



DETAILED DISTRIBUTION PATTERN OF FATIGUE WEAR OF HOISTING ROPE ALONG ITS LENGTH, ILLUSTRATED BY THE EXAMPLE OF A ROPE USED IN A SKIP HOIST WITH A PITHEAD WINDING ENGINE

Michał Nowak¹

Key words: fatigue wear, wire, acceleration, retardation

Abstract: This paper focuses on the problem of fatigue wear of hoisting ropes used in heavy duty winding gear. A curve is presented illustrating the distribution of the number of broken wires along the rope length plotted on the basis of the number of fatigue fractures in a 65-mm diameter triangular strand hoisting rope. The curve is discussed in detail, with special focus on acceleration and retardation. The moments at which the rope is subject to accelerated wear are indicated. The values of acceleration and retardation to be applied during the hoisting of cages are proposed to extend the life of the rope.

1. Wstęp.

Zużycie zmęczeniowe lin stalowych związane jest z ich ograniczoną trwałością zmęczeniową. Jest parametrem, który można zdefiniować na kilka sposobów. Najczęściej jako liczbę cykli, którą dana lina może przepracować w określonych warunkach środowiskowych obciążeniowych. Parametr ten znakomicie nadaje się do porównywania różnych konstrukcji lin między sobą, pracujących w podobnych miejscach. Niestety jest bardzo trudny do liczbowego określenia. Popularne są dwie metody: poprzez obliczenie dopuszczalnej liczby cykli według mniej lub bardziej złożonej formuły matematycznej lub na podstawie badań wytrzymałościowych na maszynach wytrzymałościowych [1]. Metoda pierwsza jest mało precyzyjna, wzory zawierają wiele współczynników i z natury rzeczy nie uwzględniają czynników losowych. Metoda ta jest jednak popularna w krajach zachodniej Europy do szacowania trwałości zmęczeniowej lin w nowych zastosowaniach. Metoda druga wymaga kosztownych, czasochłonnych i nieporównywalnych badań zmęczeniowych na maszynach różnych konstrukcji. Wyniki te są miarodajne, ale mają poważne ograniczenia, w wyniku jednostkowego charakteru i nie mogą być uogólniane, występują też problemy ze standaryzacją. Długi czas trwania badań i ograniczenia wynikające z konstrukcji maszyn wytrzymałościowych znacznie ogranicza zakres badań i liczbę analizowanych czynników.

Pomimo istnienia takich możliwości określenia trwałości zmęczeniowej lin stalowych parametr ten ciągle przysparza wielu problemów interpretacyjnych, zwłaszcza dla lin stalowych będących w eksploatacji. W niniejsze pracy przedstawiono wyniki uzyskane w okresie eksploatacji liny wyciągowej nośnej konstrukcji trójkątnosplotkowej o średnicy 65 mm. Do badań wybrano linę starej konstrukcji, o punktowym styku drutów między sobą, według normy PN-66/G-46602. Liny takie mają wpisaną w konstrukcje skłonność do wcześniejszego zużycia zmęczeniowego. Zużycie takie liny objawia się w łatwy do obserwacji sposób: notowania liczby pękniętych drutów. Krzywą rozkładu pęknięć zmęczeniowych wykreślono na podstawie zliczania liczby widocznych złomów na odcinkach o długości 10 metrów.

¹ **Michał Nowak M.Sc. - Eng.** The Research and Supervisory Centre of Underground Mining 43-143 Łędziny, 8, Łędzińska St. Poland tel.+48 517443170, e-mail: michal471g@wp.pl

2. Podstawowe dane dotyczące liny nośnej oraz warunków pracy w górniczym wyciągu szybowym

Podstawową cechą lin trójkątnosplotkowych jest punktowy styk drutów w splotkach. Fakt ten powoduje, że liny takie mają wpisaną w konstrukcję skłonność do wcześniejszego zużycia zmęczeniowego. Po pierwsze w punktach na stykach drutów następuje koncentracja naprężeń, które mają charakter naprężeń Hertza i zależą nie tylko od sił poprzecznych, ale także od krzywizny kontaktujących się powierzchni. Po drugie w trakcie przeginięcia takiej liny na kołach i pędniach następuje dodatkowe przeginięcie drutów wewnątrz splotki, gdyż druty zachowują się jak belki podparte w wielu punktach i obciążone skupionymi siłami pochodzącymi od kontaktu z kolejną warstwą. Zjawisko to w odróżnieniu od zginania lin na kołach nazywanego zginaniem pierwotnym określa się jako zginanie wtórne [2].

Ponadto do produkcji przedmiotowej liny zastosowano druty o dużej klasie wytrzymałości. Wyższa wytrzymałość drutów powoduje obniżenie ich trwałości zmęczeniowej.

2.1. Dane dotyczące liny wg świadectwa wytwórcy

Wytwórca	- „CZG-Stal” Sp. z o.o. w Sosnowcu
Nr świadectwa	- 104/S/05
Oznaczenie	- 65 ZBB 6 V 6(20+14+12+6)+FC 1770 ZZ wg PN-66/G-46602
Konstrukcja	- 6(6x2,00+3x1,00+12x2,23+14x3,06+20x3,09)
Rodzaj liny	- stalowa ocynkowana
Budowa	- współzwita prawa
Klasa wytrzymałości drutów R_m	- 1770 Mpa
Nominalna masa jednostkowa liny nośnej	18,2 kg/m
Przekrój nośny	- 1910 mm ²
Długość skoku zwicia	- 500 mm
Materiał rdzenia	- sizal
Typ smaru	- Nyrosten N 113
Nominalne obciążenie niszczące linę- P_o	= 3380,70 kN
Sumaryczna siła zrywająca druty liny	- P_w = 3496,92 kN
Siła zrywająca linę w całości	- P_c = 2979 kN
Sprawność wytrzymałościowa	- $n = P_o/P_w = 0,856$

2.2. Wybrane dane z charakterystyki górniczego wyciągu szybowego

Szyb „Leon II” KWK „Rydułtowy-Anna” jest szybem wdechowym, wilgotnym, wydobywczym - zjazdowo - materiałowym, dwuprzędziowym, z dwoma usytuowanymi obok siebie maszynami jednolinowymi na zrębie, o napędzie elektrycznym. W przedziale północnym zastosowano skipowe urządzenie wyciągowe o wysokich parametrach pracy, takich jak: udźwig, przyspieszenie, prędkość jazdy i opóźnienie.

Wyciąg górniczego szybu „Leon II” w przedziale północnym ma następujące cechy charakterystyczne:

Droga ciągnięcia – H	= 800 m	
Średnica bębna pędnego – D	= 7000 mm Średnica kół linowych – D	= 6300 mm
Średnica liny nośnej – d	= 65 mm	
Długość liny od koła linowego do zawieszenia w podszybiu – H_1	= 820 m	
Długość liny pomiędzy zawieszzeniami – H_2	= 996 m	
Przyspieszenie ruchowe przy wydobywaniu – a	= 1 m/s ²	
Opóźnienie ruchowe przy wydobywaniu – b	= 1,2 m/s ²	
Opóźnienie w czasie wyzwalania hamulca bezpieczeństwa – b_1	= 2,0 m/s ²	
Czas załadunku urobku – t_z	= 12 s Czas wyładunku urobku – t_w	= 8 s
Czas przejazdu skipu – t_p	= 85 s	
Rodzaj naczyń wyciągowych	– 2 skipy 15,5 Mg	
Rodzaj zawiesznień liny nośnej - zawiesznień 1-linowego włk. 6	, $\varnothing = 61-65$ mm	
Prędkość jazdy	– 15,5 m/s	
Zdolność wydobywczą wyciągu	– 819 wyc/dobę	

2.3. Dane dotyczące pracy liny

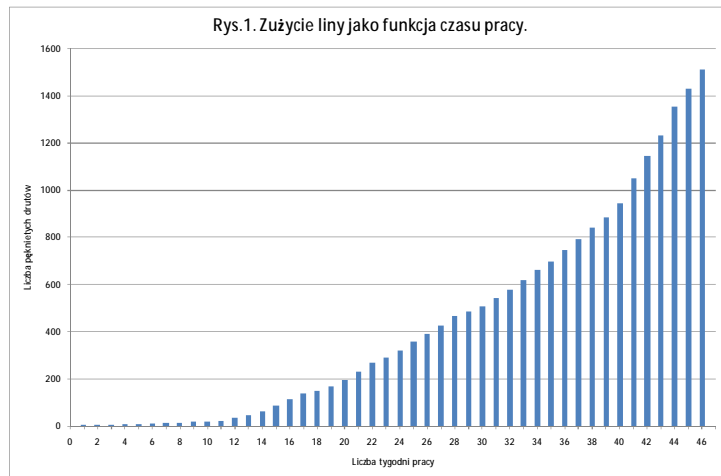
Data założenia – 17.12.2005r. Data wybudowania – 4.11.2006r.

Łączny czas pracy – 321 dni = 10 miesięcy i 17 dni

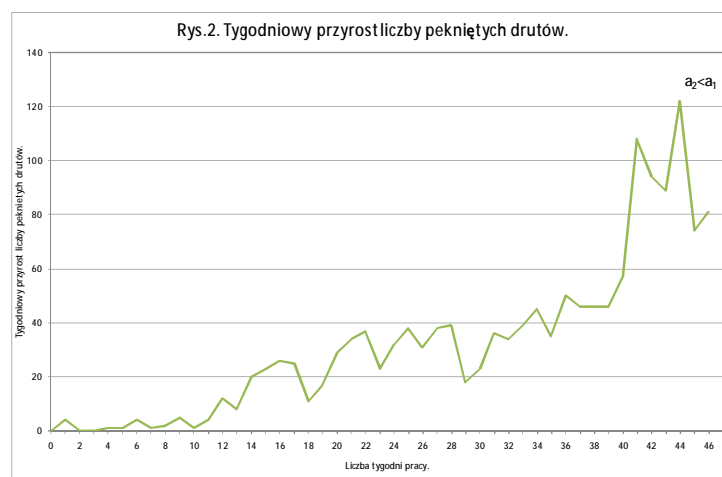
Wyniki badań wytrzymałościowych drutów z liny przed jej zabudowaniem:

- Sumaryczna siła zrywająca druty liny: $P_w = 3496,92$ kN
- Siła zrywająca linę w całości: $P_c = 2979$ kN

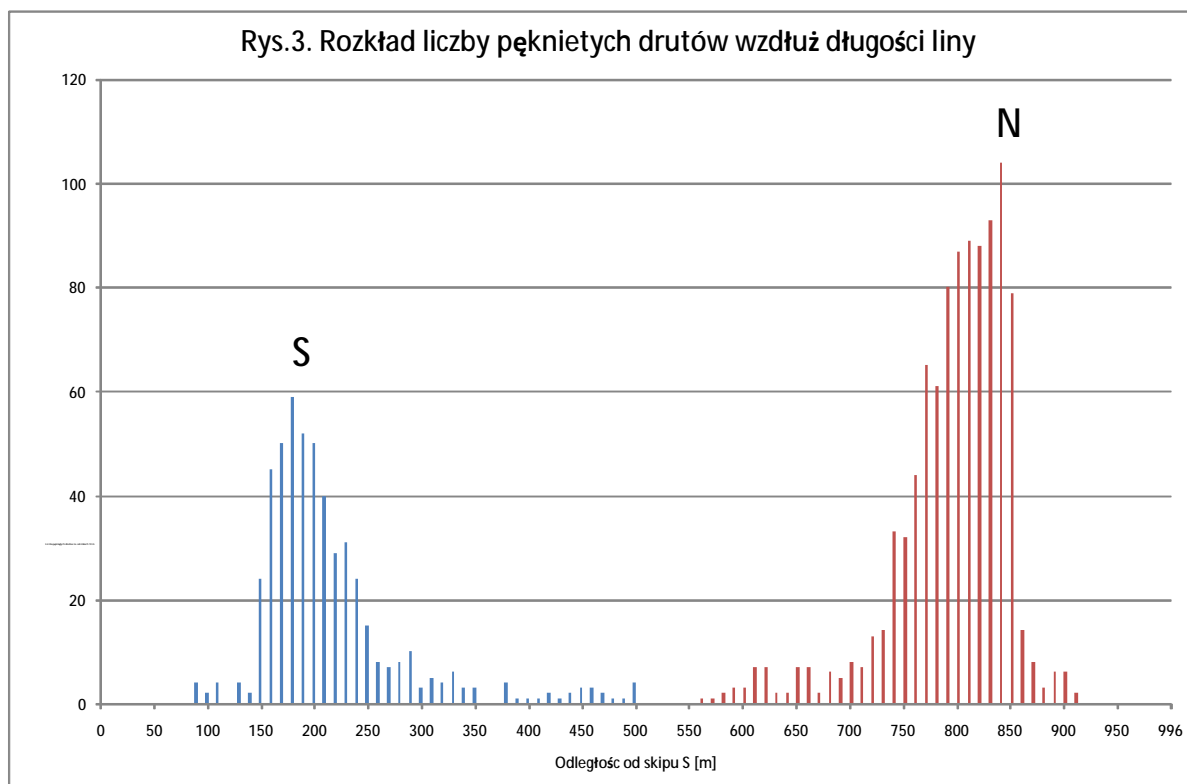
- Maksymalne statyczne obciążenie liny nośnej przy wydobyciu urobku:
 $Q_u = 451 \text{ kN}$
- Obliczony współczynnik bezpieczeństwa:
 $n = \frac{P_c}{Q_u} = 6,60 > n_w = 6,1$
- Lina brała udział w wyciągnięciu 99 077 skipów. Przyjmując tygodniowe wykorzystanie urządzenia jako 5,25 otrzymano średnią liczbę wyciągów na dobę $i = 412$,



Rys. 1 Zużycie liny jako funkcja czasu pracy



Rys. 2 Tygodniowy przyrost liczby pękniętych drutów



Rys. 3 Rozkład liczby pękniętych drutów wzdłuż długości liny

3. Analiza rozkładu pęknięć zmęczeniowych wzdłuż długości liny nośnej trójkątno-splotkowej (Rys. 3)

Z analizy wyżej wymienionego rysunku wynika, że proces zużycia zmęczeniowego w omawianym przypadku skupia się głównie w momencie rozruchu i hamowania naczyniami. Na odcinku w którym naczynia poruszają się ze stałą prędkością, mimo przeginania liny na kole pędnym i kołach kierujących, liczba złomów jest znacząco mniejsza. Odcinek liny który odpowiada rozruchowi i hamowaniu nad skipem południowym nazwano odcinkiem „S”, a odcinek liny który odpowiada rozruchowi i hamowaniu nad skipem północnym nazwano odcinkiem „N”. Odcinki te wyznaczono tak, że odpowiadają współpracy liny z kołem napędowym i kołami kierującymi w czasie przyspieszania naczyni. Wyraźnie widać że na liczba pękniętych drutów na odcinku „N” jest znacząco większa niż liczba pękniętych drutów na odcinku „S”.

Odcinek „S” jest odcinkiem 90 - 330 m od skipu południowego.

Odcinek „N” jest odcinkiem 670 - 910 m od skipu południowego (90 - 330 m od skipu północnego)

Długość wyżej wymienionych odcinków wynosi 2 x 240 m.

Suma pękniętych drutów na całej długości liny $L = 1509$

Suma pękniętych drutów na odcinku „S” $L_s = 486$

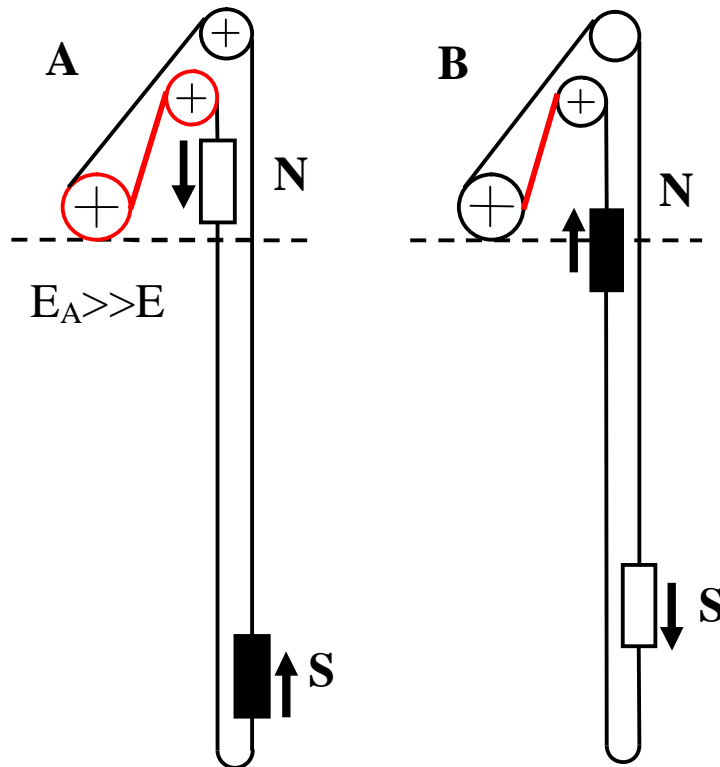
Suma pękniętych drutów na odcinku „N” $L_n = 949$

$$\frac{L_s + L_n}{L} \times 100\% = 95\%$$

$$\frac{L_s}{L} \times 100\% = 32\% \qquad \frac{L_n}{L} \times 100\% = 63\%$$

$$\frac{L_n}{L_s} = 1,95$$

Suma pękniętych drutów na odcinkach rozruchu i hamowania nad skipem „S” i nad skipem „N” odpowiada 95% wszystkich pękniętych drutów na całej długości liny.. Rozkład pęknięć drutów na całej długości liny (rys.3) jest wyraźnie niesymetryczny. Stosunek liczby pękniętych drutów na odcinku N do liczby pękniętych drutów na odcinku S wynosi 1,95. Odcinek „N” odpowiada współpracy liny z kołem pędym w momencie rozruchu pełnego skipu południowego z podszybia oraz hamowaniu pełnego skipu północnego na nadszybiu. W wyżej wymienionych fazach pracy liny stwierdzono znacząco większe zużycie liny (większe o 95 % niż w momencie rozruchu pełnego skipu północnego z podszybia oraz hamowaniu pełnego skipu południowego na nadszybiu).



Rys. 4 Schematy urządzenia wyciągowego jednolinowego z maszyną wyciągową usytuowaną na zrębie:

A - Rozpędzanie pustego skipu północnego (N) z nadszybia od strony podsiębiernej.

B - Hamowanie załadowanego skipu północnego (N) na nadszybiu od strony podsiębiernej.

4. Przyczyny niesymetrycznego zużycia zmęczeniowego liny wzdłuż jej długości

W celu określenia zużycia zmęczeniowego lin wyciągowych nośnych, w szczególności lin pracujących górniczych wyciągach skipowych, możemy posłużyć się opracowanym przez Głównego Instytutu Górnictwa [3] wskaźnikiem czasu pracy liny A. Na podstawie zebranych doświadczeń określono wartości wskaźnika dla poszczególnych typów urządzeń wyciągowych i różnych konstrukcji lin. Wskaźnik czasu pracy liny wyrażany jest w $\frac{MNm}{kg \text{ liny}}$. Dla pracy liny trójkatnosplotkowej w urządzeniu wyciągowym bębnowym wskaźnik A osiąga następujące wartości:

- lina nasiębierna $A_n = 4600 \frac{MNm}{kg \text{ liny}}$

- lina podsiębierna $A_p = 4100 \frac{MNm}{kg \text{ liny}}$

$$\frac{A_n}{A_p} = 1,12$$

Z powyższych danych wynika że czas pracy liny nasiębierniej w urządzeniu bębnowym jest o 12% dłuższy niż czas pracy liny podsiębierniej. Większe zużycie liny nośnej następuje przy pracy liny od strony podsiębierniej (nachodzenie liny na bęben pędny następuje od dołu) niż od strony nasiębierniej. Wynika to z tego, że lina przy nachodzeniu na bęben od strony podsiębierniej zostaje przeginana w przeciwnym kierunku niż na kole kierującym. Przy nachodzeniu liny na bęben od strony nasiębierniej lina zostaje przeginana w tym samym kierunku. Przeginanie liny w przeciwnych kierunkach powoduje większe zużycie zmęczeniowe liny. W wyciągu bębnowym podczas każdego cyklu pracy lina nasiębierna wykonuje $1\frac{1}{2}$ przegięcia, a lina podsiębierna $2\frac{1}{2}$ przegięcia. Należy to mieć na uwadze przy ocenie postępującego osłabienia liny, ponieważ przeginanie przy zbliżonych wartościach obciążeń ma decydujący wpływ na postępujące zmęczenie liny.

Omawiany wyciąg posiada maszyną jednolinową posadowioną na zrębie. Koła kierujące usytuowane są na wieży jedno obok drugiego. Jest to rozwiązanie mniej korzystne niż posadowienie kół jedno nad drugim. Do napędu wyciągu zastosowano koło pędne typu Koepe o średnicy 7000 mm. W przytoczonej wyżej literaturze [3] stwierdzono że większe zużycie liny następuje w momencie współpracy liny koła kierujące – koła pędne od strony podsiębierniej (zmiana kierunku przeginania liny). W w/w odcinku następuje zmniejszenie siły w linie w wyniku przyspieszenia pełnego skipu południowego na podszybiu. W omawiany odcinku następuje również zmniejszenie siły w linie w

momencie hamowania pełnego skipu północnego na nadszybiu. Wymienione odcinki odpowiadają odcinkowi N, gdzie stwierdzono większe zużycie liny. Z przedstawionej tutaj analizy można wysunąć wniosek, że większe zużycie liny następuje w momencie zmniejszenia siły w liny w stosunku do średniej siły w liny w czasie całego cyklu. Zmniejszenie siły w linie związane jest z dynamiką całego układu.

5. Optymalny dobór wielkości przyspieszeń i opóźnień jazdy naczyń wyciągowych w celu wydłużenia czasu pracy lin nośnych

W związku z pogłębianiem istniejących oraz budową coraz głębszych szybów jesteśmy zmuszeni do stosowania coraz dłuższych lin nośnych. W celu zapewnienia wymaganych wydajności urządzeń wyciągowych stosujemy wysokie wartości przyspieszeń, opóźnień i prędkości jazdy. Wyżej wymienione czynniki wpływają na czas pracy lin nośnych, który ulega wyraźnemu skróceniu. W wielu przypadkach jesteśmy zmuszeni do stosowania lin najwyższej jakości renomowanych światowych producentów. Nawet liny renomowanych producentów nie są w stanie zapewnić oczekiwanej długości czasu pracy. Co skutkuje przestojami urządzeń i zwiększonymi wydatkami na wymiany lin. Zatem każde działania polegające na optymalizacji wartości przyspieszeń i opóźnień wpływające na wydłużenie czasu pracy lin jest wskazane.

W omawianym przypadku wydłużenie czasu pracy liny możemy osiągnąć poprzez zmniejszenie wartości przyspieszenia rozruchu liny od strony nasiębiej (załadowany skip południowy rusza z podszybia). Wartość przyspieszenia rozruchu od strony podsiębiej liny oraz wartości opóźnienia w czasie hamowania od strony podsiębiej i nasiębiej możemy pozostawić takie same. Takie postępowanie powinno doprowadzić do równomiernego zużycia liny po obu stronach oraz wydłużyć czas pracy liny nośnej.

6. Wnioski

6.1. Zużycia zmęczeniowe liny nośnej skupia się głównie w momencie współpracy liny z kołami w czasie rozruchu i hamowania całego układu. Na odcinku w którym układ poruszają się ze stałą prędkością, mimo przeginanania liny na kole pędym i kołach kierujących, liczba złomów jest znacząco mniejsza. Suma pękniętych drutów na odcinkach rozruchu i hamowania w omawianym urządzeniu odpowiada **95%** wszystkich pękniętych drutów na całej długości liny.

6.2. W przedstawionym przykładzie stwierdzono większe zużycie zmęczeniowe liny nośnej w momencie rozruchu od strony nasiębiej (załadowany skip „S” rusza z podszybia) oraz hamowania od strony podsiębiej (załadowany skip „N” dojeżdża do nadszybia). Stosunek liczby pękniętych drutów na odcinku nad skipem „N” do liczby pękniętych drutów na symetrycznym odcinku nad skipem „S” wynosi **1,95**.

6.3. Większe zużycie liny nośnej w urządzeniu zrębowym następuje w czasie rozruchu układu (przyspieszaniu) i zejściu liny z koła pędym od strony podsiębiej i nabiegu „lekką poluźnioną” liny na koło kierujące gdzie następuje niekorzystna zmiana kierunku przeginanania liny.

6.4. W celu wydłużenia czasu pracy liny nośnej należałoby zmniejszyć wartość przyspieszenia rozruchu liny od strony nasiębiej (załadowany skip południowy rusza z podszybia). Wartości pozostałych: przyspieszenia i opóźnień możemy pozostawić takie same.

Literatura:

- [1] Hankus J.: Budowa i własności mechaniczne lin stalowych. Wydanie drugie rozszerzone. Główny Instytut Górnictwa, Katowice 2000.
- [2] Tytko A.: Eksploatacja lin stalowych. Wyd. Śląsk, Katowice 2003.
- [3] Główny Instytut Górnictwa, Instytut Nowych Technik Górniczych i Atestacji w Katowicach, TN-IV-4/1170/83 z dnia 29.06.1983r. Kryteria wymiany lin wyciągowych.
- [4] Dłubis P., Nowak M., Tytko A. Krzywe zużycia zmęczeniowego lin wyciągowych – przebiegi rzeczywiste i ich komputerowe modelowanie. Międzynarodowa Konferencja Naukowo-Techniczna, Komag, Zakopane 2005.
- [5] Nowak M., Bulenda P. Przyczyny szybkiego zużywania się lin nośnych trójkątnopłotkowych, stosowanych w górniczym wyciągu szybowym z maszyną zrębową w szybu o głębokości 800 m, CBiDGP Ustroń 2008.
- [6] Nowak M. Reasons for premature of head ropes used In pit-bank skip-tipe shaft hoist in a shaft with the depth of 800 m. MAISK Odessa 2009.
- [7] Ekspertyzy Centrum Badań i Dozoru Górnictwa Podziemnego dotyczące badań liny nośnej z lat 2005 i 2006.
- [8] Świadectwo liny nośnej nr 104/S/05.

[9] Badania drutów z liny wyciągowej po zdjęciu na zrywanie, przeginięcie i skręcanie (trzy splotki);
Wynik nr 11/L/08 CBiDGP.

Recenzia/Review: *Ing. Stanislav Kropuch, PhD.*