ZESZYTY NAUKOWE POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ 1992

Seria: GÓRNICTWO z. 209 Nr kol. 1193

Alfred CARBOGNO
Instytut Mechanizacji Górnictwa
Politechnika Śląska, Gliwice, Polska

LINY WYCIĄGOWE W SZYBACH GŁĘBOKICH

Streszczenie. W artykule przedstawiono pewne wybrane problemy związane z eksploatacją nośnych lin wyciągowych w krajowych szybach głębokich. Przedstawiono sposób i wyniki badań kręcenia się lin w szybach oraz jego wpływ na trwałość lin. Podano również wyniki analizy trwałości lin w zależności od wykonanej przez nie pracy A w MNm/kg liny, jednostkowego wskaźnika energetycznego pracy lin A^*, przyrostów naprężeń statycznych, dynamicznych i sumarycznych w najbardziej obciążonych przekrojach lin oraz od nacisków jednostkowych. Przedstawiono również problem wydłużania się lin podczas ich eksploatacji oraz celowość stosowania stabilizacji własności mechanicznych lin wyciągowych przed ich założeniem do górniczych urządzeń wyciągowych. Omówiono również konstrukcje lin nośnych preferowane do stosowania w szybach głębokich.

1. WSTĘP

Określenie „szyby głębokie" powstało w latach pięćdziesiątych obecnego wieku. Jest ono różne w zależności od kontynentu, na jakim znajdują się szyby. Najgłębsze szyby obecnie eksploatowane są w Republice Południowej Afryki. Ich głębokość docnodzi do 3800 m, a przewiduje się zgłębienie szybów do głębokości 5000 m. Pojedyncze urządzenia wyciągowe w RPA eksploatowane są do głębokości 2480 m. Przy większych głębokościach stosowane są szeregowe układy urządzeń wyciągowych pionowych lub pochyłych i pionowych. W RPA zgodnie z propozycją Hilla i Mudda głębokości szybów klasyfikuje się z uwagi na stopień geotermiczny, jako głębokie uważa się szyby o głębokości powyżej 2300 m i temperaturze na dnie szybu 38°C.

W Kanadzie wyciągi cierne eksploatowane są w szybach pionowych o głębokości ciągnienia do 2133 m, a wyciągi bębnowe o głębokości ciągnienia do 2439 m. Eksploatowane są również urządzenia wyciągowe bębnowe w szybach pionowo-nachylonych o głębokości ciągnienia w pionie 2439 m i głębiej z wyciągiem nachylonym. W Indiach głębokości szybów dochodzą do 3000 m, w Australii 1600 m, Japonii 1200 m, w Rosji 1800 m. Na terenie Europy eksploatowanych jest bardzo dużo szybów w kopalniach węgla i rud o głębokości 1000 do 1600 m, a najgłębszy szyb w Europie 2100 m zgłębiono w Rosji. Na tle wyżej wymienionych głębokości szybów, głębokości szybów polskich dochodzące do 1200 m są raczej niewielkie lub średnie. W latach 60-

do szybów głębokich w Europie zaliczano szyby o głębokości 700-800 m, a obecnie o głębokości powyżej 900 m. W polskim górnictwie węglowym do 1969 średnia głębokość szybów głównych wynosiła 434 m, a tylko kilka szybów miało głębokości 720-850 m. Przewidywano, że w 1990 r. w kraju będzie około 40 % szybów o głębokości 500-800 m, 30 % 800-1000 m i około 20 % o głębokości powyżej 1000 m; oczywiście obecnie te proporcje nie zostały osiągnięte całkowicie.

Dotychczasowa eksploatacja lin nośnych w szybach głębokich za granicą, jak i w kraju wykazała, że nie wszystkie konstrukcje lin osiągają zadowalającą trwałość w tych szybach i konieczna jest pewna selekcja w stosowaniu różnych konstrukcji lin.

Ze wzrostem głębokości wydobycia i ładowności naczyń wyciągowych pogarszają się warunki pracy lin nośnych. Na trwałość nośnych lin wyciągowych wpływ ma wiele czynników. W urządzeniach wyciągowych z kołem pędnym oprócz odkształceń wzdłużnych od rozciągania i zginania lina doznaje również odkształceń skrętnych. Odkształcenia skrętne przekrojów liny są związane z jej kręceniem się w szybie. Intensywność kręcenia się lin nośnych wzrasta z głębokością ciągnienia [5]. Powtarzające się podczas każdego cyklu pracy dokręcanie liny w kierunku zawiesia i odkręcanie w kierunku koła linowego jest przyczyną zmęczeniowego pękania drutów w linie. W szybach głębokich istotne jest również wydłużanie się lin nośnych szczególnie w urządzeniach wyciągowych wielolinowych. W celu zorientowania się co do trwałości lin nośnych w krajowych szybach głębokich, za które przyjęto szyby o głębokości 700 do 1200 m, przeprowadzono analizę trwałości lin nośnych w zależności od wielu czynników, z uwzględnieniem wymogów zagranicznych.

Analizę trwałości nośnych lin wyciągowych w wybranych dużych urządzeniach wyciągowych przeprowadzono opierając się na kilku kryteriach stosowanych za granicą. Analizą objęto:

- tak zwaną pracę lin A wykonaną w MNm na kilogram masy jednostkowej liny,
- energetyczny jednostkowy wskaźnik pracy lin A^*,
- trwałość lin w zależności od przyrostu naprężeń statycznych $\Delta\sigma_s$, jaki występuje podczas cyklu pracy urządzenia wyciągowego według kryterium stosowanego w Niemczech,
- trwałość lin w zależności od przyrostu obciążeń statycznych ΔP_s lub dynamicznych ΔP_d podczas cyklu pracy wyciągu według kryterium stosowanego w Republice Południowej Afryki,
- trwałość lin w zależności od przyrostu największej sumarycznej różnicy naprężeń $\Delta\sigma_{s.max}$ będących sumą największej różnicy naprężeń dynamicznych $\Delta\sigma_d$ oraz przyrostu naprężenia powstającego na skutek zginania liny na kołach linowych (pędnym) według kryterium stosowanego w Niemczech,
- trwałość lin w zależności od nacisku jednostkowego p liny na wykładzinę,

- trwałość lin w zależności od intensywności kręcenia się lin nośnych w szybach.

2. BADANIA WPŁYWU KRĘCENIA SIĘ NOŚNYCH LIN WYCIĄGOWYCH NA ICH TRWAŁOŚĆ

Dotychczasowa analiza trwałości nośnych lin wyciągowych przeprowadzona za granicą wykazała, że jedną z przyczyn jej spadku, zwłaszcza w szybach głębokich, jest zjawisko kręcenia się lin podczas eksploatacji [1, 5, 8, 9, 16]. Maksymalny kąt obrotu przekroju liny występuje w połowie jej długości i wynosi:

$$\varphi_{max} = -\frac{k \cdot q \cdot L^2}{8 \cdot B}, \text{ rad} \qquad (1)$$

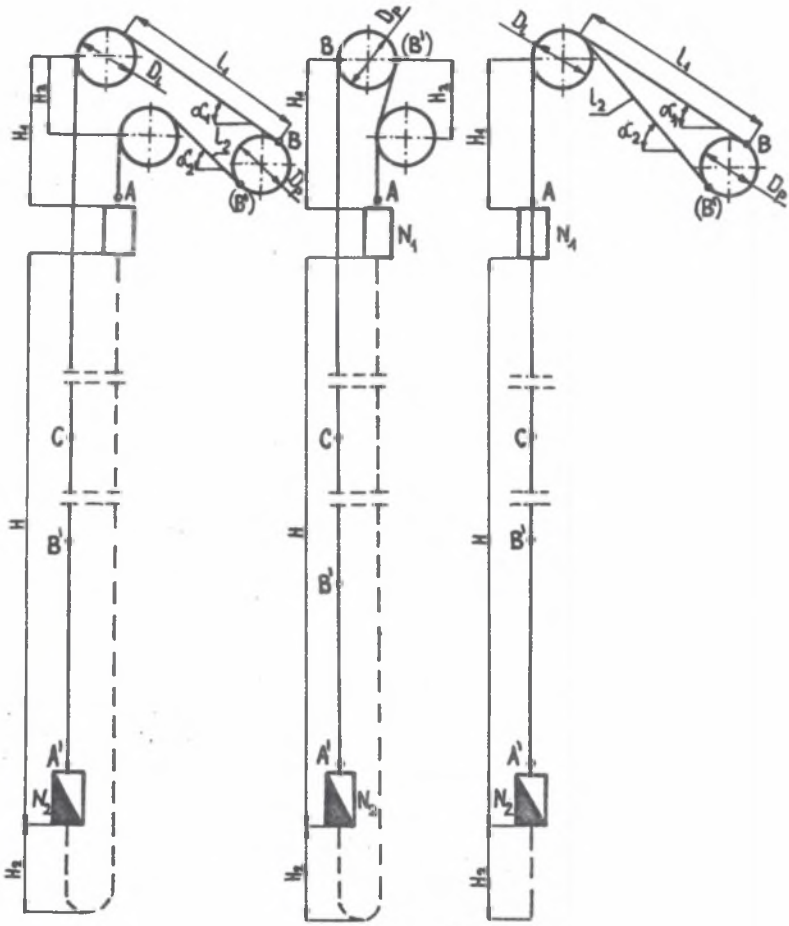
a maksymalna liczba obrotów liny wynosi:

$$z_{max} = \frac{2\varphi_{max}}{2\pi}, \qquad (2)$$

gdzie: L - długość zwisającej liny,
B - sztywność skrętna liny,
k - współczynnik odkrętności liny,
q - ciężar jednostkowy liny.

Ze wzoru (1) wynika, że kręcenie się lin nośnych rośnie wraz z głębokością ciągnienia i zależy od ich masy własnej, sztywności skręcania oraz odkrętności, którą charakteryzuje współczynnik odkrętności liny. Podane w literaturze wyniki badań kręcenia lin nośnych w postaci liczby obrotów lin są rzadkie i fragmentarycznie powiązane z innymi czynnikami wpływającymi na czas pracy lin w szybach, dlatego przeprowadzono badania kręcenia się lin nośnych w kilkudziesięciu urządzeniach wyciągowych krajowych [5,23].

Badania kręcenia się lin nośnych w górniczych urządzeniach wyciągowych prowadzone są w Instytucie Mechanizacji Górnictwa Politechniki Śląskiej od 1960 roku. Zostały one częściowo opublikowane w pracy [16]. Również w dalszych latach aż do roku 1986 prowadzone były takie badania. Były to jednak badania przeprowadzone w poszczególnych latach na niewielu urządzeniach wyciągowych. Pierwsze szersze badania kręcenia się lin nośnych w wyciągach krajowych przeprowadzono w 1987 roku. Zostały opublikowane w pracy [5]. Pomiary przeprowadzono w wybranych 16 dużych urządzeniach wyciągowych skipowych dawnych Gwarectw Węglowych: Zabrzańskiego, Katowickiego, Bytomsko-Rudzkiego i Jaworznicko-Mikołowskiego. Przy wyborze kierowano się głównie wysokimi parametrami użytkowymi tych urządzeń, to znaczy dużą głębokością ciągnienia i ładownością naczyń wyciągowych. Były to duże urządzenia wyciągowe o ładowności skipów 15 do 30 Mg eksploatowane w szybach głównych o głębokościach ciągnienia 700 do 1100 m, naciskach jednostkowych liny na wykładzinę p = 1,32 do 1,95 MPa. W tych 16 urządzeniach wyciągo-



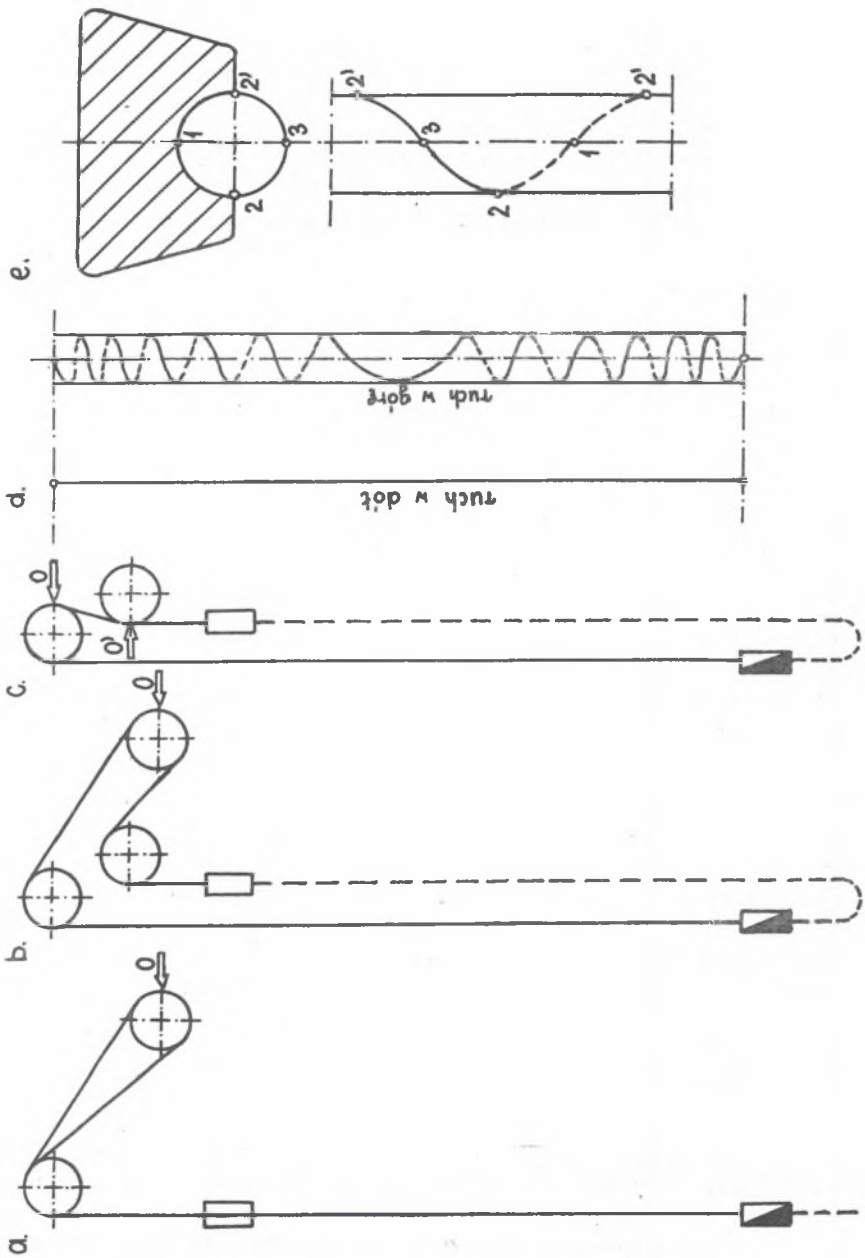
Rys.1. Schematy badanych urządzeń wyciągowych z kołem pędnym: a - jedno i dwulinowych zrębowych, b - wielolinowych wieżowych, c - jednolinowych zrębowych

wych było 13 urządzeń wyciągowych czterolinowych z maszyną na wieży, 2 urządzenia wyciągowe dwulinowe z maszyną na zrębie i jedno urządzenie wyciągowe jednolinowe z maszyną również na zrębie. Jako liny nośne w tych urządzeniach w większości stosowane były liny trójkątnosplotkowe w 10 urządzeniach oraz w mniejszości liny o liniowym styku drutów w 6 urządzeniach wyciągowych. Średnice lin nośnych w urządzeniach czterolinowych wynosiły Ø 34, 36, 38, 40, 42, 48, 50 i 53 mm, w dwulinowych Ø 56 i 59 mm oraz w jednolinowym Ø 62 mm. Urządzenia wyciągowe w większości były dwunaczyniowe (skipy lub skipoklatki) lub jednonaczyniowe z przeciwciężarem. Jako liny wyrównawcze w tych urządzeniach stosowane były liny płaskie i okrągłe. W 1989 roku przeprowadzono nowe badania w dalszych 28 urządzeniach wyciągowych skipowych z kołem pędnym w kopalniach Rybnickiego Okręgu Węglowego, w tym 13 urządzeniach zrębowych jednolinowych, 2 dwulinowych zrębowych oraz 13 czterolinowych wieżowych. Schematy badanych urządzeń wyciągowych przedstawiono na rys. 1. Ładowności naczyń w tych urządzeniach wynosiły 10÷25 Mg, głębokość ciągnienia 666-1100m, prędkość jazdy 10÷20 m/s, naciski jednostkowe na wykładzinę 1,32-1,84 MPa. Badania objęły swym zakresem 69 lin nośnych w tym 46 trójkątnosplotkowych, 10 okrągłosplotkowych o liniowym styku drutów, 12 okrągłosplotkowych o punktowoliniowym styku drutów oraz 1 lina owalnosplotkowa produkcji krajowej. Średnice lin nośnych w urządzeniach wyciągowych czterolinowych wynosiły 34, 36, 38, 40, 46 i 52 mm, w dwulinowych 50 i 52 mm oraz jednolinowych 42, 52, 58, 62 i 65 mm. Wszystkie urządzenia wyciągowe były dwunaczyniowe skipowe.

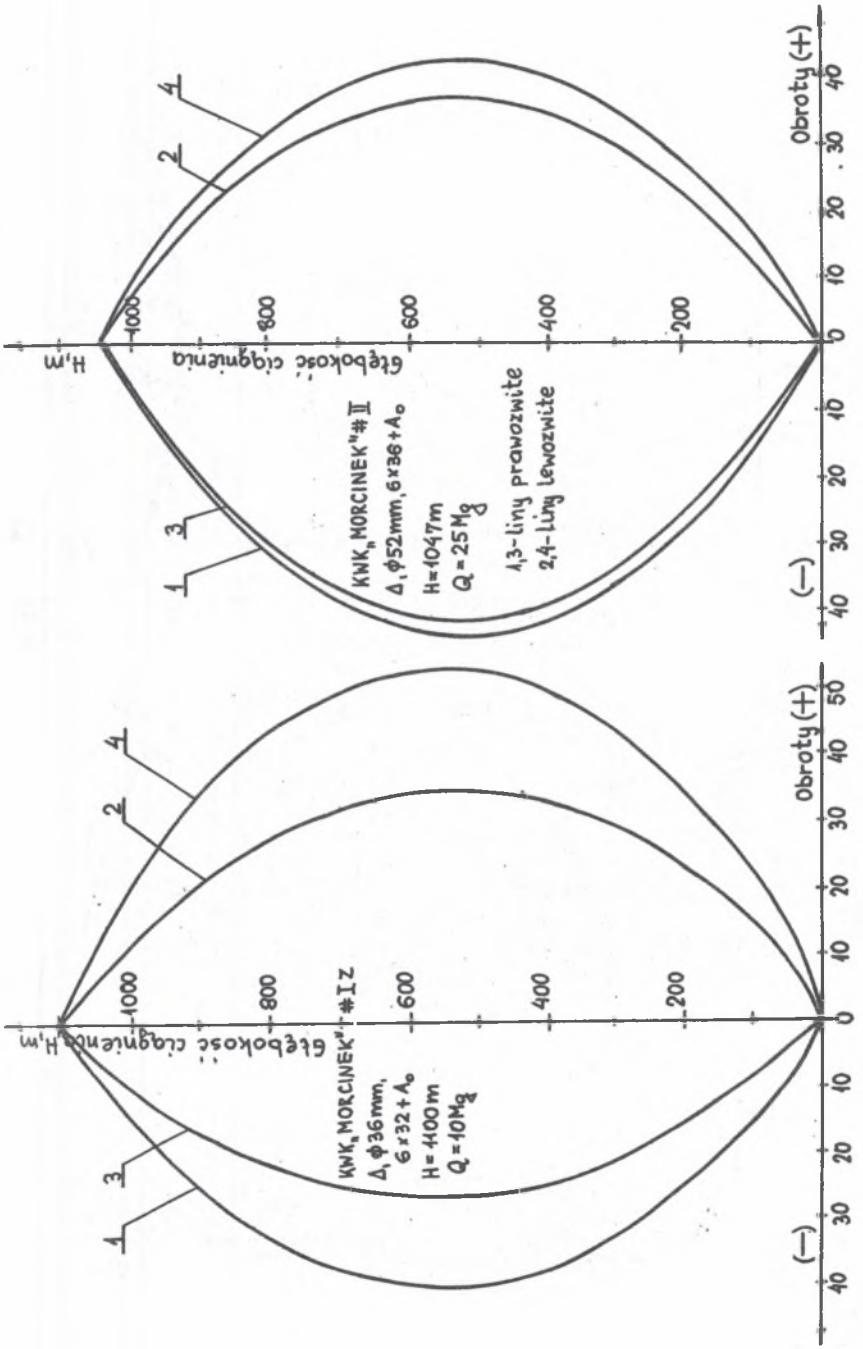
Pomiar kręcenia się lin nośnych polegał na naniesieniu na linę znacznika wzdłuż jej osi podłużnej, obserwacji liny ze znacznikiem podczas jej ruchu do szybu i z powrotem i notowania wskazań głębokościomierza w charakterystycznych momentach widoczności znaków na powierzchni liny. W zależności od warunków lokalnych znaczniki nanoszono na liny za pomocą białej kredy przemysłowej lub białej farby emulsyjnej spływającej z lejka [5].

Miejsce znaczenia, a zarazem i obserwacji liny uzależnione było od konstrukcji maszyny wyciągowej. Jeżeli koło pędne nie posiadało osłon, to bezpośredni dostęp do lin od miejsca maszynisty wyciągowego umożliwił przeprowadzenie pomiarów z tego miejsca. W wielu jednak przypadkach osłonięte koło pędne powodowało konieczność znaczenia i obserwacji lin na poziomie kół odciskowych, przy czym musiała być zapewniona łączność między tym poziomem a pomieszczeniem maszynisty wyciągowego (rys. 2a). Punkt znaczenia i obserwacji liny przyjęto w miejscu schodzenia liny z koła pędnego lub kół odciskowych, oznaczając go na rys. 2a literą O lub O'.

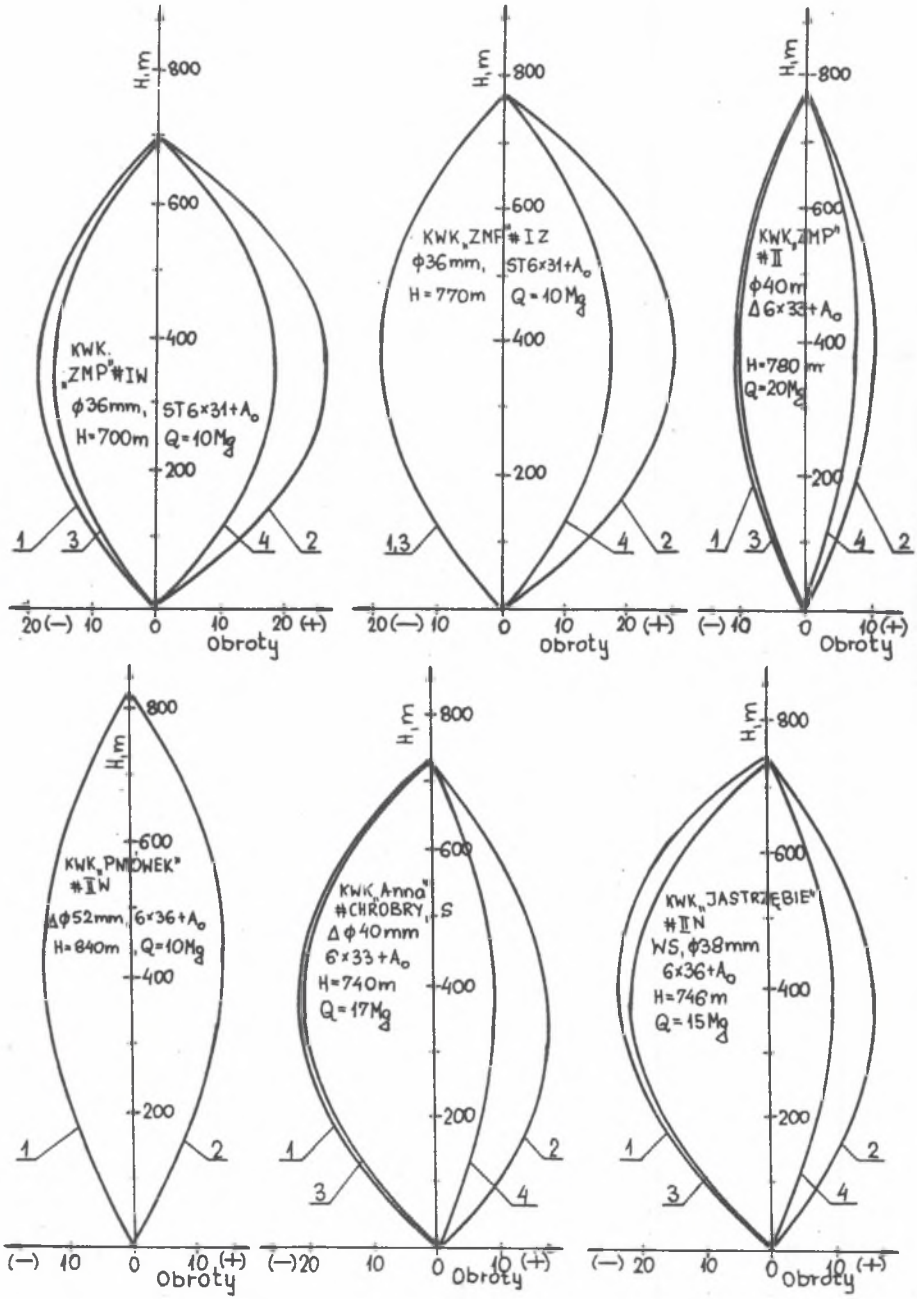
Linę znaczono na całym odcinku podczas jazdy naczynia w dół do szybu od poziomu wyładowczego na nadszybiu do poziomu załadowczego na podszybiu. Wyjściowe położenie naczyń tak dobierano, aby znaczony odcinek znajdował się na gałęzi liny schodzącej w dół - jazda naczynia z górnego położenia do dolnego. W tej sytuacji rozpoczynano jazdę z prędkością około 1 m/s. Przy stałym kontakcie kredy z liną, wzdłuż osi liny, na odcinku równym



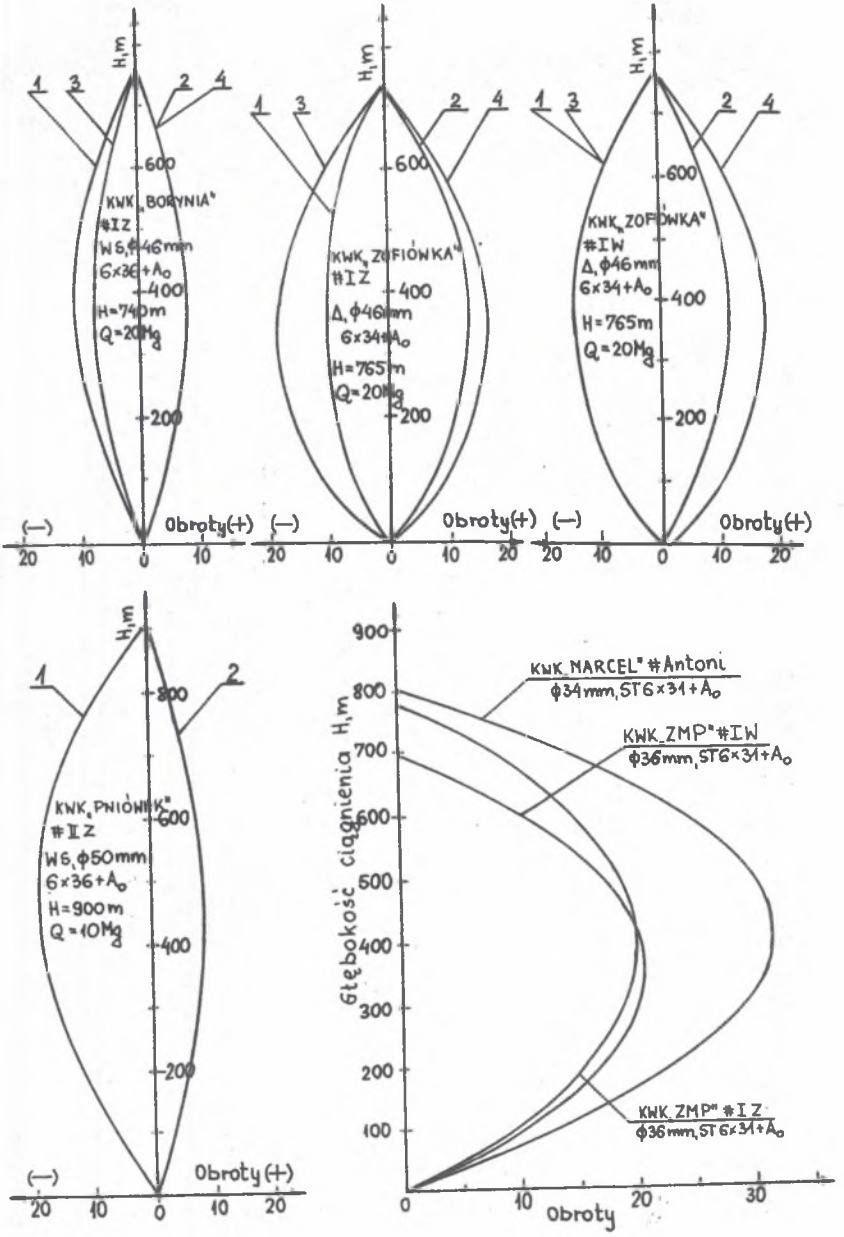
Rys.2. Schematy: a,b,c - punktów znaczenia liny, d - obserwacji kręcenia się liny, e - sposobu obserwacji znacznika na linie



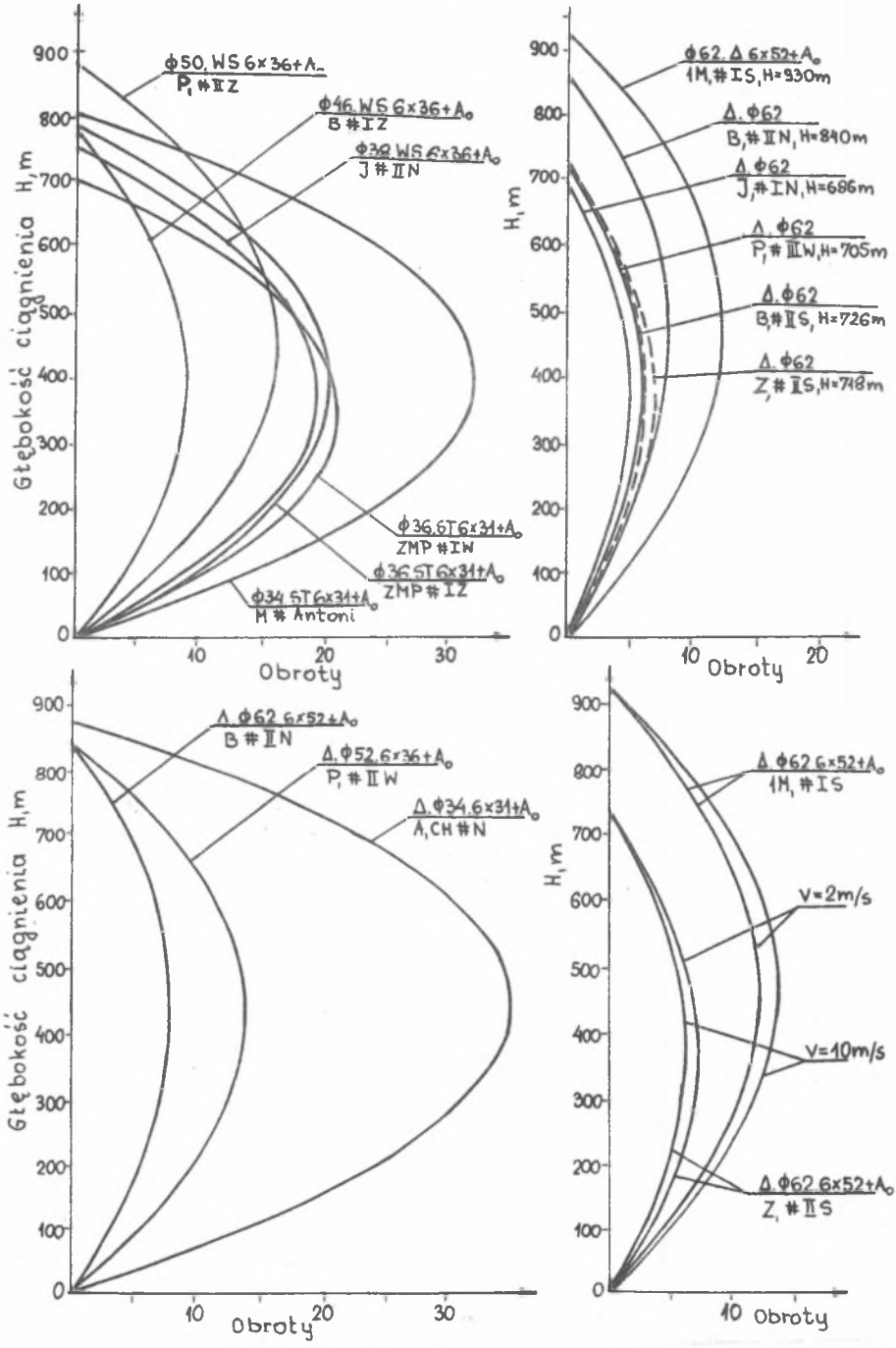
Rys.3. Pomierzone obroty lin trójkątnosplotkowych w KWK "Morcinek", szyb II; 1,2,3,4 - numery lin wyciągu czterolinowego



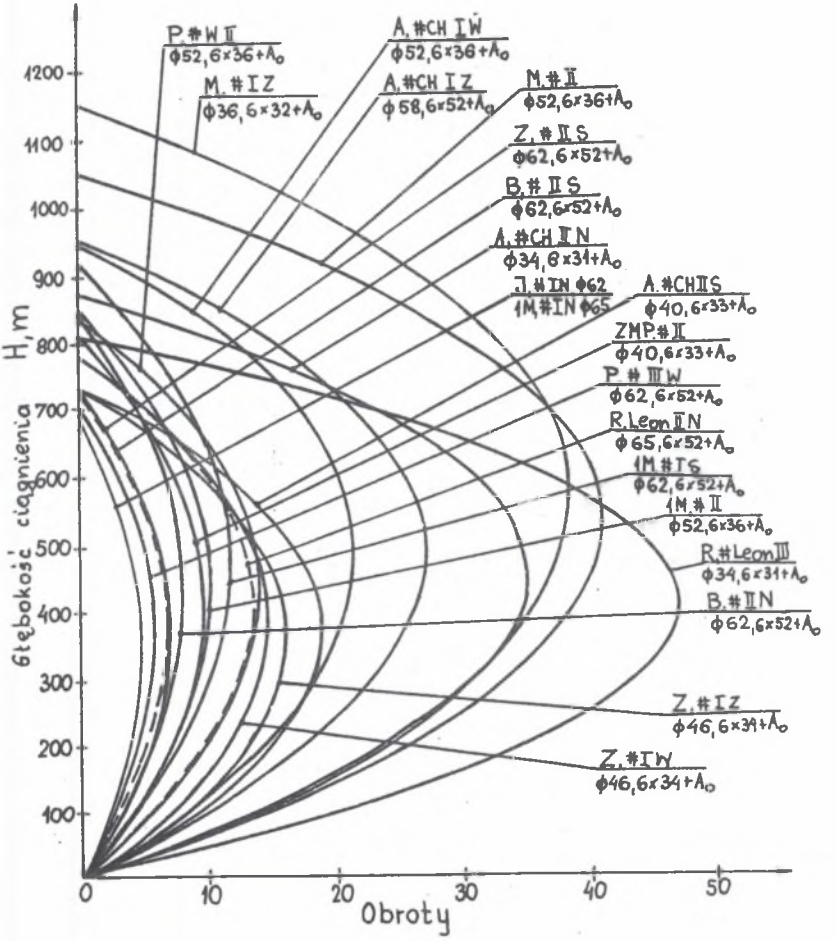
Rys.4. Pomierzone obroty lin różnych konstrukcji w szybach: 1,2,3,4 - numery lin wyciągu dwu lub czterolinowego



Rys.5. Pomierzone obroty lin różnych konstrukcji w szybach; 1,2,3,4 - numery lin wyciągu dwu lub czterolinowego



Rys.6. Pomierzone obroty lin różnych konstrukcji w szybach, zestawienie



Rys.7. Pomierzone obroty lin trójkątnosplotkowych w szybach, zestawienie

głębokości ciągnienia H, nad naczyniem jadącym w dół powstawał biały znacznik. Obraz znacznika punkt O (O') widziany w punkcie jego nanoszenia był linią prostą pokrywającą się z osią liny (rys. 2b). W dalszym ciągu doświadczenia obserwowano zachowanie się znacznika na linie w czasie ruchu powrotnego naczynia w górę.

Jazda w górę szybu odbywała się z prędkością v_j = 3 m/s, podczas której obserwowano powrót liny ze znacznikiem z szybu. Otrzymany obraz znacznika nie był już linią prostą, gdyż kolejne jego punkty, odpowiadające poszczególnym przekrojom liny, mijając punkt obserwacji O(O') - kręcąc się tworzyły obraz linii śrubowej o długim zmiennym skoku (rys. 2b). Równocześnie obserwowano wskaźnik głębokości zapisując jego wskazania w momencie, gdy znacznik przechodząc od punktu 1 po niewidocznej stronie liny, poprzez punkt 2 (2') znajdował się w położeniu środkowym na linie - pozycja oznaczona punktem 3 (rys. 2c). Przykładowo na rys. 3 do 7 przedstawiono wykreślnie wyniki badań obrotów lin w szybach, a zależność trwałości lin od obrotów na rys. 8. Wykresy na rys. 8 wykonano tylko dla lin nośnych okrągłych trójkątnosplotkowych, ponieważ była to najliczniejsza grupa wśród badanych lin.

Na podstawie przeprowadzonych badań opracowano zależności określające trwałość lin trójkątnosplotkowych w cyklach pracy w funkcji obrotów liny [23]:

$$N = 10^{2,367-0,00351z} \text{, tysięcy cykli} \tag{3}$$

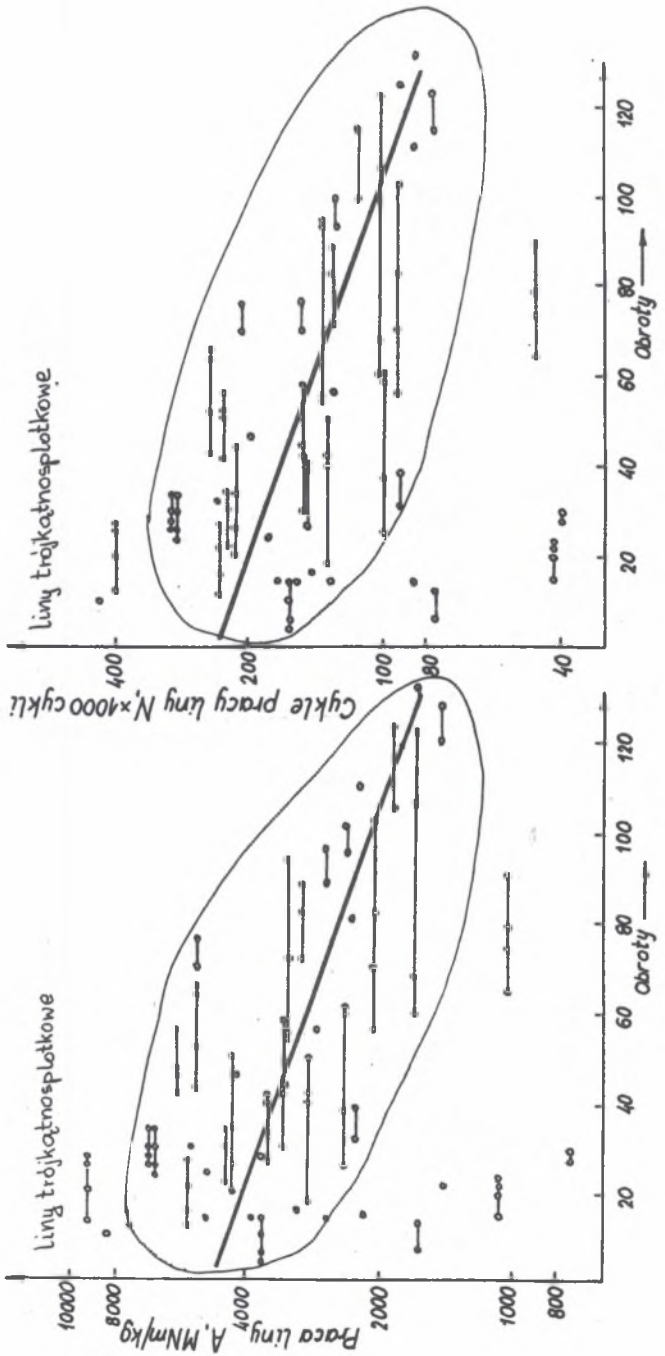
oraz pracę liny

$$A = 10^{3,6804-0,00349z} \text{, MNm/kg liny} \tag{4}$$

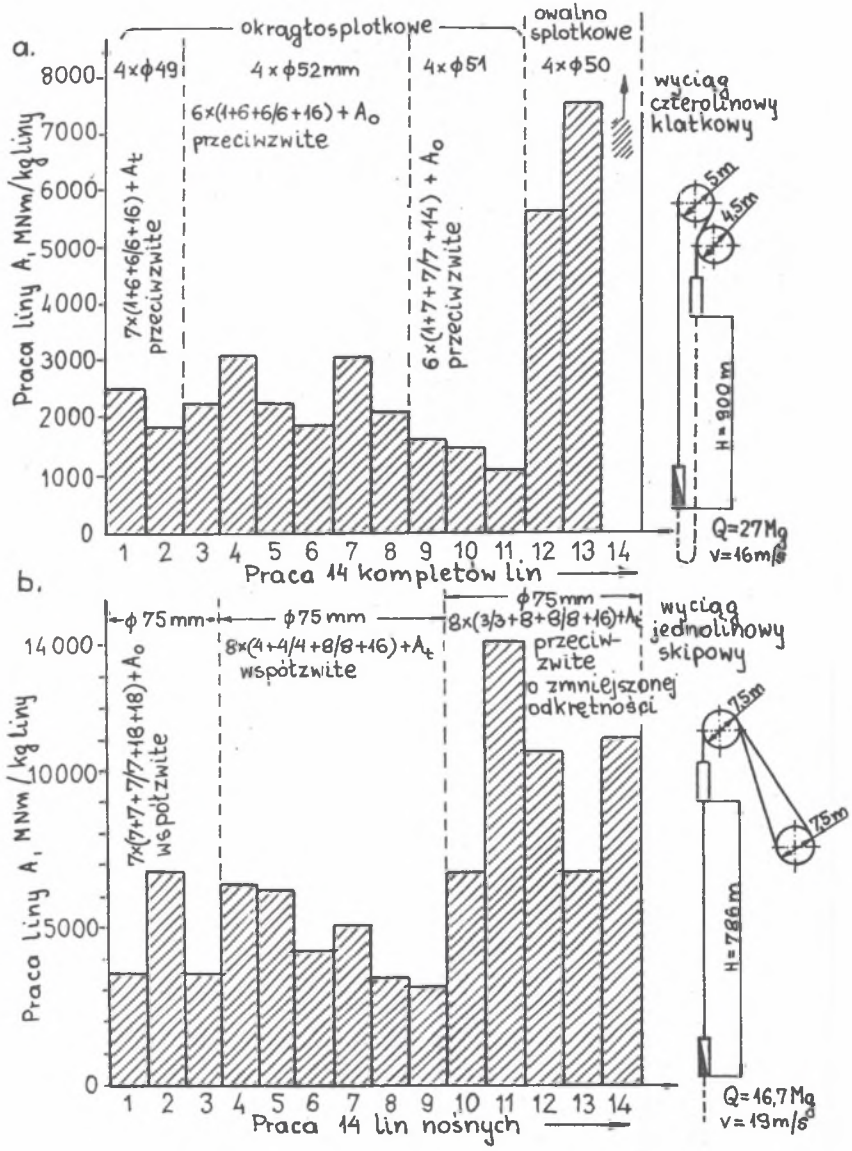
gdzie: z - liczba obrotów liny w danym urządzeniu wyciągowym.

Z przeprowadzonych badań kręcenia się lin nośnych w szybach krajowych wynikają następujące wnioski:

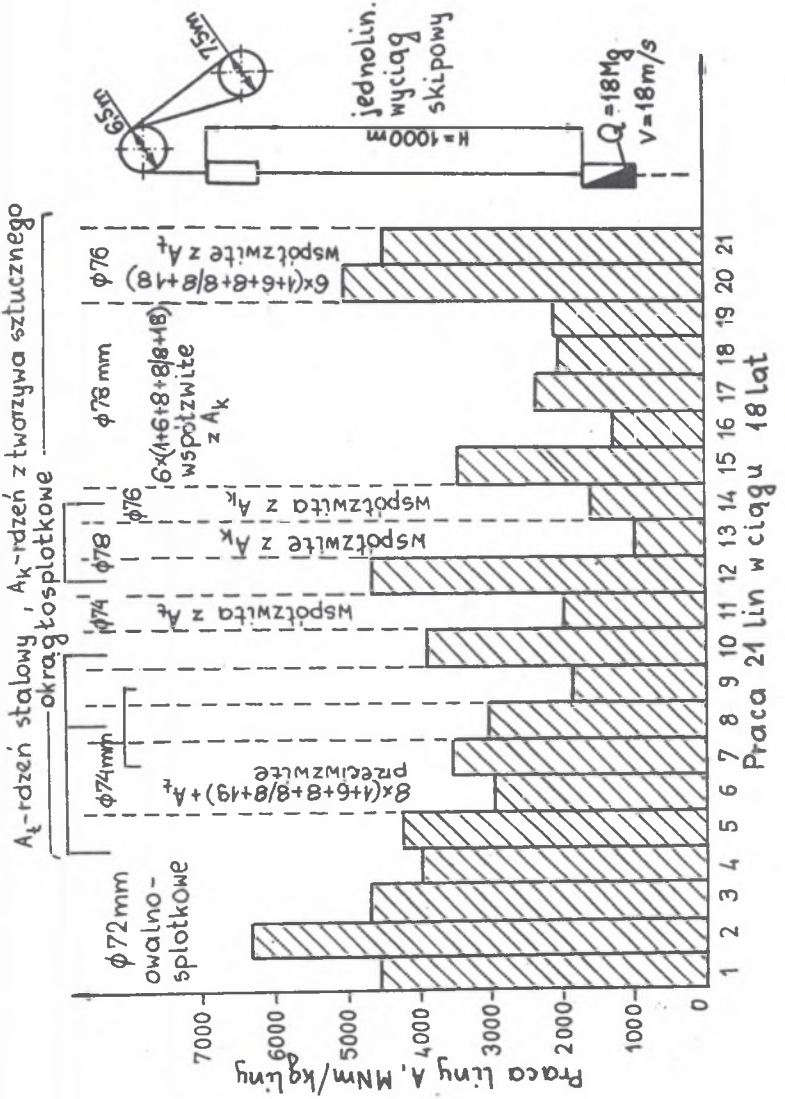
- stosowane obecnie w polskim górnictwie nośne liny wyciągowe kręcą się wokół swojej osi podłużnej. Liczba obrotów, jaką wykonuje lina, zależy od długości i konstrukcji liny,
- najintensywniej kręcą się liny nośne trójkątnosplotkowe. W zakresie głębokości ciągnienia 700-1100 m liczba obrotów wynosiła z = 13-122. W przypadku lin współzwitych okrągłosplotkowych konstrukcji Warrington-Seale przy głębokości ciągnienia 700-900 m liczba obrotów zmieniała się w granicach z =16 - 66, natomiast dla lin Warrington -Kryty konstrukcji przeciwzwitej przy głębokości ciągnienia 869-1100 m liczba obrotów wynosiła z = 32-56, a w przypadku lin okrągłosplotkowych o punktowo-liniowym styku drutów typu ST dla głębokości ciągnienia 710-800 m obroty wynosiły z = 12-68,
- w wielolinowych urządzeniach wyciągowych poszczególne liny wykonywały różną liczbę obrotów. Różnice te dochodziły do 62 obrotów (do 100 %) w urządzeniach wyciągowych czterolinowych i do 24 obrotów w urządzeniach



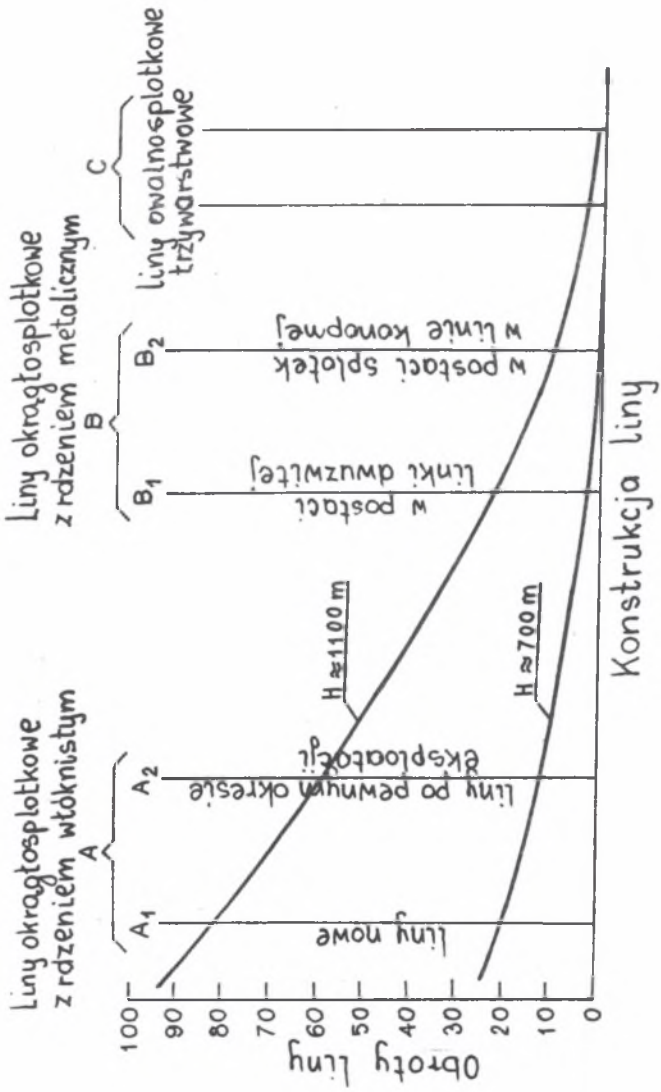
Rys.8. Trwałość lin trójkątnosplotkowych w zależności od obrotów



Rys.9. Praca lin w urządzeniach wyciągowych (Niemcy):
a - wyciąg czterolinowy, b - wyciąg jednolinowy



Rys.10. Praca 21 lin w ciągu 18 lat w wyciągu jednolinowym (Niemcy)



Rys.11. Obroty lin różnych konstrukcji według badań Stacji Badań Lin w Bochum

dwulinowych. Świadczy to z jednej strony o niejednakowym obciążeniu lin, z czym związane są różne sztywności skręcania lin, a z drugiej strony o niejednakowych charakterystykach lin danego kompletu,

- z przeprowadzonych pomiarów obrotów lin przy prędkości jazdy naczynia 2 i 10 m/s wynika, że maksymalna liczba obrotów nie zależy od prędkości jazdy naczynia w szybie,
- kręcenie się lin wokół osi podłużnej jest jednym z czynników wpływających na trwałość lin. Wpływ tego zjawiska jest szczególnie widoczny w szybach głębokich o dużym natężeniu ruchu. Z tego względu dla każdego typu liny powinna być określona racjonalna głębokość ciągnienia, do jakiej należy stosować liny danej konstrukcji. W przypadku lin nośnych o dużej odkrętności, jakimi są liny trójkątnosplotkowe do tej pory najszerzej stosowane w kraju w wyciągach ciernych, ich stosowanie należałoby ograniczyć do głębokości ciągnienia około 850-900m. Powyżej tej głębokości należałoby stosować liny nośne nieodkrętne wielosplotkowe lub konstrukcji zamkniętej.

Interesujące analizy wpływu konstrukcji liny związanej z jej odkrętnością przeprowadzono w Seilprüfstelle w Bochum, gdzie przez długi okres analizowano trwałość lin różnych konstrukcji eksploatowanych w tych samych urządzeniach wyciągowych [15]. Wyniki tej analizy przedstawiono na rys. 9 i 10. Z rysunków tych wynika, że w konkretnych urządzeniach wyciągowych o głębokości ciągnienia 786, 900 i 1000 m największą trwałość osiągnęły liny nieodkrętne trzywarstwowe owalnosplotkowe, a następnie przeciwzwite. Na podstawie przeprowadzonych badań sporządzono w Niemczech klasyfikację lin pod względem kręcenia się ich w szybie przy różnej głębokości ciągnienia rys. 11. Z wykresów na rys. 11 wynika, że najmniej kręcą się liny wielowarstwowe owalnosplotkowe z rdzeniem stalowym. W kopalniach niemieckich praktycznie wyeliminowano z eksploatacji w wyciągach ciernych liny nośne współzwite trójkątnosplotkowe, które charakteryzują się dużą odkrętnością.

3. PRACA LIN I ENERGETYCZNY JEDNOSTKOWY WSKAŹNIK PRACY LIN

Pracę lin obliczono według metody podanej w instrukcji GIG. Określą ją zależność:

$$A = \frac{N \cdot S_{max}}{10^6 \cdot \gamma}, \text{ MNm/kg masy liny} \qquad (5)$$

gdzie: N - liczba cykli pracy liny od momentu założenia do zdjęcia,
S_{max} - maksymalne statyczne obciążenie liny N,
γ - masa jednostkowa liny nośnej kg/m.

Wartość N oblicza się ze wzoru:

$$N = f \cdot e \cdot n$$

gdzie:

f - liczba cykli wyciągowych na dobę,

e - liczba dni efektywnej pracy w miesiącu (najczęściej dla głównych urządzeń wyciągowych e = 25),

n - liczba miesięcy, jaką lina przepracowała od daty jej nałożenia do odłożenia.

Wartość S_{max} ustala się jako sumę następujących obciążeń:

S_1 - ciężar odcinka liny nośnej od osi kół linowych do zawiesia w górnym położeniu naczynia, N,

S_2 - ciężar zawiesi lin nośnych, N,

S_3 - ciężar własny skipu lub klatki, N,

S_4 - ciężar prowadnic tocznych, N,

S_w - ciężar własny wózków - w przypadku klatki, N,

S_5 - ciężar zawiesi lin wyrównawczych, N,

S_6 - ciężar odcinka liny wyrównawczej od poziomu wyładowczego na nadszybiu do miejsca nawrotu liny w rząpiu, N.

Według zaleceń instrukcji zadowalająca wartość pracy lin w wyciągach krajowych winna wynosić:

- dla urządzeń wyciągowych jednolinowych z kołem pędnym
  A_{min} = 4300 $MNmkg^{-1}$ dla lin trójkątnosplotkowych,
  A_{min} = 5200 $MNmkg^{-1}$ dla lin o liniowym styku drutów,
- dla urządzeń wyciągowych wielolinowych
  A_{min} = 4300 $MNmkg^{-1}$ dla lin trójkątnosplotkowych,
  A_{min} = 5200 $MNmkg^{-1}$ dla lin konstrukcji Warrington-Seale,
  A_{min} = 7500 $MNmkg^{-1}$ dla lin konstrukcji Seale.

Obliczona praca A dla analizowanych 315 odłożonych lin tylko w 96 przypadkach przekroczyła podane wyżej wartości, co stanowi około 30 % analizowanych lin. Średnia praca lin trójkątnosplotkowych wynosiła 3203 $MNmkg^{-1}$, a lin o liniowym styku drutów 5350 $MNmkg^{-1}$. Z powyższego wynika, że zadowalającą trwałość wykazały liny o liniowym styku drutów, natomiast liny trójkątnosplotkowe wykazały zbyt małą trwałość.

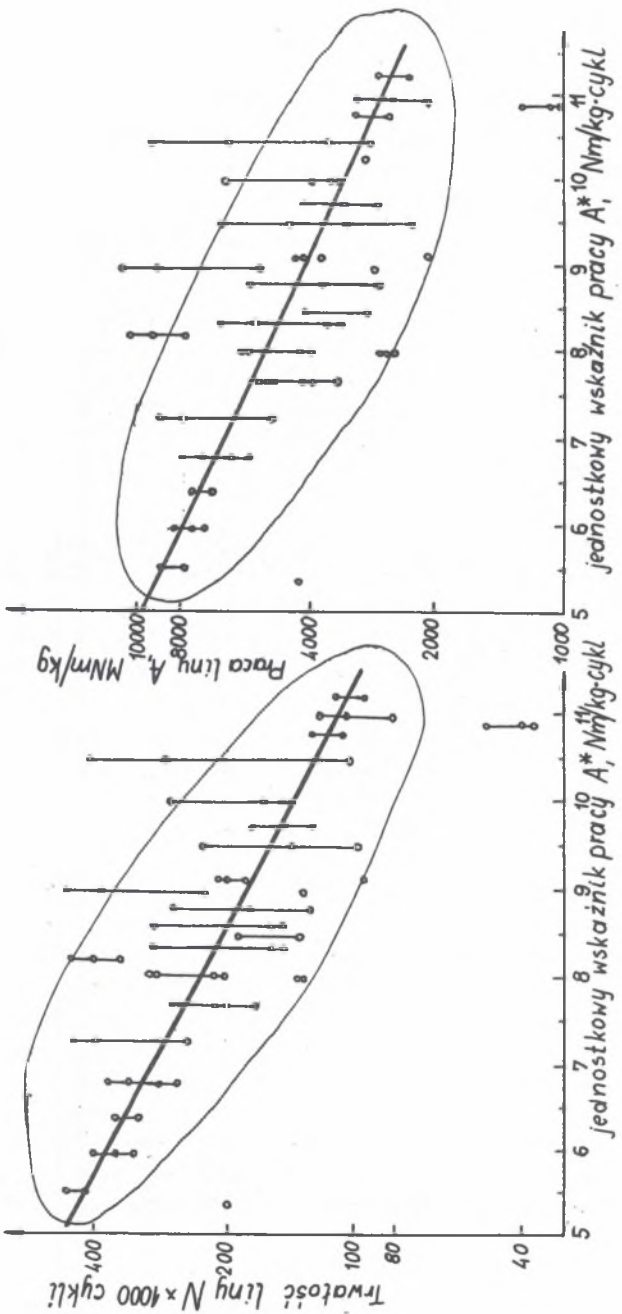
Analizę trwałości lin przeprowadzono także na podstawie jednostkowego energetycznego wskaźnika pracy lin A^*. Wskaźnik ten wyraża wartość energii potencjalnej liny nośnej w jednym cyklu pracy urządzenia wyciągowego, przypadającą na jeden kilogram masy liny. Wzór na A^* przy założeniu jednakowych mas bieżących liny nośnej i wyrównawczej $\gamma = \gamma_w$ ma postać [7] :

$$A^* = \frac{g^2}{EF}\left[Q.H + \frac{H+l_1}{H+2l_1}\left(\frac{Q^2}{\gamma} + \frac{H^2\gamma}{3}\right)\right], \quad \frac{Nm}{kg\cdot cykl} \qquad (6)$$

gdzie: g - przyspieszenie ziemskie, 9,81 m/s^2,

E - moduł sprężystości podłużnej liny dwuzwitej, np. 110.10^9 N/m^2,

F - pole przekroju poprzecznego drutów liny, m^2,



Rys.12. Trwałość lin trójkątnosplotkowych w zależności od jednostkowego energetycznego wskaźnika pracy lin A*

Q - ładowność naczynia, kg,

H - wysokość podnoszenia (droga jazdy naczyń), m,

l_1 - długość odcinka liny nośnej od naczynia w nadszybiu do koła pędnego, m,

γ - masa jednostki długości liny, kg/m.

Dla szybkiego obliczenia wskaźnika A^* w Nm/kg·cykl wygodnie jest podstawić do wzoru (6) $E = 0{,}11 \cdot F$ wyrazić w mm^2, Q w Mg, natomiast H i l_1 w km. Wymiar γ oraz g - jak wyżej.

Wzór (6) można głównie z racji jego prostoty stosować z dobrym przybliżeniem również do wyciągów zrębowych.

Jednostkowy wskaźnik pracy liny A^* jest wielkością charakterystyczną dla danego wyciągu szybowego. Jego wartość zależy głównie od głębokości ciągnienia, ładowności naczyń oraz parametrów liny nośnej. Wyciągi o dużej głębokości ciągnienia i dużym udźwigu będą miały wyższy wskaźnik A^*, a więc 1 kg ich lin nośnych wykona w jednym cyklu większą pracę i pochłonie tym samym więcej energii niż 1 kg liny wyciągu płytkiego o małym udźwigu.

Iloczyn wskaźnika A^* i liczby wykonanych przez linę cykli pracy N będzie miarą pochłoniętej przez linę energii. Ponieważ możliwość pochłaniania energii przez linę jest ograniczona, pomiędzy wskaźnikiem A^* a liczbą cykli N powinna istnieć taka zależność, że malejącym wartościom wskaźnika A^* odpowiadają zwiększające się liczby wykonanych przez liny cykli pracy N.

Biorąc pod uwagę wyłącznie liny odłożone z powodu zmęczeniowego pękania drutów z grupy 142 lin w analizowanych 39 urządzeniach wyciągowych otrzymano wykresy przedstawione na rys. 12 wykonane w skali półlogarytmicznej. Stosując metodę najmniejszych kwadratów otrzymano funkcje aproksymacyjne w postaci:

dla cykli pracy $N = 10^{3{,}204-0{,}106\,A^*}$, tys. cykli (7)

dla pracy lin $A = 10^{4{,}346-0{,}084\,A^*}$, MNm/kg liny (8)

Wymaganą trwałością liny jest taka liczba cykli N lub wielkości pracy A, jaką średnio osiąga dobrej jakości lina przy charakterystycznym dla danego urządzenia wyciągowego jednostkowego wskaźnika pracy A^* przy dobrych warunkach środowiska szybowego (brak korozji). Z analizy jednostkowego wskaźnika A^* przeprowadzonej dla wyciągów RPA o głębokości ciągnienia 1000÷1900 m wynika, że wynosi on 10÷17,5 Nm/kg.cykl, a liny osiągają zadowalającą trwałość 200 do 100 tysięcy cykli przy wskaźniku 10÷13 Nm/kg·cykl. W przypadku analizowanych lin w wyciągach krajowych wskaźnikowi A^* = 10÷12 Nm/kg.cykl odpowiada 150 do 90 tysięcy cykli lub 3500÷2200 MNm/kg pracy liny, co jest bardzo niezadowalające.

4. ANALIZA OBCIĄŻEŃ EKSPLOATACYJNYCH

Ze wzrostem udźwigu użytecznego, głębokości ciągnienia, ciężaru własnego lin, przyspieszenia i opóźnienia maszyny wyciągowej, wzrasta zakres zmian obciążeń lin podczas cyklu pracy wyciągu, to znaczy rośnie amplituda naprężeń w drutach. Czas pracy lin skraca się tym bardziej, im intensywniej zachodzi proces zmian zakresu obciążeń oraz drgań lin.

Zjawisko to zachodzi łatwiej w szybach głębokich, przy złym stanie prowadników, nierównomiernym zbieganiu liny z koła pędnego, nagłych przejściach od ruchu ustalonego do nieustalonego i odwrotnie. W celu określenia wpływu obciążeń eksploatacyjnych na trwałość lin nośnych wykonano obliczenia obciążeń statycznych i dynamicznych. Druty w linach pękają głównie w miejscach, gdzie naprężenia osiągają znaczne wartości w wyniku sumowania się działania naprężeń statycznych, naprężeń od rozciągania, zginania i skręcania.

Naprężenia w danym przekroju liny nośnej zależą od położenia naczyń w szybie i ich ładunku. Zmiany naprężeń są cykliczne, czyli zmęczeniowe. Przyrosty te nie mogą być dowolne, po przekroczeniu określonej wartości trwałość liny maleje, co jest związane z gwałtownym narastaniem pęknięć drutów w linie.

Największa różnica naprężeń statycznych w linie określona jest wzorem:

$$\Delta\sigma_{st} = \sigma_{st_{max}} - \sigma_{st_{min}} \tag{9}$$

$$\sigma_{st_{max}} = \frac{Q_m + Q_u + i_w \cdot \gamma_w \cdot (H + l_2)}{10^6 \cdot i_n \cdot F_n} \cdot g, \ \frac{MN}{m^2} \tag{10}$$

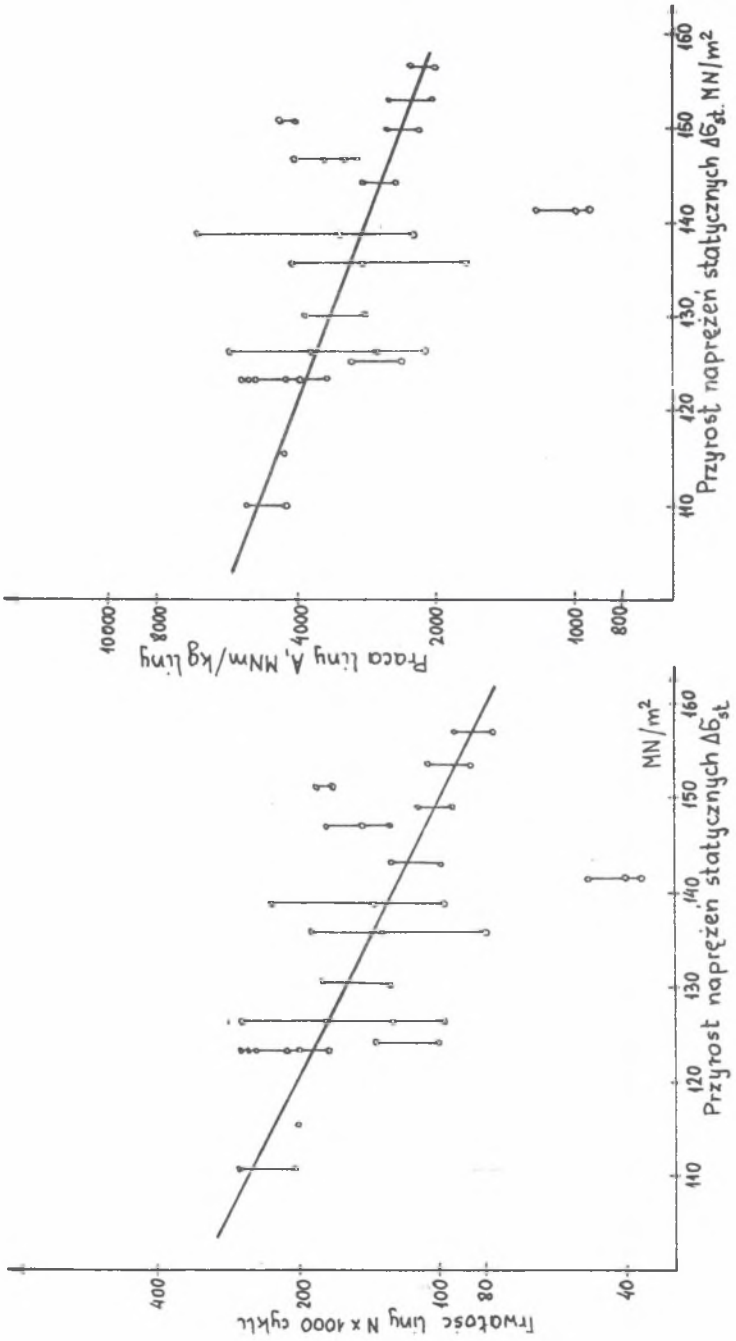
$$\sigma_{st_{min}} = \frac{Q_m + i_w \cdot \gamma_w \cdot l_2}{10^6 \cdot i_n \cdot F_n} \cdot g, \ \frac{MN}{m^2} \tag{11}$$

$$\Delta\sigma_{st} = \frac{Q_u + i_w \cdot \gamma_w \cdot H}{10^6 \cdot i_n \cdot F_n} \cdot g, \ \frac{MN}{m^2} \tag{12}$$

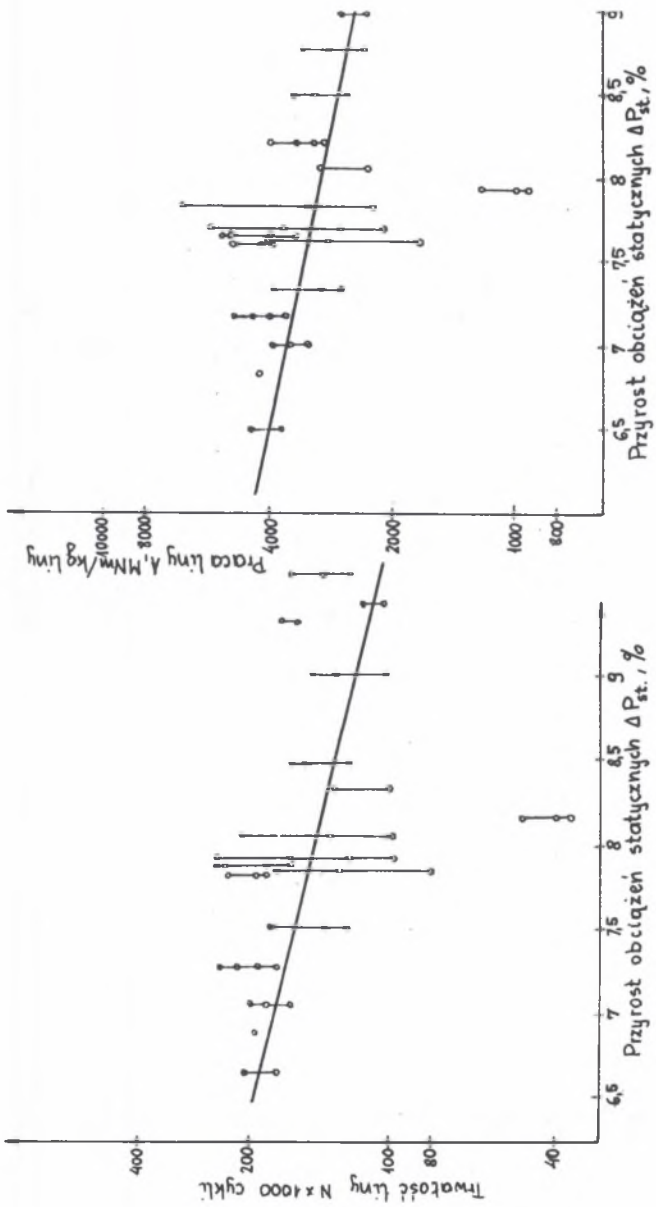
gdzie: Q_u, Q_m - masa użyteczna i własna naczynia, kg,
i_n, i_w - liczba lin nośnych i wyrównawczych,
F_n - metaliczny przekrój poprzeczny liny nośnej,
γ_w - masa jednostkowa liny wyrównawczej.

Różnica obciążeń w linie:

$$\Delta P_{st} = \Delta\sigma_{st} \cdot F_n \quad , \quad MN \tag{13}$$



Rys.13. Trwałość lin trójkątnosplotkowych w zależności od przyrostu naprężeń statycznych w linie $\Delta\sigma_{st}$



Rys.14. Trwałość lin trójkątnosplotkowych w zależności od przyrostu obciążenia statycznego w linie $\Delta P_{st.}$

Procentowa różnica sił statycznych w linie określona jest wzorem:

$$\Delta P_{st\%} = \frac{Q_u + i_n \cdot \gamma_n \cdot H}{i_n \cdot P_n} \cdot g \cdot 100\ \% \qquad (14)$$

Na podstawie badań przemysłowych nośnych lin wyciągowych przeprowadzonych w RFN ustalono, że dopuszczalna wartość różnicy naprężeń statycznych $\Delta\sigma_{st}$, jaka może wystąpić podczas eksploatacji, nie może przekroczyć 165 MN/m^2. Wówczas uzyskuje się odpowiednią trwałość lin ekonomicznie korzystną. Natomiast na podstawie badań w RPA ustalono, że dla osiągnięcia zadowalającej trwałości lin nośnych (100 000 cykli) różnica obciążeń statycznych podczas ich eksploatacji nie powinna przekraczać $\Delta P_{st} = 11{,}5\ \%$ rzeczywistej siły zrywającej linę P_n.

Zależności $N = f(\Delta\sigma_{st})$, $A_l = f(\Delta\sigma_{st})$, $N = f(\Delta P_{st\%})$ oraz $A_l = f(\Delta P_{st\%})$ wyznaczone dla grupy lin trójkątnosplotkowych pracujących w urządzeniach skipowych przedstawiono na rys. 13 i 14. Wykresy wykonano w skali półlogarytmicznej.

Stosując metodę najmniejszych kwadratów poszukiwano funkcji aproksymacyjnej o postaci:

$$\left.\begin{aligned} N &= 10^{a \cdot \Delta\sigma_{st} + b} \\ A &= 10^{c \cdot \Delta\sigma_{st} + d} \\ N &= 10^{e \cdot \Delta P_{st\%} + f} \\ A &= 10^{g \cdot \Delta P_{st\%} + h} \end{aligned}\right\} \qquad (15)$$

Po wykonaniu obliczeń otrzymano [23]:

$$\begin{aligned} N &= 10^{3{,}4263 - 0{,}0043 \cdot \Delta\sigma_{st}} \\ A &= 10^{4{,}3854 - 0{,}0064 \cdot \Delta\sigma_{st}} \\ N &= 10^{2{,}4918 - 0{,}0395 \cdot \Delta P_{st\%}} \\ A &= 10^{3{,}6398 - 0{,}0124 \cdot \Delta P_{st\%}} \end{aligned} \qquad (16)$$

Z wykresów wynika, że przy malejącej różnicy sił statycznych w linach oraz malejących maksymalnych różnicach naprężeń statycznych rośnie liczba cykli przepracowanych przez liny w urządzeniach wyciągowych. Duży rozrzut w trwałości lin przy niewielkiej zmianie $\Delta\sigma_{st}$, $\Delta P_{st\%}$ świadczyłby o małym ich wpływie na żywotność, co nie jest prawdą. Rozbieżności te mogą wynikać z ewentualnych niedokładności danych rejestrowanych przez kopalnie i z niskiej jakości lin wyciągowych. Również z tej analizy wyni-

ka, że przy przyjęciu jako kryterium różnicy naprężeń 150 MN/m^2 liny krajowe osiągają niską trwałość rzędu 120 000 cykli.

Maksymalny zakres zmian obciążenia liny nośnej z uwzględnieniem rozruchu i hamowania ΔP_{dyn} według kryterium stosowanego w RPA wyraża wzór [17]:

$$P_{dyn_{max}} = (M_a + Q_m + Q_u + M_b) \cdot g + P_a, \quad N \tag{17}$$

$$P_{dyn_{min}} = (M_c + Q_m + M_b) \cdot g - P_b, \quad N \tag{18}$$

stąd:

$$\Delta P_{dyn} = (M_a+Q_m+Q_u+M_b)\cdot g+P_a-\left[(M_c+Q_m+M_b)\cdot g-P_b\right], \quad N \tag{19}$$

gdzie: M_a - masa liny nośnej o długości $(H+l_1)$, rys. 1, kg,
M_b - masa liny wyrównawczej o długości l_2, kg,
M_c - masa liny nośnej o długości l_1, kg,
P_a - siła dynamiczna działająca w przekroju B w fazie rozruchu wynikająca z przesypieszenia mas zredukowanych na oś liny,
P_b - siła dynamiczna działająca w przekroju B w fazie hamowania wynikająca z opóźnienia mas zredukowanych na oś liny.

Ze względu na to, że siła dynamiczna P_b podczas hamowania nie działa zmniejszająco na obciążenie, a zwiększająco, wzór na ΔP_{dyn} po podstawieniu danych według rys. 1 przyjmuje postać:

- dla schematu A:

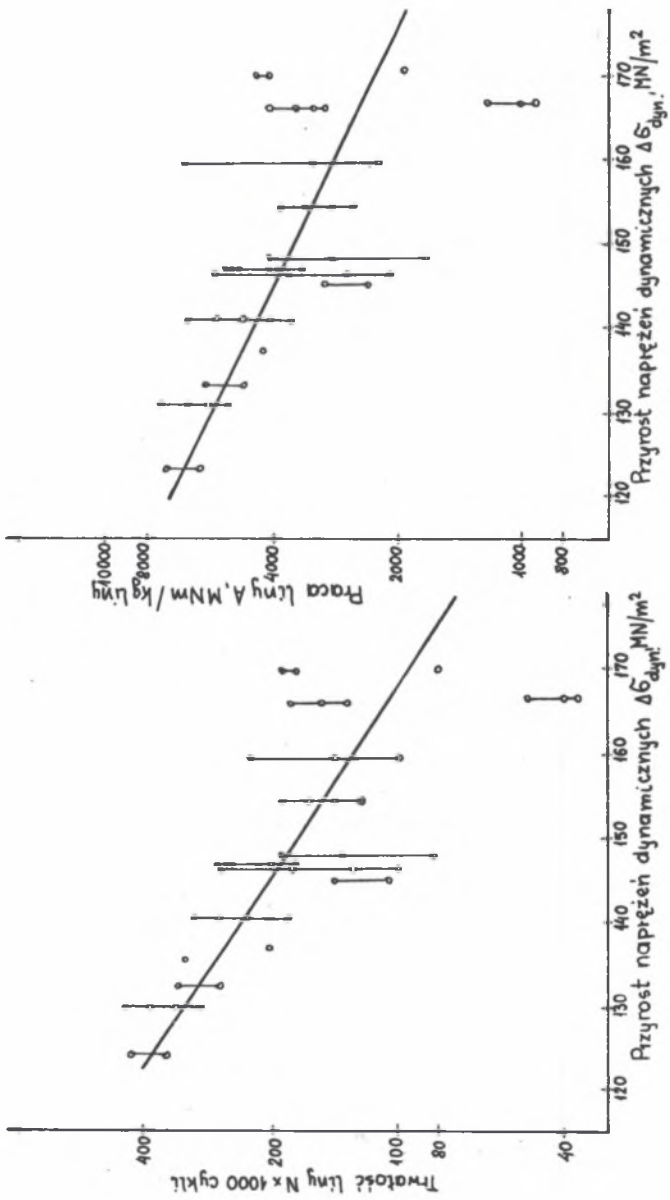
$$\begin{aligned}\Delta P_{dyn} = {} & \left[(H+l_1)\cdot i_n\cdot\gamma_n+Q_m+Q_u+l_2\cdot i_w\cdot\gamma_w\right]\cdot g\cdot\left(1+\frac{a}{g}\right) + \\ & - l_{si}\cdot i_n\cdot\gamma_n\cdot g\cdot\sin\alpha_i+\left[l_{si}+0,5\cdot(0,5\cdot\pi+a_1)D_1\right]\cdot i_n\cdot\gamma_n\cdot a + \\ & -\left\{\left[l_1-l_3+l_{s2}+0,5\cdot\pi\cdot D_p+0,5(0,5\cdot\pi+a_2)\cdot D_1\right]\cdot i_n\cdot\gamma_n + \right. \\ & \left. + Q + l_2\cdot i_w\cdot\gamma_w\right\}\cdot g, \quad N\end{aligned} \tag{20}$$

- dla schematu B:

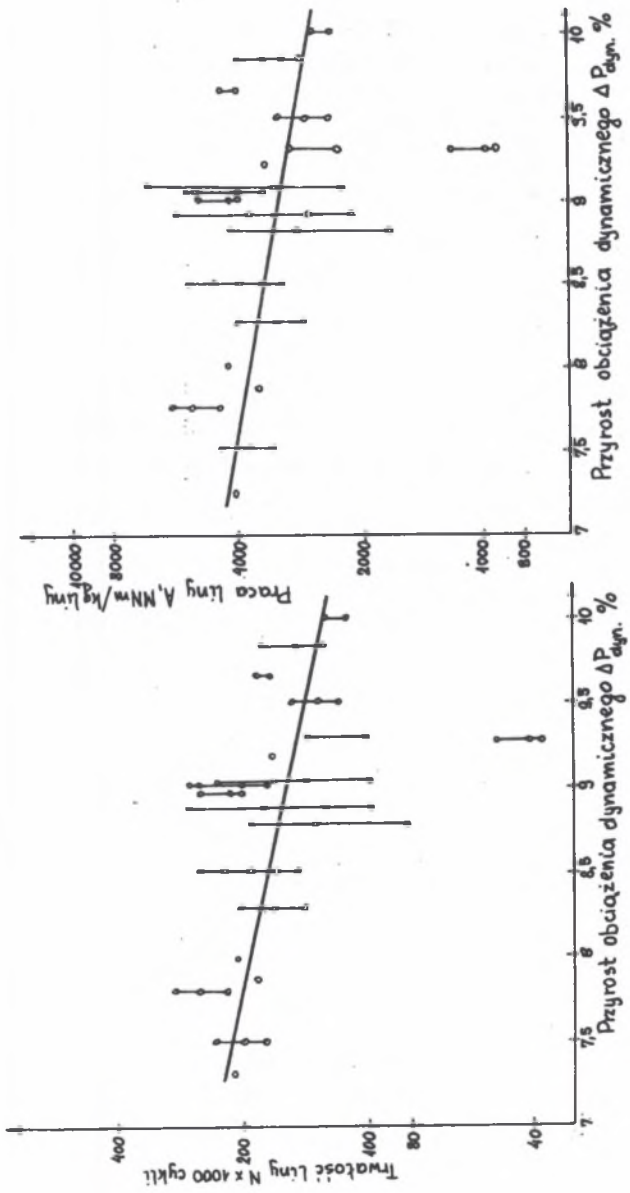
$$\begin{aligned}\Delta P_{dyn} = {} & \left[(H+l_1)\cdot i_n\cdot\gamma_n+Q_m+Q_u+l_2\cdot i_w\cdot\gamma_w\right]\cdot g\left(1+\frac{a}{g}\right) + \\ & - \left[(l_1+0,5\pi D_p)\cdot i_n\cdot\gamma_n+Q+l_2\cdot i_w\cdot\gamma_w\right]\cdot g, \quad N\end{aligned} \tag{21}$$

- dla schematu C:

$$\Delta P_{dyn} = \left[(H+l_1)\cdot i_n\cdot\gamma_n+Q_m+Q_u+l_2\cdot i_w\cdot\gamma_w\right]\cdot g\cdot\left(1+\frac{a}{g}\right) +$$



Rys.15. Trwałość lin trójkątnosplotkowych w zależności od przyrostu naprężeń dynamicznych w linie $\Delta\sigma_{dyn}$



Rys.16. Trwałość lin trójkątnosplotkowych w zależności od przyrostu obciążenia dynamicznego w linie $\Delta P_{dyn.}$

$$-l_{s1}\cdot i_n\cdot\gamma_n\cdot g\cdot\sin\alpha_1+\left[l_{s1}+0,5\left(0,5\pi+\alpha_1\right)D_1\right]\cdot i_n\cdot\gamma_n\cdot a+$$
$$-\left\{\left[l_1+l_{s2}+0,5\cdot\pi\cdot D_p+0,5\cdot\left(0,5\cdot\pi+a_2\right)\cdot D_1\right]\cdot i_n\cdot\gamma_n+\right.$$
$$\left.+Q+l_2\cdot i_w\cdot\gamma_w\right\}\cdot g\ ,\ [N] \qquad (22)$$

Wartość ΔP_{dyn} odniesiona do wielkości siły zrywającej linę nośną P_n daje procentowy zakres zmian obciążenia dynamicznego liny nośnej:

$$\Delta P_{dyn[\%]} = \frac{\Delta P_{dyn}}{i_n\cdot P_n}\cdot 100,\% \qquad (23)$$

Obliczono także największą różnicę naprężeń dynamicznych występujących w linie $\Delta\sigma_{dyn}$ wg wzoru:

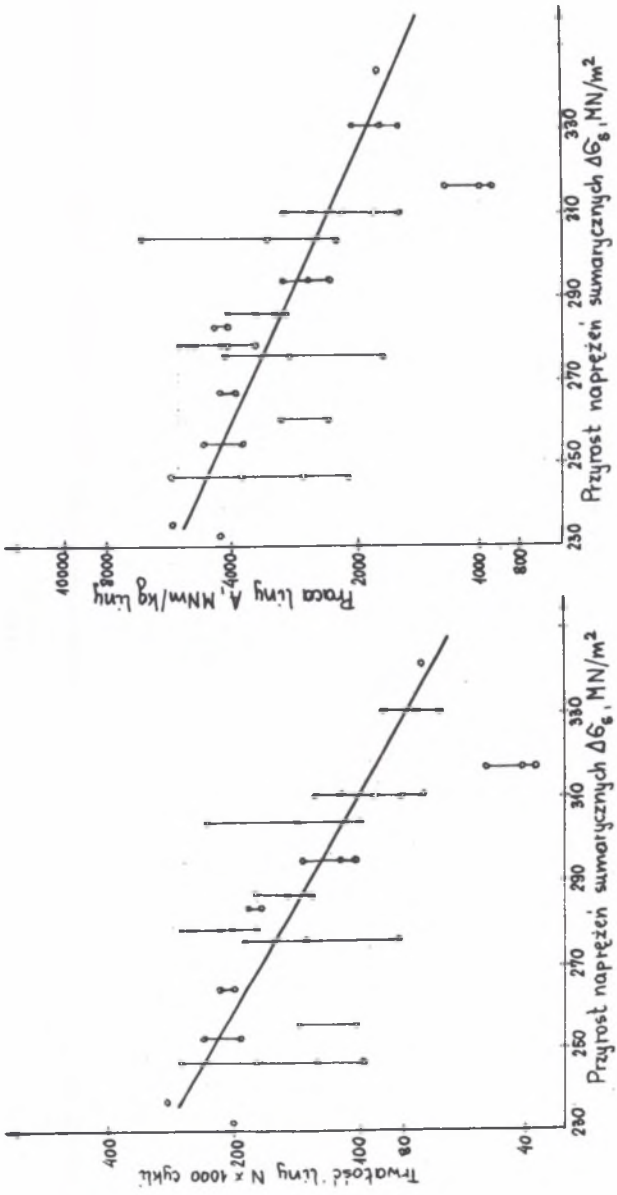
$$\Delta\sigma_{dyn} = \frac{P_{dyn}}{10^6\cdot i_n\cdot F_n}\ ,\ \frac{MN}{m^2} \qquad (24)$$

Zależności $N = f(\Delta\sigma_{dyn})$, $A = f(\Delta\sigma_{dyn})$, $N=f(\Delta P_{dyn[\%]})$ oraz $A=f(\Delta P_{dyn[\%]})$ - rys.15 i 16-wykonano dla lin trójkątnosplotkowych pracujących w urządzeniach skipowych. Wykresy wykonano w skali półlogarytmicznej. Funkcje aproksymacyjne mają postać:

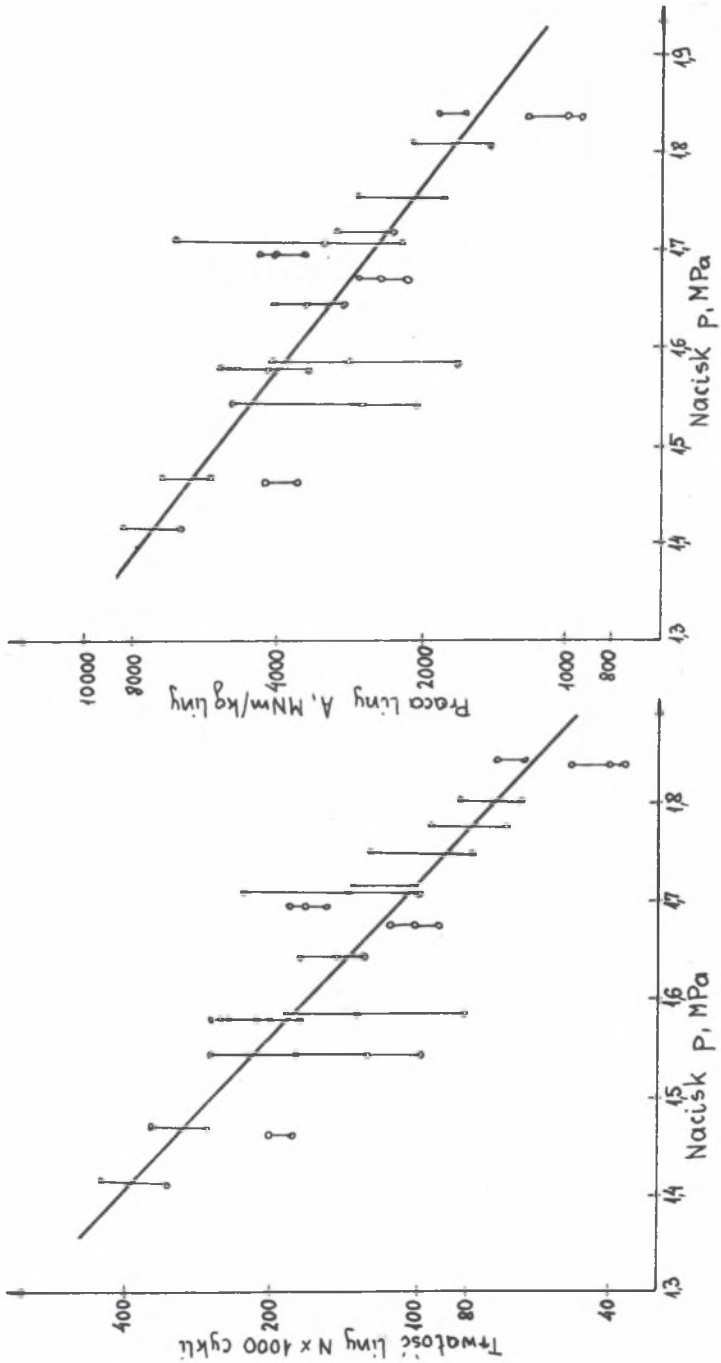
$$N = 10^{3,9314-0,0113\cdot\Delta\sigma_{dyn}}$$
$$A = 10^{4,7999-0,0083\cdot\Delta\sigma_{dyn}}$$
$$N = 10^{2,6072-0,0466\cdot\Delta P_{dyn[\%]}} \qquad (25)$$
$$A = 10^{3,7321-0,0231\cdot\Delta P_{dyn[\%]}}$$

Z wykresów wynika, że przy malejącej różnicy sił dynamicznych w linach oraz malejących maksymalnych różnicach naprężeń dynamicznych rośnie liczba cykli i wielkość pracy osiąganej przez liny w urządzeniach wyciągowych. Przykładowo według kryterium RPA $\Delta P_{dyn[\%]}$ nie powinno przekraczać 15% rzeczywistej siły zrywającej linę. W analizowanych urządzeniach wyciągowych $\Delta P_{dyn[\%]}$ nie przekracza 10%, a trwałość lin jest również niezadowalająca.

W celu uwzględnienia jednego z najważniejszych czynników decydujących o trwałości lin nośnych, którym jest wielkość przyrostu naprężeń w drutach liny podczas jej zginania na kole pędnym, obliczono dla każdego badanego urządzenia wyciągowego wartość największej sumarycznej różnicy naprężeń $\Delta\sigma_c$. Wartość tę wyznaczono jako sumę największej różnicy naprężeń dynamicznych $\Delta\sigma_{dyn}$ oraz przyrostu naprężenia powstającego na skutek



Rys.17. Trwałość lin trójkątnosplotkowych w zależności od przyrostu naprężeń sumarycznych w linie $\Delta\sigma_s$



Rys.18. Trwałość lin trójkątnosplotkowych w zależności od wielkości nacisku jednostkowego p liny na wykładzinę

zginania liny σ_g [6].

$$\Delta\sigma_s = \Delta\sigma_{dyn} + \sigma_g \,, \quad MNm^{-2} \tag{26}$$

$$\sigma_g = \frac{\delta}{D} \cdot E \,, \quad MNm^{-2} \tag{27}$$

gdzie:

δ - maksymalna średnica drutu w linie,

D - średnica przeginania,

E - moduł sprężystości podłużnej materiału drutu.

Dla lin trójkątnosplotkowych pracujących w urządzeniach skipowych wykonano wykresy zależności $N=f(\Delta\sigma_s)$ i $A_1=f(\Delta\sigma_s)$ - przedstawione na rys.17. Funkcje aproksymacyjne mają postać:

$$N = 10^{3,7932-0,0058 \cdot \Delta\sigma_s}$$
$$A = 10^{4,8281-0,0047 \cdot \Delta\sigma_s} \tag{28}$$

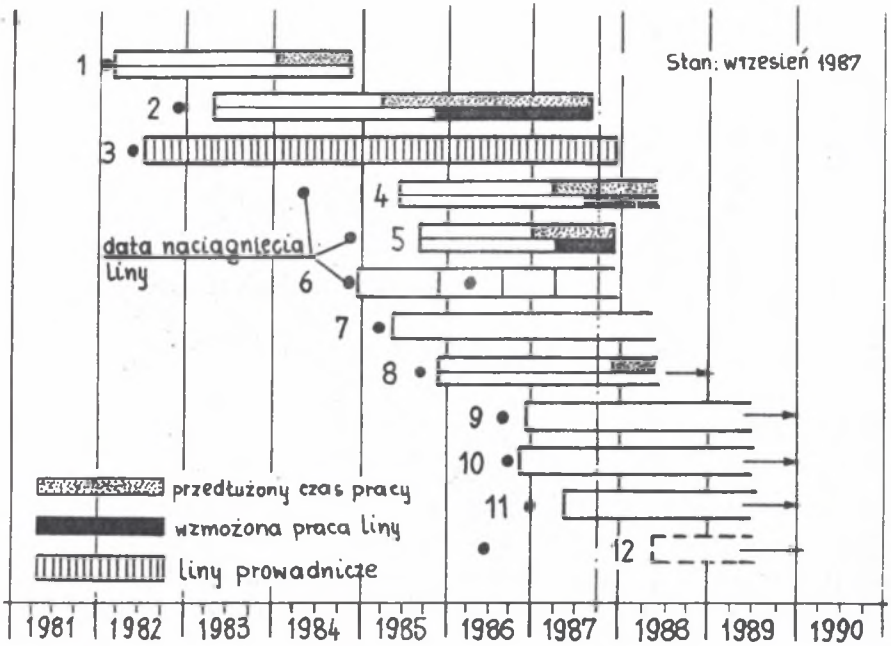
Na trwałość lin nośnych również wpływ ma wielkość nacisku jednostkowego p liny na wykładzinę. Jego wpływ dla badanych urządzeń wyciągowych przedstawiono na rys.18. Średnia trwałość lin nośnych w zależności od nacisku jednostkowego p liny na wykładzinę koła pędnego określona jest zależnością:

$$N = 10^{5,298 - 0,1908 \cdot p}$$
$$A_L = 10^{6,115-0,1587 \cdot p} \tag{29}$$

Otrzymane z badań funkcje najszerzej oddają wpływ różnorodnych czynników na trwałość lin nośnych w krajowych szybach głębokich.

5. WSTĘPNE NACIĄGANIE LIN WYCIĄGOWYCH

W szybach głębokich oprócz trwałości lin problemem jest również ich wydłużanie się podczas eksploatacji. Jednym ze sposobów technologicznych wpływających zarówno na wzrost trwałości zmęczeniowej lin stalowych, jak i na obniżenie trwałych wydłużeń eksploatacyjnych jest operacja wstępnego naciągania lin. Zagadnienie to przedstawiono w pracy [4]. W kraju jedna lina wstępnie naciągana była zastosowana w kopalni Jankowice oraz komplet czterech lin nośnych w wyciągu wielolinowym kopalni Borynia. W kraju więcej lin wstępnie naciąganych nie zastosowano. Krajem, w którym aktualnie eksploatowanych jest najwięcej lin wstępnie naciąganych szczególnie w szybach głębokich, są Niemcy. W Niemczech pierwsze wstępnie



1	Zollverein Schacht 2	2 linowe
2	Auguste Victoria Schacht 6	2 linowe
3	Ewald Schacht Emschermulde	4 linowe
4	Camphausen Schacht 2	2 linowe
5	Minister Achenbach Schacht 2	2 linowe
6	Luisenthal Richard 2 östl.	1 linowe
7	Luisenthal Richard 2 westl.	1 linowe
8	Schacht An der Haard	10 linowe
9	Ensdorf Nordschacht	6 linowe
10	Emil Mayrisch Schacht 1	lina trzywarstwowa owalnosplotkowa
11	Göttelborn Lummerschied	4 linowe
12	Rheinpreußen Schacht 9	4 linowe

Rys.19. Urządzenia wyciągowe w Niemczech, w których zastosowano liny nośne wstępnie naciągane przez Stację Badań Lin w Bochum

naciągnięte liny zastosowano w urządzeniu wyciągowym dwulinowym w szybie nr.2 kopalni Zollverein. Były to liny przeciwzwite o średnicy 48 mm konstrukcji 6x33+A_0 Warrington Kryty z rdzeniem organicznym. Długość lin od zawiesia do zawiesia wynosiła 1200 m. Zastosowana siła do wstępnego naciągania lin wynosiła 37,5% obliczeniowej siły zrywającej linę, a częstotliwość pulsacji siły 0,2Hz. Każda lina została trwale wydłużona o 7,8 m, co odpowiadało 0,76% trwałego wydłużenia liny naciąganej o długości 1027 m, a ich średnice zostały zmniejszone o 4,05%. Pozytywne wyniki eksploatacji tych lin spowodowały, że liny wstępnie naciąganie zastosowano w dalszych urządzeniach wyciągowych. Pod koniec 1986 roku w Niemczech zastosowano 29 lin wyciągowych wstępnie naciąganych, a dotychczas na stanowisku Seilprüfstelle w Bochum wstępnie naciągnięto 53 liny wyciągowe [21]. Początkowo liny wstępnie naciągane stosowane były w urządzeniach wyciągowych przeznaczonych do transportu materiałów, a obecnie pracują one w wyciągach wysoko obciążonych zarówno jedno- jak i wielolinowych. Z dotychczasowej eksploatacji lin wstępnie naciąganych w szybach niemieckich wynika, że poprzez wstępne naciąganie lin zlikwidowano wydłużenie trwałe występujące zaraz po założeniu lin. Dzięki temu zmalała częstość skracań lin i związanych z tym przerw w pracy. Dotychczasowa eksploatacja lin wstępnie naciągniętych w wyciągach wielolinowych wykazała, że poszczególne liny w kompletach lin nośnych wydłużają się bardziej równomiernie i naciągi w linach są również bardziej równomierne, co wykazały okresowo prowadzone pomiary sił w linach. Eksploatacja lin wstępnie naciąganych wykazała również wzrost ich trwałości o 20-40% w stosunku do lin wstępnie nie naciąganych, co potwierdziło wyniki uzyskane z badań laboratoryjnych [4]. Efekty wynikające ze stosowania lin wyciągowych wstępnie naciągniętych pozwalają pokryć koszty związane z przeprowadzeniem operacji wstępnego ich naciągania. Stosowanie lin wstępnie naciąganych w Niemczech na przestrzeni ostatnich lat przedstawiono na rys. 19.

6. KONSTRUKCJE LIN DLA SZYBÓW GŁĘBOKICH

Zagadnienie konstrukcji lin dla szybów głębokich zostało przedstawione już w pracach [3,10,11,12,13,14]. Z prac tych, jak również z badań Instytutu Mechanizacji Górnictwa Politechniki Śląskiej wynika, że powinny to być konstrukcje lin nieodkrętnych lub lin o zmniejszonej odkrętności. Dużą nieodkrętność lin gwarantują liny wielosplotkowe oraz konstrukcji zamkniętej. W Wielkiej Brytanii i Kanadzie oraz częściowo

w RPA i Australii preferowane są liny nośne konstrukcji zamkniętej. W RPA zaleca się dla głębokości 1000 do 2400 m głównie w wyciągach z kołem pędnym liny konstrukcji Fishback i Ribbon [17,18,19,20]. Liny typu Fishback składają się:

- z rdzenia stalowego o przekroju okrągłym,
- pierwszej warstwy wykonanej ze splotek trójkątnych,
- drugiej warstwy wykonanej ze splotek owalnych.

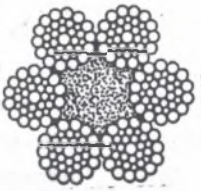
Liny typu Fishback wykonywane są jako 15- i 18-splotkowe, a liny typu Ribbon jako 15- i 21-splotkowe. Z lin nieodkrętnych stosowane są również liny konstrukcji 18x7+Am lub 34x7+Am, gdzie Am - rdzeń metaliczny w postaci splotki. Z doświadczeń europejskich głównie w Niemczech wynika, że korzystne jest stosowanie w szybach głębokich lin nieodkrętnych owalnosplotkowych lub jednowarstwowych przeciwzwitych konstrukcji Warrington-Kryty.

Z analizy wpływu kręcenia się lin na ich trwałość w górnictwie krajowym wynika, że w naszych warunkach za definicję "szyby głębokie" należałoby przyjąć granicę 900-1000m. Do tej głębokości można stosować liny nośne współzwite trójkątnosplotkowe lub okrągłosplotkowe o liniowym styku drutów, a powyżej tej głębokości liny konstrukcji jednowarstwowej przeciwzwite konstrukcji Warrington-Kryty lub wielosplotkowe owalnosplotkowe.

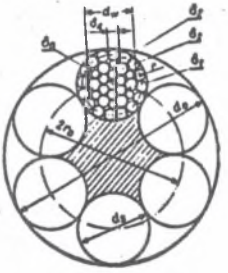
W kraju w Głównym Instytucie Górnictwa opracowano konstrukcje zarówno lin typu Warrington-Kryty, jak i owalnosplotkowych oraz konstrukcji Fishback [11]. Szczegółowo zalecenia co do stosowania różnych konstrukcji lin w kraju wyglądają następująco:

W urządzeniach wyciągowych jednolinowych bębnowych i z kołem pędnym, w których naczynie jest prowadzone na prowadnikach sztywnych, a główną przyczyną zużycia lin jest zmęczenie i pękanie drutów na odcinku przeginanym na bębnie lub kołach pędnych i linowych, jako liny nośne należy stosować liny okrągłosplotkowe o liniowym lub częściowo liniowym styku drutów o konstrukcji i średnicach podanych w normach przedmiotowych, liny trójkątnosplotkowe lub innej konstrukcji dopuszczonej przez Wyższy Urząd Górniczy; liny te powinny być:

- w szybach o głębokości do 800 m - współzwite o normalnym skoku zwicia splotek w linę /6,5-7,5 nominalnych średnic liny okrągło- lub trójkątnosplotkowej/,
- w szybach o głębokości powyżej 800 m do 1000 m - liny współzwite lub przeciwzwite, zależnie od doświadczeń eksploatacyjnych kopalni,

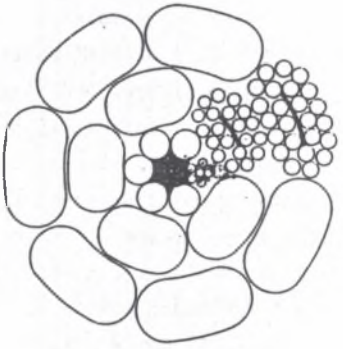


Przekrój liny typu W-S /6x36+A_o/.

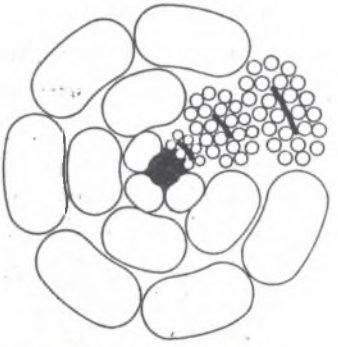


Przekrój liny typu W-K/16.

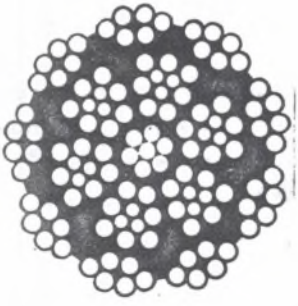
Przekrój liny 4x10+6x10+A



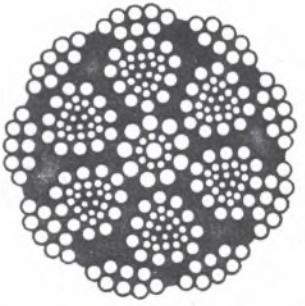
6/1+5/+5/7+13/+7/9+15/+A_o



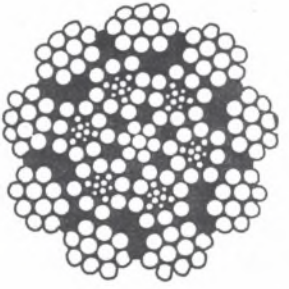
4x7+5/7+13/+7/9+15/+A_o



9 × 6/6 × 10 (7/3△)/
1 × 7 (6/1) WMC
15 strand Non-spin



9 × 8/6 × 29 (11/12/6△)/
1 × 19 (9/9/1) WMC
15 strand Non-spin.
„Ribbon"



9 × 10 (8/2)/6 × 14 (8/6△)/
1 × 7 (6/1)
15 strand "Fishback"
Non-spin

Rys.20. Konstrukcje nośnych lin wyciągowych zalecanych do stosowania w szybach głębokich

- w szybach o głębokości powyżej 1000 m - liny okrągłosplotkowe przeciwzwite o wydłużonym skoku zwicia splotek w linę równym 8,2- 8,5 nominalnej średnicy liny oraz liny wielowarstwowe nieodkrętne dopuszczone przez Wyższy Urząd Górniczy.

Jeżeli główną przyczyną zużycia lin jest szybkie ścieranie się drutów zewnętrznych, w szybach o głębokości do 1000 m jako liny nośne można stosować liny trójkątnosplotkowe współzwite według PN-66/G-46602. W urządzeniach wyciągowych jednolinowych, w których naczynia prowadzone są na prowadnikach linowych niezależnie od rodzaju maszyny wyciągowej: /bębnowa, koło pędne/, należy stosować liny nieodkrętne owalnosplotkowe lub inne nieodkrętne dopuszczone przez WUG.

W urządzeniach wyciągowych wielolinowych, w których naczynia są prowadzone na prowadnikach sztywnych, należy stosować liny o liniowym lub częściowo liniowym styku drutów lub liny trójkątnosplotkowe. W wyciągach wielolinowych, w których naczynia są prowadzone na prowadnikach linowych, należy stosować liny nieodkrętne konstrukcji zamkniętej, owalnosplotkowe lub inne nieodkrętne dopuszczone przez WUG. Można również stosować liny o liniowym lub częściowo liniowym styku drutów przeciwzwite, a także liny trójkątnosplotkowe szczególnie przy niskiej trwałości lin nieodkrętnych. Z doświadczeń krajowych wynika, że liny trójkątnosplotkowe osiągają zadowalającą trwałość przy głębokościach ciągnienia do 900 m. Przykłady konstrukcji lin stosowanych w szybach głębokich przedstawiono na rys.20.

7. WNIOSKI

1. Na trwałość nośnych lin wyciągowych w szybach głębokich wpływ ma wiele czynników, z których najważniejsze to kręcenie się lin w szybach, charakterystyczny dla danego urządzenia energetyczny wskaźnik pracy liny A^*, zmiana obciążeń eksploatacyjnych statycznych ΔP_{st}, $\Delta \sigma_{st}$ dynamicznych ΔP_{dyn}, $\Delta \sigma_{dyn}$, sumarycznych $\Delta \sigma_s$ oraz naciski jednostkowe p liny na wykładzinę koła pędnego.

2. W szybach głębokich istotne jest stosowanie odpowiedniej konstrukcji liny z uwagi na ich kręcenie się podczas eksploatacji. Powinny to być liny nieodkrętne lub o zmniejszonej odkrętności.

3. W wyciągach krajowych najintensywniej kręcą się liny nośne trójkątnosplotkowe; przy głębokości 700 - 1000 m wykonywały 13-122 obrotów podczas jednego cyklu pracy. Znacznie mniej przy tych samych głębokościach kręcą się p liny przeciwzwite konstrukcji Warrington-Kryty lub Seale.

4. W wielu krajach nie zaleca się stosowania lin nośnych trójkątnosplotkowych w wyciągach ciernych przy głębokościach ciągnienia powyżej 900-1000m. W kraju ten typ lin mógłby być jeszcze stosowany przy tych głębokościach do czasu opanowania produkcji odpowiednich konstrukcji lin mało odkrętnych i nieodkrętnych, których konstrukcje już są opracowane.

5. Z analizy pracy lin A wyrażonej w $MNmkg^{-1}$ wynika, że z wyjątkiem konstrukcji lin o liniowym styku drutów typu Seale /praca 5350 $MNmkg^{-1}$/ pozostałe stosowane konstrukcje lin, a szczególnie liny trójkątnosplotkowe nie osiągają trwałości lin na poziomie europejskim. Również przy porównywalnym z danymi zagranicznymi jednostkowym energetycznym wskaźniku pracy lin A^{*} = 10÷12 Nm/kg.cykl trwałość lin jest bardzo niezadowalająca (3500-2200 MNm/kg) ./

6. Z przeprowadzonej analizy wpływu obciążeń eksploatacyjnych lin na ich trwałość przy zastosowaniu zagranicznych kryteriów ΔP_{st}, ΔP_{dyn}, $\Delta \sigma_{st}$, $\Delta \sigma_{dyn}$ i $\Delta \sigma_{s}$ wynika, że krajowe liny wykazują niższą trwałość w porównaniu z danymi zagranicznymi. Nacisk jednostkowy p liny na wykładzinę nie powinien przekraczać 1,8 MPa.

7. Korzystnie na trwałość oraz wydłużenia eksploatacyjne lin w szybach wpływa operacja tak zwanego wstępnego naciągania lin przed ich założeniem do urządzeń wyciągowych szczególnie wielolinowych. Świadczą o tym doświadczenia zagraniczne oraz pierwsze zastosowane liny wstępnie naciągnięte w kraju. Operację wstępnego naciągania lin w kraju należałoby upowszechnić.

8. Dla urządzeń wyciągowych stosowanych w kraju w szybach głębokich powyżej 900 m należy stosować liny mało odkrętne o liniowym lub punktowo-liniowym styku drutów lub liny wielosplotkowe nieodkrętne po uruchomieniu ich produkcji. Liny nośne trójkątnosplotkowe powinny być stopniowo wycofywane z wyciągów ciernych, a tylko dalej stosowane w wyciągach bębnowych bez względu na głębokość ciągnienia.

LITERATURA

1. Antoniak J, Carbogno A, Lutyński A.: Untersuchung über den Einfluss des drallens von Förderseilen auf die Lebensdauer von diesen. Konference "Výskum, výroba a použitie ocelovych lán. Stara Lésna 1991. CSRF,

2. Becker K.: On the fatigue-resisting ability of ropes wires. Wire industry. 1978 July,

3. Berry B.F., Wainwright E.I.: Deep level Koepe winding ropes. The South African Mechanical Engineer. 1962 August.

4. Carbogno A.: Wstępne naciąganie lin wyciągowych. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej. Seria Górnictwo z 186, Gliwice 1990.

5. Carbogno A.:Badania kręcenia się nośnych lin wyciągowych w szybach. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej. Seria Górnictwo z.182 Gliwice 1990.

6. Cornelius F.J., Fuchs D.: Der Einfluss betriebs-und anlagennedingter Merkmale hochbeanspruchter Schachtförderanlagen auf des Seilverhalten. Glückauf - Forschungshefte. 1982 H.2.

7. Czaja J, Carbogno A.: Energetyczna metoda oceny trwałości zmęczeniowej nośnych lin wyciągowych. Przegląd Górniczy 1984 Nr 4.

8. Downton J.M.: Wire rope for deep shafts. The Canadian Mining and Metallurgical Bulletin 1965 Nr 644.

9. Delorme G.: Selection and maintenance of ropes and attachments for use in mine shafts. The Mechanical-Electrical Operators Conference. Canada.Sudbury 25-27 January 1977.

10.Hankus J.,Czech J.: Rozwój konstrukcji lin wyciągowych dla dużych głębokości wydobycia w kopalniach Republiki Południowej Afryki. Przegląd Górniczy 1976 Nr 10.

11.Hankus J.: Krajowe liny wyciągowe nośne dla szybów o dużej głębokości. Wyroby metalowe 1985 Nr 4.

12.Ivanovskij V.M., Listopad I.A.: K voprosu konstruirovanija mnogożojnych kanatov dla głubokich šacht. Sbornik IGM ANUSSR. Izd. Naukova dumka. Kiev 1974.

13.Kozjuberda N.I.: Nekotorye osobennosti konstruirovanija, tiechinologii izgotovlenija i ekspłuatacji pod'emnych kanatov dla głubokich šacht. Pod' emno-transportnoe oborudovanije.vyp.4. Tiechnika. Kiev 1973.

14.Kozjuberda N.I.: Nekotorye voprosy konstruirovanija i tiechnologii izgotovlenija kanatov dla głubokich šacht. Voprosy pod'ema głubokich šacht. Sbornik IGM ANUSSR. Izd. Naukova dumka, Kiev 1974.

15.Morisse W.:Bewährung von Seilen in hochbeanspruchten Schachtförderanlagen. Sympozjum firmy Trefil ARBED.OPT.Katowice 1977.

16.Popowicz O.: Kręcenie się lin w szybach pod działaniem ciężaru własnego. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej. Seria "Górnictwo" z.7. Gliwice 1963.

17.Wainwright E.J.:Present - day Winding Rope Practice in South Africa. International Conference on Hoisting-Men, Materials, Minerals. SAJofME. 16-24 October 1973 Johannesburg RSA.

18.Wainwright E.J.:Ultra High Tensile /UHT/ ropes for mine winding. The South African Mechanical Engineer 1985 No 10.

19.Wainwright E.J.:The manufacture and current development of wire rope for the South African Mining Industry. International Conference on Hoisting of Men, Materials and Minerals. June 12-17.1988 Toronto. Canada.

20.Wire ropes for mine hoists scraper and haulage. Katalog firmy Haggie. Johannesburg 1985.

21.Haibach E.: Fortschritte in der Fördertechnik des Bergbaus. Die WBK--Seilprüfstelle informiert. Januar 1988. Bochum .

22.Carbogno A.: Analiza pracy istniejących wyciągów RJGW. Instytut Mechanizacji Górnictwa Politechniki Śląskiej. Gliwice 1989.

23.Lyszczyk D., Łukoszek W.: Badanie kręcenia się i analiza obciążeń eksploatacyjnych nośnych lin wyciągowych. Praca dyplomowa magisterska. Instytut Mechanizacji Górnictwa Politechniki Śląskiej. Gliwice 1989.

Recenzent: Doc.dr hab.inż. Karol Reich

Wpłynęło do Redakcji w grudniu 1991 r.

HOISTING ROPES IN DEEP SHAFTS

S u m m a r y

The paper deals with some selected problems concerning exploitation of hoisting ropes in deep shafts in Poland. Results of examinations of rope twisting and twisting influence on rope life have been presented. There have been also given the results of analysis of ropes durability as a f ction of: work performed A MNm/kg of rope , elementary energy factor of rope work A^*, increments in static, dynamic and total stresses in the extremely loaded cross- cuts of ropes and unit pressures. Extensions of ropes during their exploitation have been presented together with recommendation to stabilize mechanical properties of hoisting ropes prior to their installation. Construction of hoisting ropes suggested to be used in deep shafts are also discussed.

ПОДЪЁМНЫЕ ТРОСЫ В ГЛУБОКИХ ШАХТАХ

Р е з ю м е

В работе представлены некоторые избранные проблемы, связанные с эксплуатацией несущих тросов в польских глубоких шахтах. Представлены метод и результаты исследования вращения тросов в шахтах и его влияние на долговечность тросов. Даны также результаты анализа стойкости тросов в зависимости от выполненной ими работы А в МНм/кг троса, удельного показателя работы тросов A^*, приростов напряжений статистических, динамических и суммарных в наиболее нагруженных сечениях тросов, а также от удельных давлений. Представлена также проблема вытягивания тросов во время их эксплуатации и целесообразность стабилизирования механических свойств подъемных тросов перед из закладкой в подъемных устройствах. Обсуждается также конструкция подъемных тросов, предлагаемых для применения в глубоких шахтах.