

Jan BOROŠKA, Janka ŠADEROVA  
Uniwersytet Techniczny, Koszyce, Słowacja

## MOŻLIWOŚCI OKREŚLENIA SIŁ DYNAMICZNYCH W LINACH WYCIĄGOWYCH

**Streszczenie.** W artykule omówiono skrótowo czynniki wpływające na obciążenie dynamiczne lin wyciągowych oraz jeden ze sposobów ich obliczenia. Przedstawiono dynamometr do pomiaru sił w linach wyciągowych oraz wyniki badań obciążeń dynamicznych w linie wyciągowej nośnej szybu Porac Kopalni „Zelba”. Wyniki badań obciążeń lin podczas eksploatacji porównano z obliczeniami teoretycznymi. Współczynnik dynamiczny zależy od reżimu pracy urządzenia wyciągowego i wynosi:  $k_d = 1,06 - 1,46$ .

## POSSIBILITIES OF DETERMINING OF DYNAMIC FORCES IN HOISTING ROPES

**Summary.** Factors which influence the dynamic load in hoisting ropes and one of the methods of making the calculations have been briefly described. The paper presents a dynamometer used to measure forces in hoisting ropes as well as results of the examination of dynamic loads existing in carrying hoisting ropes of the Porac shaft at the „Zelba” mine. The results obtained in the course of examination of rope loads during the shaft operation have been compared with those calculated theoretically. A dynamic coefficient is conditioned by the regime of a hoisting plant and amounts to  $k_d = 1,06 - 1,46$ .

### 1. Wstęp

Podczas eksploatacji na liny wyciągowe nośne działają różne siły wpływające zarówno na ich obciążenie jako lin w całości oraz na poszczególne ich druty i splotki. Znajomość tych sił jest ważna zarówno dla konstruktorów, jak i użytkowników lin w celu prawidłowego ich doboru do urządzeń wyciągowych [1]. Przy doborze lin polegającym na obliczeniu wymaganego przez przepisy współczynnika bezpieczeństwa uwzględnia się tylko obciążenia statyczne. Brak informacji o innych czynnikach wpływających na obciążenie rzeczywiste liny uwzględnione jest przez stosowanie wysokich wartości statycznych współczynników bezpieczeństwa. Przy tym uwzględnia się głównie siły dynamiczne, wpływające nie tylko na bezpieczeństwo i trwałość ale i niezawodność eksploatacji lin wyciągowych. Siły dynamiczne

w linach można obliczyć teoretycznie lub wyznaczyć eksperymentalnie. W Katedrze Logistyki i Systemów Produkcji (Katedra LSP) Wydziału BERG Uniwersytetu Technicznego w Koszycach w ramach grantu zastosowano obie metody.

## 2. Powstawanie sił i naprężeń dynamicznych w linach

Obciążenia dynamiczne wywołujące naprężenia dynamiczne w linach spowodowane są głównie nierównomiernym ruchem liny nośnej oraz obciążenia wiszącego na jej końcu.

Przyczynami nierównomiernego ruchu liny wyciągowej mogą być [2]:

- opory ruchu urządzenia wyciągowego,
- opory ruchu naczynia wyciągowego,
- przyspieszenie lub opóźnienie podczas rozruchu lub dojazdu naczynia wyciągowego,
- drgania wzdłużne liny,
- drgania poprzeczne liny,
- drgania skrętne liny (lub drgania mieszane),
- obciążenia udarowe wywołane nierównością toru prowadników w szybie,
- inne.

Wielkość obciążenia dynamicznego zmienia się wzdłuż liny i zależy przede wszystkim od występującej w danym przekroju liny masy obciążającej. Wpływa na nie również wiele innych czynników.

## 3. Obliczenie sił i naprężeń dynamicznych w linie

Siły dynamiczne można obliczyć różnymi sposobami. Dla przykładu równanie (1) określające siłę dynamiczną dla stałej długości liny w danym czasie ma postać [2]:

$$F = ES \frac{\partial u(x,t)}{\partial x} \quad (1)$$

gdzie:

$E, S$  - moduł sprężystości podłużnej i przekrój nośny liny,

$u$  - wydłużenie sprężyste lin na odcinku  $x$ ,

$x$  - długość wybranego odcinka liny,

$t$  - czas działania siły na linę.

W celach praktycznych wykorzystuje się wzory empiryczne, które otrzymano dla określonych warunków brzegowych. Przy obliczaniu lin urządzeń wyciągowych często używa się wzoru Żuravlieva i Zacharowica do określenia maksymalnej siły dynamicznej [2]:

$$F_{\max} = G_k [1 + \alpha + g_1(0,18\alpha + 0,21)], N \quad (2)$$

gdzie:

$G_k$  - obciążenie końca liny nośnej, kg

$g_1$  - przyspieszenie liny stalowej,  $m/s^2$

$\alpha = \rho_l \cdot L/G_k$  - parametr pomocniczy,

$\rho_l$  - masa jednostkowa liny,  $kg/m$

$L$  - długość liny.

Siłę maksymalną określa również zależność:

$$F_{max} = F_{st} + F_{dyn}, N, \quad (3)$$

w której siła statyczna  $F_{st}$  pochodzi od obciążenia końca liny nośnej, a siła dynamiczna przy normalnej eksploatacji urządzenia wyciągowego wynika z rozruchu lub hamowania naczynia wyciągowego. Jej wielkość określa zależność [2]:

$$F_{dyn} = G_c \cdot g \cdot \alpha \cdot 1,5 = 1,5 (G_n + G_u + G_l) g \cdot \alpha, N \quad (4)$$

gdzie:

$G_n$  - masa naczynia wyciągowego,  $kg$

$G_u$  - masa użyteczna naczynia,  $kg$

$G_l$  - masa odcinków liny nośnej i wyrównawczej,  $kg$

$g$  - przyspieszenie ziemskie,  $m/s^2$

$a$  - przyspieszenie podczas rozruchu wyciągu,  $m/s^2$ .

Jeżeli uwzględnimy ją we wzorze na obliczenie współczynnika bezpieczeństwa liny, to otrzymamy [5]:

$$b_{dyn} = \frac{N_m}{F_{dyn}} \quad (5)$$

gdzie:

$N_m$  - nominalna wytrzymałość liny,  $N$

$F_{dyn}$  - siła dynamiczna powstała w linie,  $N$ .

Savin G.N. proponuje wykorzystanie do obliczenia siły dynamicznej zależności [2]:

$$F_{dyn} = \frac{a}{g} (1,61 \rho_l L + 2G_l), N, \quad (6)$$

gdzie:

$a$  - przyspieszenie ruchu liny,  $m/s^2$

$g$  - przyspieszenie ziemskie,  $m/s^2$

$\rho_l$  - masa jednostkowa liny,  $kg/m$

$G_l$  - masa obciążająca linę,  $kg$

W wyniku działania sił dynamicznych powstają w linie naprężenia dynamiczne. Do ich obliczeń można zastosować różne wzory i definicje. Wzór (7) umożliwia obliczenie wielkości naprężeń dynamicznych lin w dowolnym jej przekroju i czasie [3]:

$$\delta_{dyn} = E \frac{\partial u(x,t)}{\partial x}, N, \quad (7)$$

gdzie:

$E$  - moduł sprężystości podłużnej liny,  $N/mm^2$

$u$  - względne wydłużenie liny wywołane jej drganiami, które opisuje zależność:

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} - b^2 (1 + \mu \frac{\partial}{\partial t}) \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} = \alpha, m/s^2 \quad (8)$$

gdzie:

a - przyspieszenie ruchu liny,  $m/s^2$

b - prędkość rozchodzenia się fali sprężystych odkształceń wzdłużnych w linie,  $m/s$

$\mu$  - współczynnik tarcia wewnętrznego w linie,

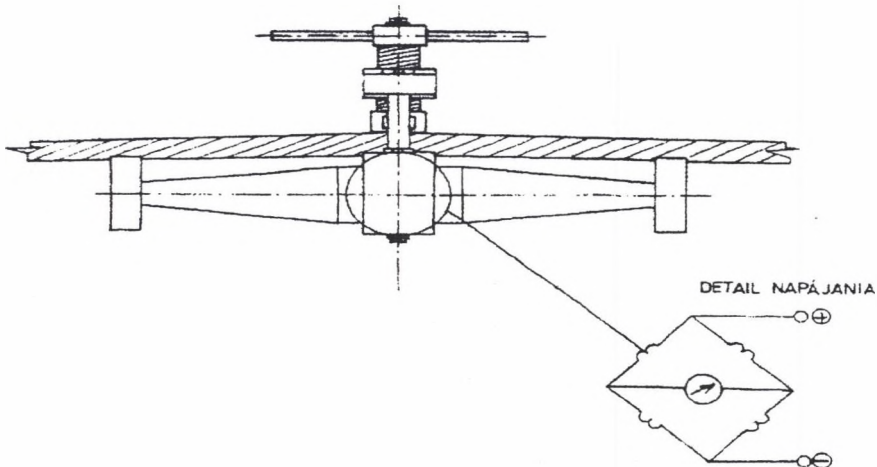
t - czas, s.

Obliczoną siłę dynamiczną  $F_{dyn}$  wg wzoru (4) dla niektórych konstrukcji lin przy głębokości ciągnięcia 1000 m przedstawiono w tablicy 1.

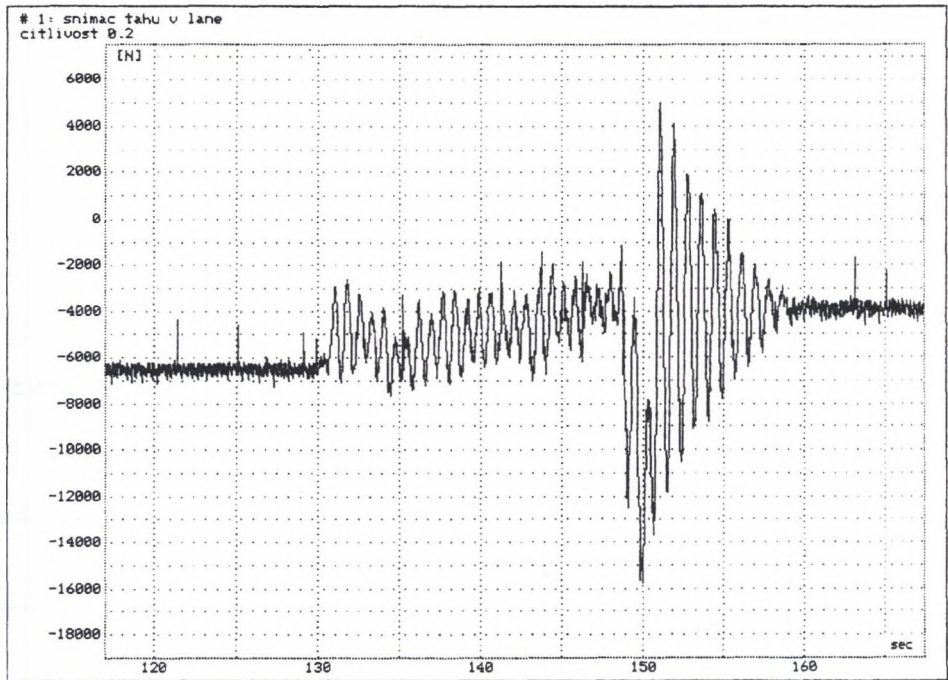
Tablica 1

Obliczone siły dynamiczne dla różnych konstrukcji lin przy  $L = 1000$  m

Parametry	Konstrukcja liny		
	STN 024348	STN 024324	STN 024362
Srednica liny d, mm	60	60	60
Wytrzymałość drutów liny $R_m$ , MPa	1770	1770	1770
Nominalna siła zrywająca linę, kN	2430,00	2162,00	2622,00
Masa jednostkowa liny $\rho_l$ , kg/m	12,66	11,26	14,85
Przyspieszenie liny $g_l$ , $m/s^2$	1,2	1,2	1,2
Masa obciążająca $G_n$ , kg	21000	19800	22500
Obliczony współczynnik bezpieczeństwa, $n_o$	6,8	6,8	6,8
Rzeczywisty współczynnik bezpieczeństwa, $n_{sk}$	7,36	7,09	7,16
Siła dynamiczna $F_{dyn}$ , kN	594,4	548,5	659,5
Dynamiczny współczynnik bezpieczeństwa, $n_{dyn}$	4,09	3,94	3,97
$b_o : b_{dyn}$	1,66	1,72	1,71
$b_{sk} : b_{dyn}$	1,78	1,80	1,80



Rys. 1. Schemat dynamometru typu Takaten do pomiaru sił w linach stalowych  
Fig. 1. Diagram of a dynamometer type Talaten used to measure forces in steel ropes



Rys.2. Przebieg pomierzonej siły w linie nośnej wyciągowej podczas jazdy klatki do góry i zahamowaniu maszyny wyciągowej (szyb Porač, Kopalnia Želba)

Fig.2. Run of a force in the carrying hoisting rope measured during ascending travel of the cage and when braking the winder (Porač shaft, Želba mine)

#### 4. Eksperymentalne określenie sił dynamicznych w linie nośnej

Katedra LSP Wydziału BERG wspólnie z Katedrą Urządzeń Transportowych i Logistyki Wydziału Budowy Maszyn Uniwersytetu Technicznego w Koszycach przeprowadziła badania obciążeń eksploatacyjnych lin nośnych. Do pomiarów użyto dynamometru tensometrycznego typu TALATEN produkcji VVUU Ostrava – Radvanice, nakładanego na linę. Badania opracowano za pomocą programu DAS 16. Zasadę działania dynamometru przedstawiono na rys. 1. Badania przeprowadzono na linie nośnej konstrukcji wg STN 024362.54, zainstalowanej w szybie Porač Kopalni Želba š.p. Spišská Nová Ves. W tabelicy 2 podano cykle pracy badanego wyciągu.

W tabelicy 3 podano pomierzone wartości rzeczywistego obciążenia liny nośnej podczas eksploatacji wyciągu ( $F_{max}$ ,  $\Delta F_{max}$ ), na podstawie których określono wielkość dynamicznego współczynnika obciążeń  $k_d$  według wzoru [5]:

Tablica 2

Charakterystyka cykli pracy badanego urzadzenia wyciagowego klatkowego  
NW – naczynie wyciagowe

Cykl	Opis reżimu	
1	- rozruch NW	jazda w dół
2	- jazda równomierna NW	
3	- rozruch NW	jazda w górę
4	- jazda równomierna NW	
5	- ładowanie wozów	
6	- wyładowanie wozów	

Tablica 3

Pomierzone i obliczone wielkości sił  $F$ , współczynnika dynamicznego  $k_d$   
i współczynnika bezpieczeństwa statycznego  $b_{st}$ , dynamicznego  $b_{dyn}$  i obliczonego  $b$   
dla badanego urzadzenia wyciagowego

Cykl pracy	$F_{st}$ kN	$F_{max}$ kN	$\Delta F_{max}$ kN	$k_d$	$b_{st}$	$b_{dyn}$	$b$
1	36,66	46,06	9,40	1,25	15,68	12,33	7,2
2	34,09	49,82	15,73	1,45	16,87	11,53	
3	34,07	38,02	3,95	1,12	16,87	15,12	
4	36,91	45,60	8,69	1,24	15,57	12,60	
5	51,19	54,35	3,16	1,06	11,22	10,57	
6	39,51	43,15	3,64	1,08	14,55	13,31	

$$k_d = \frac{F_{st \max} + \Delta F_{\max}}{F_{st \max}}, \quad (9)$$

gdzie:

$F_{s \max}$  – maksymalna rzeczywista siła statyczna, N

$\Delta F_{\max}$  – maksymalna amplituda siły, N.

W tablicy 4 przedstawiono procentowe wartości maksymalnej siły dynamicznej względem obciążenia statycznego i całkowitego pomierzonego podczas eksploatacji wyciągu oraz procentowy udział maksymalnej siły dynamicznej w sile zrywającej linę. W celu zapewnienia odpowiedniej trwałości liny należy dążyć do tego, aby maksymalna siła dynamiczna w linie wynosiła od 20-25% wytrzymałości nominalnej liny.

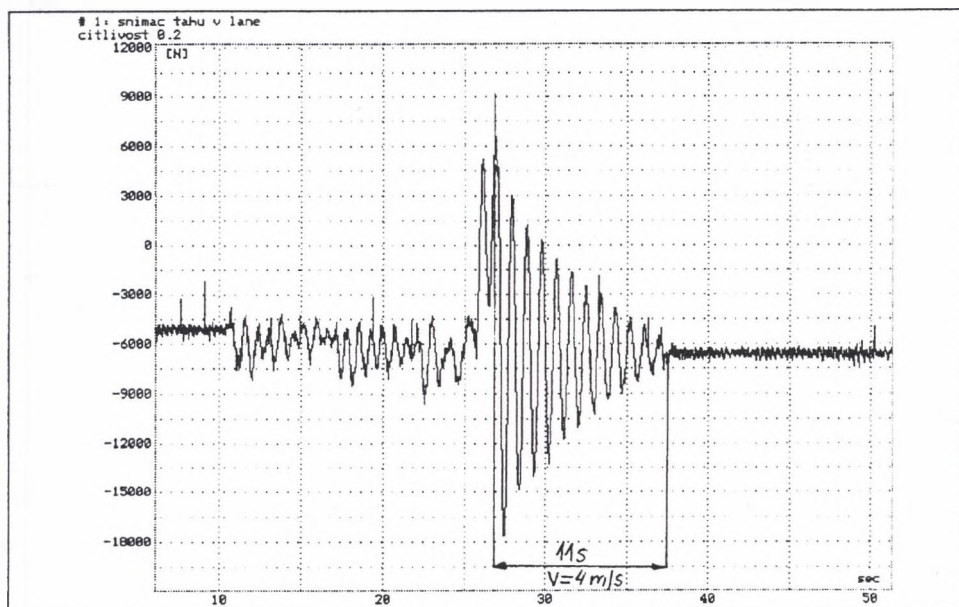
Tablica 4

Procentowy udział sił dynamicznych według badań

Cykl pracy wyciągu	% od $F_{st}$	% od $F_{max}$	% $F_{max}$ od $N_m$
1	25,64	20,40	8,01
2	46,14	31,57	8,66
3	11,59	10,39	6,61
4	23,54	19,06	7,93
5	6,17	5,81	9,46
6	9,21	8,44	7,50

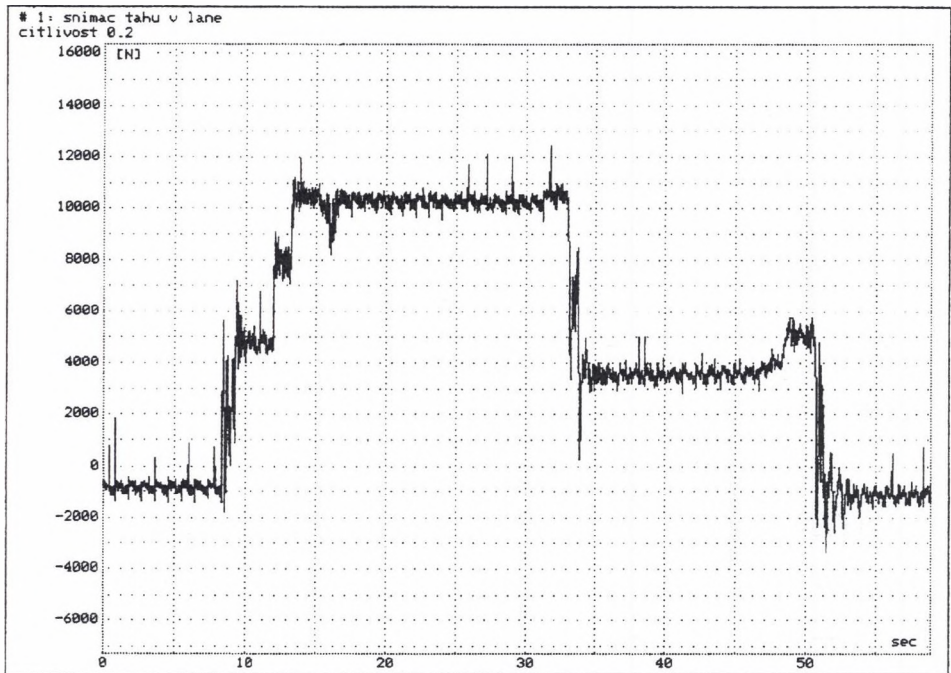
Na rys. 2 przedstawiono przebieg rzeczywistego obciążenia podczas hamowania maszyny wyciągowej przy jeździe naczynia do góry. Z wykresu wynika wzrost obciążenia podczas rozruchu, jazdy równomiernej i hamowania naczynia wyciągowego oraz jego zahamowania na końcu. Naczynie zahamowano przy prędkości jazdy 4 m/s. Z wykresu na rys. 2 wynika również wzrost obciążenia i wpływ na niego narastania długości zwisającej gałęzi liny wyrównawczej.

Na rys. 3 przedstawiono przebieg rzeczywistego obciążenia liny podczas jazdy naczynia wyciągowego w dół. Z wykresu wynika różnica w obciążeniu po zatrzymaniu naczynia w wozów do klatki, a następnie ich wypychania. Dwa wozy zapychano jednocześnie, natomiast wypychano z klatki jeden po drugim. Przeprowadzone pomiary oraz obliczenia sił i oscylogramy z badań dają nam pewien obraz o obciążeniu liny wyciągowej nośnej podczas jej eksploatacji.



Rys.3. Przebieg pomierzonej siły w linii nośnej wyciągowej podczas jazdy klatki w dół i zahamowaniu maszyny wyciągowej (szyb Porač, Kopalnia Želba)

Fig.3. Run of a force in the carrying hoisting rope measured during descending travel of the cage and when braking the winder (Porač shaft, Želba mine)



Rys.4. Przebieg pomierzonej siły w linii nośnej wyciągowej podczas zapychania i wypychania wozów z klatki (szyb Porač, Kopalnia Želba)

Fig.4. Run of a force in the carrying hoisting rope during pushing of tubs into the cage and out of the cage (Porač shaft, Želba mine)

## 5. Wnioski

1. Obciążenie statyczne i dynamiczne liny zmienia się wzdłuż jej długości.
2. Podczas cyklu pracy urządzenia wyciągowego obciążenie dynamiczne liny głównie pojawia się przy zmianie cyklu pracy ruchu naczynia wyciągowego.
3. Typowym cyklem pracy urządzenia wyciągowego jest jazda w górę naczynia załadowanego i jazda w dół drugiego naczynia niezaladowanego. Występują również przypadki opuszczania z powierzchni naczynia załadowanego (ludzie, materiał, maszyny). To wszystko wpływa na rodzaj obciążeń dynamicznych liny.
4. Współczynnik obciążeń dynamicznych liny nośnej zależy od rodzaju cyklu pracy wyciągu i zawiera się w granicach 1,06-1,46.
5. Z przeprowadzonych analiz teoretycznych i badań wynika, że współczynnik dynamiczny jest tym większy, im większe jest przyspieszenie lub opóźnienie obwodowe organu pędnej liny oraz im większa jest częstotliwość własna drgań zawieszonoego na końcu liny obciążenia.



6. Dynamiczny współczynnik bezpieczeństwa lin wynikający z obliczeń teoretycznych i badań przemysłowych jest w przybliżeniu na tym samym poziomie, a jego wielkość zależy od obliczonego i rzeczywistego współczynnika bezpieczeństwa liny.

Referent jest fragmentem badań prowadzonych w ramach projektu – grantu nr 1/6247/99 pt.: „Zintegrowane systemy sterowania jakością lin stalowych przy użyciu metod matematycznych i eksperymentalnych oraz opracowanie kryteriów odkładania i obciążenia lin podczas eksploatacji”.

## LITERATURA

1. Boroška J., Hulin J., Lesňák O.: Ocel'ové laná, ALFA, Bratislava 1982
2. Boroška J.: Možnosti stanovenia dynamických sil v t'ážných lanách. In: Dynamika těžních zařízení 1989. Dům techniky ČSVTS Ostrava, 1989, s. 132-140
3. Boroška J., Kureková J.: Namáhanie ocel'ových lán zdvihacích zariadení. In: Výskum, výroba a použitie ocel'ových lán, Vysoké Tatry 1994, Dom Techniky ZSVTS Košice, str.8
4. Najajreh A., Marasová D.: Verifikácia výstupných hodnôt modelu statického namáhania ocel'ových drôtov so skutočnými hodnotami nameranými v laboratórnych podmienkach. In: Zdvihacie zariadenia v teórii a praxi. Tatranská Lomnica 2000, s. 106-111
5. Šaderová J., Ritók J.: Stanovenie súčiniteľa dynamického namáhania lana. In: Vývojové trendy v mechanizačnej a dopravnej technike pri t'ážbe nerastných surovin. Vydavateľstvo Stroffek Kosice 1997, s.217-220

Recenzent: Doc.dr inż. Tadeusz Zmysłowski

## Abstract

Factors which influence the dynamic load in hoisting ropes and one of the methods of making the calculations have been briefly described. The paper presents a dynamometer used to measure forces in hoisting ropes as well as results of the examination of dynamic loads existing in carrying hoisting ropes of the Porac shaft at the „Zelba” mine. The results obtained in the course of examination of rope loads during the shaft operation have been compared with those calculated theoretically. A dynamic coefficient is conditioned by the regime of a hoisting plant and amounts to  $k_d = 1,06 - 1,46$ . Forces in ropes have been measured by means of a dynamometer type Talaten which is put on a rope. The examinations covered various modes of operation of the hoisting plant and namely during descending or ascending travel of the cage; with the cage being loaded or empty, during normal working cycle of the hoisting plant and when generating the safety braking of the winder. The investigations have indicated that a dynamic factor of safety in respect of the rope breaking strength resulting from theoretical calculations and that ensuing from industrial investigations are approximately at the same level.