunku użytecznego Nm

$$\sum m_p = \sum m - Q \quad [kg]$$

$$\frac{\sum m_p}{Q} = k - 1 ;$$

Stąd: $M_{hp} = \frac{QD}{2} \cdot a_{hp}/k-1/ = M_Q \cdot \frac{a_{hp}}{g} / k-1/ \quad [Nm]$

Przyjęto, że efekt hamowania odpowiada granicznemu warunkom sprzężenia ciernego $a_{hp} = a_{k2}$ / wg rys. 4/ lub $\delta = 0$ wg rys. 5.

$$\frac{M_{hp}}{M_Q} = n_{st} = \frac{a_{k2}}{g} /k-1/$$

Warunki sprzężenia ciernego, a ściślej współczynnik udźwigu "C" narzuca określone wartości opóźnień krytycznych wyciągów bez kół kierujących przy ruchu próżnych naczyń, niezależnie od relacji masowych. Jednak graniczny moment hamujący, a więc również jego wartość relatywna ^{wyciążona} współczynnikiem pewności statycznej jest funkcją masywności wyciągu.

Podstawiając wartości szczegółowe opóźnień krytycznych otrzymano:

przy $a_{hp} = a_{k2} = 3,66 \text{ m/s}^2$ $n_{st} = 0,373 /k-1/$

$a_{hp} = a_{k2} = 2,97 \text{ m/s}^2$ $n_{st} = 0,303 /k-1/$

Funkcje te przedstawiono na rys. 6 i 7 liniami przerywanymi. Można więc odczytać statyczną ^{pewność} n_{st} , określoną, jak poprzednio w stosunku do nominalnej nadwagi, z której to pewności wynikający moment hamujący w wyciągu nieobciążonym, a więc o sumie mas ruchomych /k-1/ - krotnej w stosunku do ładowności naczynia, realizuje postulat nadawania opóźnienia 2,97 lub 3,66 m/s², czyli opóźnienia krytycznego w warunkach ruchu próżnych naczyń wydobywczych / patrz rys. 4/.

Odwzorowanie na rys. 6 krytycznego opóźnienia, wynikającego z warunków sprzężenia ciernego dotyczy tylko ruchu próżnych naczyń.

Rozwiązano kolejno przedstawione uprzednio równania z równaniem $n_{st} = 0,122 k + 1$ / dla $a_{h.o} = 1,2 \text{ m/s}^2$ /. Otrzymano współrzędne punktów przecięcia:

/5,48; 1,67/ oraz /7,22; 1,884/, zaznaczonych na rys. 6.

Na lewej stronie tych punktów znajdują się charakterystyczne strefy zakreskowane 3 i 4. Przy współczynniku udźwigu $c = 2,19$, gdy współczynnik masywności wyciągu $k < 5,48$, to realizacja przez hamulec wymaganej opóźnienia $1,2 \text{ m/s}^2$ w warunkach opuszczania powoduje przekroczenie granicznego opóźnienia $3,66 \text{ m/s}^2$ przy ruchu pustych naczyń. Zatem nie istnieje wówczas taki moment hamujący, który spełniałby obydwa nakazy równocześnie / $a_{ho} \geq 1,2 \text{ m/s}^2$ oraz $a_{hp} \leq 3,66 \text{ m/s}^2$, a w samej strefie 3 obydwa nakazy są niespełnione.

Podobna sytuacja zachodzi w strefie 4, przy $c = 1,87$ sprzeczne są z sobą wymagania: $a_{h.o} \geq 1,2 \text{ m/s}^2$ oraz $a_{hp} \leq 2,97 \text{ m/s}^2$, gdy $k < 7,22$. Obie te strefy 3 i 4 w rozpatrywanym przypadku wyciągu dwuskipowego z maszyną na wieży - bez kół kierujących znalazły się poniżej linii poziomej $n_{st} = 2,0$. Zatem obie one leżą w obszarze, gdzie również pewność statyczna hamulca nie odpowiada wymogom przepisów.

Jednak realizacja nieco wyższego opóźnienia przy opuszczaniu / np. $a_{ho} = 1,5 \text{ m/s}^2$ / uwarunkowana dostatecznym sprzężeniem ciernym powoduje, że strefa początkowej kolizji z warunkami sprzężenia ciernego przy ruchu próżnych naczyń przemieszcza się w obszar dozwolony, gdzie: $n_{st} > 2$, co zaznaczono przykładowo jako strefę 5. Poniżej strefy 5 wszystkie trzy wymogi mogą być spełnione.

5.4. Prawidłowy dobór momentów hamujących.

Jeśli warunki sprzężenia ciernego na to pozwalają, wyciąg powinien w czasie hamowania bezpieczeństwa przy opuszczaniu osiągnąć opóźnienie zbliżone do $1,5 \text{ m/s}^2$.

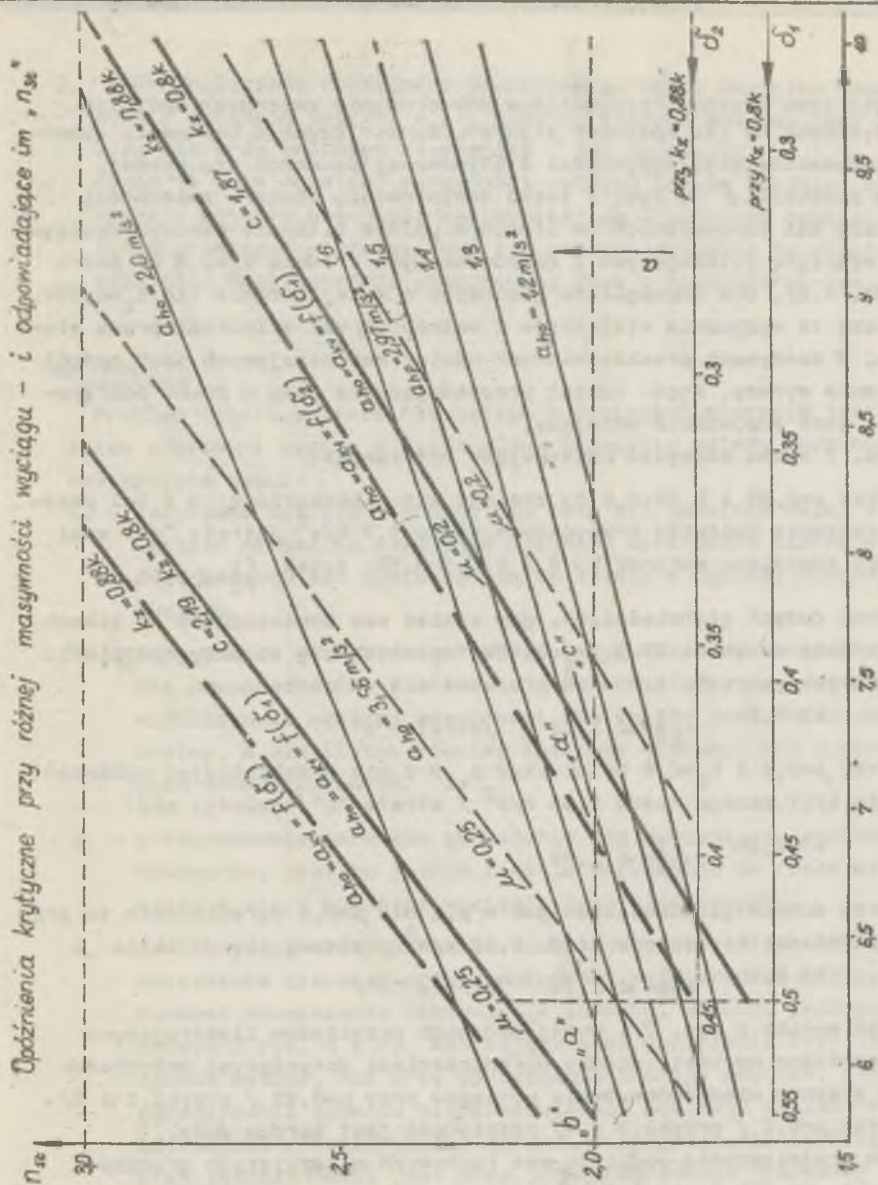
Zależnie od masywności wyciągu opóźnienie takie uzyskuje się:

przy $k = 6,5$ - stosując moment hamujący dwukrotny w stosunku do maksymalnego momentu obciążenia,

przy $k = g = 9,807$ - stosując moment 2,5 krotny w stosunku do momentu obciążenia,

co można odczytać z rys. 6.

Korzystając z podanych w rozdz. 2 i 4.2 zależności na ciągłej skali "k" przedstawiono odpowiadające określonej masywności dwie podziałki wartości " δ " / rys. 7/.



Rys. 7. Wyznaczenie momentu hamującego wyrażonego za pośrednictwem współczynnika pewności statycznej jako funkcji ogólnej masywności wyciągu, zależnie od realizowanych opóźnień. Krytyczne wartości opóźnień, których nie należy przekraczać, zostały wyznaczone dla współczynnika tarcia 0,2 i 0,25 przy dwu różnych proporcjach udziału mas zawieszonych w ogólnej bezwładności wyciągu. Zaznaczono także opóźnienia krytyczne przy hamowaniu próżnych skípów./przerzywanymi/.

Dzięki temu uzyskano przybliżone odwzorowanie zmiennych opóźnień krytycznych na tle opóźnień stałych, wynikających z hamowania momentem, odpowiadającym masywności i stosowanej pewności statycznej. Dwie podziałki δ na rys. 7 służą odwzorowaniu obszaru zmienności udziału mas zawieszonych na linach w pełnym bilansie masowym wyciągu. Dla wyciągów istniejących i nowobudowanych średnio $k_z=0,8$ k/ patrz rozdz. 4.2/, dla szczególnie głębokich o dużej liczbie lin $k_z=0,88$ k. Dotyczy to wyłącznie wielolinów z wolnobieżnymi silnikami prądu stałego. W maszynach przekładniowych udział mas wirujących jest naogół znacznie wyższy, stąd udział przypadający na masy o ruchu postępowym - jest odpowiednio mniejszy.

Z rys. 7 można odczytać następujące informacje:

1. Przy $\mu=0,25$ i $k_z=0,8$ k by znaleźć się w obszarze $n_{st} > 2$ bez przekroczenia opóźnień krytycznych rzędu $1,7 \text{ m/s}^2$ /strefa "a"/ musi być spełniony warunek $k > 5,8$ i $\delta_1 < 0,55$; zatem $\frac{F_1}{F_2} < 1,55$.
2. Przy dużych głębokościach, gdy udział mas zawieszonych na linach wzrasta do około 88 % / $k_z=0,88$ k/ ograniczenie to przy opóźnieniu krytycznym rzędu $1,8 \text{ m/s}^2$ przesuwa się do około $k > 5,5$ $\frac{F_1}{F_2} < 1,52$ /strefa "b"/
3. Przy $\mu=0,2$ i $k_z=0,8$ by uzyskać $n_{st} > 2$ nie przekraczając opóźnienia krytycznego rzędu $1,35 \text{ m/s}^2$ /strefa "c"/ należy, aby: $k > 7,25$ $\frac{F_1}{F_2} < 1,42$
4. Przy dużych głębokościach jak w p.2 dla $\mu=0,2$ ograniczenie to przy opóźnieniu krytycznym rzędu $1,42 \text{ m/s}^2$ przesuwa się do około $k > 6,8$ $\frac{F_1}{F_2} < 1,39$ /strefa "d"/
5. Jak wynika z rys. 7 i wyżej podanych przykładów ilustrujących graniczne warunki, między ograniczeniami dotyczącymi masywności i stopnia niezerównoważenia wyciągów przy $\mu=0,25$ /przykł.1 i 2/ oraz $\mu=0,2$ /przykł.3 i 4/ rozpiętość jest bardzo duża. Wpływ zróżnicowania podziału mas ruchomych w przyjętych granicach $0,8k \leq k_z \leq 0,88k$ jest wielokrotnie mniej istotny.
6. W warunkach głębokich szybów/linie przerywane, podziałka δ_2 przy $k_z=0,88$, przykłady 2 i 4 / przy określonej ogólnej masywności wyciągu wzrasta F_1+F_2 , a więc zgodnie z oczekiwaniem wzrasta opóźnienie krytyczne. Równocześnie w wyniku wzrostu udziału mas o ruchu postępowym rośnie dynamiczna składowa sił w linach, a tym samym zmniejsza się nieco graniczny stosunek statycznych sił w linach $\frac{F_1}{F_2}$ uwarunkowany sprzężeniem ciernym. Powyższe wynika także z formuł podanych w rozdz.4.2.

7. Przerwy, liniami zaznaczono graniczne wartości momentów hamujących / wyrażone poprzez n_{st} /, powyżej których możliwy jest poślizg lin przy próżnych naczyniach / jak na rys.6/

Linie te przy dowolnej masywności wyciągu zawsze bardziej ograniczają momenty hamujące, niż wynikające z warunków opuszczania linie graniczne - grube. Fakt ten stanowi wykazaną tu prawidłowość, choć wciąż jeszcze przyjmowany jest z niedowierzaniem.

6. UWAGI.

Problem doboru momentu hamującego w wyciągach ciernych jest zatem złożony i mówiąc o racjonalnym hamowaniu należy poczynić następujące uwagi:

1. - masywność wyciągu ciernego nie może być dowolnie mała, a jej wartość minimalna zależy od warunków sprzężenia ciernego i od udziału mas zawieszonych na linach w ogólnej masywności wyciągu.
2. - przy małych głębokościach wyciągi typu ciernego mogą bezpiecznie pracować tylko w układzie z przeciwcieżarem, gdyż wówczas współczynnik ogólnej masywności dla skipów jest około dwukrotny, a dla klatek również znacznie większy, niż w wyciągach dwunacyniowych.
3. - zróżnicowanie warunków obciążenia nie sprzyja racjonalnemu hamowaniu, jest to jednym z wielu argumentów na rzecz stosowania w miarę możliwości wyciągów specjalizowanych.
4. - jeśli wyciąg służy ubocznie do jazdy ludzi, naogół warunki sprzężenia ciernego przy opuszczaniu są pośrednie między warunkami opuszczenia nominalnego ładunku, a ruchu próżnych naczyń / rys. 6 i 7/. Wynikające stąd opóźnienia krytyczne są zawsze wyższe, niż przy opuszczaniu pełnego ładunku, ale ograniczenia momentu nie powodującego poślizgu są zawsze ostrzejsze / rys.7/. Zatem warunek niepowodzenia poślizgu przy jeździe ludzi jest przy jednoprogowym hamowaniu zwykle motywu niepożądanego obniżania skuteczności hamulca przy opuszczaniu nominalnego ładunku.
5. - przy dużym zróżnicowaniu obciążeń oraz niekorzystnych, bliskich granicznym warunkach masywności i sprzężenia ciernego może zachodzić konieczność odrębnego programowania hamowania bezpieczeństwa w warunkach ruchu z ładunkiem nominalnym i w warunkach jazdy ludzi bądź próżnych naczyń.

Przy korzystniejszych warunkach sprzężeń ciernych rozwiązanie takie również może być celowe, gdyż pozwala pożytecznie zwiększyć skuteczność hamulców, w warunkach maksymalnego obciążenia.

6. - Jako miarodajne dla bezpieczeństwa ruchu wyciągów należy przyjmować warunki hamowania przy opuszczaniu nadwagi, dla których granicznym przypadkiem jest ruch próżnych naczyń. Chcąc przy podnoszeniu występują podczas hamowania bezpieczeństwą poślizgi lin, należy przyjąć, że jako krótkotrwałe i zanikające nie stwarzają one zagrożenia dla bezpiecznego ruchu wyciągów.
7. - Graniczne momenty hamujące wynikają zatem z rys. 7 i dla wyciągów wydobywczych mogą być przyjmowane w granicach zakreślonych liniami grubymi, a dla wielofunkcyjnych - liniami przerywanymi. Przy dwu programach hamowania bezpieczeństwa wykorzystuje się obydwie te wskazania.

7. WNIOSKI KOŃCOWE.

1. Współczynnik ogólnej masywności wyciągu k jest miarodajny dla określenia efektów hamowania przy zaangażowaniu momentu hamującego zdeterminowanego współczynnikiem n_{st} .
2. Współczynnik krętności mas zawieszonych na linach / mas o ruchu postępowym/ k_z jest miarodajny dla określenia opóźnień krytycznych przy warunkach sprzężenia ciernego zdeterminowanych współczynnikiem udźwigu $c = e^{\mu \alpha}$.
3. Udział mas zawieszonych " k_z " w ogólnym bilansie mas ruchomych wyciągu " k " jest miarodajny dla dokonania koniecznych porównań między momentem hamującym i efektem hamowania wyrażonym przez opóźnienie hamowanego wyciągu z jednej strony, a stanem granicznym sprzężeń ciernych, wyrażonym przez opóźnienie krytyczne z drugiej strony.
4. Uogólnione rozpatrzenie problemu niepowodzenia poślizgu przez akcję hamulca jest możliwe i celowe dla ustalenia racjonalnych reguł projektowania i bezpiecznej eksploatacji wyciągów ciernych. Dlatego należy wprowadzić jednolitą klasyfikację wyciągów obejmującą m.in. współczynniki jak w wnioskach 1 i 2.
5. W przypadku wyciągów z jedno lub obustronny kołami linowymi zredukowana masa kół zostaje zaliczona do mas zawieszonych na linach.

Siły statyczne pozostają niezmiennione, zatem opóźnienia krytyczne w myśl wzorów podanych w rozdz.3.2. maleją, jeśli nie zachodzi rekompensata przez zwiększenie kąta opasania. Stąd podanych wyżej wyników, uzyskanych dla modelu wyciągu wieżowego bez kół kierujących, nie należy transponować bezpośrednio na wyciągi z kołami linowymi. Jednakże wyprowadzone i zilustrowane zależności zachowują swą wartość poznawczą i stwarzają możliwości adaptacji.

6. Problem optymalizacji doboru nastawów hamulcowych wciąż czeka na rozwiązanie, uwzględniające wzrastające możliwości technicznej realizacji. Istotnym postępem byłoby przewidywanie dwu programów hamowania, osiąganym w nowych systemach sterowania hamulców opracowanych przez COPKMG- KOMAG.
7. Jeśli warunki hamowania będące podstawą określenia nastawów hamulcowych nie uwzględniają ruchu próżnych naczyń, obsługa i osoby dozoru muszą być świadome faktu, że przy jeździe próżnych naczyń nie są dochowane warunki niepowodowania poślizgu przez akcję hamulca bezpieczeństwa.
8. Sprawa dopuszczalności ewentualnych odstępstw od ujednoczonych wymogów w zakresie statycznej pewności hamulca bezpieczeństwa powinna być rozpatrywana na tle sprecyzowanych cech dynamicznych wyciągów, a także z uwzględnieniem stanu zabezpieczeń określonego strukturą urządzeń sterujących hamulcami.

EXAMINATION OF PROBLEMS CONNECTED WITH FRICTION COUPLING AND BRAKING IN THE MINING HOISTS

The factors which affect on massiveness of the hoist, particularly the increase of massiveness rising accordingly with the rise of shaft's depth have been indicated.

The efficacy of friction coupling is determined not only by the static load but also by the massiveness of whole linearly moving system. The relation between braking torque and value of retardation is determined by the total massiveness of system i.e. by the total amount of masses moving both rotatively and linearly.

The results of analysis concerning the reasonable braking the hoist within limits determined by friction coupling, induce the elastic treatment of the static certainty and substantiate the cardinal significance of dynamic certainty of brakes.

The results allow to establish limits of friction system application.

К ВОПРОСУ ФРИКЦИОННОГО СЦЕПЛЕНИЯ И ТОРМОЖЕНИЯ ПОДЪЕМНЫХ УСТАНОВОК

Рассматриваются факторы, влияющие на массивность подъемных установок, и в особенности на её увеличение по мере роста глубины ствола. Эффективность фрикционного сцепления определяется как коэффициентом грузоподъемности, так и массивностью элементов прямолинейного поступательного движения; связь же момента торможения с замедлением движения определяется общей массивностью системы, т.е. суммой масс поступательного и вращательного движения.

Анализ проблем рационального торможения подъемных установок в пределах фрикционного сцепления наводит на мысль некоторой интерпретации директивных величин статической надёжности торможения, а результаты этого анализа подчеркивают преобладающее значение динамической надёжности тормозов.

Результаты анализа проблем рационального торможения дают возможность сформулировать диапазон ограниченной применимости фрикционной системы.

