ZESZYTY NAUKOWE POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ 1990

Seria: GÓRNICTWO z. 186 Nr kol. 1073

Alfred CARBOGNO

Instytut Mechanizacji Górnictwa
Politechniki Śląskiej

BADANIA WPRZĘGIEŁ OSOBOWYCH KRZESEŁEK KRAJOWYCH KOLEJEK LINOWYCH

Streszczenie. W artykule przedstawiono rozwój konstrukcji wprzęgieł pasażerskich kolejek linowych krzesełkowych jedno- i dwuosobowych stosowanych w kraju. Podano zalety i wady ich konstrukcji. Przeprowadzono analizę ich wytrzymałości statycznej i zmęczeniowej. Podano opis stanowiska badawczego do badań zmęczeniowych i metodykę pomiarów wytrzymałościowych oraz omówiono konstrukcję przyrządu do pomiaru siły dociskającej szczęki wprzęgła do liny. Przedstawiono sposób i wyniki badań poślizgu wprzęgła na linie oraz opis przyrządów do badań charakterystyk mechanicznych sprężyn talerzykowych i wyniki ich badań.

1. WSTĘP

W ostatnich latach w kraju następuje rozwój pasażerskich kolejek linowych. Budowane są nowe kolejki, a szczególnie modernizowane są kolejki pasażerskie dotychczas eksploatowane. Są to kolejki z krzesełkami jedno- lub dwuosobowymi. Modernizacja kolejek polega między innymi na wprowadzaniu krzesełek nowszej konstrukcji w miejsce dotychczas eksploatowanych lub przebudowywanie dotychczas istniejących kolejek z krzesełkami jednoosobowymi na kolejki z krzesełkami dwuosobowymi. Jednym z ważnych elementów konstrukcji krzesełek są wprzęgła, które służą do połączenia krzesełek z liną. W kraju stosowane są krzesełka z wprzęgłami zamocowanymi na stałe do liny. Zgodnie z przepisami dotyczącymi budowy i eksploatacji pasażerskich kolejek linowych (w kraju wzorujemy się na przepisach austriackich) konstrukcje wprzęgieł powinny spełniać odpowiednie wymogi oraz powinny przejść odpowiednie badania. Do wymogów tych zaliczyć można:

1 - obliczenia wytrzymałościowe statyczne należy przeprowadzić przy uwzględnieniu współczynnika bezpieczeństwa m=5. Do obciążenia statycznego zaliczyć należy ciężar własny krzesełka - Q_k oraz ciężar użyteczny krzesełka - Q_u zależny od ilości osób. W przypadku krzesełka jednoosobowego należy przyjąć do obliczeń ciężar użyteczny Q_u = 883 N a dwuosobowego 1570 N,

2 - wprzęgło należy poddać badaniom zmęczeniowym na 5.10^6 zmian obciążeń. Jako dolną granicę obciążenia P_{min} należy przyjąć obciążenie użyteczne wraz z ciężarem własnym krzesełka, a jako górną granicę obciążenia P_{max} trzykrotną wartość obciążenia dolnego P_{min},
3 - siła dociskająca szczęki wprzęgła do liny powinna zapewnić trzykrotną pewność $n = 3$ przeciw poślizgowi wprzęgła po linie przy największej pochyłości i największym obciążeniu eksploatacyjnym krzesełka,
4 - konstrukcja wprzęgła powinna zapewnić łatwe przekładanie wprzęgła na linie,
5 - konstrukcja sprzęgła powinna uniemożliwić przerzucenie krzesełka przez linę wzdłuż jej osi,
6 - konstrukcja wprzęgła powinna dopuścić wychylenie poprzeczne krzesełka przy przejeździe przez podpory do 20%,
7 - konstrukcja wprzęgła nie powinna niszczyć liny,
8 - dla wprzęgła stosować wolno materiały wyłącznie z atestem,
9 - nie wolno stosować konstrukcji spawanej wprzęgieł.

Analiza wytrzymałości statycznej wykazała, że spełniony jest współczynnik bezpieczeństwa na zerwanie $m=5$ wymagany przez przepisy budowy kolejek. Wykazano również wysoki współczynnik bezpieczeństwa na zmęczenie szczęki stałej wprzęgła większy od wymaganego $x = 2,59$. Badania wytrzymałościowe statyczne i zmęczeniowe wykazały również wysoką ich wytrzymałość. Wprzęgła przeszły pomyślnie wymagane przez przepisy badania zmęczeniowe na 5.10^6 cykli zmian obciążeń przy uwzględnieniu współczynnika dynamicznego $\Psi = 3$. Badania poślizgu wprzęgieł po linie wykazały, że współczynnik tarcia pomiędzy liną, a szczękami wprzęgła jest większy od wartości 0,13 zalecanej do obliczeń przez przepisy. Badania charakterystyk sprężyn talerzykowych przy różnym ich ułożeniu wykazały, że należy ściślej przestrzegać norm materiałowych i technologicznych dotyczących produkcji tych sprężyn z uwagi na różnice w otrzymanych charakterystykach.

2. KONSTRUKCJE WPRZĘGIEŁ STOSOWANE W KRAJU

Najprostszą konstrukcją wprzęgła było wprzęgło oparte na działaniu docisku gładkich szczęk za pomocą śrub. Dalszym jego udoskonaleniem było wyrobienie wnętrza tulejki wprzęgła w bruzdy, które wprawdzie zwiększały współczynnik tarcia lecz niszczyły linę. Z tego powodu zaniechano ich stosowania. W wyciągach jednolinowych lina nośno-ciągnąca ma tendencję do kręcenia się względem swojej osi, co przy wprzęgłach połączonych na stałe z liną powodowało również przekręcanie zawieszenia. Zapobiegano temu przez stosowanie wprzęgła Pohliga, w którym wewnątrz tuleji wprzęgła znajdował się walec metalowy ściskający linę. Był on połączony z korpusem wprzęgła za pomocą łożyska, które umożliwiało obroty w płaszczyźnie prosto-

padłej do osi liny. Przekręcenia zawieszenia można uniknąć również przez stosowanie lin nośno-ciągnących konstrukcji przeciwzwitych odprężonych o małym współczynniku odkrętności.
Powszechne stosowanie lin nośno-ciągnących konstrukcji przeciwzwitej pozwoliło na szerokie zastosowanie mocowanych na stałe na linie wprzęgieł, w których siłę docisku szczęk do liny uzyskuje się za pomocą baterii sprężyn talerzykowych.

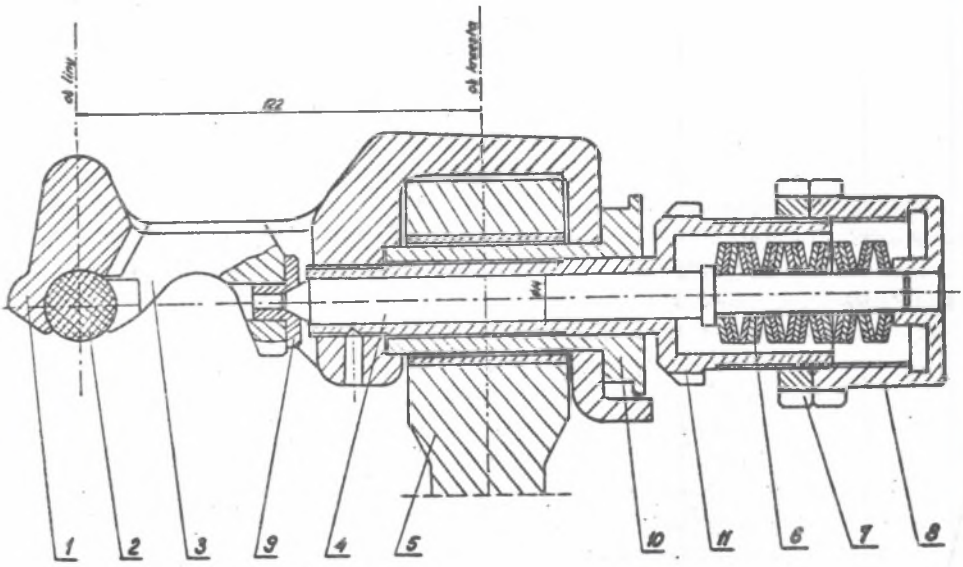
W Polsce pierwsze górskie osobowe kolejki krzesełkowe oddano do eksploatacji pod koniec lat pięćdziesiątych. W kolejkach tych stosowano jednoosobowe krzesełka firmy Bleichert, wraz z wprzęgłami również konstrukcji tej firmy. Konstrukcję takiego wprzęgła przedstawiono na rys. 1, a jego widok na rys. 2a,b. W wprzęgle tym szczęka stała 1 stanowi korpus wprzęgła. Szczęka ruchoma 3 dociskana jest do liny 2 za pomocą baterii sprężyn talerzykowych 6 działających na trzpień 4, który poprzez grzybek 9 dociska szczękę ruchomą 3 do liny. Bateria sprężyn 6 znajduje się w komorze wydrążonego trzpienia 11, którego oba końce są nagwintowane. Bateria sprężyn talerzykowych 6 dociskana jest nakrętką 8. Wielkość siły docisku sprężyn regulowana jest nakrętką ustalającą 7. Głowica 5 zawieszenia krzesełka połączona jest ze wprzęgłem poprzez tuleję 10 nałożoną na nagwintowaną tuleję 11. Przedstawione wprzęgło posiada zbyt dużą ilość elementów, co utrudniało jego dobre utrzymanie podczas eksploatacji. Konstrukcja wprzęgła była również zbyt długa. Wprzęgła te obliczane były na obciążenie użyteczne krzesełka 785 N. Zmiana przepisów dotyczących projektowania kolejek linowych np. w przypadku krzesełek jednoosobowych obciążenie użyteczne 883 N oraz spełnienie nowych wymogów dotyczących przechodzenia wprzęgieł przez koła pędne i zwrotne, zestawy krążków na podporach przy zachowaniu odpowiedniego bezpieczeństwa pracy kolejki wymagała opracowania nowych konstrukcji wprzęgieł.

Konstrukcję nowszego wprzęgła przedstawionego na rys. 3 opracowano w Pracowni Transportu Linowego Krakowskiego Biura Projektów Budownictwa Przemysłowego w Zakopanem. Nowe wprzęgło składa się z mniejszej liczby elementów niż wprzęgła typu Bleichert. Szczęka stała wprzęgła 1 wykonana jest z odkuwki. Jej wykonanie z odkuwki jest znacznie łatwiejsze niż wykonanie z odkuwki szczęki stałej wprzęgła typu Bleichert. Szczęka ruchoma 2 dociskana jest do liny poprzez trzpień 4 za pomocą baterii sprężyn talerzykowych 5, które znajdują się we wnętrzu cylindrycznej części szczęki stałej 1, na której zawieszona jest głowica 3 zawieszenia krzesełka 13. Bateria sprężyn talerzykowych 5 dociskana jest wydrążona śrubą 6.
W wprzęgle jako tłumik drgań wzdłużnych krzesełka zastosowano sprężynę talerzykową 10, która poprzez podkładkę 9 dociskana jest nakrętką 8.

Wielkość siły docisku baterii sprężyn zależy od wielkości dokręcenia za pomocą klucza dynamomentrycznego śruby 6, której położenie jest ustalane nakrętką 7. W celu zabezpieczenia śruby 6 i nakrętek 7, 8 oraz podkładki 9 oraz sprężyny talerzykowej przed deszczem i śniegiem zastosowano

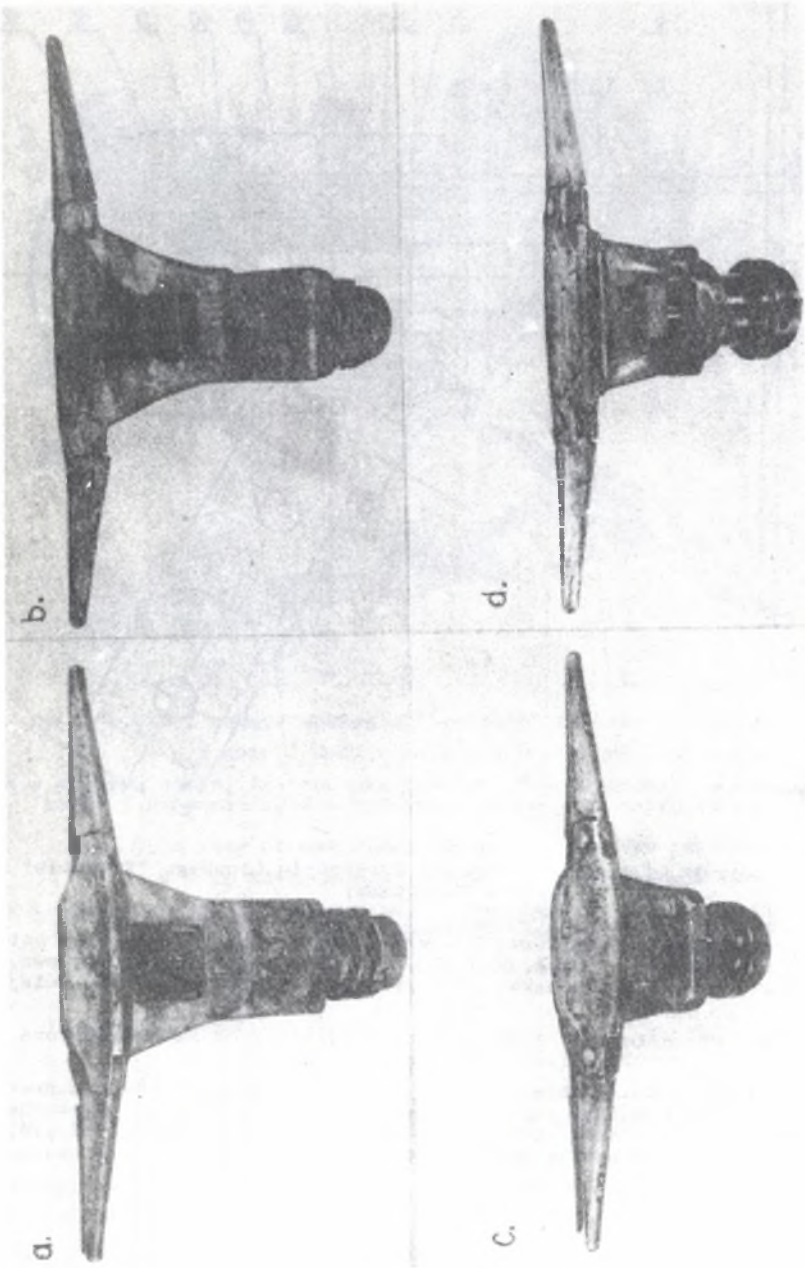
kołpak ochronny 11. Tuleja brązowa 14 głowicy 3 zawieszenia smarowana jest podczas eksploatacji poprzez smarowniczkę 12, czego nie było w starej konstrukcji wprzęgła, które do okresowego smarowania należało rozebrać. Profil szczęki stałej 1 jest tak ukształtowany, że przyczynia się do łagodniejszego przechodzenia przez koła napędowe i zwrotne oraz baterie krążników na podporach.

Wprzęgła nowej konstrukcji dla tych samych parametrów są lżejsze niż wprzęgła konstrukcji poprzednio stosowanej. Konstrukcje nowych wprzęgieł dla krzesełek jedno- i dwuosobowych różnią się pomiędzy sobą wymiarami i masą własną. Zasada ich działania jest identyczna. Widok wprzęgła dla krzesełka jednosobowego przedstawiono na rys. 2c,d a dla dwuosobowego na rys. 4. Konstrukcje tych wprzęgieł są również modernizowane wraz z modernizacją kolejek, głównie w zakresie kształtu geometrycznego szczęki stałej wprzęgła.

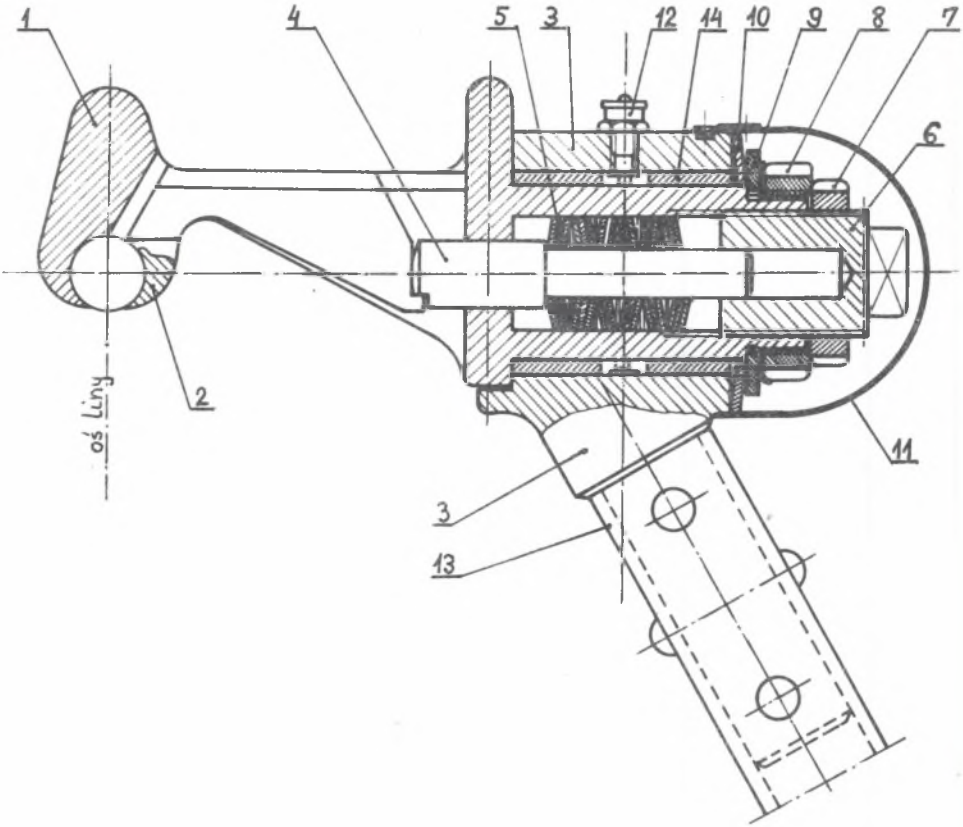


Rys. 1. Konstrukcja wprzęgła firmy Bleichert dla krzesełka jednoosobowego: 1 - szczęka stała, 2 - lina, 3 - szczęka ruchoma, 4 - trzpień, 5 - głowica zawieszenia, 6 - sprężyny talerzykowe, 7 - nakrętka ustalająca, 8 - nakrętka-pokrywa, 9 - grzybek, 10 - tuleja, 11 - nagwintowana tuleja

Fig. 1. Bleichert's construction of clamp for one person chair: 1 - stationary jaw, 2 - rope, 3 - movable jaw, 4 - mandrel, 5 - head of suspension, 6 - disk springs, 7 - establish nut, 8 - nut, 9 - head, 10 - sleeve, 11 - thread sleeve



Rys. 2. Widoki wprzęgieł krzesełek jednoosobowych:
a,b - starego typu firmy Bleichert, c,d - nowszego typu konstrukcji "Translin"
Fig. 2. A view of clamps for one person chair:
a,b - Bleichert's old type, c,d - a new type made by "Translin"

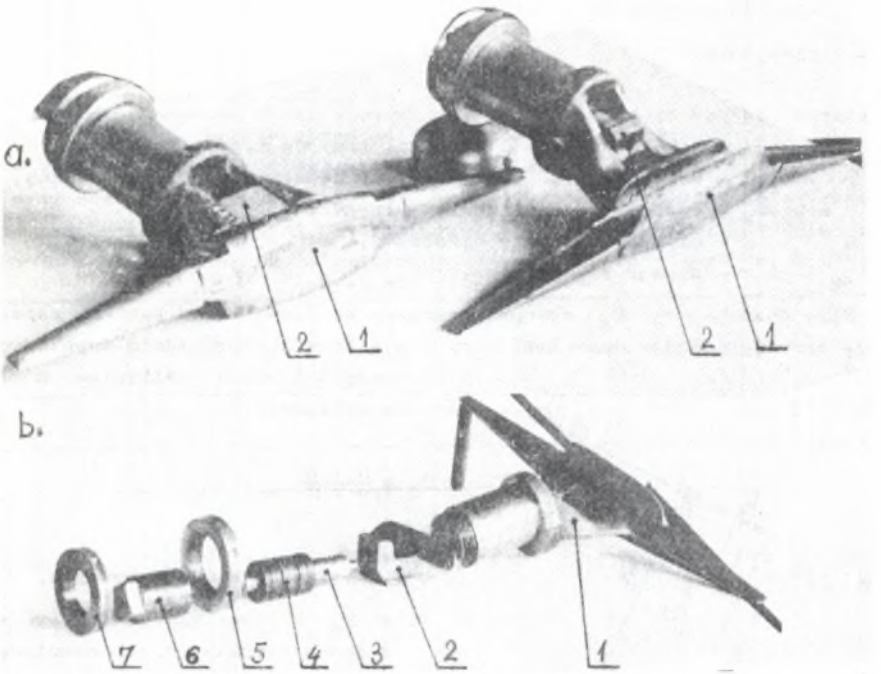


Rys. 3. Konstrukcja wprzęgła Pracowni Transportu Linowego "Translin" KBPBP w Zakopanem:

1 - szczęka stała, 2 - szczęka ruchoma, 3 - głowica zawieszenia, 4 - trzpień, 5 - sprężyny talerzykowe, 6 - wydrążona śruba, 7 - nakrętka ustalająca, 8 - nakrętka, 9 - podkładka, 10 - tłumik - sprężyna talerzykowa, 11 - kołpak, 12 - smarowniczka, 13 - zawieszenie krzesełka, 14 -tuleja brązowa

Fig. 3. A construction of clamp made by Laboratory of Rope Transport "Translin" KBPBP in Zakopane:

1 - stationary jaw, 2 - movable jaw, 3 - head of suspension, 4 - mandrel, 5 - disk springs, 6 - hollow screw, 7 - establish nut, 8 - nut, 9 -washer, 10 - vibration damper - disk spring, 11 - cap, 12 - lubricating nipple, 13 - suspension of chair, 14 - bronze sleeve



Rys. 4. Widok nowego wprzęgła "Translin" dla krzesełek dwuosobowych:
a - z góry i dołu w całości, b - elementów wprzęgła,
1 - szczęka stała, 2 - szczęka ruchoma, 3 - trzpień, 4 - sprężyny talerzykowe, 5 - nakrętka, 6 - wydrążona śruba, 7 - nakrętka ustalająca

Fig. 4. A view of new clamp "Translin" for two person chair:
a - in advance and from below, b - elements of clamp,
1 - stationary jaw, 2 - movable, 3 - mandrel, 4 - disk springs, 5 - nut, 6 - hollow screw, 7 - establish nut

3. ANALIZA WYTRZYMAŁOŚCIOWA WPRZĘGIEŁ

Zgodnie z przepisami elementy nośne wprzęgieł należy obliczać statycznie przy uwzględnieniu współczynnika bezpieczeństwa m=5. Głównym elementem nośnym wprzęgła jest szczęka stała, która stanowi zarazem korpus całego wprzęgła, na którym zawieszone jest krzesełko. Ponieważ tylko na tym elemencie można nakleić tensometry elektrooporowe w opracowaniu ograniczono się tylko do tego elementu wprzęgła.

Obliczenia wprzęgła przeprowadza się dla najniekorzystniejszego przypadku obciążenia wprzęgła jakie wynika z maksymalnego kąta nachylenia liny nośno-ciągnącej na trasie kolejki, przy uwzględnieniu wymaganego współczynnika pewności wprzęgła przed poślizgiem n=3. Z rys.5 wynika, że:

siła normalna wynosi $N = P \cdot \cos\alpha$

siła obsuwająca wprzęgło $R = P \cdot \sin\alpha$ (1)

siła tarcia $T = N \cdot \mu$

gdzie:

α - maksymalny kąt nachylenia liny na trasie kolejki,

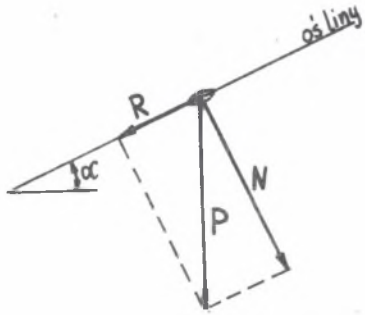
$\mu = 0,13$ - współczynnik tarcia między szczękami wprzęgła a liną,

$P = Q_u + Q_k$ - sumaryczne obciążenie wprzęgła,

Q_u - ciężar użyteczny krzesełka,

Q_k - ciężar własny krzesełka.

Siłę dociskającą P_d szczęki wprzęgła do liny, która powinna zapewnić siłę tarcia pomiędzy szczękami wprzęgła a liną z odpowiednim współczynnikiem, pewności przed poślizgiem n określa zależność:



Rys. 5. Schemat sił działających na wprzęgło

Fig. 5. Diagram of forces on the clamp

$$P_d = \frac{R \cdot n}{w \cdot \mu} \qquad (2)$$

gdzie:

$w = 2$ - liczba szczęk wprzęgła.

Siła P_d nie powinna jednak być większa jak jedna dwudziesta obliczeniowej siły zrywającej linę P_o, czyli $P_d \leq 1/20\ P_o$. W pracy przeprowadzono analizę wytrzymałości statycznej i zmęczeniowej szczęki stałej wprzęgła.

3.1. Wytrzymałość statyczna wprzęgła

Szczęki stałe wprzęgieł konstrukcji krajowej wykonywane są ze stali w gatunku 55 lub 35 HM ewentualnie dopuszcza się stal 45 U. Są to stale konstrukcyjne przeznaczone do ulepszania cieplnego; hartowania w temperaturze 1123K, odpuszczane w oleju w temperaturze 813K. Dane wytrzymałościowe wyżej wymienionych stali podano w tablicy 1.

Z analizy wytrzymałościowej szczęki stałej (rys.6) wynika, że najbardziej wytężonymi jej przekrojami są przekroje a - a oraz b - b. Przekroje te analizowano również z tego względu, że można na nich było nakleić czujniki tensometryczne.

Naprężenie w przekroju a - a szczęki stałej wywołane jest tylko siłą P_d dociskającą szczęki wprzęgła do liny i wynosi:

$$\sigma_{g_a} = \frac{M_{ga}}{W_{xa}} = \frac{P_d \cdot l_1}{W_{xa}}, \text{ MPa} \qquad (3)$$

gdzie:

$W_{xa} = \frac{bh^2}{6}$, cm^3 - wskaźnik wytrzymałości analizowanego przekroju szczęki o wymiarach b x h.

Tablica 1

Dane wytrzymałościowe stali stosowanych na wykonanie wprzęgieł krzesełek pasażerskich kolejek linowych w kraju.

R_m - wytrzymałość na rozciąganie, Q_r, Q_g - minimalna granica plastyczności przy rozciąganiu i zginaniu, k_{gmin} - dopuszczalna minimalna wytrzymałość przy zginaniu, Z_{gj}, Z_{go} - Wytrzymałość zmęczeniowa na zginanie jednostronne i dwustronne; k_g - obliczone według zaleceń przepisów, m - współczynnik bezpieczeństwa

Stal	R_m MPa	Q_{rmin}	Q_{gmin} MPa	$kg = \frac{R_m}{m}$ dla m=5 MPa	kg_{min}	Z_{gj} MPa	Z_{go} MPa
55	660-810	390	520	132	210	500	300
35HM	1000	800	850	200	297	700	500
45U	610-730	360	500	122	200	480	280

Naprężenie w przekroju b - b szczęki stałej wywołane jest zarówno siłą dociskającą P_d szczęki wprzęgła do liny jak i siłą pionową P pochodzącą od ciężaru własnego krzesełka i obciążenia użytecznego. Naprężenia sumaryczne w tym przekroju wynoszą:

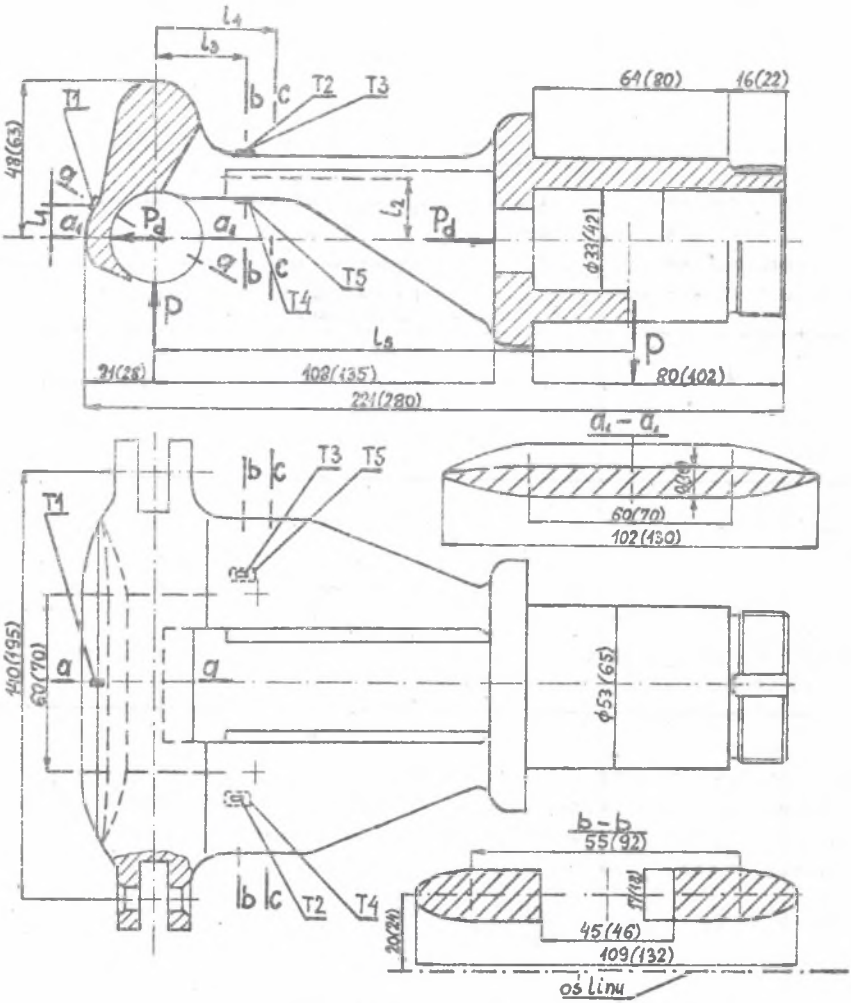
$$\sigma_b = \sigma_{g_b} + \sigma_{r_b} = \frac{M_{gb}}{W_{xb}} + \frac{P_d}{F_b}, \text{ MPa} \qquad (4)$$

gdzie:

$M_{gb} = P_d \cdot l_2 + P \cdot l_3$, MNm - moment zginający

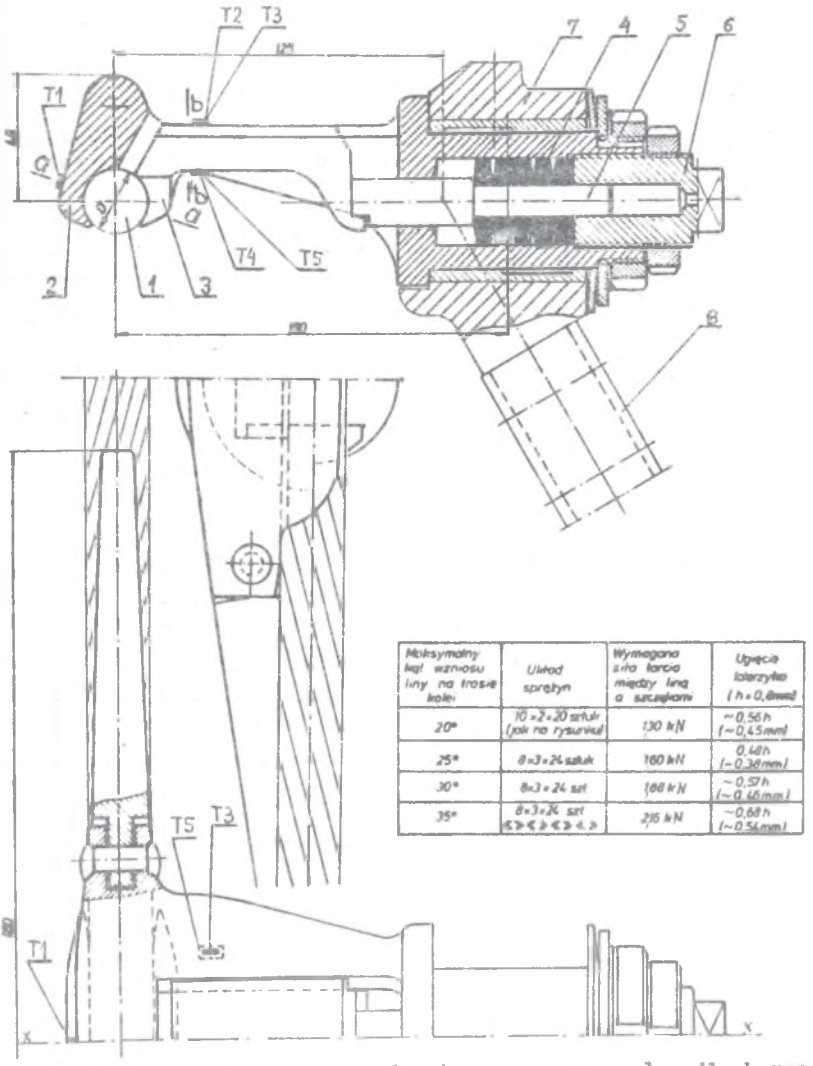
l_2, l_3 - ramiona działania sił P_d oraz P.

Analizę wytrzymałościową przeprowadzono dla dwu najnowszych konstrukcji wprzęgieł (rys. 7), które można stosować we wszystkich kolejkach jedno- i dwuosobowymi. Są to tak zwane wprzęgła zunifikowane, które będą sukcesywnie wprowadzane do eksploatacji w związku z aktualnie przeprowadzanymi modernizacjami kolejek pasażerskich w kraju. Zasada ich działania jest taka sama jak wprzęgła na rys. 3. Posiadają nieco wydłużone ramiona i nie posiadają występu na przedniej ścianie cylindrycznej części szczęki stałej 2 na rys. 7, ponieważ w występ ten wyposażono głowicę 7 zawieszenia krzesełka.



Rys. 6. Szkic szczęki stałej wprzęgła przyjęty do analizy wytrzymałościowej. Wymiary bez nawiasów dotyczą krzesełka jednoosobowego, w nawiasach dwuosobowego

Fig. 6. A view of stationary jaw took into the strenght analysis (Dimensions without brackets in case of one person chair in brackets in case of two person chairs)



Maksymalny kąt wzniosu liny na trasie kolei	Układ sprężyn	Wymagana siła łoczo między liną a szczękami	Upięcie talerzyka (h = 0,8mm)
20°	10 × 2 × 20 sztuk (jak na rysunku)	130 kN	~0,56 h (~0,45 mm)
25°	8 × 3 × 24 sztuk	160 kN	0,48 h (~0,38 mm)
30°	8 × 3 × 24 szt	188 kN	~0,57 h (~0,46 mm)
35°	8 × 3 × 24 szt (≤ ≥ ≤ ≥ ≤ ≥ ≤ ≥)	215 kN	~0,68 h (~0,56 mm)

Rys. 7. Konstrukcja najnowszego zmodernizowanego wprzęgła dla krzesełka jednoosobowego:

1 - lina, 2 - szczęka stała, 3 - szczęka ruchoma, 4 - bateria sprężyn talerzykowych, 5 - trzpień, 6 - śruba dociskająca, 7 - głowica zawieszenia, 8 - zawieszenie krzesełka, T1 do T5 - tensometry elektrooporowe, tensometry T2 i T4 naklejone symetrycznie na drugiej połowie wprzęgła względem osi x, T2, T3 od góry T4, T5 od spodu

Fig. 7. New clamp construction for one person chair:

1 - rope, 2 - stationary jaw, 3 - movable jaw, 4 - battery of disk springs, 5 - mandrel, 6 - pressing screw, 7 - head of supension of chair with tensometres T1 ÷ T5

Tablica 2

Wyniki obliczeń naprężeń σ w MPa w przekrojach szczęki stałej wprzęgła dla analizy:

I - przypadku obciążenia wprzęgła, P_d - siła dociskająca szczęki wprzęgła do liny, P - obciążenie pionowe wprzęgła przez krzesełko

Krzesełko	Obciążenie statyczne wprzęgła P, kN	Obciążenie krzesełka Q_u kN	P_d = 12,75 kN			P_d = 14,72 kN		
			Przekrój			Przekrój		
			a-a	b-c	c-c	a-a	b-b	c-c
			σ_{ga}	σ_b	σ_c	σ_{ga}	σ_b	σ_c
Dwuosobowe	1,57	0,79	151,7	108,4	109,2	175	123,3	123,0
	2,36	1,58	"	114,1	118,9	"	129,0	133,0
	3,14	2,36	"	120,0	128,7	"	134,6	143,0
	3,93	3,15	"	125,0	138,5	"	140,2	152,3
	4,71	3,93	"	131,0	148,2	"	146,0	162,0
	5,50	4,72	"	137,0	158,0	"	152,0	172,0
	6,28	5,50	"	142,2	167,8	"	157,0	182,0
	7,07	6,29	"	148,0	177,6	"	162,7	191,5
	7,85	7,07	"	154,0	187,3	"	168,4	201,3
Jednoosobowe			P_d = 8,15 kN			P_d = 9,81 kN		
			Przekrój			Przekrój		
			a-a	b-b	c-c	a-a	b-b	c-c
			σ_{ga}	σ_b	-	σ_{ga}	σ_b	-
	0,34	0	95,5	101,8	-	115	121,5	-
	1,23	0,883	"	113,4	-	"	133,2	-
	2,11	1,77	"	125,0	-	"	144,8	-
	2,99	2,65	"	136,6	-	"	156,3	-
	3,88	3,53	"	148,3	-	"	168,0	-

Analizę wytrzymałościową wprzęgieł przeprowadzono dla obciążeń eksploatacyjnych oraz dla dwóch wariantów stanów naprężeń w wprzęgle:

- przypadek I dotyczył analizy stanu naprężeń przy stałej sile P_d docisku szczęk wprzęgła do liny i zmieniającym się obciążeniu użytecznym Q_u (statycznym) krzesełka. Dla krzesełka jednoosobowego były to siły P_{d1} = 8150N i P_{d2} = 9810N oraz Q_{ui} = 883, 1700, 2650 oraz 3530 N, co dla wprzęgła wynosiło odpowiednio $P = Q_{ui} + Q_k$, odpowiedni ciężar Q_u plus ciężar własny krzesełka 343N, czyli P = 343 do 3880N. Dla krze-

sełka dwuosobowego były to siły P_{d1} = 12753 N i P_{d2} = 14720 N oraz P = 1570 - 7850 N

- przypadek II dotyczył analizy stanu naprężeń przy stałym obciążeniu użytecznym krzesełka i zmieniającej się sile P_d docisku szczęk wprzęgła do liny P_d. Dla krzesełka jednoosobowego były to siły P = 343 - 2110 N, oraz P_d = 0 - 9810 N a dla krzesełka dwuosobowego P = 0 - 2360 N oraz P_d = 11770 - 15700 N.

Wyniki obliczeń wytrzymałościowych dla I przypadku obciążeń wprzęgła przedstawiono w tablicy 2. Z przeprowadzonych obliczeń wynika, że wielkości naprężeń zależą od rodzaju wprzęgła przeznaczonego dla krzesełka jedno- czy dwuosobowego i od wzajemnej proporcji siły P i P_d oraz przekroi wprzęgieł.

Dla wprzęgła krzesełka jednoosobowego:

- największe naprężenia występują w przekroju b-b szczęki stałej,
- w przekroju a-a naprężenia są mniejsze o 16% od naprężeń w przekroju b-b,
- **w przekroju b-b naprężenia rozciągające wynoszą 6-10% wartości naprężeń sumarycznych,**
- w przekroju b-b naprężenia normalne od zginania i rozciągania wywołane tylko siłą ściskającą linę P_d wynoszą 78% wartości naprężeń sumarycznych występujących w tym przekroju przy obciążeniach nominalnych a wywołanych działaniem łącznie siły P_d i P.

W przypadku wprzęgła krzesełka dwuosobowego otrzymano że:

- największe naprężenia występują w przekroju a-a szczęki stałej,
- w przekrojach b-b oraz c-c naprężenia sumaryczne przy obciążeniu nominalnym wprzęgła są o 22-28% mniejsze od naprężeń występujących w przekroju a-a,
- w przekrojach b-b i c-c naprężenia rozciągające wynoszą 6-9% naprężeń sumarycznych w tych przekrojach,
- w przekrojach b-b i c-c naprężenia normalne od zginania i rozciągania wywołane tylko siłą ściskającą linę P_d wynoszą 85% wartości naprężeń sumarycznych występujących w tych przekrojach przy obciążeniach nominalnych a wywołanych działaniem łącznie siły P_d i P,
- naprężenia zginające w przekrojach b-b i c-c wywołane tylko siłą P_d wynoszą 84% wartości sumarycznych naprężeń zginających wywołanych działaniem łącznie siłą P_d i P.

Z przeprowadzonej analizy dla obu typów wprzęgieł wynika, że przekroje wprzęgła głównie podlegają działaniu naprężeń zginających stąd ich wytrzymałość należy odnosić do parametrów wytrzymałości materiałów szczęki stałej wprzęgła dotyczących zginania takich jak k_g, Q_g a nie zrywania k_r, Q_r, co narzucają przepisy dotyczące budowy kolejek (k_g, k_r, Q_g, Q_r - naprężenia dopuszczalne na zginanie, zrywanie, granica plastyczności materiału przy zginaniu i zrywaniu).

Wyniki obliczeń dla II przypadku obciążeń przedstawiono w tablicy 3, z której wynika również, że głównie na wielkość naprężeń w szczęce stałej wprzęgła wpływa siła dociskająca szczęki P_d wywołana przez baterię sprężyn talerzykowych. Naprężenia zginające są głównymi naprężeniami w naprężeniach sumarycznych, wynoszą one około 80-90%. Wynika z tego również, że analizę wytrzymałościową wprzęgła należy odnosić do parametrów wytrzymałościowych materiału szczęki na zginanie. Analiza wykazała, że dla obu rodzajów wprzęgieł przy ich obciążeniach nominalnych naprężenia jakie występują w analizowanych przekrojach są znacznie mniejsze od naprężeń dopuszczalnych kg =200 MPa dla stali 35 HM obliczonych z uwzględnieniem statycznego współczynnika bezpieczeństwa m = 5.

Tablica 3

Wyniki obliczeń naprężeń σ w MPa w przekrojach szczęki stałej wprzęgła dla analizy II przypadku obciążenia wprzęgła

P_d - siła dociskająca szczęki wprzęgła do liny, P - obciążenie pionowe wprzęgła przez krzesełko. W nawiasach przy P podano obciążenie siedziska krzesełka

Krzesełko	Obciążenie wprzęgła P, kN	Przekrój szczęki	P_d, kN					
			0	1,97	3,93	5,89	7,85	9,81
Jednoosobowe	0,343	a-a	0	23	46	69	92	115
	(0)	b-b	4,5	28	51	75	98	121
	1,23	a-a	0	23	46	69	92	115
	(0,883)	b-b	16	40	63	87	110	133
	2,11	a-a	0	23	46	69	92	115
	(1,77)	b-b	28	51	75	98	121	145
Dwuosobowe		Przekrój	P_d, kN					
			-	11,8	12,8	13,7	14,7	15,7
	0	a-a	-	140	152	163	175	187
	(0)	b-b	-	90	97	105	112	119
		c-c	-	83	90	97	104	111
	1,57	a-a	-	140	152	163	175	187
	(0,79)	b-b	-	101	108	116	123	130
		c-c	-	103	110	117	124	131
	2,36	a-a	-	140	152	163	175	187
	(1,58)	b-b	-	107	114	122	129	137
		c-c	-	112	119	126	134	140

3.2. Wytrzymałość zmęczeniowa wprzęgła

Przeprowadzono również analizę wytrzmałości zmęczeniowej wprzęgła, której normalnie nie wymagają przepisy budowy kolei linowych [8,9]. Analizę tę przeprowadzono dla przekroju b-b szczęk wprzęgieł przy ich obciążeniach nominalnych siłą docisku P_d oraz przy zmianie pionowego obciążenia wprzęgła P zgodnie z wymaganiami przepisów [8,9] dotyczących badań zmęczeniowych. Zgodnie z przepisami dolna granica obciążenia P_{min} wprzęgła podczas badań zmęczeniowych winna wynosić:

$$P_{min} = Q_k + Q_u, \text{ kN} \quad \text{a górna} \quad P_{max} = \Psi \cdot P_{min}, \text{ kN} \tag{5}$$

gdzie:

$\Psi = 3$ - zastępczy współczynnik dynamiczny,

Q_k - ciężar własny krzesełka, kN,

Q_u - ciężar użyteczny krzesełka, kN.

Obciążenia te wynosiły dla wprzęgła krzesełka jednoosobowego $P_d = 8,15$ kN oraz $P_{min} = 1,23$ kN i $P_{max} = 3,69$ kN ($Q_u = 0,883$ kN, $Q_k = 0,343$ kN), dla dwuosobowego $P_d = 14,72$ kN oraz $P_{min} = 2,36$ kN i $P_{max} = 7,07$ kN ($Q_u = 1,57$ kN, $Q_k = 0,79$ kN).

Do analizy wytrzymałości zmęczeniowej przyjęto przebieg cyklu zmęczeniowego niesymetrycznego o stałym naprężeniu średnim σ_m = const. Obliczenia te przeprowadzono jako sprawdzające dla uprzednio dobranych kształtów i wymiarów wprzęgieł. Sprowadzają się one do określenia zmęczeniowego współczynnika bezpieczeństwa wybranego przekroju konstrukcji szczęki stałej x_z i sprawdzenia czy współczynnik ten jest większy od wymaganego współczynnika bezpieczeństwa na zmęczenie x_{zw}, który określa zależność [7]:

$$x_{zw} = x_1 \cdot x_2 \cdot x_3 \cdot x_4 = 2,59 \tag{6}$$

gdzie:

współczynniki cząstkowe przyjęto zgodnie z [7]

$x_1 = 1,4$ - współczynnik pewności założeń (znany gatunek materiału oraz zwykła metoda obliczeń),

$x_2 = 1,4$ - współczynnik ważności przedmiotu (urwanie może spowodować wypadek),

$x_3 = 1,1$ - współczynnik jednorodności materiału (materiał kuty z atestem),

$x_4 = 1,2$ - współczynnik zachowania wymiarów (odkuwka).

Rzeczywiste współczynniki bezpieczeństwa na zmęczenie dla przyjętego cyklu zmian naprężeń dla σ_m = const wynoszą [7]:

- względem wytrzymałości zmęczeniowej materiału

$$x_{z1} = \frac{Z_{go} + 2\sigma_m \left(1 - \frac{Z_{go}}{Z_{gj}}\right)}{\beta_g \cdot \gamma \cdot \sigma_a + \sigma_m} \tag{7}$$

- względem granicy plastyczności

$$x_{z2} = \frac{Q_g}{\beta_g \cdot \gamma \cdot \sigma_a + \sigma_m} \tag{8}$$

gdzie:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}, \quad \sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}, \quad \text{MPa}$$

σ_{max}, σ_{min}, σ_m, σ_a - naprężenia cyklu maksymalne, minimalne, średnie i amplituda naprężeń,

Z_{gj}, Z_{go} - wytrzymałość zmęczeniowa materiału szczęki na zginanie jedno- i dwustronne, MPa (tablica 1),

Q_g - granica plastyczności materiału szczęki, MPa (tablica 1),

$\beta_g = \left[1 + \eta(\alpha_k - 1)\right]\beta_p$ - współczynnik spiętrzenia naprężeń,

η - współczynnik wrażliwości materiału na działanie karbu,

α_k - współczynnik kształtu,

β_p - współczynnik stanu powierzchni.

Współczynniki te przyjęto z wykresów zawartych w pracy [7], $\alpha_k = 1,1$, $\eta = 1,0$, $\gamma = 1,18$, $\beta_p = 2,4$ (przypuszcza się, że jest to wartość zawyżona), $\beta_g = 2,64$.

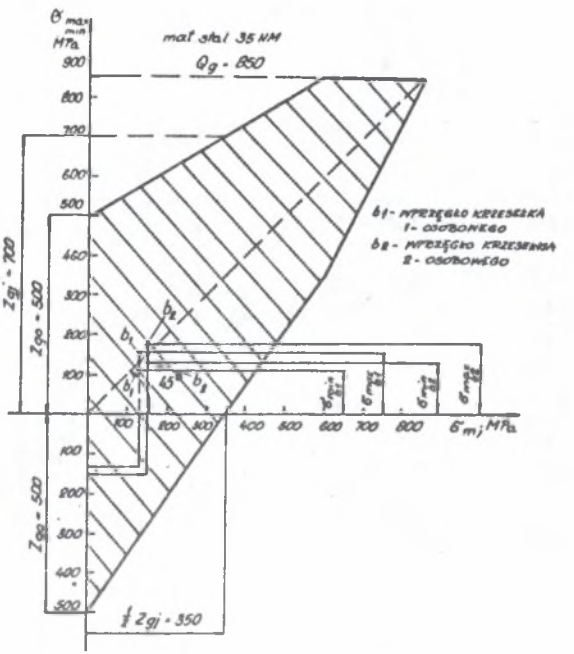
Wyniki obliczeń zestawiono w tablicy 4 i na rys. 8. Z tablicy 4 wynika, że obliczone współczynniki bezpieczeństwa na zmęczenie x_{z1} i x_{z2} są znacznie większe od wartości wymaganej $x_{zw} = 2,59$. Obliczenia wytrzymałości statycznej i zmęczeniowej nowych konstrukcji wprzęgieł krzesełek jedno- i dwuosobowych wykazały wysoką ich wytrzymałość spełniającą z nadmiarem wymogi odpowiednich przepisów.

Tablica 4

Wyniki obliczeń wytrzymałości zmęczeniowej szczęki stałej wprzęgieł krzesełka jednoosobowego i dwuosobowego

P_d - maksymalna siła dociskająca szczęki, P - zmiana pionowego obciążenia wprzęgła z uwzględnieniem współczynnika dynamicznego $\Psi = 3$. Wymagany współczynnik bezpieczeństwa na zmęczenie $x_z = 2,59$

Naprężenia cyklu σ, MPa współczynnik bezpieczeństwa	Krzesełko jednoosobowe	Krzesełko dwuosobowe
	$P_d = 8,15$ kN $P = 1,23$ do $3,69$ kN	$P_d = 14,72$ kN $P = 2,36$ do $7,07$ kN
σ_{max}	146	162,7
σ_{min}	113	129,0
σ_m	129,5	145,8
σ_a	16,5	16,85
x_{z1}	3,19	2,92
x_{z2}	4,7	4,29

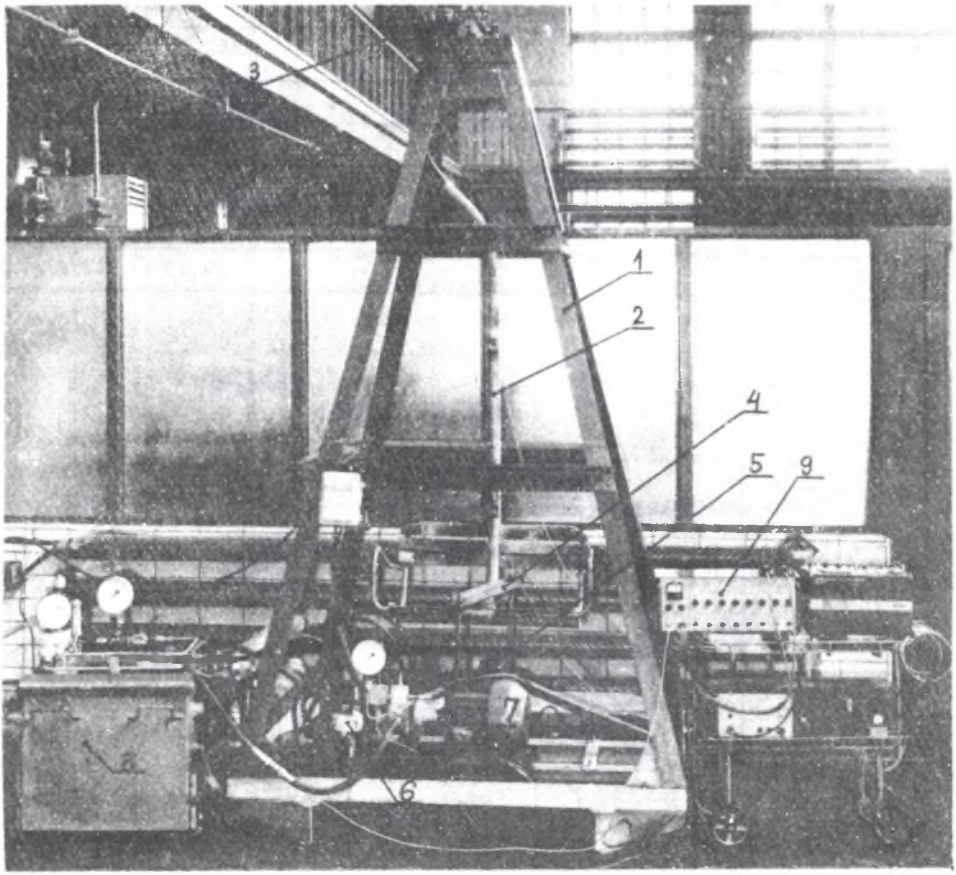


Rys. 8. Wykres zmęczeniowy Smitha dla materiału szczęki stałej wprzęgła stali 35 HM, b_1 - przekrój wprzęgła krzesełka jednoosobowego, b_2 - dwuosobowego

Fig. 8. Smith's fatigue diagram for material of clamp's stationary jaw (steel 35 HM)

4. BADANIA WYTRZYMAŁOŚCIOWE WPRZĘGIEŁ

Badania wytrzymałościowe wprzęgieł obejmowały badania wytrzymałości statycznej i zmęczeniowej. W celu zachowania charakteru obciążeń wprzęgła takich jakie występują podczas jego eksploatacji na kolejce, badania przeprowadzono w specjalnym stanowisku, którego widok przedstawiono na rys. 9.

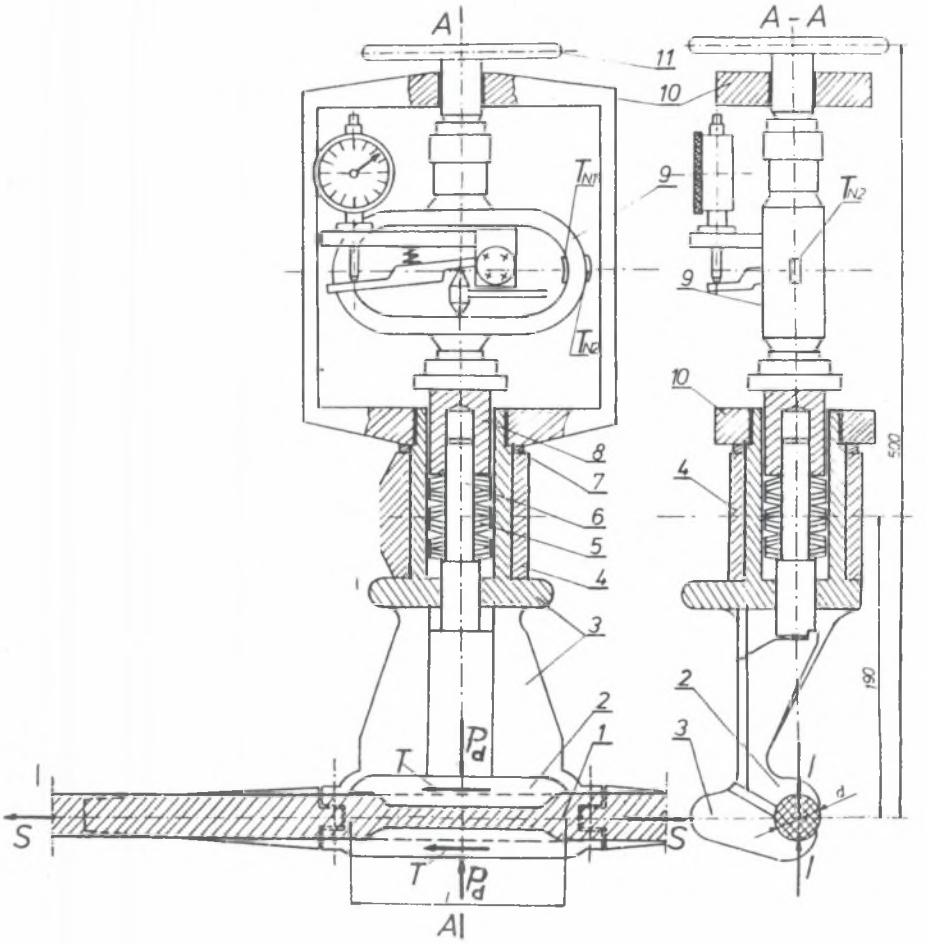


Rys. 9. Widok stanowiska badawczego:

1 - konstrukcja stalowa, 2 - krzesełko, 3 - wprzęgło, 4 - jarzmo ciągnące, 5 - siłownik hydrauliczny (pulsator), 6 - układ hydrauliczny, 7 - silnik, 8 - zbiornik oleju, 9 - aparatura pomiarowo-rejestrująca

Fig. 9. A view of research station:

1 - steel construction, 2 - chair, 3 - clamp, 4 - winding yoke, 5 - servo operator, 6 - hydraulic system, 7 - engine, 8 - oil tank, 9 - measuring equipment



Rys. 10. Przyrząd do pomiaru siły P_d docisku szczęk wprzęgła do liny:
1 - lina, 2 - szczęka ruchoma, 3 - szczęka stała, 4 - głowica zawieszenia krzesełka, 5 - sprężyny talerzykowe, 6 - trzpień, 7 - podkładka, 8 - tuleja dociskająca, 9 - dynamometr pałąkowy, 10 - rama przyrządu, 11 - pokrętło, T_{N1}, T_{N2} - tensometry elektrooporowe

Fig. 10. P_d force - measuring instrument:
1 - rope, 2 - movable jaw, 3 - stationary jaw, 4 - head suspension of chair, 5 - disk springs, 6 - mandrel, 7 - washer, 8 - pressing sleeve, 9 - dynamometer, 10 - frame, 11 - handwheel, TN_1, TN_2 - tensometers

Wprzęgło wraz z krzesełkiem zawieszono w położeniu odpowiadającym na linie w konstrukcji ramowej. Szczęki wprzęgła zaciśnięte były na odcinkach lin odpowiednich średnic. Lina opierała się na górnej płycie konstrukcji.

Obciążenie pionowe wprzęgła realizowano za pomocą cylindra hydraulicznego poprzez siedzisko krzesełka. Krzesełko mogło swobodnie wychylać się w dwu wzajemnie prostopadłych płaszczyznach. Punkt podparcia wprzęgła był podporą sztywną. W celu zachowania osiowości działania obciążenia w połączeniach pomiędzy końcem tłoczyska siłownika a jarzmem ciągnącym oraz pomiędzy jarzmem ciągnącym a siedziskiem zastosowano przeguby kuliste.

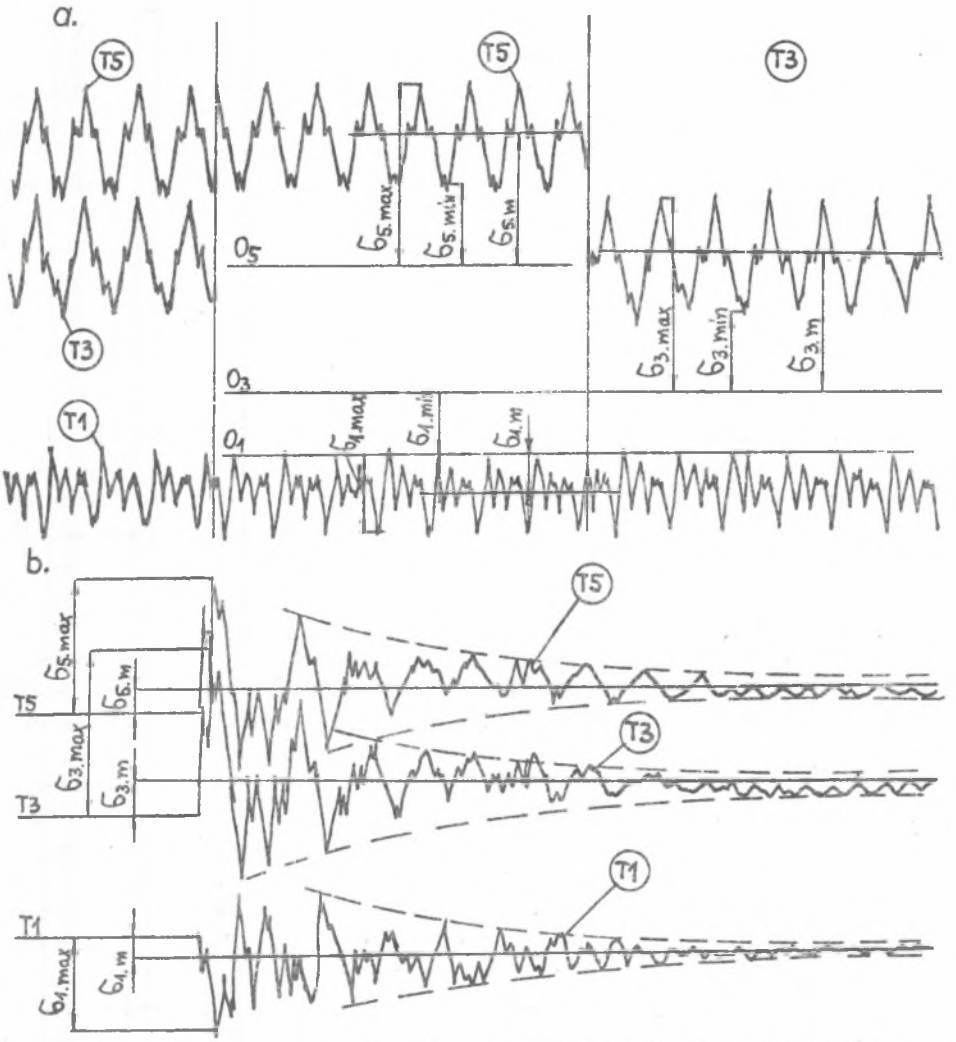
Do pomiaru wielkości siły P_d dociskającej szczęki wprzęgła do liny skonstruowano przyrząd pomiarowy przedstawiony na rys. 10. Na nagwintowaną część cylindryczną szczęki stałej wprzęgła 3 zakręcono ramę stalową przyrządu, w której umieszczono siłomierz pałąkowy 9 z naklejonymi tensometrami elektroporowymi. Siłomierz poprzez tuleję dociskającą 8 oddziaływał na baterię sprężyn talerzykowych 5, które z kolei działały na trzpień 6 dociskający szczękę ruchomą wprzęgło 2 do liny 1. Na wprzęgłach w miejscach poprzednio analizowanych teoretycznie naklejono tensometry elektrooporowe T1 do T5. Tensometr T1 naklejono w punkcie szczęki stałej w przekroju a-a, pary tensometrów T2 i T4 oraz T3 i T5 naklejono od góry i dołu szczęki stałej symetrycznie względem osi podłużnej wprzęgła.

Podczas prób statycznych przeprowadzono badania naprężeń dla dwóch przypadków obciążeń I - przy stałej sile docisku P_d zmieniano obciążenie pionowe wprzęgła (obciążenie siedziska krzesełka), II - dla dwóch wielkości obciążeń krzesełka P zmieniano siłę docisku P_d. W przypadku wprzęgieł krzesełek jednoosobowych w pierwszym wariancie obciążeń siły wynosiły P_d = 10 kN oraz P = 1,23 do 3,87 kN (Q_u = 0,89 - 3,53 kN) a dla dwuosobowych P_d = 14,72 kN i P = 2,36 do 8,64 kN (Q_u = 1,57 - 7,85 kN). W drugim wariancie krzesełka jednoosobowego przy P = 1,23 kN (Q_u=0,89kN) i P=2,11 kN (Q_u=1,77 kN) oraz zmianie P_d =0-10 kN a dla dwuosobowego przy P = 2,36 kN (Q_u=1,57 kN) i P=3,15 kN((Q_u = 2,36 kN) oraz P_d= 11,77-15,7kN.

Obszerne wyniki tych pomiarów przedstawiono w pracach [1,2]. Z pomiarów tych wynika, że pomierzone naprężenia dla wszystkich przypadków są znacznie mniejsze niż obliczone teoretycznie w tych samych mierzonych przekrojach (tablica 2 i 3). Pomierzone naprężenia przy obciążeniach nominalnych (eksploatacyjnych wprzęgieł) są 30-40% mniejsze od wartości obliczonych teoretycznie. Pomiary wykazały, że rozkład naprężeń w punktach pomiarowych ramion szczęki T2 i T4 oraz T3 i T5 jest prawie że symetryczny zarówno dla tensometrów T2 i T3 oraz T4 i T5. Przypuszcza się, że takie różnice pomiędzy naprężeniami pomierzonymi a obliczonymi teoretycznie spowodowane są rzeczywistymi przekrojami szczęki stałej wprzęgła (odkuwka) znacznie większymi od przekroi przyjętych do obliczeń.

Podczas badań zmęczeniowych w przypadku wprzęgieł krzesełek jednoosobowych siła docisku szczęk do liny wynosiła P_d = 8,15 kN, a zmienna siła pionowa działająca na wprzęgło poprzez krzesełko P_{min} = 1,23 kN i P_{max} = 3,69 kN, co odpowiadało obciążeniom pulsatora $P_{p.min}$ = 0,88 kN i $P_{p.max}$ = 3,34 kN, dla wprzęgła krzesełka dwuosobowego P_d = 14,72 kN

oraz P_{min} = 2,35 kN i P_{max} = 7,05 kN co odpowiadało obciążeniom pulsatora $P_{p.min}$ = 1,57 kN i $P_{p.max}$ = 6,3 kN.
Obciążenie wprzęgieł zmieniało się więc podczas badań zmęczeniowych przy uwzględnieniu współczynnika dynamicznego Ψ = 3. Siłownik hydrauliczny pulsatora ciągnął krzesełko od spodu. Częstotliwość zmian obciążeń wynosiła 5 Hz (rys. 11a).



Rys. 11. Przykład oscylogramu zmian naprężeń w punktach pomiarowych szczęki stałej wprzęgła krzesełka dwuosobowego podczas:
a - badań zmęczeniowych, b - próby udarowej

Fig. 11. Oscylogram example of stress changes in measuring points of stationary jaw for two persons chair during:
a - fatigue research, b - surge test

Badano zmęczeniowo 3 wprzęgła dla krzesełek jednoosobowych i dwa wprzęgła dla krzesełek dwuosobowych. Wszystkie 5 sztuk wprzęgieł przeszło pomyślnie badania zmęczeniowe na $5 \cdot 10^6$ cykli zmian obciążeń. Pomierzone naprężenia cyklu zmęczeniowego również były znacznie mniejsze od obliczonych teoretycznie [1,2]. Po badaniach nie stwierdzono żadnych uszkodzeń wprzęgieł.

Przeprowadzono również próby polegające na zrzucaniu na siedzisko krzesełka odpowiedniej masy w przypadku krzesełek jednoosobowych masy $m = 90$ kg, a dwuosobowych masy $m = 170$ kg z wysokości 16 cm. Z otrzymanych oscylogramów (rys. 11b) wyznaczono naprężenia oraz współczynniki dynamiczne wprzęgła. Współczynniki te wynosiły $k_d = 4,0 - 4,7$. Są więc nieco większe od współczynnika przyjętego do badań zmęczeniowych. Ich wielkość spowodowana jest głównie tym, że masa uderzała w siedzisko krzesełka, którego wprzęgło oparte było na podporze sztywnej, podczas gdy w rzeczywistości podczas wsiadania pasażera krzesełko zawieszone jest na sprężystej linie.

5. BADANIA POŚLIZGU WPRZĘGIEŁ

Zgodnie z przepisami siła dociskająca szczęki wprzęgła do liny powinna zapewnić minimum trzykrotny współczynnik bezpieczeństwa przeciw poślizgowi wprzęgła na linie. W praktyce pewność mocowania wprzęgła na linie przed poślizgiem sprawdzana jest w ten sposób, że spód krzesełka ciągniony jest za pomocą dynamometru a wielkość siły dociskającej szczęki wprzęgła do liny określona jest za pomocą klucza dynamometrycznego. Próby takie wykonywane są okresowo na kolejkach.

W obliczeniach teoretycznych do obliczeń poślizgu wprzęgła przyjmuje się odpowiednią wartość współczynnika tarcia szczęk po linie $\mu = 0,13$. Na wielkość współczynnika tarcia wpływ ma wiele czynników między innymi konstrukcja liny, kształt otworu szczęk, stan powierzchni liny itd. stąd w praktyce stosowane jest pojęcie zredukowanego (zastępczego) współczynnika tarcia. Znaczny wpływ na wielkość zredukowanego współczynnika tarcia μ_z ma wpływ kształt rowka szczęk. Wpływ ten spowodowany jest faktem, że suma wszystkich działających sił prostopadłych do powierzchni rowka szczęk może być większa niż podwójnie uwzględniona siła ściskająca 2K. Zredukowany współczynnik tarcia określa zależność $\mu_z = R/2K$, gdzie R - największa siła tarcia w zacisku, K - siła dociskająca. Od współczynnika tarcia μ_u należy odróżniać współczynnik tarcia lokalnego μ_l, który jest stosunkiem sił stycznych i normalnych działających na nieskończenie małej powierzchni styku liny ze szczęką. Kształt rowka szczęk wprzęgła uwzględnia się za pomocą współczynnika k_r.

Skalarna suma P jednostkowych sił normalnych na całej powierzchni styku liny z rowkiem (rys. 12) wynosi:

$$P = \int p.dF = k_r \cdot 2K \qquad (9)$$

gdzie:

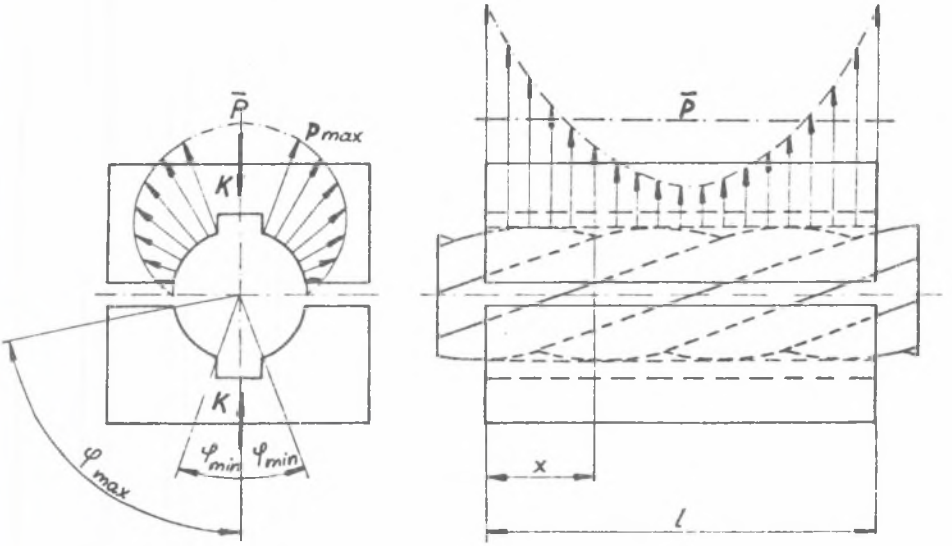
- p - nacisk jednostkowy,
- dF - powierzchnia elementarna,
- k_r - współczynnik kształtu rowka szczęki,
- K - siła ściskająca.

Prawo rozkładu nacisków w cylindrycznej części rowka z podcięciem (rys.12) opisuje zależność $P_{(\varphi)} = p.\cos\varphi$. Po scałkowaniu wzoru (9) otrzymuje się:

$$k_r = \frac{4\,(\sin\varphi_{max} - \sin\varphi_{min})}{\sin 2\,\varphi_{max} - \sin 2\,\varphi_{min} + 2\cdot(\varphi_{max} - \varphi_{min})} \qquad (10)$$

gdzie:

- φ - kąt rozwarcia szczęk.



Rys. 12. Rozkład nacisków pomiędzy liną a podciętym cylindrycznym rowkiem zacisku

Fig. 12. Press distribution between rope and undercut cylindrical groove of clamp

Konstrukcja liny oddziałuje na wielkość współczynnika tarcia μ_z w wyniku powstawania w linie pod wpływem jej rozciągania momentu odkrętnego, który przekazywany jest na szczęki wprzęgła. Jeżeli wprzęgło ślizga się po linie, to w wyniku śrubowego zwioia splotek w linie (rys. 13) elementarna siła tarcia dW skierowana jest pod kątem α do osi liny. Wypadkowy wektor $\vec{W}$ ma składową $\vec{U}$ i $\vec{R}$, przy czym:

$$R = W \cdot \cos\alpha = \frac{W}{\sqrt{1 + tg^2\alpha}} = \frac{W}{\sqrt{1 + \frac{2M}{R \cdot d}^2}} \tag{11}$$

gdzie:

$$tg\alpha = \frac{U}{R}$$

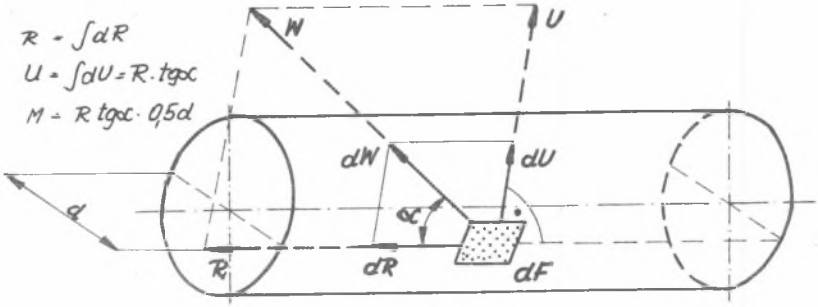
$M = U \cdot 0{,}5d = R \cdot 0{,}5d \cdot tg\alpha$ - moment odkrętny liny,

d - średnica liny,

α - kąt pomiędzy osią liny a kierunkiem ruchu poślizgu.

Na podstawie wzorów (9) i (11) otrzymuje się zależność pomiędzy lokalnym μ_1 a zredukowanym μ_z współczynnikiem tarcia:

$$\mu_1 = \frac{W}{k_r \cdot 2R} = \mu_z \cdot \frac{\sqrt{1 + tg^2\alpha}}{k_r} \quad \text{lub} \quad \mu_z = \mu_1 \frac{k_r}{\sqrt{1 + tg^2\alpha}} \tag{12}$$



Rys. 13. Rozkład sił tarcia pomiędzy liną a rowkiem wprzęgła

Fig. 13. Friction forces distribution between rope and groove of clamp

Ze wzoru (12) wynika, że w celu zwiększenia siły tarcia szczęk wprzęgła na linie należy zwiększyć współczynnik k_r i zmniejszyć $tg\alpha$. Kąt α zależy od konstrukcji liny. Wzrost współczynnika k_r dla rowka okrągłego z podcięciem wykazującego największy współczynnik kształtu k_r ograniczony jest dopuszczalnym naciskiem szczęk na linię, który gwałtownie wzrasta ze wzrostem szerokości podcięcia. Krajowe wprzęgła posiadają rowki półokrągłe bez podcięcia.

W celu sprawdzenia warunków granicznych poślizgu wprzęgła na linie (wielkości zredukowanego współczynnika tarcia) przeprowadzono próby przesuwania wprzęgła krzesełka dwuosobowego po linie przeciwzwitej o średnicy 28 mm. Widok stanowiska do badań przedstawiono na rys. 14. Wprzęgło 3 przesuwano po linie 2 rozciąganej siłą 30 kN za pomocą cylindra hydraulicznego 5. Siłę przesuwającą mierzono za pomocą ciśnienia lub tensometrycznie, siłę dociskającą szczęki wprzęgła do liny określano za pomocą klucza dynamometrycznego 7 lub za pomocą dynamometru pałąkowego 6.

W zależności od zastosowanych sposobów pomiarów siły ściskającej uzyskano różne wartości współczynnika tarcia. Mniejsze wartości zarazem dokładniejsze uzyskano przy stosowaniu dynamometru pałąkowego 6, (wykorzystano urządzenie do pomiaru siły ściskającej szczęki przedstawione na rys. 10). Siłę ściskającą K zmieniano od 2,62 do 11,4 kN co 1 kN. Otrzymany zredukowany współczynnik tarcia wynosił μ_z = 0,2 - 0,23, czyli znacznie więcej od wartości 0,13 przyjmowanej do obliczeń. Podczas badań sposób przyłożenia siły przesuwającej wprzęgło R był podobny do tego jaki stosuje się podczas prób na kolejkach. Siła R działa na pewnym ramieniu l, który był odległością pomiędzy osią liny a osią przyłożenia siły przesuwającej przez co powstawał pewien moment zginający linę, który niewątpliwie wpłynął na otrzymane duże wartości współczynnika tarcia μ_z.

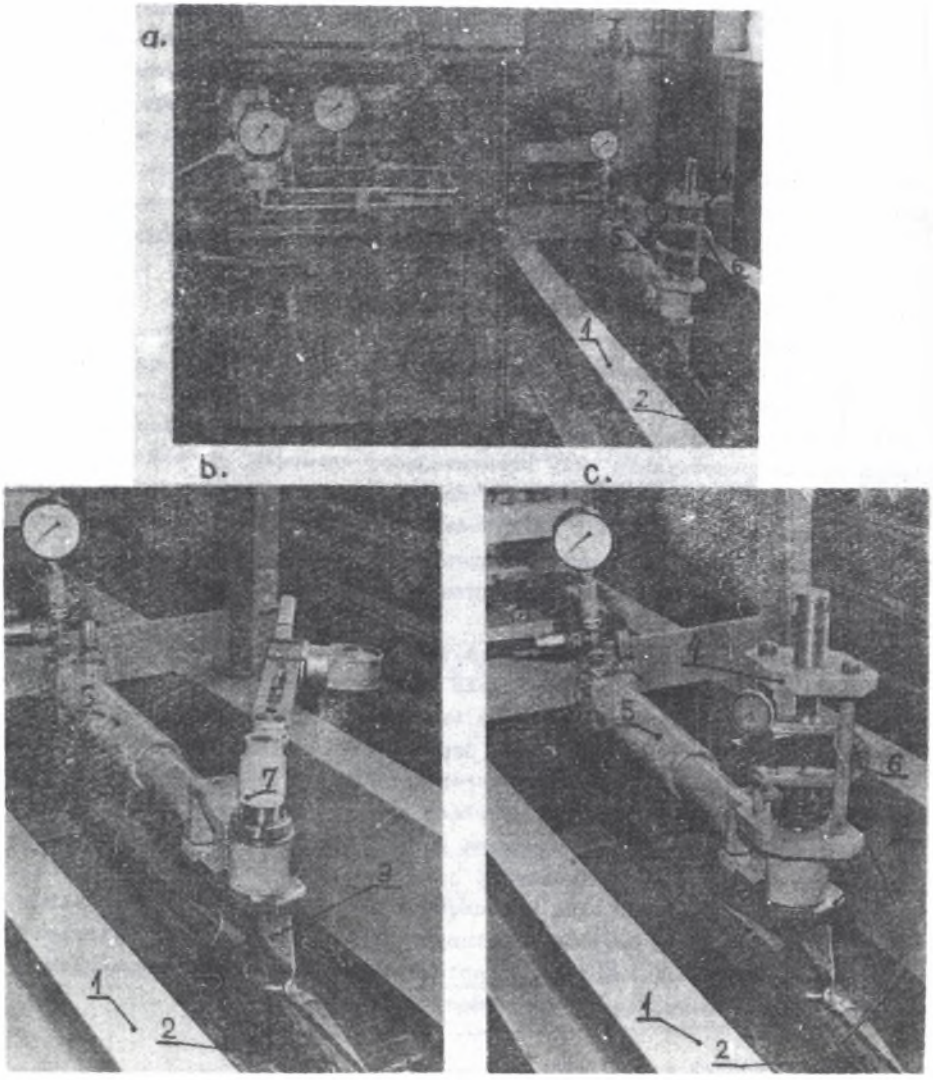
Według badań szwajcarskich przedstawionych w pracy [10] dla zacisków z rowkami półokrągłymi bez podcięcia otrzymano μ_z = 0,17. Badania przeprowadzone w podobny sposób, z tym że siła przesuwająca szczęki zacisku działa symetrycznie z dwu jego stron (dwa cylindry hydrauliczne przesuwające szczęki) po obu stronach rozciąganej liny, przez co wyeliminowano moment zginający linę wywołany jednym cylindrem.

Badania wykazały, że przyjmowaną do obliczeń wartości współczynnika tarcia μ = 0,13 należy traktować jako wartość współczynnika tarcia lokalnego μ_1 pomiędzy liną a szczękami wprzęgła. Badania wykazały również, że rzeczywista wartość współczynnika pewności przed poślizgiem (n) wprzęgła po linie dla obciążeń eksploatacyjnych wprzęgieł krzesełek jedno- i dwuosobowych jest większa od 3 i wynosi 5-6,5.

6. BADANIA CHARAKTERYSTYK SPRĘŻYN TALERZYKOWYCH

Elementem wywołującym siłę docisku szczęk wprzęgła do liny są sprężyny talerzykowe. Obliczenia zależności siły P pojedynczej sprężyny talerzykowej od jej ugięcia f przeprowadzono według wzoru [4]:

$$P = \frac{4E}{1-\nu^2} \cdot \frac{s^4}{\alpha_1 \cdot D_z^2} \frac{f}{s} \left[\left(\frac{h}{s} - \frac{f}{s}\right)\left(\frac{h}{s} - \frac{f}{2s}\right) + 1\right], \text{ kN} \qquad (13)$$



Rys. 14. Widoki stanowiska do badań poślizgu wprzęgła na linie:

1 - rama zrywarki,,2 - lina, 3 - wprzęgło, 4 - przyrząd do pomiaru siły dociskającej P_d, 5 - cylinder hydrauliczny, 6 - dynamometr pałąkowy z tensometrami, 7 - klucz dynamometryczny, 8 - pompa hydrauliczna ze zbiornikiem oleju

Fig. 14. A view of station to research slip of clamp on rope:

1 - frame, 2 - rope, 3 - clamp, 4 - measuring instrument for pressure force P_d, 5 - hydraulic cylinder, 6 - dynamometer with tensometers, 7 - dynamometric key, 8 - hydraulic pomp with oil tank

gdzie:

E - moduł sprężystości materiału sprężyny,

ν - współczynnik Poissone'a,

f - ugięcie sprężyny,

s - grubość sprężyny,

D_z - średnica zewnętrzna sprężyny,

D_w - średnica wewnętrzna sprężyny,

α_i - współczynnik zależny od $\frac{D_z}{D_w}$ dobierany z tablic.

$$\frac{4E}{1-\nu^2} = 923000 \text{ MPa} \quad \text{dla} \quad E = 210000 \text{ MPa} \quad \text{oraz} \quad \nu = 0{,}3.$$

Rzeczywistą siłę pakietu sprężyn talerzykowych z uwzględnieniem sił tarcia oblicza się z zależności:

$$P_{o.t} = P\,(1 \pm w \cdot n) \tag{14}$$

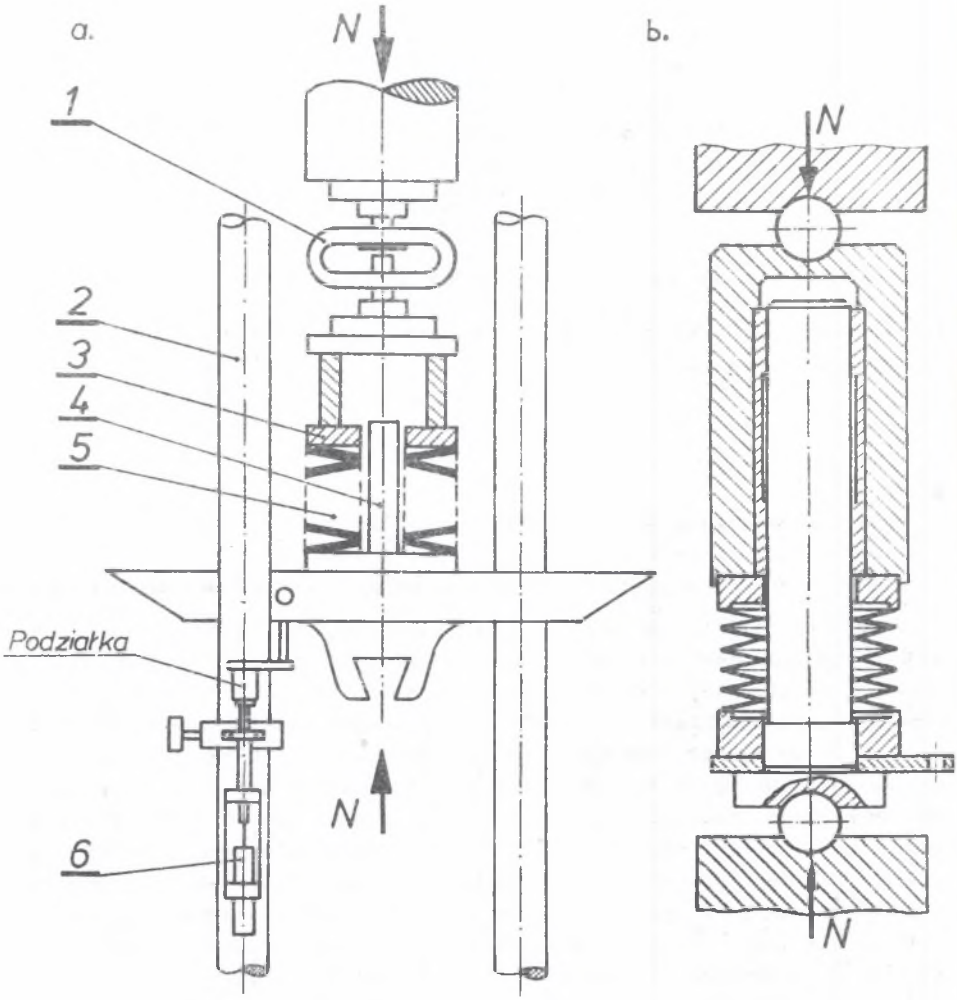
gdzie:

P - siła obliczona wg wzoru (13)

n - liczba sprężyn w baterii

$w = 0{,}02-0{,}05$ - współczynnik uwzględniający tarcie dla jednej sprężyny.

W celu określenia przydatności krajowych sprężyn talerzykowych przeprowadzono badania ich charakterystyk. Do tego celu wykonano przyrządy przedstawione na rys. 15, a widok jednego z nich na rys. 16. Na rys. 17 i 18 przedstawiono przykładowo charakterystyki sprężyn talerzykowych przeznaczonych do wprzęgieł krzesełek dwuosobowych wykonanych ze stali chromowo-wanadowej 50 HF wg PN-74/H-84032. Z rys. 17 i 18a wynika, że nie zawsze charakterystyki pomierzone odpowiadają obliczonym teoretycznie. Wykresy teoretyczne powinny przebiegać przez środek pętel histerezy. Kontrola wymiarów 30 sztuk sprężyn talerzykowych wykazała, że najczęściej niedotrzymanym wymiarem jest wysokość i grubość sprężyny. Powierzchnie sprężyn nie były gładkie, co niewątpliwie wpływało na różnice w charakterystykach poszczególnych sprężyn. W przypadku charakterystyki całej baterii 24 sprężyn (rys. 18) ułożonych tak jak we wprzęgle otrzymano największą zgodnością charakterystyki teoretycznej i pomierzonej. Przypuszczalnie suma błędów w wykonawstwie poszczególnych sprężyn wyrównała się. Z rys. 18 wynika, że sprężyny mogą być stosowane we wprzęgłach.



Rys. 15. Przyrządy do badań charakterystyk sprężyn talerzykowych:

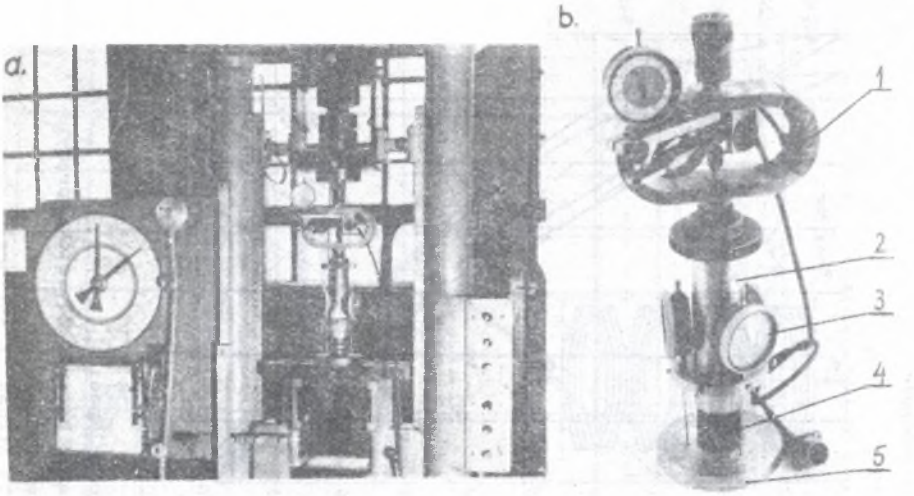
a - przyrząd bez przegubów kulowych, b - z przegubami kulowymi:

1 - dynamometr pałąkowy, 2 - słupy maszyny wytrzymałościowej, 3 - tuleja dociskająca, 4 - podstawa z trzpieniem, 5 - sprężyny talerzykowe, 6 - liniał z czujnikiem indukcyjnym lub zegarowym

Fig. 15. Measurement equipment for research the characteristics of disk springs:

a - equipment without ball joint, b - with ball joint:

1 - dynamometer, 2 - post of strength machine, 3 - pressing sleeve, 4 - pedestal with mandrel, 5 - disk springs, 6 - rule with induction or clock indicator



Rys. 16. Widok:
a - przyrządu pomiarowego w maszynie wytrzymałościowej, b - przyrządu:
1 - dynamometr pałąkowy, 2 - tuleja dociskająca, 3 - czujniki zegarowe, 4 - sprężyny talerzykowe, 5 - podstawa z trzpieniem

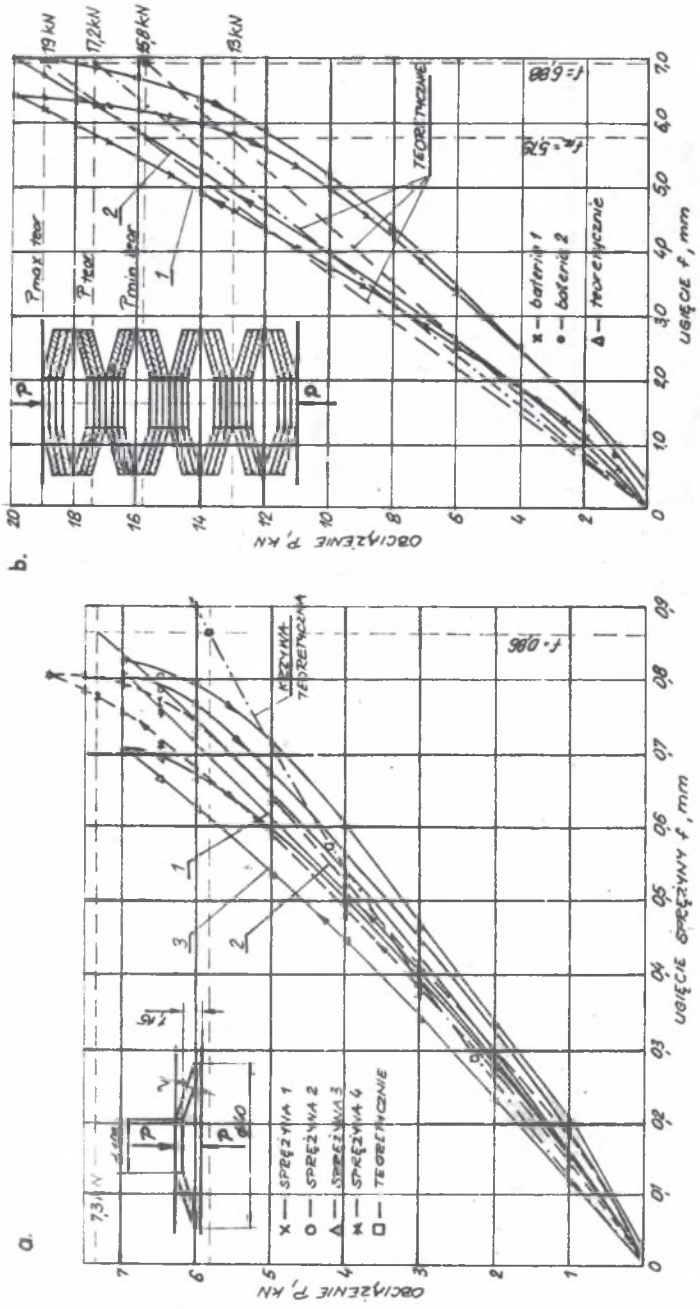
Fig. 16. A view of:
a - measuring instrument in strength machine, b - instrument:
1 - dynamometer, 2 - pressing sleeve, 3 - clock indicators, 4 - disk springs, 5 - pedestal with mandrel

7. WNIOSKI

1. Z przeprowadzonej analizy teoretycznej wytrzymałości statycznej i zmęczeniowej wynika, że nowe wprzęgła konstrukcji krajowej wykonane ze stali 35 HM a przeznaczone do krzesełek jedno- i dwuosobowych cechują się wysoką wytrzymałością i spełniają wymagania przepisów dotyczących pasażerskich kolejek linowych.

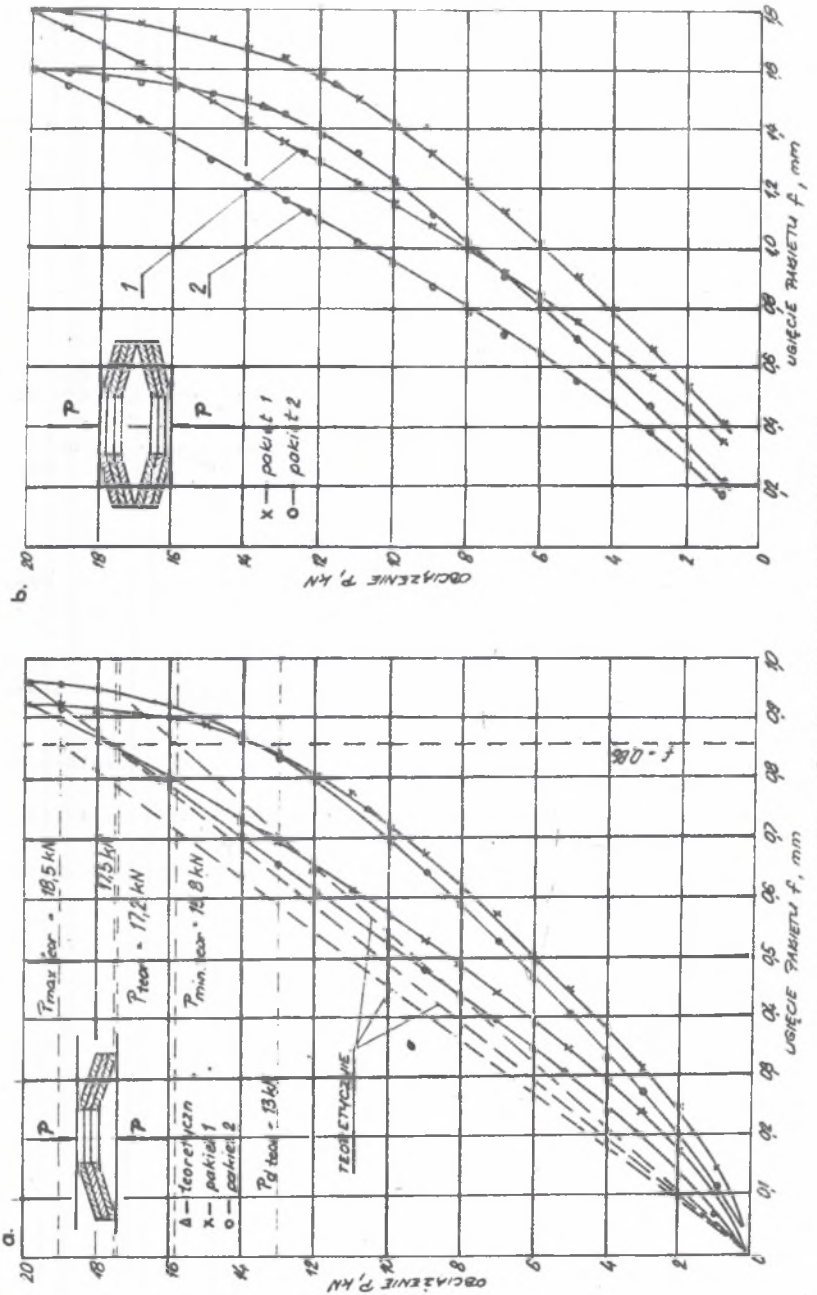
2. Badania zmęczeniowe wprzęgieł na $5 \cdot 10^6$, cykli zmian obciążeń przy uwzględnieniu współczynnika dynamicznego $\Psi = 3$ wykazały, że wszystkie badane egzemplarze wprzęgieł przeszły pomyślnie te próby. Po badaniach nie stwierdzono żadnych uszkodzeń.

3. Pomierzone naprężenia w analizowanych przekrojach szczęki stałej wprzęgła podczas badań wytrzymałościowych statycznych i zmęczeniowych były mniejsze od obliczonych teoretycznie.



Rys. 17. Charakterystyki mechaniczne:
a - pojedynczej sprężyny talerzykowej, b - całej baterii 24 sztuk sprężyn

Fig. 17. Mechanical characteristics:
a - one disk spring, b - all battery (24 pieces of springs)



Rys. 18. Charakterystyki mechaniczne:
a – trzech sprężyn talerzykowych, b – pakietu 6 sztuk sprężyn

Fig. 18. Mechanical characteristics:
a – three disk springs, b – six disk springs

4. Badania stanowiskowe poślizgu wprzęgła na linie wykazały, że rzeczywisty współczynnik pewności wprzęgła przed poślizgiem na linie jest większy od wartości wymaganej przez przepisy 3 i wynosi 5÷6,5. Pomierzony zredukowany współczynnik tarcia wynosił $\mu_z = 0,2 - 0,23$ i był większy od przyjmowanego od obliczeń $\mu = 0,13$.

5. Badania charakterystyk baterii sprężyn talerzykowych wykazały, ich przydatność do wprzęgieł. Z badań charakterystyk pojedynczych sprężyn talerzykowych i z pomiarów ich wymiarów geometryczych wynika, jednak że należy zwiększyć wymagania co do jakości tych sprężyn.

LITERATURA

[1] Carbogno A. z zespołem: Badania zmęczeniowe prototypowych krzesełek dwuosobowych dla kolei linowych. Centrum Postępu Technicznego SIMP, Rydzyna 1987.

[2] Carbogno A. z zespołem: Badania wytrzymałościowe prototypowych wprzęgieł jednoosobowych krzesełek na wyciąg krzesełkowy KL-Karpacz, Centrum Postępu Technicznego SIMP. Rydzyna 1989.

[3] Czitary E.: Seilschwebebahnen. Springer - Verlag. Wien 1962.

[4] Das Teller-Federn Handbuch. Katalog firmy Mubea, Attendorn 1967.

[5] Folwarczny B., Markusik S., Spałek J.: Podstawy konstrukcji maszyn. Pomoce projektowe. Politechnika Śląska. Skrypt Nr 757/33. Gliwice 1977.

[6] Jakubowicz A., Orłoś Z.: Wytrzymałość materiałów. WNT, Warszawa 1984.

[7] Niezgodziński M.E., Niezgodziński T.: Obliczenia zmęczeniowe elementów maszyn. PWN, Warszawa 1973.

[8] Przepisy austriackie: Bedingenisse für den Bau und Betrieb von Seilforderanlagen zur Personenbeforderung, III Teil Kleinselbahnen (Einsesellifte) SBB/L. Austria 1957.

[9] Przepisy techniczne WL-36 o utrzymaniu i eksploatacji kolei linowych. Ministerstwo Komunikacji, Warszawa 1974.

[10] Roth M.: Coefficient of Friction Between Rope and Clip. Internationale Seilbahn - Rundschau 1973 Heft 3.

Recenzent: Doc. dr inż. Karol Reich

Wpłynęło do Redakcji w styczniu 1990

ИССЛЕДОВАНИЯ ЗАЖИМОВ КРЕСЕЛ ПАССАЖИРСКИХ
ПОДВЕСНЫХ КАНАТНЫХ ДОРОГ

Р е з ю м е

В работе приводится разитие конструкций зажимов пассажирских подвесных канатных дорог с одно- и двухместными креслами применяемых в стране. Указаны преимущества и недостатки конструкций зажимов. Выполнено анализ статической и усталостной прочности зажинов. Даётся эскиз испытательного стенга для усталостных исследований зажимов и кресел, а также методы исследования. Приводится конструкцию прибора для измерения силы нажатия колодок зажима к стальному канату. Представлено метод и результаты исследований скольжения зажима по канате, а также даётся эскиз приборов для исследования механических характеристик тарельчатых пружин и результаты исследований. Все работы выполнено в кафедре Механизации горной промышленности Силезского политехнического института.

THE RESEARCH OF CHAIR CLAMPS
IN CHAIRS LIFTS

S u m m a r y

A new or modernizated mountains chairs lifts were put into commision in the last years. One of the important part of passenger chair in chairs lift is a clamp, which connecting suspension of chair with a hoisting - pull rope. In this article we show construction development - clamps in one and two persons chairs in our country, the analysis of fatigue and statical strength, methods and results of research which were made in Mining Mechanization Institute of Silesian Technical University (MMISTU). We show a way and results of research the slip of clampin rope and characteristics of disk springs.