ZESZYTY NAUKOWE POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ 1985

Seria: GÓRNICTWO z. 137 Nr kol. 838

Alfred CARBOGNO

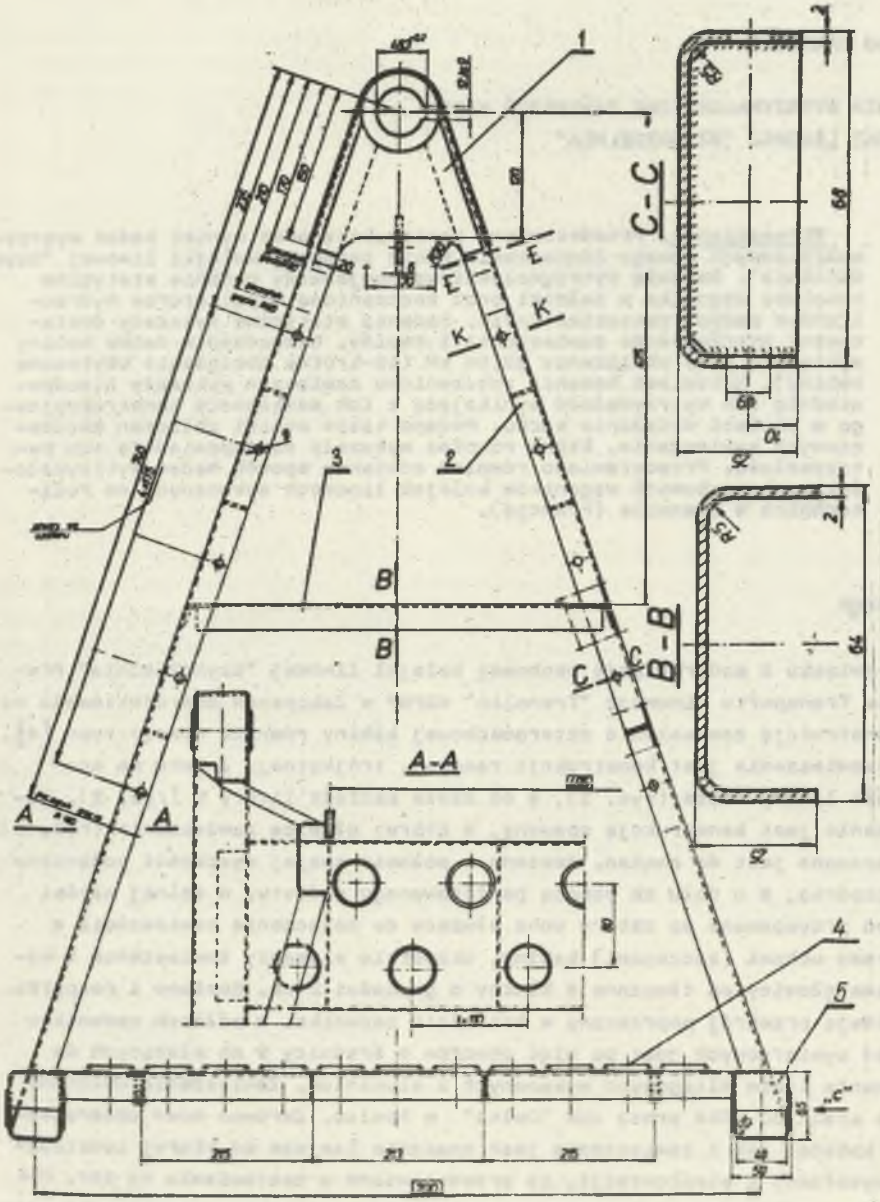
BADANIA WYTRZYMAŁOŚCIOWE ZAWIESZEŃ KABIN KOLEJKI LINOWEJ "SZYNDZIELNIA"

Streszczenie. Przedstawiono konstrukcję oraz wyniki badań wytrzymałościowych nowego zawieszenia kabin osobowej kolejki linowej "Szyndzielnia". Badania wytrzymałościowe obejmowały badania statyczne kompletu wagonika w całości oraz zmęczeniowe w pulsatorze hydraulicznym samych zawieszeń kabin. Badania statyczne wykazały dostateczną wytrzymałość zawieszenia i kabiny. Uszkodzenie dachu kabiny wystąpiło przy obciążeniu 59,84 kN (19-krotne obciążenie użyteczne kabiny). Natomiast badania zmęczeniowe zawieszeń wykazały nieodpowiednią ich wytrzymałość wynikającą z ich mankamentu konstrukcyjnego w postaci działania karbu. Podano także wyniki obliczeń zmęczeniowych zawieszenia, które również wykazały nieodpowiednią ich wytrzymałość. Przedstawiono również odmienny sposób badań wytrzymałościowych osobowych wagoników kolejek linowych wykonanych na Politechnice w Grenoble (Francja).

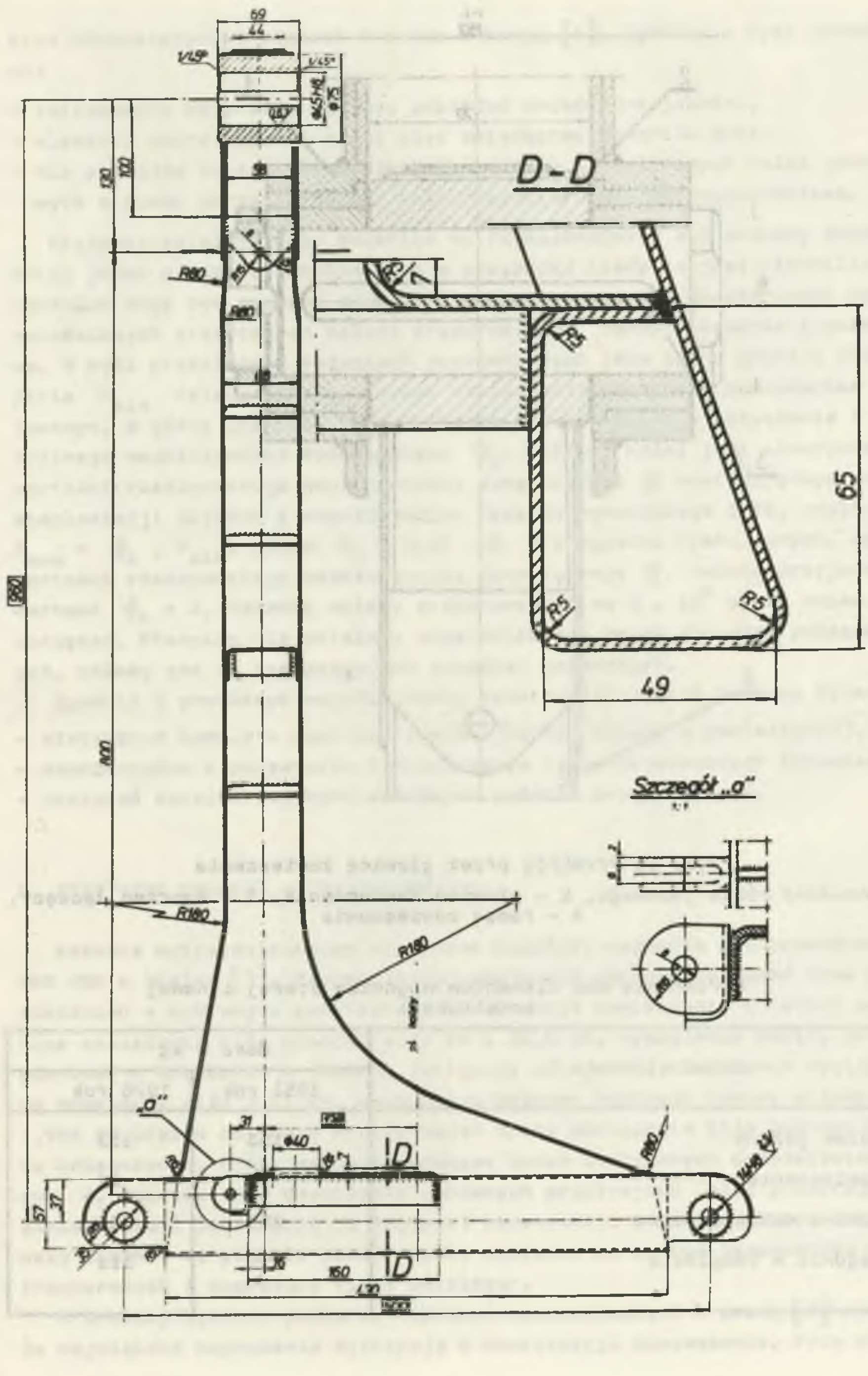
1. WSTĘP

W związku z modernizacją osobowej kolejki linowej "Szyndzielnia" Pracownia Transportu Linowego "Translin" KBPBP w Zakopanem zaprojektowała nową konstrukcję zawieszenia czteroosobowej kabiny również nowego typu [4]. Nowe zawieszenie jest konstrukcji ramowej, trójkątnej. Z boku ma ono kształt litery delta (rys. 1), a od czoła kształt litery L (rys. 2). Zawieszenie jest konstrukcją spawaną, w której głowica zawieszenia (rys. 3) przyspawana jest do ramion. Ramiona w połowie swojej wysokości połączone są rozpórką, a u dołu za pomocą perforowanego podestu. W dolnej części ramion przyspawane są cztery ucha służące do połączenia zawieszenia z czterema uchami (zaczepami) kabiny. Wszystkie elementy zawieszenia z wyjątkiem głowicy są tłoczone z blachy o grubości 2 mm. Ramiona i rozpórka posiadają przekrój poprzeczny w kształcie ceownika. W półkach ceowników ramion wywierconych jest po pięć otworów o średnicy 9 mm służących do mocowania listw ślizgowych wykonanych z aluminium. Zawieszenia wykonane są ze stali 30 HGSA przez WSK "Delta" w Mielcu. Zarówno nowa czteroosobowa kabina, jak i zawieszenie jest znacznie lżejsze od starej konstrukcji wycofanej z eksploatacji, co przedstawiono w zestawieniu na str. 204

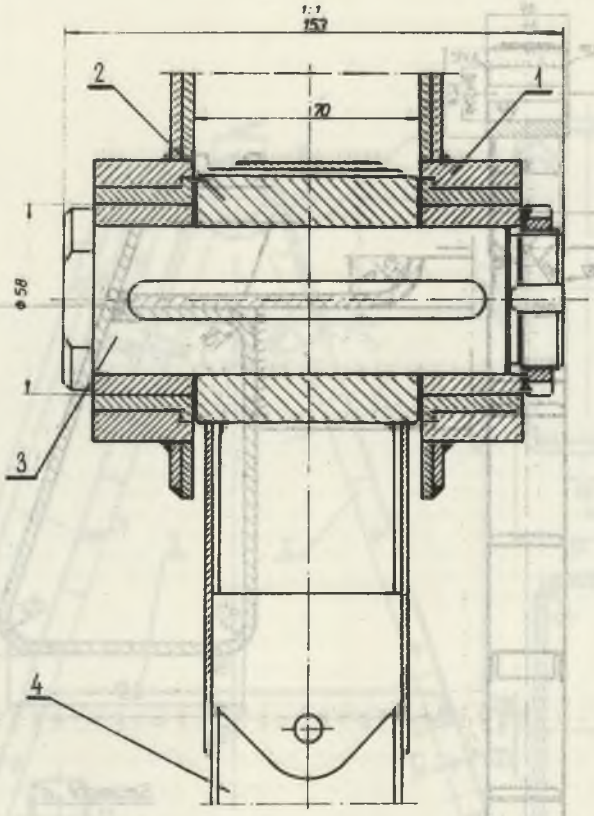
Dopuszczenie do eksploatacji nowej konstrukcji kabiny, zawieszania czy wózka jezdnego wymaga przeprowadzenia odpowiednich badań wytrzymałościowych statycznych i dynamicznych. Warunki i sposób badań określają zalecenia dla kolei linowych SBB76/20 i SBB76/60 zawarte w przepisach austriac-



Rys. 1. Konstrukcja zawieszenia wagonika kolejki linowej "Szyndzielnia" (widok z boku)
1 - głowica, 2 - ramiona, 3 - rozpórka, 4 - podest, 5 - ucha



Rys. 2. Konstrukcja zawieszenia wagonika kolejki linowej "Szyndzielnia" (widok od czoła)



Rys. 3. Przekrój przez głowicę zawieszenia
1 - obudowa wózka jezdnego, 2 - głowica zawieszenia, 3 - sworzeń łączący, 4 - ramię zawieszenia

Porównanie mas elementów wagonika starej i nowej konstrukcji

Nazwa elementu	Masa w kg	
	1953 rok	1978 rok
Wózek jezdny	153	153
Zawieszenie	51	22
Kabina czteroosobowa	255	136
Wagonik w komplecie	459	311

kich obowiązujących również i u nas w kraju [8]. Zgodnie z tymi przepisami:

- zastosowane materiały powinny posiadać świadectwa jakości,
- elementy nośne spawane muszą mieć świadectwa kontroli spoin,
- dla pojazdów kolejek krzesełkowych, jedno- i dwulinowych kolei gondolowych o ruchu okrężnym należy przeprowadzić próby wytrzymałościowe.

Przepisy zalecają, aby badaniom wytrzymałościowym był poddany przynajmniej jeden pojazd w komplecie, a w przypadku kiedy to jest niemożliwe, badaniom mogą być poddane oddzielne elementy pojazdu. Oprócz badań wytrzymałościowych statycznych należy przeprowadzić również badania zmęczeniowe. W myśl przepisów w badaniach zmęczeniowych jako dolną granicę obciążenia P_{min} należy przyjąć ciężar własny pojazdu wraz z obciążeniem użytecznym, a górną granicę P_{max} określa iloczyn dolnego obciążenia i kontrolnego współczynnika dynamicznego ψ_k, który z kolei jest iloczynem wartości rzeczywistego współczynnika dynamicznego ψ występującego podczas eksploatacji pojazdu i współczynnika rezerwy wynoszącego 1,25, czyli $P_{max} = \psi_k \cdot P_{min}$, gdzie $\psi_k = 1{,}25 \cdot \psi$. W przypadku braku danych, co do wartości rzeczywistego współczynnika dynamicznego ψ, należy przyjmować wartość $\psi_k = 3$. Badania należy przeprowadzić na $5 \cdot 10^6$ cykli zmian obciążeń. Przepisy nie ustalają częstotliwości zmian obciążeń podczas badań, zależy ona od zastosowanych urządzeń badawczych.

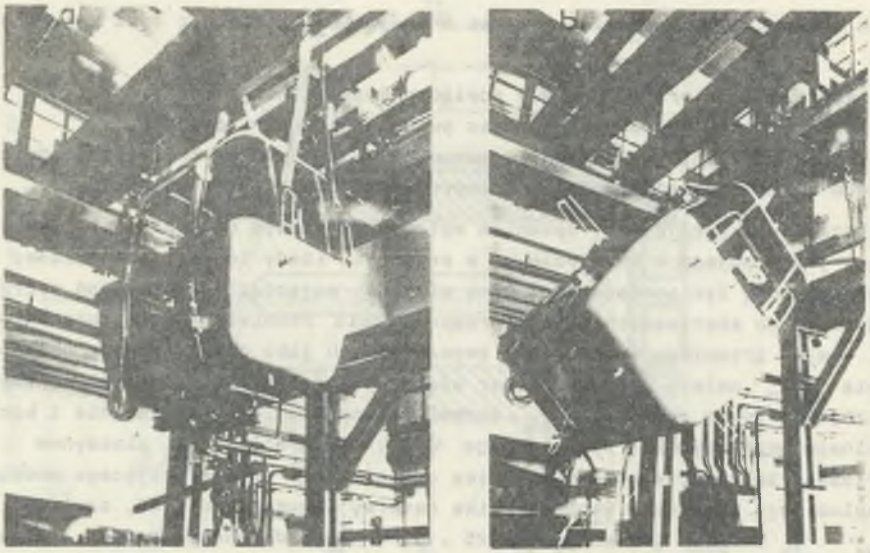
Zgodnie z powyższym wagonik nowej konstrukcji został poddany badaniom:

- statycznym kompletu wagonika (wózek jezdny, kabina i zawieszenie),
- zmęczeniowym w pulsatorze hydraulicznym tylko pojedynczych zawieszeń,
- obciążeń eksploatacyjnych zawieszeń podczas pracy kolejki.

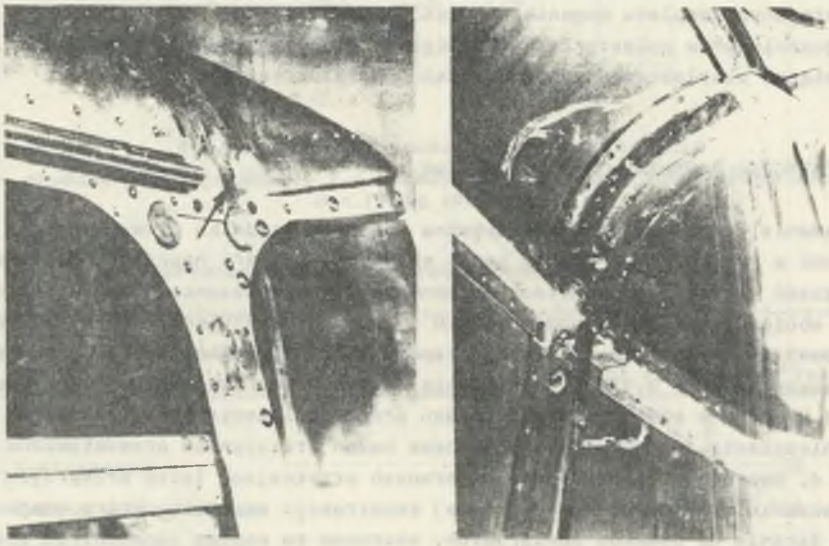
2. STATYCZNE BADANIA WYTRZYMAŁOŚCIOWE

Badania wytrzymałościowe statyczne kompletu wagonika przeprowadzono w OBR WSK w Mielcu [7]. Program badań obejmował pomiary naprężeń oraz przemieszczeń w wybranych punktach na konstrukcji zawieszenia i kabiny podczas obciążania siłą pionową 4,17 kN i 28,6 kN, wychylenie kabiny od osi pionowej i uderzenie w element zastępczy odbojnicy, obciążenie wysięgnika do ewakuacji siłą 9,81 kN, obciążenie ścianek bocznych kabiny siłami po 1,964 kN oraz w końcowym etapie badań próbę obciążenia siłą pionową aż do zniszczenia. Widok wagonika podczas badań statycznych przedstawiono na rys. 4. Naprężenia w dwudziestu wybranych przekrojach (pięć przekrojów na zawieszeniu i piętnaście na kabinie) konstrukcji wagonika, które obejmowały łącznie 41 punktów pomiarowych, mierzono za pomocą tensometrów elektrooporowych i aparatury firmy Hottinger.

Z analizy wyników pomiarów naprężeń zamieszczonych w pracy [7] wynika, że największe naprężenia występują w konstrukcji zawieszenia. Przy obcią-



Rys. 4. Widok wagonika w stanowisku badawczym podczas a - próby statycznej do zniszczenia, b - próby uderzenia w przegrodę wychylonego wagonika od pionu o kąt 0,6981 rad (40°)



Rys. 5. Widok: a - deformacji pokrycia kabiny, b - uszkodzonego wręgu kabiny

żeniu kabiny siłą P_{p1} = 4,17 kN, odpowiadającą obciążeniu zastępczemu czterech pasażerów i ratownika, maksymalne naprężenia rozciągające w przekroju E-E na rys. 1 wynosiły 17,7 MPa, w przekroju C-C 38,9 MPa, a w przekroju L-L na rys. 2 tylko 5 MPa. Przy obciążeniu kabiny siłą P_{p2} = 28,6 kN (około siedmiokrotne obciążenie P_{p1}) odpowiednio w tych samych przekrojach naprężenia wynosiły w E-E 212 MPa, C-C 253 MPa i L-L 53,5 MPa. Po zakończeniu powyższych prób nie stwierdzono uszkodzenia konstrukcji wagonika. W próbie symulującej uderzenia boczne zawieszenia nieobciążony wagonik wychylono od pionu o kąt 0,6981 rad (40°) i swobodnie puszczono tak, że zawieszenie uderzyło w element stalowy symulujący prowadnicę na kolejce (rys. 4b). Po zdemontowaniu zawieszenia stwierdzono jego trwałe ugięcie o 18 mm. Również próby obejmujące obciążenie wysięgnika do ewakuacji i obciążenie prostopadłe ścian bocznych kabiny wykazały dostateczną wytrzymałość konstrukcji. Podczas próby niszczącej wagonika przy obciążeniu 59,84 kN wystąpiło widoczne odkształcenie konstrukcji kabiny w górnej części ścian bocznych nad oknami, a przy sile 62,94 kN nastąpił dalszy wzrost odkształcenia kabiny. Po odciążeniu wagonika kontrola wykazała zniszczenie wręgu kabiny, pęknięcie szyby oraz deformacje pokrycia dachu kabiny (rys. 5). Przeprowadzone badania wykazały wystarczającą wytrzymałość statyczną wagonika [7].

3. BADANIA ZMĘCZENIOWE ZAWIESZEŃ

W przypadku badanego zawieszenia zakres zmian obciążenia rozciągającego podczas badań zmęczeniowych wynosił:

$$P_{min} = Q_u + Q_w = 4 \cdot Q_{1u} + Q_w = 4{,}81 \text{ kN}$$
$$P_{max} = 1{,}25 \cdot \psi \cdot P_{min} = 15{,}27 \text{ kN} \qquad (1)$$

gdzie:

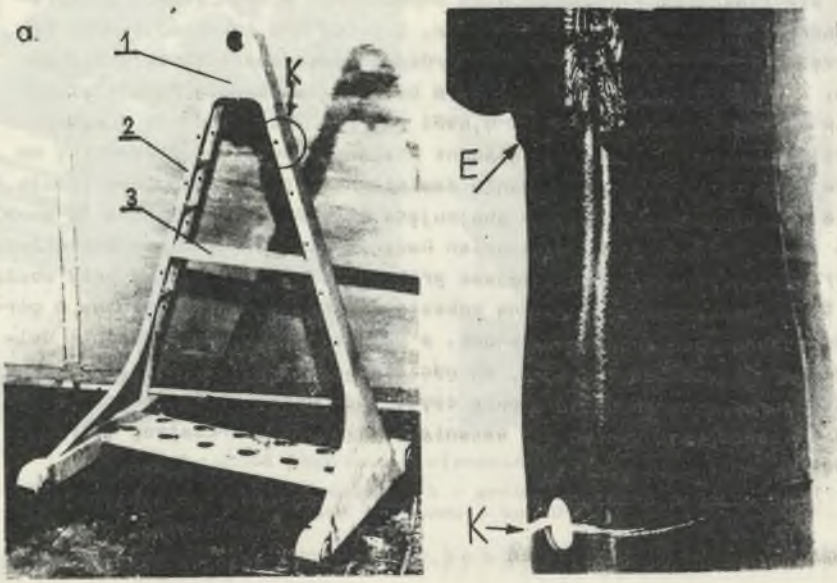
Q_{1u} = 0,785 kN - ciężar użyteczny jednej osoby,

Q_w = 1,67 kN - łączny ciężar własny kabiny z zawieszeniem według dokumentacji,

ψ = 2,54 - współczynnik dynamiczny wyznaczony na kolejce [3].

Badania przeprowadzono na zainstalowanej w OLB Dozoru Technicznego w Mysłowicach-Brzezince maszynie wytrzymałościowej typu UPDh-100/50 z pulsatorem hydraulicznym PU-900 wyposażonym w aparaturę cyfrową do symulowania obciążeń techniką cyfrową systemu MHED. Maksymalny rozstaw uchwytów w tej maszynie wynosi 2,5 m. Częstotliwość zmian obciążeń podczas badań wynosiła f = 8,3 Hz [3]. Pierwsze zawieszenie uległo uszkodzeniu po 340700 cyklach pracy pulsatora. Po 306000 cykli zauważono początek pęknięcia w prze-

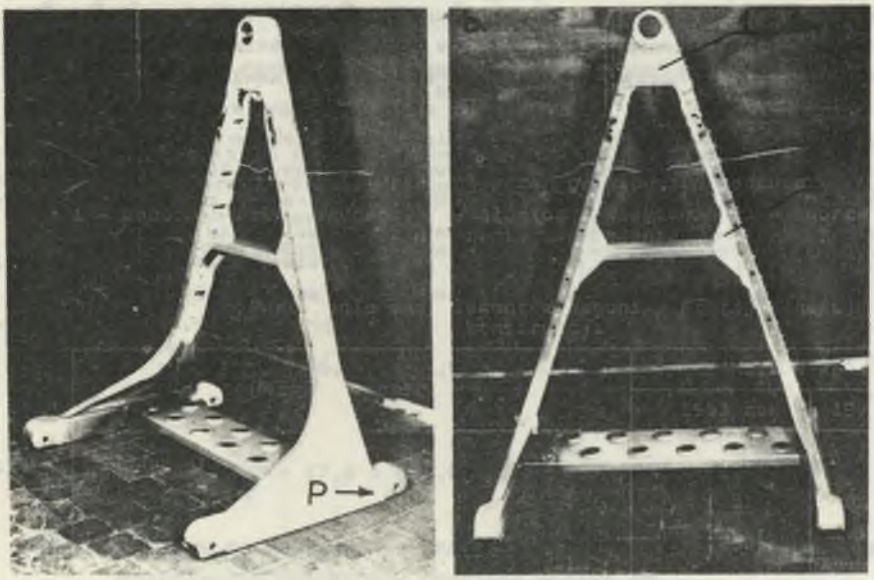
kroju ramienia zawieszenia przez górny otwór służący do mocowania listew ślizgowych (rys. 6). Uzyskana liczba cykli zmęczeniowych do zniszczenia konstrukcji zdecydowanie odbiegała od granicznej liczby cykli wynoszącej



Rys. 6. Widok zawieszenia w całości
E - przekrój spawany, K - przekrój pęknięty podczas badań zmęczeniowych; 1 - głowica, 2 - ramię, 3 - rozpórka, 4 - ucho

w badaniach porównawczych $5 \cdot 10^6$. Wynik tej próby wskazywał, że konstrukcja zawieszenia nie spełniała wymagań odnośnie do wytrzymałości zmęczeniowej. W świetle negatywnych wyników badań zmęczeniowych podjęta została dyskusja nad wartością przyjętego do badań współczynnika dynamicznego. Przeprowadzono ponowne badania eksploatacyjne współczynników dynamicznych ϕ na kolejce, uzyskując wartości zbliżone do wartości wcześniej pomierzonych, co potwierdziło słuszność przyjęcia do badań zmęczeniowych $\phi = 2{,}54$ [3]. Z przeprowadzonej analizy statycznych obliczeń wytrzymałościowych zawieszenia [5] wynika, że podstawową przyczyną występujących naprężeń są obciążenia powodujące występowanie momentów zginających. Poza obciążeniami, które wystąpiły podczas przeprowadzonych badań zmęczeniowych, na zawieszenie w trakcie eksploatacji działają obciążenia poprzeczne wynikające ze zmiany kierunku jazdy w stacjach, wsiadania i wysiadania pasażerów itp. Dlatego ustalono, że przyjęcie $\phi = 2{,}54$ w stosunku do obciążeń statycznych nie uwzględniających wszystkich podstawowych obciążeń wagonika trzeba uznać za wartość minimalną, jaką należy przyjąć do badań zmęczeniowych. Należy zaznaczyć, że przeprowadzona jednocześnie na kolejce kon-

trola stanu zawieszeń będących już w próbnej eksploatacji wykazała wystąpienie pęknięć w kilku egzemplarzach tego samego przekroju ramion, znajdującego się na wysokości górnych otworów do mocowań bocznych listw ślizgowych, który pękł podczas badań zmęczeniowych. Pęknięcia rozpoczynały się od wewnętrznej strony ramienia, rozwijając się wzdłuż osi otworu prostopadłej do krawędzi wewnętrznej ramienia. Kontrola wykazała również w kilku egzemplarzach skrzywienie tylnego ramienia w tym samym wzmiankowanym przekroju. Na wielu zawieszeniach stwierdzono ślady wgnieceń spowodowane stykaniem się podczas eksploatacji ramienia zawieszenia ze skrzynką urządzenia dla kontroli wprzęgania wagonika do liny (SUKW), a znajdującą się na wózku jezdnym wagonika. W celu poprawienia zaistniałej sytuacji wykonano obcięcia krawędzi nowych skrzynek SUKW tak, że wzrósł kąt wychylenia zawieszenia od pionu oraz wzmocniono jego konstrukcję. Wzmocnione zawieszenie (rys. 7) poddano badaniom zmęczeniowym przy tych samych obciążeniach, przy jakich badano zawieszenie niewzmocnione. Badanie to zostało przerwane po 83000 cyklach z powodu pęknięcia konstrukcji zawieszenia w pobliżu ucha mocującego zawieszenie do kabiny (fragment P na rys. 7). Przypuszcza się, że tak niska liczba cykli zmęczeniowych mogła być spowodowana wadami materiałowymi lub niewłaściwym zamocowaniem zawieszenia w pulsatorze i dlatego badań tych nie zaliczono jako próby zmęczeniowej, tym bardziej że naprężenia, jakie występują w pękniętym przekroju



Rys. 7. Widok zawieszenia wzmocnionego
1 - konstrukcja właściwa, 2 - przynitowane wzmocnienie, P - przekrój pęknięcia po 83000 cykli

są bardzo małe, co wynika z obliczeń wytrzymałościowych i badań statycznych [7]. Traktując wzmocnienia zawieszeń jako rozwiązanie doraźne dopuszczono je tymczasowo do eksploatacji po przeprowadzeniu badań nieniszczących spoin oraz ponownym pomiarze na kolejce współczynnika dynamicznego i naprężeń w okolicy pękniętego przekroju przy uchu podczas prób zmęczeniowych [3]. Z analizy tych pomiarów wynikało, że naprężenia występujące w pobliżu ucha zawieszenia są dziesięciokrotnie mniejsze w porównaniu z naprężeniami występującymi w ramionach w pobliżu głowicy zawieszenia we wzmocnionym przekroju z otworami do mocowania listew ślizgowych.

4. ANALIZA WYTRZYMAŁOŚCIOWA ZAWIESZENIA

Badania zmęczeniowe zawieszeń wykazały, że pod względem wytrzymałości zmęczeniowej konstrukcja jest niedostateczna, mimo pozytywnych obliczeń i badań wytrzymałości statycznej. Z powyższego wynika więc, że przy tego rodzaju konstrukcjach niezbędne jest uwzględnianie przy ich projektowaniu wytrzymałości zmęczeniowej. Statyczne obliczenia wytrzymałościowe zawieszenia podane są w opracowaniu [5]. Niżej podano wyniki uzupełniających obliczeń wytrzymałości zmęczeniowej. Przyjęto następujące dane wytrzymałościowe materiału: wytrzymałość na rozciąganie R_m = 1079 MPa, granica plastyczności R_e = 833,9 MPa, naprężenia dopuszczalne na zginanie z uwzględnieniem statycznego współczynnika bezpieczeństwa n = 5, k_g = 215,8 MPa, wytrzymałość zmęczeniowa dla zginania przy obciążeniu wahadłowym Z_{go} = = 490,5 MPa i tętniącym Z_{gj} = 686,7 MPa. Projekt zawieszenia wykonano, przy założeniu że jest ono obciążone siłą statyczną wynikającą z masy własnej wagonika (kabiny i zawieszenia) oraz przewożonych pasażerów. Układ zawieszenia rozpatrywano jako ustrój prętowy w formie jednego trójkąta o węzłach przegubowych rys. 8. Naprężenia ramion zawieszenia w najbardziej niebezpiecznym przekroju wynikają z obciążenia siłą poosiową oraz momentem zginającym związanym z przesunięciem środka ciężkości kabiny względem punktu zamocowania do konstrukcji wózka. Siły składowe statyczne dla schematu obciążenia (rys. 8) przy przyjęciu P = 6,08 kN wynoszą:

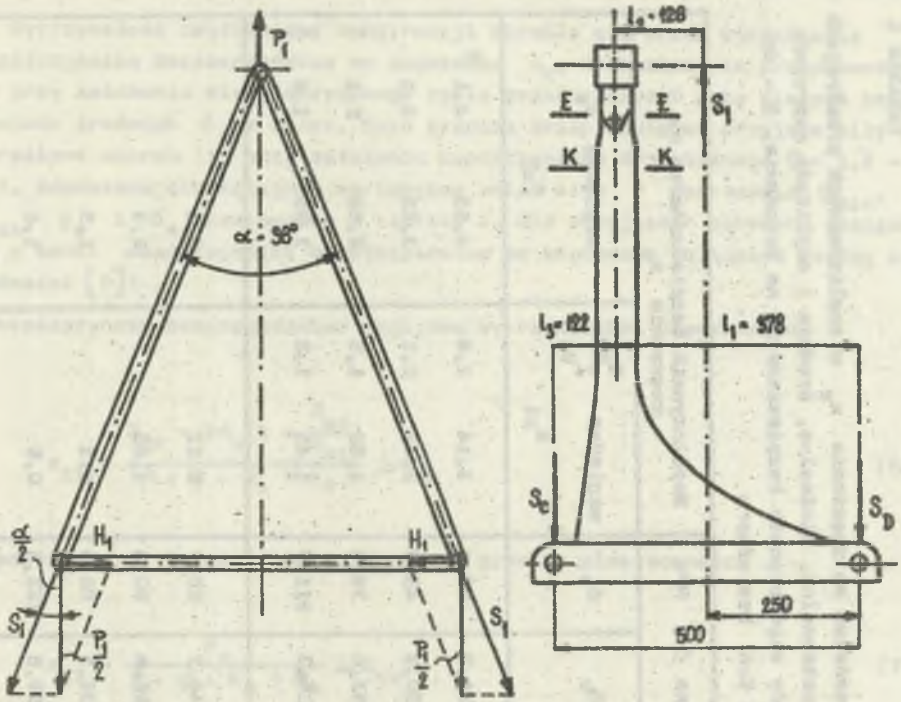
- siła w ramieniu

$$S_1 \frac{P_1}{2\cos\frac{\alpha}{2}} = 3{,}22 \text{ kN} \tag{2}$$

- siła pozioma

$$H_1 = \frac{P}{2} \cdot \operatorname{tg}\frac{\alpha}{2} = 1{,}05 \text{ kN} \tag{3}$$

gdzie: α = 0,6632 rad (38°) kąt rozwarcia ramion zawieszenia.



Rys. 8. Schematy rozkładu sił przyjęte do obliczeń wytrzymałościowych zawieszenia

Rozpatrzono tylko przekroje E-E - połączenie spawane ramienia z głowicą, K-K - przekrój przez ramię na pierwszym otworze. Naprężenia w pozostałych przekrojach są bardzo małe, około 16 MPa [5].

Sumaryczne naprężenia statyczne normalne w rozważanych przekrojach wynoszą:

$$\sigma_E = \frac{S_1}{F_E} + \frac{M_{gE}}{W_E} = 16,3 + 114,8 = 131,1 \text{ MPa} < k_g \tag{4}$$

$$\sigma_K = \frac{S_1}{F_K} + \frac{M_{gK}}{W_K} = 17,6 + 128,8 = 146,4 \text{ MPa} < k_g \tag{5}$$

gdzie: momenty zginające M_g, przekroje F i wskaźniki wytrzymałościowe rozważanych przekrojów przyjęto według [5].

Z powyższego wynika, że podstawową wartość naprężeń stanowią naprężenia zginające, które są około 8 razy większe od naprężeń rozciągających, dlatego przyjęto dane wytrzymałościowe materiału odnoszące się do zginania.

Tablica 1

Wyniki obliczań naprężeń σ i współczynników bezpieczeństwa na zmęczenie x_z w analizowanych przekrojach zawieszenia. σ_{max}, σ_{min}, σ_m, σ_a - naprężenia cyklu maksymalne, minimalne, średnie i amplituda naprężeń. P_{min} = 4,81 kN, P_{max} = 1,25 . ψ . P_{min}, x_{zw} - wymagany współczynnik bezpieczeństwa na zmęczenie. * - dotyczy przekroju K-K bez otworu

Przekrój zawieszenia rys. 1	Współczynnik dynamiczny ψ	Naprężenia statyczne σ, MPa				Współczynnik bezpieczeństwa na zmęczenie x_z			
		σ_{min}	σ_{max}	σ_m	σ_a	względem $\frac{Z_{go}}{Z_{gj}}$ x_{z1}		względem R_e x_{z2}	
E-E - spawany	1,2	105,2	157,4	131,2	26,1	3,14	2,8	4,63	4,1 *
x_{zw} = 2	1,5		196,6	150,9	45,7	2,44	2,1	3,53	3,0
K'-K' bez otworu	2,0		262,1	183,6	78,5	1,81	1,5	2,52	2,1
x_{zw} = 1,67	2,5		327,6	216,3	111,3	1,45	1,2	1,96	1,6
K-K	1,2	115,9	173,4	144,7	28,7	2,27		3,2	
Z otworem	1,5		216,7	166,4	50,4	1,65		2,3	
x_{zw} = 1,67	2,0		288,9	202,5	86,5	1,1		1,5	
	2,5		361,1	238,5	122,5	0,9		1,1	

Wytrzymałość zmęczeniową konstrukcji określa się przez wyznaczenie współczynnika bezpieczeństwa na zmęczenie x_z. Obliczenia te przeprowadzono przy założeniu niesymetrycznego cyklu zmian obciążeń przy stałych naprężeniach średnich σ_m = const. Jako granice zmian obciążeń przyjęto siły określone wzorem (1) przy założeniu współczynnika dynamicznego Ψ = 1,2 - 2,5. Odpowiadające kolejnym wartościom zmian siły P naprężenia σ_{min}, σ_{max}, σ_m i σ_a zestawiono w tablicy 1. Dla przyjętego schematu obciążeń σ_m = const współczynniki bezpieczeństwa na zmęczenie obliczono według zależności [6]:

- współczynnik bezpieczeństwa względem wytrzymałości zmęczeniowej

$$x_{z1} = \frac{Z_{go} + 2\sigma_a\left(1 - \frac{Z_{go}}{Z_{g1}}\right)}{\beta \cdot \eta \cdot \sigma_a + \sigma_m} \geq x_{zw} \tag{6}$$

- współczynnik bezpieczeństwa względem granicy plastyczności

$$x_{z2} = \frac{R_e}{\beta \cdot \eta \cdot \sigma_a + \sigma_m} \geq x_{zw} \tag{7}$$

gdzie:

β - współczynnik spiętrzenia naprężeń,

η - współczynnik wielkości przedmiotu,

Z_{go}, Z_{gj} - wytrzymałość zmęczeniowa na zginanie przy obciążeniu wahadłowym i tętniącym.

Współczynnik spiętrzenia naprężeń obliczono ze wzoru:

$$\beta = \left[1 + \eta/\alpha_k - 1)\right] \beta_p, \tag{8}$$

gdzie:

η - współczynnik wrażliwości materiału na działanie karbu,

α_k - współczynnik kształtu,

β_p - współczynnik stanu powierzchni.

Wymagany współczynnik bezpieczeństwa na zmęczenie obliczono w zależności:

$$x_{zw} = x_1 \cdot x_2 \cdot x_3 \cdot x_4 \tag{9}$$

Wartości poszczególnych współczynników podano w poniższym zestawieniu.

Współczynniki	Uzasadnienie do przyjęcia wartości	Przekrój	
		E-E	K-K
x_1 - pewności założeń	materiał z atestem	1,1	1,1
x_2 - ważności przedmiotu	zniszczenie przekroju może spowodować uszkodzenie konstrukcji	1,2	1,2
x_3 - jednorodności materiału	E-E - starannie wykonane połączenie spawane K-K - profil walcowany	1,3	1,1
x_4 - zachowania wymiarów	E-E - konstrukcja spawana K-K - profil walcowany	1,2	1,15
x_{zw} - wymagany współczynnik bezpieczeństwa		2	1,67

Wszystkie współczynniki zawarte we wzorach (6) do (9) przyjęto z tablic i wykresów według zasad podanych w pracy [6]. Zestawienie obliczeń zmęczeniowych podano w tablicy 1. Przez K-K oznaczono ten sam przekrój ramienia K-K, lecz bez otworu. Z tablicy 1 wynika, że naprężenia statyczne w analizowanych przekrojach są mniejsze lub równe naprężeniom dopuszczalnym przy obciążeniu zawieszenia siłą do 9 kN, co odpowiada 2,87 obciążenia użytecznego kabiny. Zmęczeniowy współczynnik bezpieczeństwa spełniony jest w przekroju E-E i K-K bez otworu przy współczynniku dynamicznym ϕ= 2-2,5, natomiast w przekroju K-K z otworem tylko dla ϕ= = 1,5. Obliczenia zmęczeniowe wykazały więc, że konstrukcja nie przejdzie pomyślnie badań zmęczeniowych przy uwzględnieniu współczynnika dynamicznego ϕ= 2,54.

5. BADANIA ZAGRANICZNE

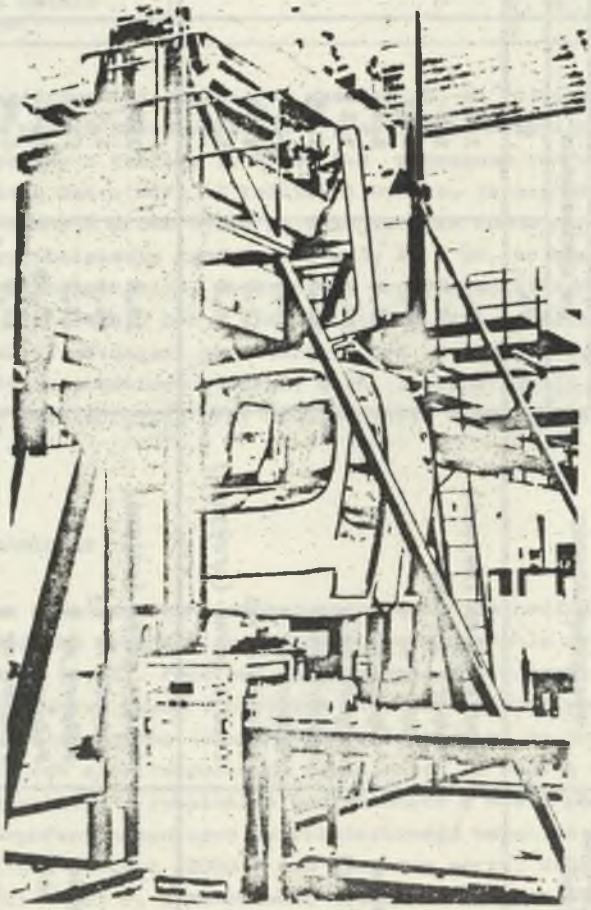
Jako przykład badań zmęczeniowych przeprowadzonych według innej metody przedstawiono badania wykonane na Politechnice w Grenoble na zlecenie firmy "Pomagalski" [1, 2]. Podstawę do przyjęcia sił w trakcie badań zmęczeniowych były również pomiary obciążeń eksploatacyjnych wagonika, lecz nie w postaci współczynników dynamicznych wyznaczonych za pomocą czujników tensometrycznych elektrooporowych naklejonych na badaną konstrukcję, ale w postaci wielkości przyspieszeń pomierzonych w wybranych punktach na wagoniku. W wybranych punktach sześcioosobowego wagonika kolejki linowej na górę Villard de-Lans (2000 m nad poziomem morza, długość - 1914 m, różnica wysokości - 563 m, przelotowość - 1200 osób/h, prędkość v = 3,6m/s, wagoników - 100 szt., moc napędu - 346 kW, rok uruchomienia - 1973) zamocowano akcelerometry połączone z rejestratorem zasilanym przez akumula-

Tablica 2

Wyniki pomiarów przyspieszeń w wybranych punktach sześcioosobowego wagonika firmy Pomagalski podczas eksploatacji na kolejce Villard de Lans. Podane wartości przyspieszeń uwzględniają przyspieszenie ziemskie g [2]

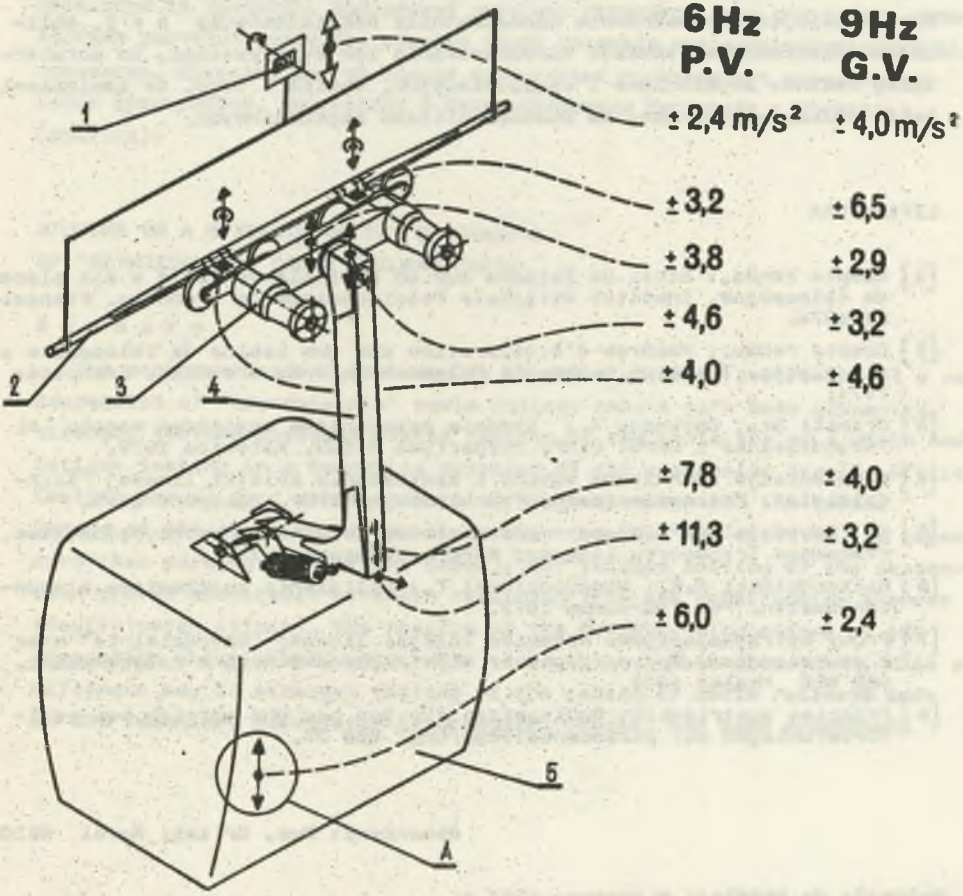
Kierunek jazdy	Wyszczególnienie	Wartości przyspieszeń a, m/s^2			
		na zawieszeniu		na podłodze kabiny	
		m/s^2	g	m/s^2	g
Jazda w górę	Stacja dolna (odjazd)	12,7	1,3	12,0	1,25
	Podpora gniotąca	17,9	1,8	15,5	1,6
	Podpora nr 1	12,2	1,25	11,4	1,15
	Podpora nr 3	13,8	1,4	12,0	1,25
	Podpora nr 5	12,7	1,3	12,0	1,25
	Podpora nr 7	13,3	1,35	11,6	1,2
	Podpora nr 9	12,5	1,3	12,2	1,25
	Podpora nr 11	13,0	1,35	12,2	1,25
	Stacja górna (przyjazd)	16,6	1,7	13,6	1,4
Jazda w dół	Stacja górna (odjazd)	16,0	1,65	15,0	1,55
	Podpora nr 11	13,6	1,4	12,0	1,25
	Podpora nr 9	13,3	1,35	11,4	1,15
	Podpora nr 7	13,85	1,4	12,0	1,25
	Podpora nr 5	13,0	1,35	12,2	1,25
	Podpora nr 3	14,1	1,45	12,0	1,25
	Podpora nr 1	13,4	1,35	12,0	1,25
	Podpora gniotąca	18,5	1,9	14,7	1,5
	Stacja dolna (przyjazd)	15,0	1,55	15,2	1,55

tor, usytuowanym w kabinie. Jeden akcelerometr zabudowany został w pozycji pionowej na zawieszeniu na wysokości jego kolanka, a drugi również w pozycji pionowej na podłodze kabiny. Obciążenie kabiny wynosiło 480 kg. Przyspieszenia były rejestrowane na całej trasie kolejki podczas jazdy wagonika na górę i z powrotem. Podstawowa częstotliwość zmian obciążeń wynosiła od 6 do 10 Hz i nie była stała na całej trasie kolejki, zależała ona od prędkości kolejki. Wyniki pomiarów przedstawiono w tablicy 2 [2]. W oparciu o badania eksploatacyjne do badań zmęczeniowych przyjęto dwie częstotliwości, a mianowicie częstotliwość 9 Hz działająca w czasie 25 s, która występowała przy większej prędkości kolejki i częstotliwość 6 Hz działająca w czasie 55 s występująca przy mniejszej prędkości. Komplet wagonika (wprzęgło, zawieszenia i kabina sześcioosobowa) obciążony masą 480 kg (sześć osób po 80 kg) umieszczono w specjalnej konstrukcji w poło-



Rys. 9. Widok stanowiska badawczego na Politechnice w Grenoble

żeniu odpowiadającym zamocowaniu na linie (rys. 9). Obciążenie było rozłożone w 2/3 na siedzeniach kabiny i w 1/3 na jej podłodze. Wagonik był wprowadzany w wibrację za pomocą napędu mimośrodowego, działającego na wprzęgło (rys. 10) tak, aby pomierzone przyspieszenie maksymalne wynosiło ± 3,3 m/s^2 przy częstotliwości 6 Hz i 7,3 m/s^2 przy częstotliwości 9 Hz. W pozostałych punktach na wagoniku przyspieszenia były różne (rys. 10). Skok napędu mimośrodku wynosił 0,0023 m (amplituda ± 0,00115 m). Podczas badań przeprowadzono pomiary naprężeń w konstrukcji wagonika na początku, w trakcie i na końcu próby oraz pomiary przyspieszeń w różnych punktach wagonika. Po 5 . 10^6 cyklach pracy urządzenia nie stwierdzono uszkodzeń wagonika dopuszczając go do eksploatacji [1].



Rys. 10. Szkic kabiny wraz z zaznaczonymi miejscami pomiaru przyspieszeń oraz wartości przyspieszeń występujące podczas badań zaęczeniowych

1 - mimośród napędu, 2 - pręt zastępujący linę, 3 - podwójne wprzęgło, 4 - zawieszenie, 5 - sześcioosobowa kabina, A - oznaczenie akcelerometru, PV - dla małej prędkości jazdy, GV - dla dużej prędkości jazdy

6. WNIOSKI

1. Przeprowadzone statyczne badania wytrzymałościowe kompletu wagonika wykazały dostateczną jego wytrzymałość. Uszkodzenie dachu kabiny wystąpiło przy obciążeniu siłą 59,84 kN równej 19-krotnemu obciążeniu użytecznemu kabiny.

2. Przeprowadzone badania zmęczeniowe zawieszeń wykazały pewne ich mankamenty konstrukcyjne wynikające z działania karbu. Badania takie z uwzględnieniem współczynnika dynamicznego powinny stanowić podstawową próbę wytrzymałościową przed dopuszczeniem zawieszeń do eksploatacji.

3. Mimo korzystnych statycznych obliczeń wytrzymałościowych zawieszenia, wykazujących spełnienie współczynnika bezpieczeństwa $n = 5$, obliczenia zmęczeniowe wykazały nieodpowiednią ich wytrzymałość, co potwierdziły badania zmęczeniowe i eksploatacyjne. Wynika z tego, że zawieszenia kabin należy weryfikować za pomocą obliczeń zmęczeniowych.

LITERATURA

[1] Compte rendu.: Essai de fatique sur un ensemble vehicule a six places de telecabine. Institut Nationale Polytechnique de Grenoble. Francaise 1974.

[2] Compte rendu.: Mesures d'acceleration sur une cabine de telecabine a six places. Institut Nationale Polytechnique de Grenoble. Francaise 1974.

[3] Dramski St., Carbogno A.: Badania zmęczeniowe zawieszeń wagonu KL "Szyndzielnia". ORPOT SIMP. Ekspertyza R-190. Katowice 1979.

[4] Dokumentacja techniczna kabiny i zawieszenia kolejki linowej "Szyndzielnia". Pracownia Transportu Linowego KBPBP. Zakopane 1974.

[5] KL "Szyndzielnia". Wagon - zawieszenia. Obliczenia wytrzymałościowe. Pracownia Transportu Linowego KBPBP. Zakopane 1973.

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

[7] Próby wytrzymałościowe wagonika kolejki linowej "Szyndzielnia" wraz z zawieszeniem. Sprawozdanie nr OLB-1/221/W/76 wraz z załącznikami. OBR WSK Mielec 1976.

[8] Przepisy austriackie: Bedingnisse für den bau und betrieb von seilförderanlagen mit personenbeförderung. SBB 76.

Recenzent: Doc. dr inż. Karol REICH

Wpłynęło do Redakcji w czerwcu 1984 r.

ИССЛЕДОВАНИЯ НА ПРОЧНОСТЬ ПОДВЕСОК КАБИН ФУНИКУЛЁРА "ШИНДЗЕЛЬНЯ"

Р е з ю м е

В работе описана конструкция а также результаты исследований на прочность новой подвески пассажирских кабин фуникулёра "Шиндзельня". Исследования на прочность охватывали статические исследования комплета кабины и усталостные исследования гидравлического пульсатора подвесок кабины. Статические исследования показали соответствующую прочность подвесок и кабины. Поломка крыши кабины имела место при нагрузке 59,84 кН (19 - кратная полезная нагрузка). Усталостные же исследования подвесок показали неудовлетворительную их прочность вследствие действия нагрузки. Даны результаты усталостных расчётов подвесок, которые также показали неудовлетворительную их прочность. Приведён другой способ прочностных исследований пассажирских кабин фуникулёров, полученных в Политехническом Институте в Гренобль (франция).

STUDIES ON A STRENGTH OF THE SUSPENSION OF "SZYNDZIELNIA" CABLE RAILWAY CABIN

S u m m a r y

The construction and the results of the studies on a strenght of a new suspension of "Szyndzielnia" cable railway cabins have been presented. Strenght testing included static testing of the cabin set as a whole and fatigue testing in a hydraulic pulsator of the suspension itself. Static testing proved good strength both of the suspension and the cabin. Damage of the cabin roof took place when the load was 59,84 kN (19 times more than working load of the cabin). But fatigue testing of the suspension proved unsuitable strength resulting from its construction mistake (faulty notch effect). The results of the fatigue calculations of the suspension which showed unsuitable strength have been also given. Also a different way of strength testing of the cabins of cable railways made in the Technical University in Grenoble, France, has been presented.