

CARBOGNO Alfred

Politechnika Śląska

Instytut Mechanizacji Górnictwa, Gliwice

BADANIA KRĘCENIA SIĘ NOŚNYCH LIN WYCIĄGOWYCH  
W SZYBACH

**Streszczenie.** W linie wyciągowej w wyniku śrubowego zwicia jej elementów pod wpływem obciążenia powstaje moment skręcający. W urządzeniach wyciągowych z kołem pędnym, w których naczynia wyciągowe są prowadzone sztywno, moment skręcający w linie wywołany jest obciążeniem końca liny oraz zmieniającym się podczas jazdy naczyni w szybie ciężarem własnym liny. W wyniku powstawania w linie zmiennego momentu skręcającego wywołanego zmieniającym się ciężarem własnym liny powstaje w niej zmienne względne skręcanie się sąsiednich przekrojów liny, którego efektem jest kręcenie się liny w szybie. Dotychczasowe spostrzeżenia dotyczące kręcenia się lin w szybach podane w literaturze krajowej i zagranicznej świadczą o wpływie tego zjawiska na trwałość zmęczeniową lin. Dotychczas podane w literaturze dane dotyczące pomiarów kręcenia się lin w szybach są bardzo ograniczone, w zależności od publikacji dotyczą pomiarów przeprowadzonych w jednym do czterech urządzeń wyciągowych. W artykule przedstawiono podstawy teoretyczne kręcenia się lin w szybach oraz sposób przeprowadzenia i wyniki pomiarów kręcenia się nośnych lin wyciągowych w 16 dużych, skipowych urządzeniach wyciągowych krajowych. Ładowności skipów wynosiły 15 do 30 Mg, głębokości ciągnięcia od 700 do 1100 m, a średnice badanych lin od 34 do 62 mm. Otrzymane w pracy wnioski mogą posłużyć do doboru konstrukcji lin nośnych do szybów głębokich.

## 1. WSTĘP

Zwiększenie parametrów użytkowych górniczych wyciągów szybowych: prędkości jazdy, głębokości ciągnięcia, ładowności naczyni ma duże znaczenie w odniesieniu do lin nośnych. Nośne liny wyciągowe są elementem urządzenia wyciągowego, decydującym w znacznym stopniu o jego niezawodności. Lina musi wykazywać absolutną pewność ruchu. Przepisy określają, jakim warunkom powinna odpowiadać lina w zastosowaniu do danego typu urządzenia wyciągowego. Dobór lin oparty jest na spełnieniu statycznych warunków wytrzymałościowych. Taki dobór nie uwzględnia wpływu wielu czynników eksploatacyjnych na jej żywotność, która powinna być jak największa ze względu na duże koszty inwestycyjne i eksploatacyjne urządzenia wyciągowego, w tym samych lin nośnych.

Dotychczasowa analiza trwałości nośnych lin wyciągowych wykazała, że jedną z przyczyn jej spadku, zwłaszcza w szybach głębokich, jest zjawisko kręcenia się lin podczas eksploatacji [1, 6, 8, 9, 12, 13]. Kręcenie się lin nośnych rośnie wraz z głębokością ciągnięcia i zależy od ich masy własnej, sztywności skręcania oraz odkrętności, którą charakteryzuje współczynnik odkrętności liny [2, 3, 5, 10]. Podane w literaturze wyniki badań kręcenia lin nośnych w postaci liczby obrotów lin są sporadyczne i fragmentarycznie powiązane z innymi czynnikami wpływającymi na czas pracy lin w szybach [1 do 13]. W celu szerszego poznania wpływu różnych czynników na intensywność kręcenia się lin w szybach oraz wpływ tego zjawiska na trwałość lin w Instytucie Mechanizacji Górnictwa Politechniki Śląskiej przeprowadzono w 16 dużych urządzeniach naciągowych badania kręcenia się lin w szybach. Jednocześnie przeprowadzono analizę trwałości lin w badanych urządzeniach wyciągowych, wyrażoną w cyklach pracy wyciągów pracę lin w MNm/kg masy własnej liny, przez energetyczny wskaźnik pracy lin, analizę wydłużeń eksploatacyjnych lin, analizę obciążeń eksploatacyjnych lin oraz naciągów jednostkowych lin na wykładziny kół pędnych. Ze względu na obszerność materiału w niniejszej pracy przedstawiono tylko podstawy teoretyczne, sposób i wyniki pomiarów kręcenia się nośnych lin wyciągowych w szybach.

## 2. TEORIA KRĘCENIA SIĘ LIN W SZYBACH

Zagadnieniem opracowania teorii kręcenia się lin w szybach zajmowali się autorzy prac [2, 4, 6, 10, 11, 12]. Teorie te powstawały w tym samym czasie na przełomie lat pięćdziesiątych i sześćdziesiątych w różnych krajach, w Holandii Herms J.M. i Bruens F.P. [10], we Francji Pichot G. [11], w Polsce Popowicz O. [12], w Związku Radzieckim Głusko M.F. [4, 6, 7]. W niniejszej pracy teorię kręcenia się lin nośnych przedstawiono w oparciu o prace Głuski M.F. [4 do 7] jako najbardziej przystępne. W praktyce w urządzeniach wyciągowych możemy wyróżnić dwa schematy obciążenia lin, obciążenie przy naczylniu nie prowadzonym i prowadzonym (rys.1). Zgodnie z rys. 1b obciążenie w dowolnym punkcie liny wynosi:

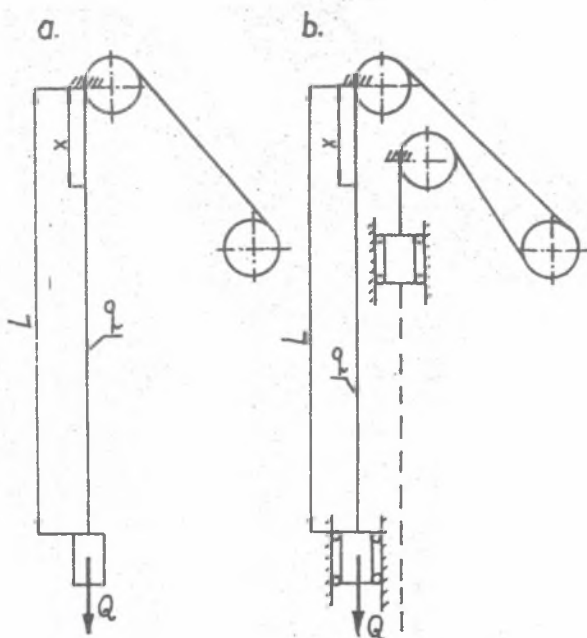
$$S(x) = Q + q(L - x),$$

gdzie:

Q - obciążenie końca liny,

q - ciężar jednostkowy liny,

L,x - długości odcinka liny zgodnie z rys. 1.



Rys. 1. Schemat obciążenia lin w urządzeniu wyciągowym przy naczyńiu  
a) nieprzewodzonym, b) przewodzącym

Przyjmując linę jako odpowiednik pełnego pręta, zgodnie z prawem sprężystości możemy zapisać:

$$S(x) = EF \frac{du}{dx} = A \frac{du}{dx}, \quad (2)$$

gdzie:

$E$  - moduł sprężystości podłużnej liny,

$F$  - przekrój metaliczny liny,

$A = EF$  - sztywność podłużna liny,

$\epsilon = \frac{du}{dx}$  - względne odkształcenie wzdłużna przekroju liny

przemieszczenie  $u$  wynosi:

$$u(x) = \frac{Q}{A} x + \frac{Q}{A} \left( L - \frac{x}{2} \right) x. \quad (3)$$

W rzeczywistości linę stalową składa się ze sprężystych śrubowo zwitych elementów i posiada dwa stopnie swobody. Związek pomiędzy siłami a odkształceniem w linie w odróżnieniu od pręta określa układ równań [4]:

$$\left. \begin{aligned} A \frac{du}{dx} + C \frac{dv}{dx} &= S(x) \\ C \frac{du}{dx} + B \frac{dv}{dx} &= M(x) \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

gdzie:

$S(x)$ ,  $M(x)$  - uogólniona siła rozciągająca i moment skręcający linię,

$\vartheta = \frac{dv}{dx}$  - odkształcenie skrętne przekroju liny,

$u$ ,  $v$  - wzdłużne i skrętne przemieszczenie przekroju liny,

$A$ ,  $B$ ,  $C$  - uogólnione (zastępcze) współczynniki sprężystości liny,

$A$  - sztywność liny przy czystym rozciąganiu,

$B$  - sztywność liny przy czystym skręcaniu,

$C$  - współczynnik wpływu równy momentowi skręcającemu w linii przy jednostkowym względnym jej wydłużeniu,  $\frac{du}{dx} = 1$  i braku występowania skręcania  $v = 0$ .

Powyższy układ równań opisuje bardziej realny schemat obliczeniowy liny uwzględniający takie czynniki podczas pracy liny wyciągowej, jak moment skręcający  $M(x)$  oraz odkształcenia skrętne  $\frac{dv}{dx}$  przekroju liny.

W odniesieniu do pionowo zwisającej liny wyciągowej układ równań (4) po uwzględnieniu wzoru (1) przyjmie postać:

$$\left. \begin{aligned} A \frac{du}{dx} + C \frac{dv}{dx} &= Q + q(L - x) \\ C \frac{du}{dx} + B \frac{dv}{dx} &= M = \text{const.} \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

W przypadku naczynia prowadzonego za pomocą przewodników (rys. 1b) przy założeniu warunków brzegowych w górnym przekroju liny (utwierdzenie liny) przy  $x = 0$  mamy  $u(0) = v(0) = 0$  oraz w dolnym  $S(L) = Q$ ,  $v(L) = 0$  (przewodniki nie zezwalają na obroty przekroju), rozwiązanie układu równań (5) ma następującą postać:

$$\left. \begin{aligned} u &= \frac{2Q + qL}{2A} x + \frac{B}{\Delta} q \frac{L-x}{2} x \\ v &= -\frac{C}{\Delta} q \frac{L-x}{2} x \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

Po zróżniczkowaniu wyrażenia (6) otrzymamy odkształcenia przekroju liny:

$$\epsilon = \frac{du}{dx} = \frac{S_0}{A} + \frac{B}{\Delta} S_0, \quad \vartheta = -\frac{C}{\Delta} S_0 \quad (7)$$

gdzie:

$$S_0 = Q + q \frac{L}{2}, \quad S_0 = q \frac{L - 2x}{2} \quad (8)$$

$$\Delta = AB - C^2.$$

Moment skręcający w linii określa się z układu równań (5) jako jedną z dowolnych stałych:

$$M = \frac{C}{A} S_0 = k \cdot S_0, \quad (9)$$

gdzie  $k = \frac{C}{A}$  - współczynnik odkrętności linii.

W przypadku swobodnie podwieszonoego naczynia (rys. 1a) możemy zapisać, że przy  $x = 0$  również  $u(0) = v(0) = 0$ , a przy  $x = L$  mamy  $S(L) = Q$  i  $M(L) = 0$  wtedy ze wzoru (4) otrzymamy:

$$u = \frac{B}{\Delta} \left[ Q + q(L - \frac{x}{2}) \right] x, \quad v = -\frac{C}{B} u \quad (10)$$

oraz odkształcenia:

$$\varepsilon = \frac{B}{\Delta} S(x), \quad \psi = -\frac{C}{\Delta} S(x). \quad (11)$$

Z powyższych rozważań wynika, że bez względu na sposób zamocowania obu końców linii przed obrotem w linii występuje zjawisko skręcania względnych przekrojów wywołane tylko przez jej ciężar własny niezależnie od wielkości obciążenia końca linii  $Q$ , przy czym kąty obrotu przekrojów linii zmieniają się według paraboli (6), osiągając wartości maksymalne w środku zwisającej gałęzi linii (rys. 2b), a zerowe na końcach linii. Maksymalny kąt obrotu przekroju linii wystąpi przy  $x = \frac{L}{2}$  i wynosi:

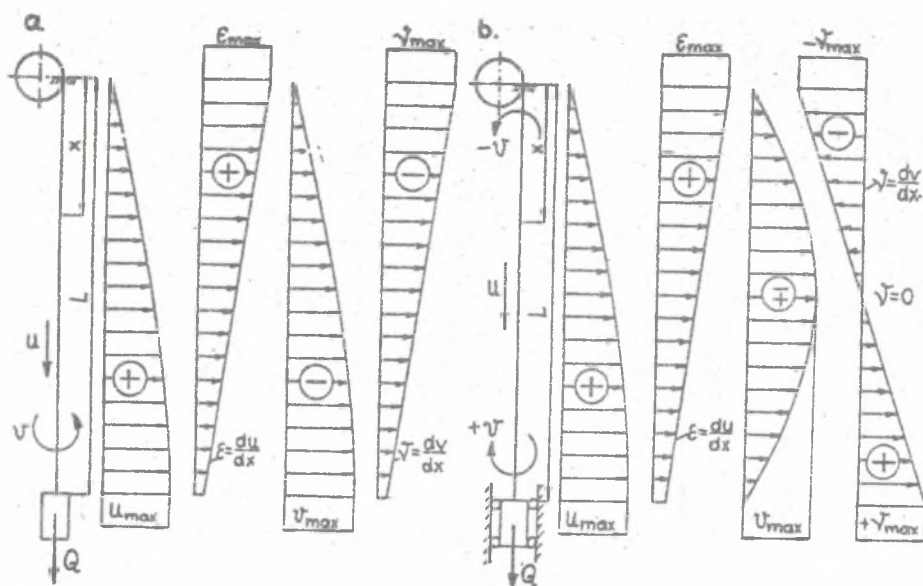
$$v_{\max} = -\frac{C}{\Delta} \cdot \frac{qL^2}{8} = -\frac{k \cdot q \cdot L^2}{(B - kC) \cdot 8} \quad (12)$$

Odkształcenia skrętne linii zmieniają się według zależności liniowej, przechodząc przez zero w środku zwisającej gałęzi linii.

Maksymalne odkształcenia skrętne przekroju linii przy naczyniu prowadzonym wystąpią na końcach linii w miejscach jej utwierdzeń przed obrotem i wynoszą:

$$\psi_{\max} = \pm \frac{C}{\Delta} \cdot \frac{qL}{2} = \pm \frac{k \cdot qL}{(B - kC)2} = \pm \frac{4 v_{\max}}{L}. \quad (13)$$

Dotądnie skręcanie linii (dokręcanie) odnosi się do dolnego końca linii, a ujemne (rozkrepanie) do górnego końca linii. Wielkość tych odkształceń



Rys. 2. Wykresy przemieszczeń  $u$ ,  $v$  i odkształceń  $\epsilon$ ,  $\gamma$  w linii wyciągowej  
a) przy naczyniu nieprzewodzącym, b) naczyniu przewodzącym

skrętnych rośnie ze wzrostem długości  $L$  zwisającej gałęzi liny, a maksymalny kąt skręcenia (obrotu) liny rośnie z kwadratem jej długości.

Z powyższego wynika, że odkształcenia skrętne (13) jak i kąty obrotu liny (12) wzrastają ze wzrostem głębokości ciągnięcia szybami i wzrostem współczynnika odkrętności liny  $k$ , zależnego od jej konstrukcji, a maleją ze wzrostem sztywności skrętnej  $B$  liny. W celu porównania obrotów liny obliczonych teoretycznie z obrotami pomierzonymi w szybie za pomocą rysy kredowej na lince, która daje podwójną wartość obrotów liny, należy wzór (12) określający kąt skręcenia pomnożyć przez 2 oraz podzielić przez  $2\pi$ . Wtedy wzór na maksymalne obroty liny ma postać:

$$v_0 = \frac{2 v_{\max}}{2\pi} = -\frac{c}{\Delta} \cdot \frac{qL^2}{8\pi} = -\frac{k \cdot q \cdot L^2}{(B - kC)8\pi} \quad (14)$$

W pracach [10, 11, 12] stosując inną metodę wyprowadzenia również otrzymano podobne wzory, w tym wzór na kąt obrotu przekroju liny i maksymalny kąt obrotu w postaci:

$$v = \frac{kq}{2k}(x^2 - Lx) \quad \text{oraz} \quad v_{\max} = -\frac{kqL^2}{8k} \quad (15)$$

Wzory (6), (12) i (15) są podobne, lecz różne jest zdefiniowanie sztywności skrętnej liny. W przypadku Popowicza O., Hermesa J.M. i Bruensa F.P. oraz Pichota G. jako współczynnika  $K$  zależnego od sprężystości liny analogicznego do sztywności na skręcania  $GJ_0$  pręta pełnego o przekroju kołowym, a w przypadku Głusko M.F. jako bardziej złożonego parametru  $(B - kC)$ . Z porównania wzorów (12) i (14) wynika, że  $K = B - kC$ , co nie jest prawdą. Prawidłowe określenia sztywności skrętnej liny we wzorach (12) i (14) stanowi zasadniczą trudność w posługiwaniu się tymi wzorami w praktyce.

Współczynnik odkrętności liny  $k$  może być najkorzystniej wyznaczony doświadczalnie według metodyki podanej w pracy [3].

Z kręceniem się lin nośnych w szybach związane jest występowanie zjawiska samoskręcania się lin podczas eksploatacji. Przypadki takie miały miejsce w ostatnich latach w górnictwie krajowym. Zgodnie z teorią statyki liny podanej w pracach [5, 7] odkształcenie liny (7) w odwołnym jej przekroju można przedstawić w postaci dwóch składowych pochodzących:

- od czystego rozciągania liny siłą  $S_0$  (naczynie prowadzone)

$$\epsilon_1 = \frac{S_0}{A} \text{ i } \psi_1 = 0. \quad (16)$$

- od rozciągania swobodnie podwieszonym ciężarem  $S_g$

$$\epsilon_2 = \frac{B}{\Delta} S_g \text{ i } \psi_2 = \psi = -\frac{C}{\Delta} S_g. \quad (17)$$

Z tego wynika również, że złożone obciążenie liny z prowadzonym naczyniem składa się z dwu prostych obciążeń, a mianowicie czystego i swobodnego rozciągania liny. Ogólne wydłużenie liny, to znaczy wzdłużne przemieszczenie jej dolnego końca, nie zależy od jej kręcenia się i może być określone w podobny sposób jak dla pełnego pręta:

$$u(L) = \frac{QL}{A} + \frac{gL^2}{2A}, \quad (18)$$

które określić można zarówno ze wzoru (3) jak i (6) przy  $x = L$ .

Największa względne wydłużenie liny wystąpi w górnym przekroju liny dla  $x = 0$ :

$$\epsilon_{\max} = \frac{S_0}{A} + \frac{B}{\Delta} \cdot \frac{gL}{2}. \quad (19)$$

Dla przekroju dolnego przy  $x = L$  otrzymamy:

$$\epsilon(L) = \frac{S_0}{A} - \frac{B}{\Delta} \cdot \frac{gL}{2}. \quad (20)$$

Ze wzoru (20) wynika, że przy określonych warunkach wzdłużne odkształcenie liny w jej dolnym końcu może osiągnąć wartości ujemne lub równe zero. Wstawiając do wzoru (7)  $\varepsilon(x) = 0$  możemy określić współrzędną  $x_0$ , w której odkształcenie wzdłużne liny nie wystąpi:

$$x_0 = \frac{L}{2} + \left(\frac{L}{2} + \frac{Q}{q}\right)\left(1 - \frac{C^2}{AB}\right). \quad (21)$$

Wyróżnik  $AB - C^2 > 0$  wobec tego

$$0 < 1 - \frac{C^2}{AB} < 1. \quad (22)$$

Przy określonych wielkościach obciążenia  $Q$  punkt  $x_0$  znajduje się w przedziale długości liny ( $x_0 \leq L$ ). Wystąpi to zawsze, jeżeli:

$$\frac{Q}{qL} \leq \frac{2C^2}{AB - C^2}. \quad (23)$$

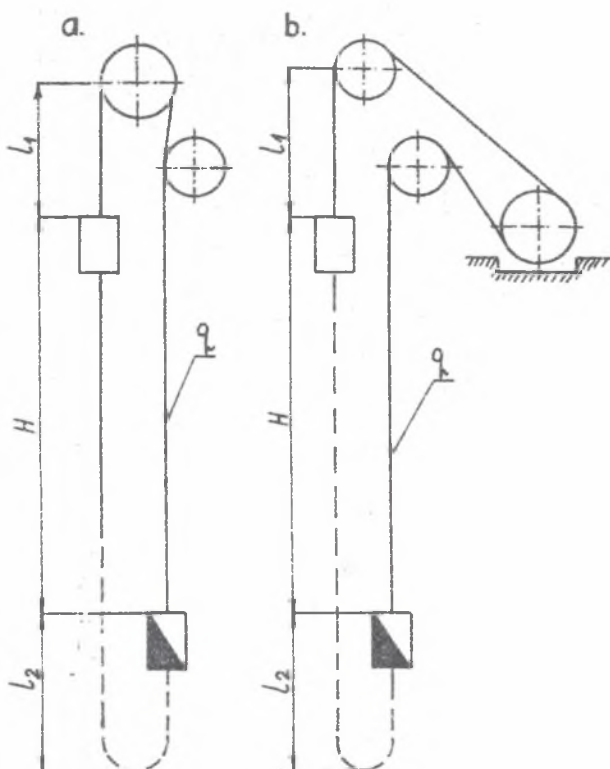
Ponizej punktu  $x_0$  w linie niezależnie od obciążenia końca liny wystąpi względne jej skrócenie. Spowodowane to jest tym, że na wydłużenie liny pod wpływem obciążenia w dolnej jej połowie nakłada się ujemne względne wydłużenie liny wywołane jej dokręcaniem, które może być większe od wydłużenia wywołanego przez obciążenie końca liny.

### 3. POMIARY KRĘCENIA SIĘ NOŚNYCH LIN WYCIĄGOWYCH

#### W SZYBACH KRAJOWYCH

W celu doświadczalnego sprawdzenia zachowania się lin nośnych podczas ich eksploatacji przeprowadzono pomiary kręcenia się lin w wybranych 16 urządzeniach wyciągowych skipowych, których schemat przedstawiono na rys. 3, a dane w tabelicy 1. Przy wyborze kierowano się głównie wysokimi parametrami użytkowymi tych urządzeń, to znaczy dużą głębokością ciągnięcia i ładownością naczyń wyciągowych. Były to duże urządzenia wyciągowe o ładowności skipów 15 do 30 Mg, eksploatowane w szybach głównych o głębokościach ciągnięcia 700 do 1100 m, naciskach jednostkowych liny na wykładzinę  $p = 1,32$  do  $1,95$  MPa. W tych 16 urządzeniach wyciągowych 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 trójkątnospłotkowe w 10 urządzeniach oraz w mniejszości liny o liniowym styku drutów w 6 urządzeniach wyciągowych. Średnice lin nośnych w urządzeniach czterolinowych wynosiły  $\varnothing$  34, 36, 38, 40, 42, 48, 50 i 53 mm w dwulinowych  $\varnothing$  56 i 59 mm oraz





Rys. 3. Schemat badanych urządzeń wyciągowych z kołem pędnym  
 a) wielolinowych wieżowych, b) jedno i dwulinowych zębonych

w jednolinowym  $\varnothing 62$  mm. Urządzenia wyciągowe w większości były dwunaczyniowe (skipy lub skipoklatki) lub jednonaczyniowe z przeciwcieżarem. Jako liny wyrównawcze w tych urządzeniach stosowane były liny płaskie i okrągłe.

Pomiar kręcenia się lin nośnych polegał na naniesieniu na linę znacznika wzdłuż jej osi podłużnej, obserwacji liny za 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.

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

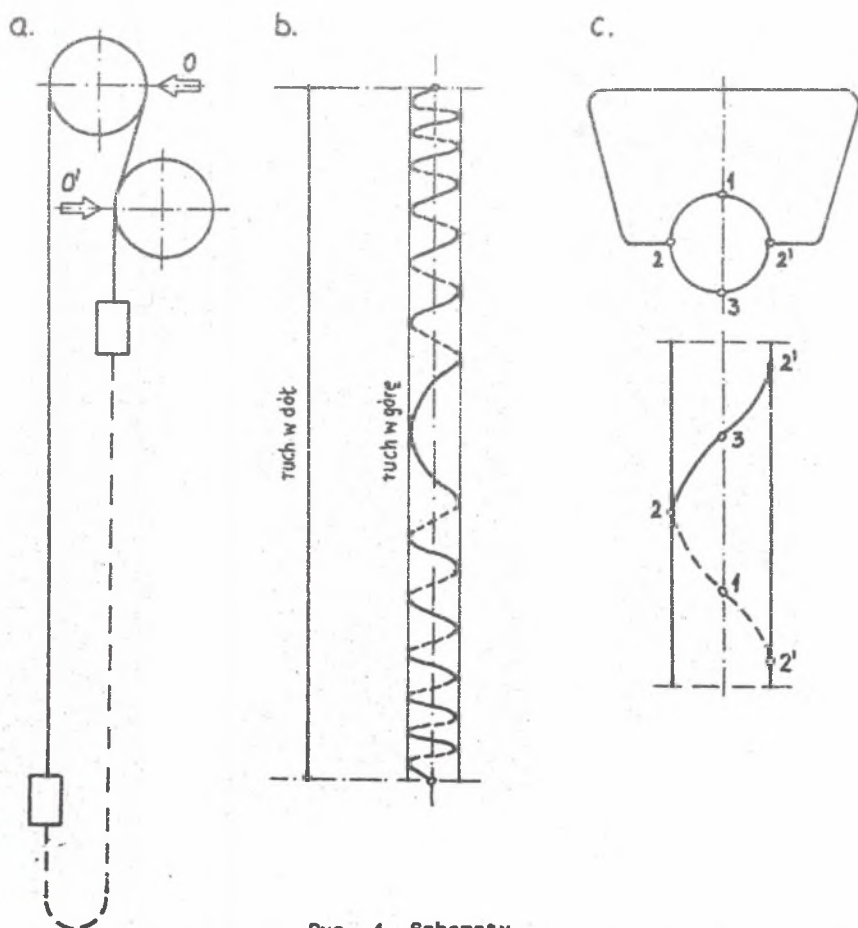
Tablice 1

## Dane techniczne badanych urządzeń wyciągowych

lp.	Nazwa kopalni	Szyb prządziel	Stan szczytu	Ustawienie maszyny wyciągowej	Geometria wyciągu				Kocioł pełny				Kocioł liniowy			Moc netto, kW	Moc brutto, kW	Linię wydrąż. 1, w	Linię wydrąż. 2, w	
					H m	l <sub>1</sub> m	l <sub>2</sub> m	l <sub>3</sub> m	l <sub>4</sub> m	l <sub>5</sub> m	l <sub>6</sub> m	l <sub>7</sub> m	l <sub>8</sub> m	l <sub>9</sub> m	l <sub>10</sub> m					l <sub>11</sub> m
1	PIAST	II wschodn.	dobry	na wieży	707	52,5	16,8	5,5	110	moder	14,1	5	100	32000	30000	sztywne	2	20,6		
2	ZIMONIT	III południowy	dobry	na wieży	730	50	14,6	5,5	110	moder	14,17	5	100	34500	30000	sztywne	2	20,6		
3	LEJON	Karol	dobry	na wieży	760	55	40	5,5	110	moder	15,3	5	100	33000	30000	sztywne	2	22,2		
4	WĘSKA	Lechia	dobry	na wieży	640	45	39	3,4	94,4	moder	13,2	3	83,3	18700	15000	sztywne	2	11,2		
5	MALEPIA	Grunwald III	dobry	na wieży	1100	54	47	5,5	104	moder	16,7	5	94	35000	30000	sztywne	2	20,3		
6	SIŁKÓW	II południowy	dobry	na wieży	845	38	21	4,25	88,5	moder	16,7	4	83,3	27400	20000	sztywne	3	11,9		
7	OSTRÓW	Budryk zachód	dobry	na wieży	810	26	18	3,4	94,4	moder	17,6	3	83,3	18600	12500	sztywne	2	11,3		
8	OSTRÓW	Budryk wschód	dobry	na wieży	970	26	18	3,4	94,4	moder	19,1	3	83,3	18600	12500	sztywne	2	11,3		
9	ZARZE- KIELECZEWICE	Poręba V B	dobry	na wieży	824	32	26	3,25	89,5	skóła	16,7	3,25	85,5	18500	15000	sztywne	1	20,6		
10	WIKONÓW	Foch II	dobry	na wieży	700	33	26	3,25	96	wkład	16,0	3,25	96	19000	15000	sztywne	2	9,1		
11	WLASZCIE	I zachód	dobry	na wieży	740	43	19	4	100	moder	16,7	3,5	87,5	23500	15000	sztywne	2	13,7		
12	ROŚCIJA	IV N	dobry	na wieży	780	44	33,5	4,25	101	moder	18,5	4	95	30200	22000	sztywne	2	15,3		
13	KURÓÓ	Wanda II	dobry	na wieży	800	44	33,5	4	95	moder	19,5	4	95	29636	20000	sztywne	2	15,6		
14	ZARZE- KIELECZEWICE II	Biel zowica	dobry	na zrubie	840	29,5	15,4	6	82	moder	15,5	6,3	107	23550	22000	elast. lino-wy	2	13,8		
15	BODREK	Polaśław	dobry	na zrubie	730	29,8	15,3	6	107	moder	16,5	6,3	113	23600	22000	sztywne	2	13,8		
16	PSTRYNSKI	Gigant północ	dobry	na zrubie	825	23,2	22	7	113	moder	15,7	7	113	17676	10000	sztywne	1	17,1		

poziomie kół odciskowych, przy czym musiała być zapewniona łączność między tym poziomem a pomieszczeniem maszynisty wyciągowego (rys. 4a). Punkt znaczenia i obserwacji liny przyjęto w miejscu schodzenia liny z koła pędnego lub kół odciskowych, oznaczając go na rys. 4a literą O lub O'.

Linę znaczone na całym odcinku podczas jazdy naczynia w dół do szybu od poziomu wyładawczego na nadszybiu do poziomu załadawczego 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 głębokości ciągnięcia H, nad naczyniem jadącym w dół powstawał



Rys. 4. Schematy

a) punktów znaczenia liny, b) obserwacji kręcenia się liny, c) sposobu obserwacji znacznika na linie

biały znacznik. Obraz znacznika punkt  $O$  ( $O'$ ) widziany w punkcie jego nanieśienia był linią prostą pokrywającą się z osią liny (rys. 4b). W dalszym ciągu doświadczenia obserwowano zachowanie się znacznika na linii w czasie ruchu powrotnego naczynia w górę.

Jazda w górę szybu odbywał 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. 4b). 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 linii - pozycja oznaczona punktem 3 (rys. 4c).

Różnica kątowa notowanych charakterystycznych położenia obracającego się znacznika wynosiła  $\frac{\pi}{2}$ ,  $\pi$  lub  $2\pi$ ,  $2\pi$  odpowiadało jednemu pełnemu obrotowi liny przy liniowym przemieszczeniu jej względem punktu  $O$  ( $O'$ ) o odcinek  $\Delta H$ , odczytywany na wskaźniku głębokości maszyny wyciągowej.

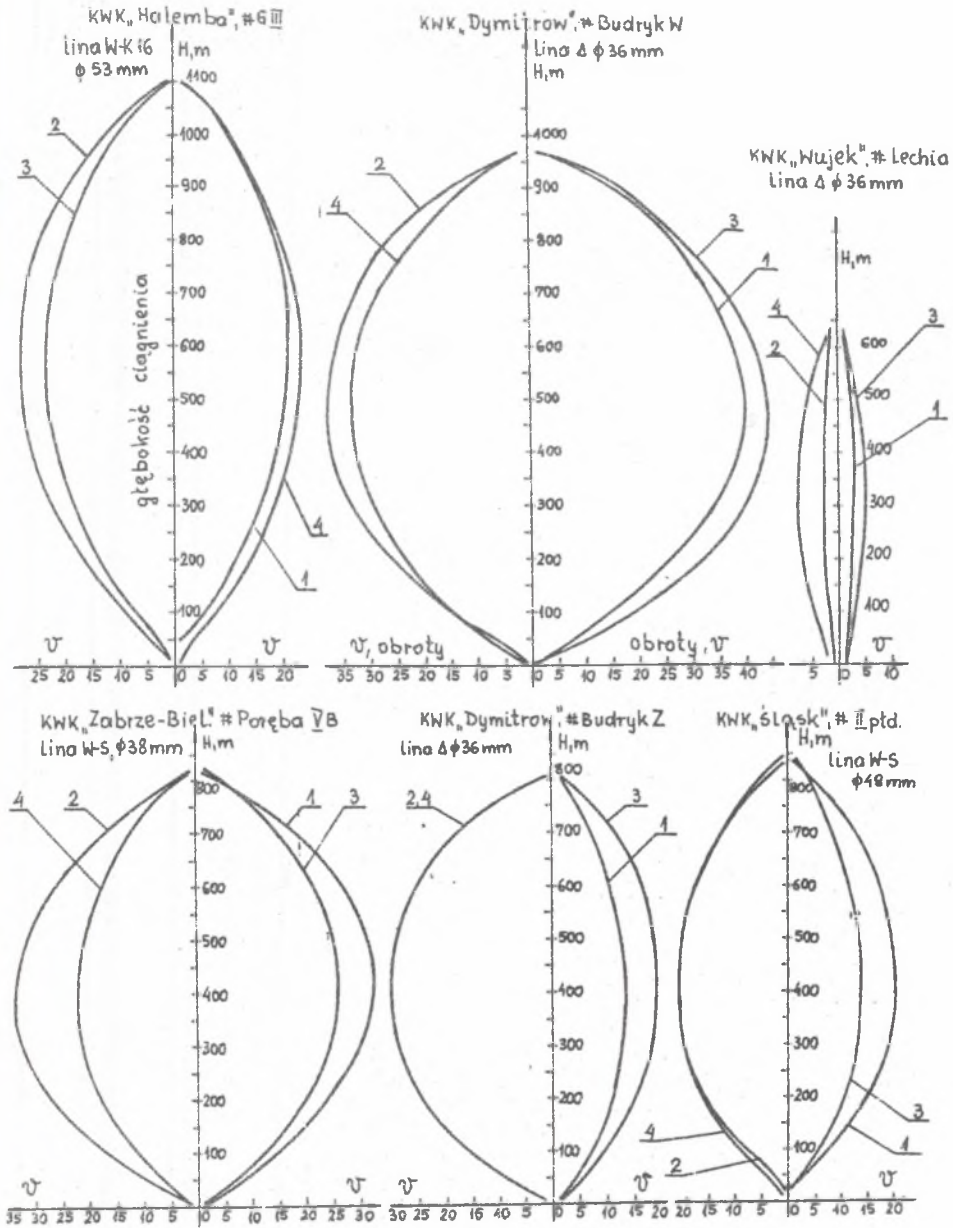
Otrzymane w wyniku badań obrazy naniesionego na linę znacznika według przedstawionego na rys. 4b modelu są odwzorowaniem kręcenia się lin nośnych podczas ich pracy w wyciągu szybowym.

Podczas jazdy w górę naniesiony znacznik dawał obraz dwu linii śrubowych o przeciwnych kierunkach zwicia. Ilość skoków linii śrubowej była taka sama dla obu połówek badanej gałęzi liny. Zatem ilości skręceń przekrojów dolnej połowy liny odpowiada taka sama ilość skręceń w drugą przeciwną stronę górnej połowy. Skok linii śrubowej naniesionego znacznika wzrastał od najmniejszej wartości na końcach do wartości maksymalnej w pobliżu środka badanego odcinka liny, gdzie następowała zmiana kierunku skręcania (rys. 4b).

Wykresy przebiegu zmienności lub obrotów przekrojów badanych lin przedstawiono na rys. 5 i 6. Na wykresach tych w celu przejrzystości obroty lin lewo- i prawozwitych przedstawiono symetrycznie względem osi głębokości szybu. Współrzędne pionowe punktów krzywej zostały wyznaczone przez punkty odczytane na skali wskaźnika głębokości, natomiast odpowiadające im zmiany położenia znacznika na linii - kolejne obroty liny - wyznaczają współrzędne poziome.

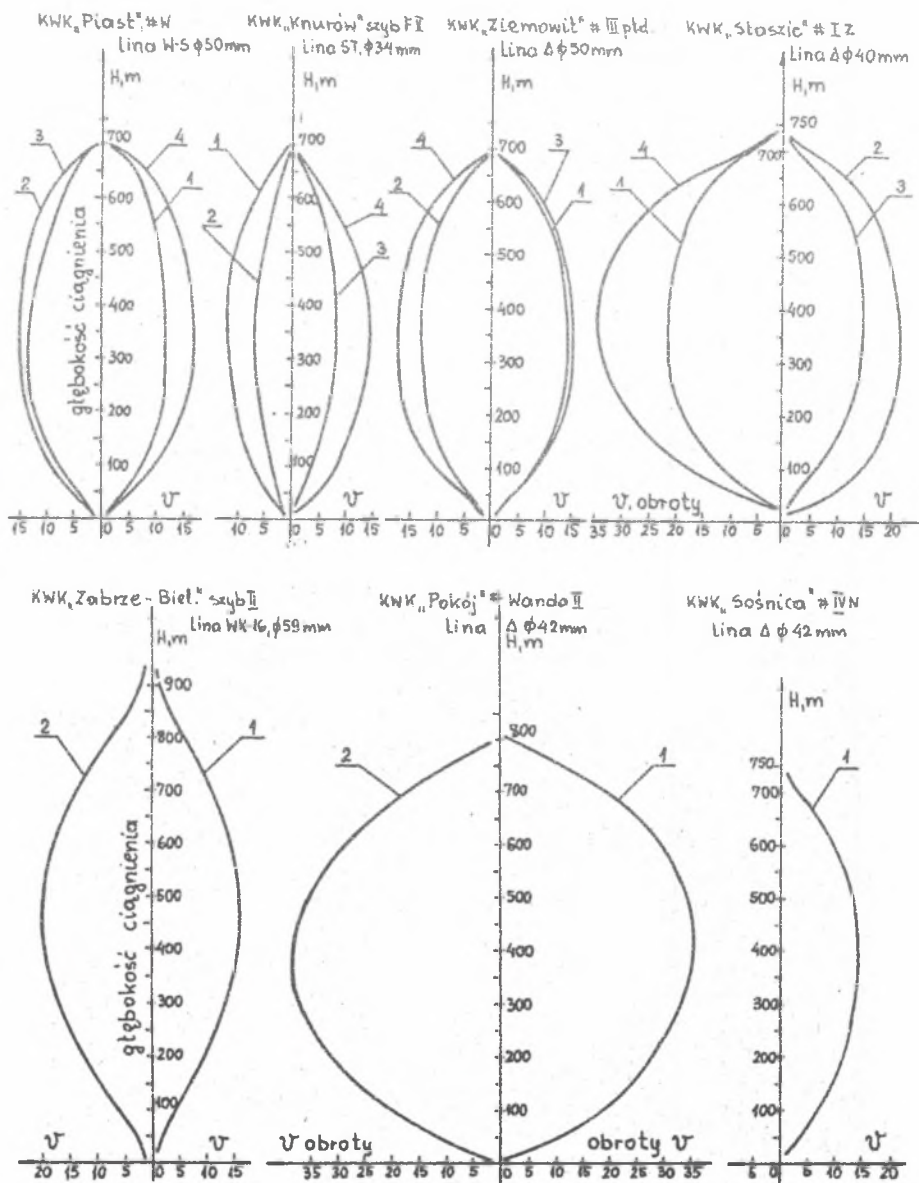
Krzywe na tych wykresach otrzymane doświadczalnie, zbliżone są kształtem do krzywej teoretycznej w postaci paraboli. Przedstawione wykresy wyraźnie wykazują zależność całkowitej liczby obrotów liny od głębokości ciągnięcia.

Najwyraźniej wpływ drogi jazdy naczyni na ilość obrotów liny można zauważyć w azybie Budryk kopalni "Dymitrów". Jest to szyb dwuprzędziłowy, w obu przedziałach pracują bliźniacze maszyny wyciągowe o jednakowej konstrukcji i takich samych parametrach ruchu. Różnica polega jedynie na różnych głębokościach ciągnięcia - przedział zachodzi 810 m, przedział wschodni 970 m.



Rys. 5. Wyniki pomiarów obrotów nośnych lin wyciągowych w urządzeniach wyciągowych wielolinowych wieżowych

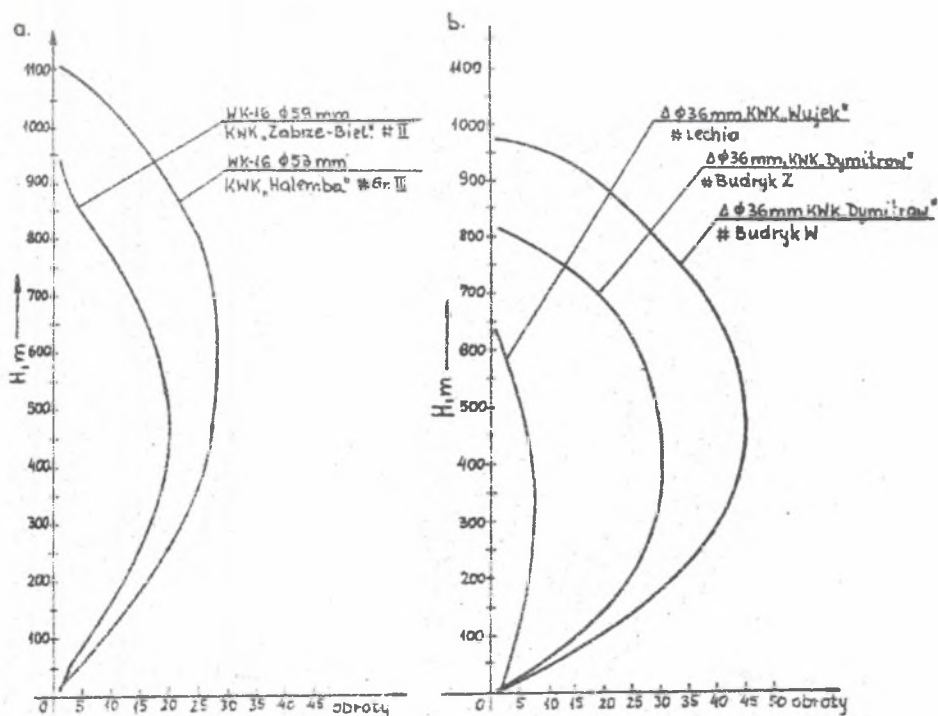
1,2,3,4 - numery lin



Rys. 6. Wyniki pomiarów obrotów nośnych lin wyciągowych w urządzeniach wyciągowych czterolinowych wieżowych i dwulinowych zębowych. W czterolinie szybu IV N KWK „Sośnica” badano tylko jedną linę

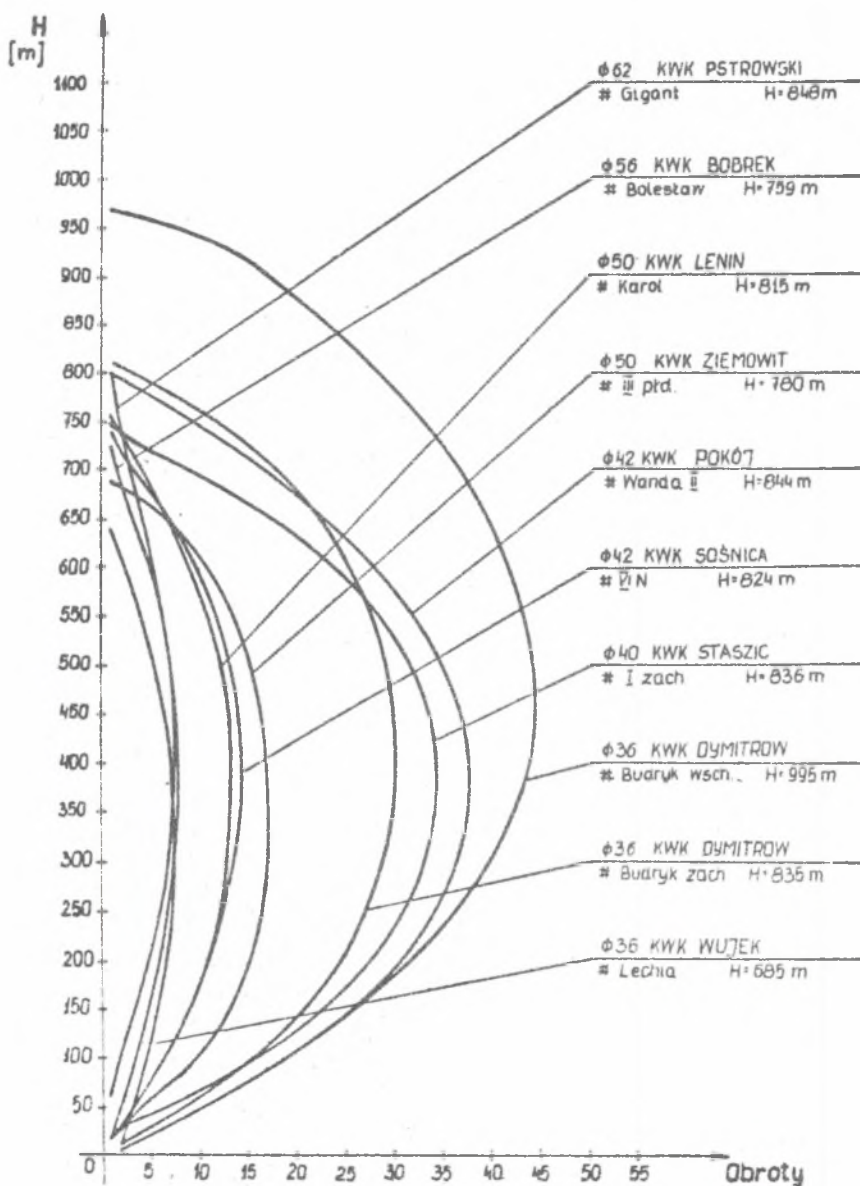
Przy różnicy głębokości wynoszącej 160 m pomierzone ilości obrotów różniły się znacznie w obu przedziałach, osiągając nawet dwukrotnie większą wartość dla przedziału wschodniego, tj. głębszego (rys. 7). W celu porównania wpływu konstrukcji liny i głębokości ciągnięcia w szybie na ilość obrotów lin kręcenie poszczególnych konstrukcji lin przedstawiono oddzielnie na rys. 8 i 9.

Pomiary kręcenia się lin nośnych prowadzone były przy niezaladowanych naczyniach wydobywczych i przy prędkości ruchu w górę  $v_j = 2,5-3$  m/s. W celu uściślenia wyników i wniosków z badań w szybie Karol kopalni "Lenin" przeprowadzono dwukrotnie pomiar kręcenia się lin dla przypadku pustego oraz zaladowanego skipu urobkiem  $Q_u = 30$  Mg (rys. 10a). Porównania wyników obu pomiarów wykazało ich niezależność od zaladowania naczynia wyciągowego urobkiem. Tym samym została więc potwierdzona zależność teoretyczna liczby obrotów liny, które nie zależą od obciążenia końca liny, a są funkcją jedynie masy własnej liny i głębokości szybu oraz współczyn-



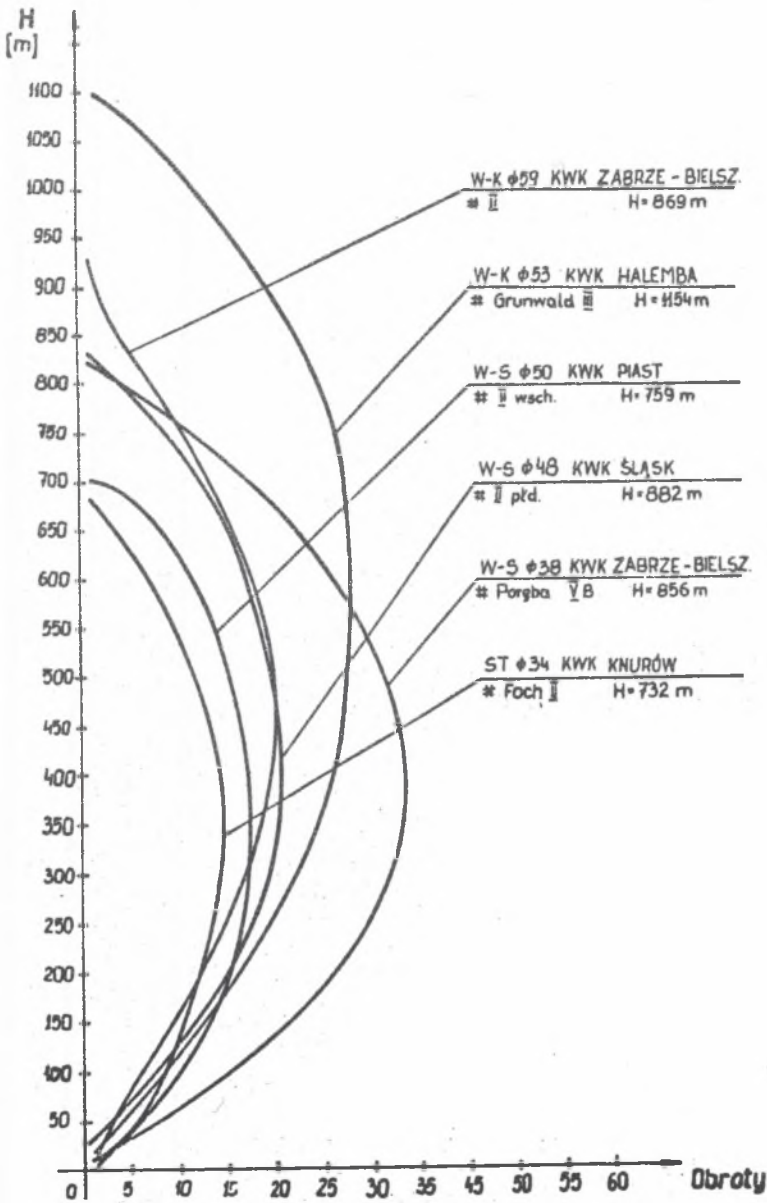
Rys. 7. Wykresy kręcenia się lin konstrukcji

a) Warrington-kryty WK16, b) trójkatnosplotkowych o średnicy  $\phi 36$  mm

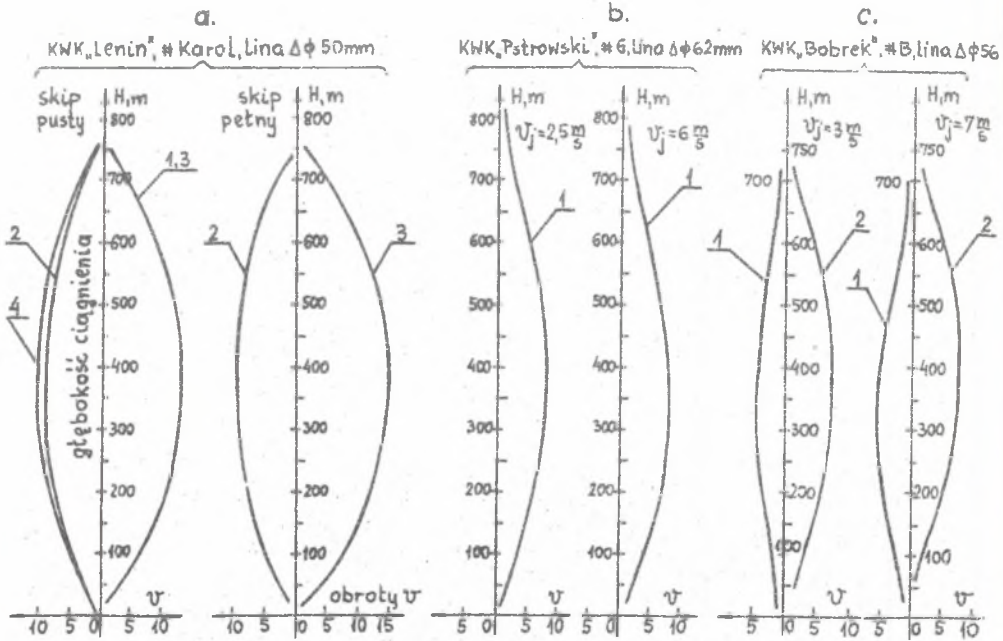


Rys. 8. Zestawieniowy wykres kręcenia się lin wyciągowych trójkątnospłotkowych





Rys. 9. Zestawieniowy wykres kręcenia się lin wyciągowych o liniowym i liniowo-punktowym styku drutów



Rys. 10. Wykresy kręcenia się - obrotów  $v$  lin wyciągowych trójkątnospłotkowych

a) przy nie- i załadowanym skipie w wyciągu czterolinowym, b) przy różnej prędkości jazdy  $v_j$  w wyciągu jednolinowym, c) przy różnej prędkości jazdy  $v_j$  w wyciągu dwulinowym zrębowym  
1,2,3,4 - numery lin

nika odkrętności i sztywności skrętnej liny. W przypadku natomiast kopalń "Pstrowski", "Piast", "Halemba", "Bobrek" i "Ziemowit" pomiar kręcenia się lin nośnych uwzględniał różne prędkości jazdy naczyń w zakresie 2-11 m/s.

Ilości obrotów badanych lin w tym zakresie prędkości ruchu maszyny wyciągowej nie wykazały istotnych różnic (rys. 10b i c). Badania wykazały, że najbardziej kręcą się liny współzwite trójkątnospłotkowe, które z tego powodu nie powinny być stosowane w szybach głębokich.

Istotnym spostrzeżeniem wynikającym z przeprowadzonych badań są różne ilości obrotów poszczególnych lin w wyciągu wielolinowym (czterolinowym), co świadczy o nierównomierności obciążeń poszczególnych lin.

Zauważono, że występujące w niektórych przypadkach zjawisko biczowania lin dotyczyło tych lin, które wykonywały największą ilość obrotów. Z teorii wiadomo, że liczba obrotów liny zależy od jej sztywności skręcenia, a ta z kolei zależy od obciążenia rozciągającego linę. Mniejszemu obciążeniu odpowiada mniejsza sztywność skrętna liny, a tym samym więk-

sza liczba obrotów. Z powyższego wynika, że liny ulegające dużemu biczowaniu i wykonujące dużą liczbę obrotów są najmniej obciążone w układzie wielolinowym. Należy zaznaczyć, że pominięto przy tym wniosku wpływ innych czynników na drgania lin, np. mimośrodowość średnic przewijania kół pędnych i odciaskowych.

#### 4. PORÓWNANIE WYNIKÓW POMIARÓW I OBLICZEŃ TEORETYCZNYCH OBROTÓW LIN W SZYBACH

Obliczenia teoretyczne kręcenia się lin wykonano na podstawie wzoru (12) przy wykorzystaniu współczynników sztywności liny obliczonych według pracy [7].

Zastępcze współczynniki sprężystości liny dwuzwitej obliczono z następujących wzorów:

$$A = \left[ a_s \cos^3 \beta + 2 \frac{c_s}{R_s} \sin^3 \beta \cos^2 \beta + \frac{b_s \sin^2 \beta + g_s \cos^2 \beta}{R_s^2} \sin^4 \beta \cos \beta \right] m_k, \quad (24)$$

$$D = \left[ a_s R_s^2 \sin^2 \beta \cos \beta + b_s \cos^7 \beta + g_s (1 + \cos^2 \beta) \sin^2 \beta \cos \beta + 2c_s R_s \cos^4 \beta \sin \beta \right] m_k, \quad (25)$$

$$C = \left[ a_s R_s \cos^2 \beta \sin \beta + c_s (1 + \operatorname{tg}^4 \beta) \cos^5 \beta + \frac{b_s \cos^2 \beta - g_s (1 + \cos^2 \beta)}{R_s} \sin^3 \beta \cos^2 \beta \right] m_k, \quad (26)$$

gdzie:

$a_s, b_s, c_s, g_s$  - zastępcze (uogólnione) współczynniki sztywności splotki

$$a_s = \sum_{i=1}^n a_i, \quad b_s = \sum_{i=1}^n b_i, \quad c_s = \sum_{i=1}^n c_i, \quad g_s = \sum_{i=1}^n g_i, \quad (27)$$

gdzie:

$a_i, b_i, c_i, g_i$  - zastępcze (uogólnione) współczynniki sprężystości dla drutu w splotce.

$$a_i = a_0 \cos^3 \alpha_i + 2 \frac{c_0}{r_{si}} \sin^3 \alpha_i \cos^2 \alpha_i + \frac{b_0 \sin^2 \alpha_i + g_0 \cos^2 \alpha_i}{r_{si}^2} \cdot$$

$$\sin^4 \alpha_i \cos \alpha_i,$$

$$b_i = a_0 r_{si}^2 \sin^2 \alpha_i \cos \alpha_i + b_0 \cos^7 \alpha_i + g_0 (1 + \cos^2 \alpha_i)$$

$$\sin^2 \alpha_i \cos \alpha_i + 2c_0 r_0 \cos^4 \alpha_i \sin \alpha_i,$$

$$c_i = a_0 r_{si} \cos^2 \alpha_i \sin \alpha_i + c_0 (1 + \operatorname{tg}^4 \alpha_i) \cos^5 \alpha_i +$$

$$+ \frac{b_0 \cos^2 \alpha_i - g_0 (1 + \cos^2 \alpha_i)}{r_{si}} \sin^3 \alpha_i \cos^2 \alpha_i,$$

$$g_i = a_0 \frac{\sin^4 \alpha_i}{\cos \alpha_i} - 2 \frac{c_0}{r_{si}} \sin^5 \alpha_i \cos \alpha_i + \frac{b_0 \sin^2 \alpha_i + g_0 \cos^2 \alpha_i}{r_{si}^2} \cdot$$

$$\sin^4 \alpha_i \cos^2 \alpha_i,$$

gdzie:

$a_0, b_0, c_0, g_0$  - zastępcze współczynniki sprężystości dla drutu prostego,

$a = EF, b_0 = GJ_0, c_0 = 0, g_0 = EJ_p$ .

Kierunek kąta zwicha drutów w splotce  $\alpha_i$  oraz splotek w linie  $\beta$  uwzględnia się odpowiednim znakiem (+) lub (-) przed wartością danego kąta. Jako stały przyjmuje się kąt zwicha splotek w linie i względem niego określa się kierunek kąta zwicha drutów w splotce. Przykładowo dla liny dwuzwitej - prawej, współzwitej będzie to  $+\beta, +\alpha_i$ , natomiast w linie przeciwwzitej kąt  $\alpha_i$  będzie ujemny ( $-\alpha_i$ ). Wyników obliczeń współczynników sztywności badanych lin w pracy nie przedstawiono z uwagi na ich obszerność. Obroty teoretyczne obliczono według zależności [14] przy wykorzystaniu wzoru Głuško M.F. [12] oraz Popowicza O. [15]. Porównanie wyników obliczeń teoretycznych i pomiarów obrotów lin podano w tablicy 2.

Z tablicy 2 wynika, że obroty lin obliczone teoretycznie różnią się znacznie od rzeczywistych, pomierzonych w warunkach ruchowych w szybach. Rzeczywiste obroty są mniejsze, w niektórych przypadkach nawet dwukrotnie, niż wynikałoby to z teorii. Niezgodność ta spowodowana jest tym, że teorie kręcenia się lin nośnych nie uwzględniają wielu czynników wpływających na to zjawisko, między innymi i wpływu obciążenia rozciągającego

Tabela 2

Zestawienie wyników obliczeń współczynnika odkrętności liny k, estymacji skrętności K, maksymalnych obrotów liny obliczonych według Głusko M.F. i Popowicza O. oraz pomiarzonych maksymalnych obrotów liny w sztybach. Gł. - według Głusko M.F., Pop. - według Popowicza O.

Lp.	KOWALNIA	Konstrukcja liny spłotek	d mm	T <sub>n</sub> -9 N m	L m	Lina współkwata				Lina przecinawita				Obroty rzeczywiste w sztybie			
						$k = \frac{C}{A}$ m	$K = B - \frac{C^2}{Hd^2}$ m	obr. Gł.	obr. Pop.	$k' = \frac{C'}{A'}$ m	$K' = B' - \frac{C'^2}{Hd'^2}$ m	obr. Gł.	obr. Pop.	obr. Gł.	obr. Pop.	obr. Gł.	obr. Pop.
1	KWK Knurów szyb Foch II	ST 6x31+AO 6x(1+6+12+12)	34	42,96	732	0,00416	64,27	59,44	29,71	0,00234	37,45	57,41	28,68	22	16	27	12
2	KWK-Zabrze-Biel. szyb Porębs VB	W-S 6x36+AO 6x(1+7+7+14)	38	55,91	856	0,00507	41,74	195,75	99,08	0,00293	45,4	105,32	52,64	43	64	66	52
3	KWK Śląsk szyb II pld		48	88,29	892	0,00621	281,08	60,48	30,25	0,00368	273,12	36,94	18,44	27	41	40	40
4	KWK Piest szyb II wsch.		50	98,1	759	0,00656	154,6	95,57	47,24	0,0038	277,47	30,87	15,41	24	26	30	34
5	KWK Halemba szyb Grunwald III	W-K 6x35+AO 6x(1+6+6+16)	53	110,06	1154	0,00321	4201,48	4,45	2,47	0,00274	169,64	94,49	40,63	42	56	46	47
6	KWK Zabrze-Biel. szyb II		59	135,37	869	0,00626	657,59	39,8	19,38	0,00285	122,52	94,85	47,36	32	39		
7	KWK Patroweki szyb Gigant	trójkątnospłotowa 6x(6+12+14+20)	62	161,86	848	0,00774	351,77	102,06	50,97					15			
8	KWK Bobrak szyb Bolesław	trójkątnospłotowa 6x(6+12+13+19)	56	132,43	759	0,00666	409,41	49,55	24,74					13	7		
9	KWK Lesin szyb Karol	trójkątnospłotowa 6x(6+12+17)	50	103,98	815	0,0049	826,66	16,31	8,14					26	19	27	20
10	KWK Zimnowit szyb III pld.		50	103,98	780	0,0049	826,66	14,94	7,45					28	26	30	34
11	KWK Pokój szyb Wanda II	trójkątnospłotowa 6x(6+12+15)	42	73,57	844	0,00508	93,45	113,38	56,62					70	76		
12	KWK Bodnica szyb VI II		42	73,57	824	0,00508	93,45	108,07	54,02					28			
13	KWK Staszic szyb I zach.	trójkątnospłotowa 6x(6+12+15)	40	66,7	836	0,00489	95,105	95,23	47,54					30	42	44	68
14	KWK Działow szyb Budryk wsch.	trójkątnospłotowa 6x(6+12+14)	36	55,95	995	0,00441	154,66	147,72	85,83					90	74	79	65
15	KWK Działow szyb Budryk zach.		36	53,95	835	0,00441	154,66	104,06	60,49					25	61	38	60
16	KWK Wujak szyb Lachia		36	53,95	685	0,00441	154,66	69,93	40,63					4	10	6	14

na współczynniki sztywności liny, które w wyniku tego nie są stałe, jak przyjęto to w obliczeniach teoretycznych, wyężenia materiału drutów liny, tarcia wewnętrzznego, stanu liny, technologii i staranności jej wykonania. Badania wykazały, że liny nowo założone lub będące w eksploatacji kilka miesięcy kręcą się intensywniej niż liny stare eksploatowane kilkanaście miesięcy lub kilka lat. Przypuszcza się, że ma to związek ze zmianą własności mechanicznych lin z upływem czasu ich eksploatacji. Czas pracy lin wpływa na zmianę współczynników A, B, C sztywności lin.

## 5. WNIOSKI

1. Stosowane obecnie w polskim górnictwie nośne liny wyciągowe kręcą się wokół osi podłużnej. Ilość obrotów, czyli kąt o który skręca się lina, zależy od głębokości szybu i konstrukcji liny.

2. Z przeprowadzonej analizy teorii kręcenia się lin wyciągowych wynika, że wzory na obliczanie ilości obrotów lub maksymalnego kąta skręcania przekroju liny są podobne, różnią się tylko sposobem określenia sztywności skrętej liny.

3. Wyniki badań kręcenia się lin w szybach potwierdziły zależności teoretyczne (jakościowo). Liczba obrotów nie zależy od obciążenia końca liny (naczynie puste lub załadowane) i prędkości jazdy maszyny. Znaczne natomiast rozbieżności między pomierzoną liczbą obrotów a obliczoną na drodze teoretycznej, wynikają z powodu nieuwzględnienia wpływu innych czynników na zjawisko kręcenia np.: wpływu obciążenia rozciągającego na sztywność skręcania, wyężenia materiału drutu liny, tarcia wewnętrzznego, stanu liny.

4. W wielolinowych urządzeniach wyciągowych poszczególne liny wykonują różną ilość obrotów. Różnice te dochodzą do 35 obrotów w urządzeniach czterolinowych i 7 obrotów w urządzeniach dwulinowych. Świadczy to o niejednakowym obciążeniu lin, z czym związane są różne sztywności skręcania liny lub o różnicy charakterystyk mechanicznych lin danego kompletu.

5. Najintensywniej kręcą się liny trójkątnosplotkowe. W zakresie głębokości ciągnięcia  $H = 685-995$  m liczba obrotów wynosiła  $n = 5-90$  w obie strony. W przypadku lin współzwitych konstrukcji W-S przy  $H = 759-882$  m liczba obrotów zawierała się w granicach 24-66 w obie strony, natomiast dla lin W-K16 przeciwzwitych dla  $H = 869-1100$  m ilość obrotów wynosiła 32-56.

7. Kręcenie się lin nośnych wokół osi podłużnej ma decydujące znaczenie dla ich trwałości. Wpływ tego zjawiska jest szczególnie widoczny w głębokich szybach o dużym natężeniu ruchu. Z tego względu dla każdego typu liny powinna być określona racjonalna głębokość ciągnięcia, do jakiej należy stosować liny danej konstrukcji.

8. W przypadku lin o dużej odkrętności trójkątno- i okrągłosplotkowych ich stosowanie należałoby ograniczyć do głębokości ciągnięcia 750-800 m. Powyżej tej głębokości, a szczególnie w szybach głębokich powyżej 900 m, należy stosować liny nieodkrętne wielosplotkowe lub konstrukcji zamkniętej. Wniosek ten zgodny jest z propozycjami zawartymi również w pracach [1, 7, 8, 9, 12, 13].

## LITERATURA

- [1] Berry B.F., Wainwright E.I.: Deep level Koepe winding ropes. The South African Mechanical Engineer, 1962.
- [2] Bura L.: Przyczynek do teorii momentu odkrętu liny nośnej przyłożonego do zawiesia naczynia wyciągowego, a wynikającego z ciężaru własnego tej liny. Biuletyn GIG. Przegląd Górniczy 1972, Nr 2.
- [3] Carbogno A.: Moment odkrętny liny wyciągowej. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej. Seria Górnictwo z. 52, Gliwice 1972.
- [4] Gluško M.F.: Małokrutjšęščijesja odnosnojnye kanaty smiešanoj svivki i ich primienienije v šachtnom pod'emie. IVUZ Gornyj, Żurnał 1961, Nr 5.
- [5] Gluško M.F.: Issledovanije napriazieniji v stalnych provołočnych kanatach Sb. Raščiety na pročnost. Vyp 7. Izd. Mašgiz. Moskva 1961.
- [6] Gluško M.F.: Rabota kanatov na šachtnych pod'emnyh ustanovkach sistiemy Kieps. Sb. Stalnye kanaty. Vyp. 1. Izd. Tiechnika. Kiev 1964.
- [7] Gluško M.F.: Stalnyje pod'emnye kanaty. Izd. Tiechnika. Kiev, 1966.
- [8] Greis F.: Erkenntnisse über die Lebensdauer von Schatfförderseilen des Ruhrgebietes im Laufe der letzten 25 Jahre, Bergakademie 1958, Heft 7.
- [9] Grosae-Bley J.: Erfahrungen mit verschiedenen Förderseilmacharten bei einer Turm. Gefösförderanlage und grosser Teufe. Glückauf 1957, nr 17/18.
- [10] Hermes J.M., Bruens F.P.: De Torsiewisselingen in Een Niet - Drallvrije Kabel Van Een Ophaalinstallatie. Geologie en Mijnbouw (Nw. Ser.), 19e Jaargang, Pag 467-476, November 1957.
- [11] Pichot G.: Cables d'extraction. Revue de l'industrie minerale 3/1959.
- [12] Popowicz O.: Kręcenie się lin w szybach pod działaniem ciężaru własnego. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, s. Górnictwo z. 7, Gliwice 1963.
- [13] Wainwright E.J.: Present day winding rope praktice in South Africa. Hoisting Conference of SAF Mech E. Johannesburg 1974.

## ИССЛЕДОВАНИЕ КРУЧЕНИЯ ПОДЪЕМНЫХ КАНАТОВ В ШАХТНЫХ СТВОЛАХ

## Резюме

Последствием винтовой укладки элементов каната является отвертывающий момент выступающий при растягивающей нагрузке каната. В подъемных установках системы Кепе отрицательным фактором в работе каната является его знакопеременное скручивание под действием собственного веса. Моменты

являющемся результатом действия собственного веса уравновешивающего с реакцией упругости каната при скручивании. Шаг свивки каната изменяется, возрастая с низу вверх и уменьшаясь с верху вниз. При движении шкива трением поднимаемый канат не изменяет угла свивки, опускаемый канат скручивается.

В настоящем реферате представлены теоретические основы кручения канатов, метод проведения и результаты исследований кручения подъемных канатов в 16 крупных скиповых одно и многоканатных подъемных установках в стране (полезный груз 15000-30000 кг, глубина подъема 700-1100 м, диаметр канатов 34-62 мм)..

Результаты исследования можно использовать для подбора конструкции подъемных канатов в глубоких стволах.

#### THE RESEARCH OF HOISTING ROPE TURNIS IN SHAFTS

##### S u m m a r y

In hoisting rope in case of helical compact her elements under the influence of load forms twist moment. In mine hoists with driving wheel, in which hoist vessels have stiff lead, the twist moment in rope is create by the load of rope end and changes of rope weight during the going of vessels in shaft. In case of create in rope changeable twist moment made by changing rope weight, inside her is create changeable turning of proximity rope sections, whose effect is turning of rope in shafts.

Nowadays informations about turning of ropes in shafts in domestic and abroad literature shows a great meaning of this effect for fatigue durability. Given by literature informations about turning of ropes in shafts a very limited in dependence of publications about measurement they deal one to four mine hoists. In this article we showe theoretical basics on hoist ropes turning, mannevs and effects of measurement of hoisting rope turn in sixteen big, skips mine hoists in our country load capacity were from 15 to 30 Mg, the depth of shafts were from 700 m to 1100 m, and diameters of ropes from 34 to 62 mm. The effects of this work can be use in choose of hoist rope in deep shafts.