



Kazimierz Drozd, Aleksander Nieoczym

Dynamiczne obciążenie zawiesi generowane podczas jazdy
zestawu transportowego z napędem własnym
po trasie kolejki podwieszanej w wyrobisku

Dynamiczne obciążenie zawiesi generowane podczas jazdy
zestawu transportowego z napędem własnym
po trasie kolejki podwieszanej w wyrobisku

Monografie – Politechnika Lubelska



Politechnika Lubelska
Wydział Mechaniczny
ul. Nadbystrzycka 36
20-618 LUBLIN

Kazimierz Drozd, Aleksander Nieoczym

Dynamiczne obciążenie zawiesi generowane podczas jazdy
zestawu transportowego z napędem własnym
po trasie kolejki podwieszanej w wyrobisku



Wydawnictwo Politechniki Lubelskiej
Lublin 2020

Recenzenci:

prof. dr hab. inż. Krzysztof Krauze, Akademia Górniczo-Hutnicza

prof. dr hab. inż. Józef Jonak, Politechnika Lubelska

Badania zostały sfinansowane ze źródeł pozabudżetowych niezależnych od Politechniki Lubelskiej

Wydanie monografii zostało sfinansowane z Projektu Politechnika Lubelska – Regionalna Inicjatywa Doskonałości ze środków Ministerstwa Nauki i Szkolnictwa Wyższego na podstawie umowy nr 030/RID/2018/19

Publikacja wydana za zgodą Rektora Politechniki Lubelskiej

© Copyright by Politechnika Lubelska 2020

ISBN: 978-83-7947-426-4

Wydawca: Wydawnictwo Politechniki Lubelskiej
www.biblioteka.pollub.pl/wydawnictwa
ul. Nadbystrzycka 36C, 20-618 Lublin
tel. (81) 538-46-59

Druk: DjaF – 30-092 Kraków, ul. Kmietowicza 1/1
www.djaf.pl

Elektroniczna wersja książki dostępna w Bibliotece Cyfrowej PL www.bc.pollub.pl

Nakład: 50 egz.

Spis treści

Wykaz symboli	7
Wykaz skrótów	15
1 Cel i zakres pracy	17
2 Elementy trasy jezdnej kolejki	22
2.1 Rozmieszczenie zespołów w wyrobisku	23
2.2 Szyny	27
2.3 Konstrukcyjne metody stabilizacji trasy	28
2.4 Zawiesia	34
2.5 Odciągi	43
2.6 Zestaw transportowy	47
2.7 Badania elementów tras i kolejek	48
2.7.1 Właściwości tribologiczne okładzin kół napędowych	55
2.7.2 Stanowiskowe badanie dynamiki wózka jezdnego	57
2.7.3 Modelowanie dynamiki zestawu transportowego	58
3 Wózki obciążające szynę	62
3.1 Uproszczony model wózków i zginanie szyny	62
3.1.1 Jeden wózek obciąża szynę	63
3.1.2 Niekorzystne położenie dwóch wózków jezdnych	64
3.1.3 Położenie trzech wózków jezdnych na szynie	66
3.2 Zginanie przez wózki o rzeczywistej geometrii	69
3.2.1 Jeden wózek znajduje się na szynie	70
3.2.2 Dwa wózki jezdne obciążają szynę na zginanie	71
3.2.3 Przypadek trzech wózków jezdnych zginających szynę	73
3.2.4 Wystąpienie czterech wózków jezdnych na szynie	76
3.2.5 Wystąpienie pięciu wózków jezdnych na szynie	78
3.3 Weryfikacja liczby wózków zginających szynę	79
3.4 Podsumowanie	94
4 Geometria i nośność szyny	96
4.1 Parametry wytrzymałościowe szyny	96
4.2 Zużywanie się szyn	98

4.3	Ugięcie obciążonej szyny	104
4.4	Analogie obciążenia tras suwnic i żurawi	112
4.5	Obciążenie szyny siłami wzdłużnymi	116
4.6	Naprężenia zredukowane	123
4.7	Graniczne wyboczenie szyny	125
4.8	Dopuszczalne obciążenie szyny przez wózki	129
4.9	Podsumowanie	133
5	Statyczne obciążenie zawiesia	135
5.1	Poziomy model trasy kolejki podwieszanej	135
5.1.1	Wpływ położenia wózków na obciążenie zawiesia . . .	135
5.1.2	Liczba wózków obciążających zawiesie	139
5.1.3	Obciążenie zawiesia przy granicznym obciążeniu szyny	144
5.1.4	Masa wózka przy dopuszczalnym obciążeniu zawiesia .	146
5.2	Model trasy po upadzie lub wzniosie	148
5.3	Podsumowanie	155
6	Badania sił w elementach zawieszenia	157
6.1	Obiekt i metodyka badań	157
6.1.1	Charakterystyka wyrobiska i wyposażenie trasy . . .	157
6.1.2	Konfiguracja kolejki podwieszanej	162
6.1.3	Oszacowanie błędu wartości siły	170
6.1.4	Użyte metody statystyczne i sformułowane hipotezy .	171
6.2	Przejazd ciągnika kolejki podwieszanej	174
6.3	Jazda zestawu z jednym kontenerem	185
6.3.1	Trasa bez odciągów	185
6.3.2	Trasa z odciągami ① + ②	194
6.3.3	Trasa z odciągami ① + ② i ③ + ④	198
6.3.4	Porównanie trasy bez odciągów i z odciągami	199
6.4	Przejazd zestawu z dwoma kontenerami	202
6.5	Podsumowanie	204
7	Wnioski	207
	Bibliografia	211
	Streszczenie	223

Wykaz symboli

Symbol	Jednostka	Opis i wartość
$2\sigma_\mu$	kN	podwojone odchylenie standardowe dla średniej μ , obejmujące 95,4% próby
$2\sigma_\psi$		podwojone odchylenie standardowe dla współczynnika ψ , obejmujące 95,4% próby
A	cm^2	pole przekroju poprzecznego
a	m s^{-1}	przyspieszenie
A_0	cm^2	nominalne pole przekroju poprzecznego
a_0		składowa główna współczynnika tarcia ślizgowego
a_1	MPa^{-1}	składowa współczynnika tarcia ślizgowego zależna od nacisku powierzchniowego
a_{11}	MPa^{-2}	składowa współczynnika tarcia ślizgowego zależna od kwadratu nacisku powierzchniowego
a_{12}	s(mMPa)^{-1}	składowa współczynnika tarcia ślizgowego zależna od nacisku powierzchniowego i prędkości
a_2	s m^{-1}	składowa współczynnika tarcia ślizgowego zależna od prędkości
a_{22}	s^2m^{-2}	składowa współczynnika tarcia ślizgowego zależna od kwadratu prędkości
b	mm	nominalna szerokość dolnej półki szyny
C_1	N cm^2	stała całkowania; parametr początkowy kąta ugięcia dla $x = 0$
C_2	N cm^3	stała całkowania; parametr początkowy linii ugięcia dla $x = 0$
C_3	cm^4	parametr geometryczny
C_4		współczynnik szerokości zginanej półki szyny – stała konstrukcyjna profilu szyny

Symbol	Jednostka	Opis i wartość
C_5		współczynnik wpływu siły ciężkości wózka na obciążenie zawiesia
$C_{x(5)}$		współczynnik korygujący naprężenia rozciągające/ ściskające w punkcie (5) w kierunku osi x
D		statystyka Kołmogorowa-Smirnowa
E	MPa	moduł sprężystości podłużnej (Young'a)
e		podstawa logarytmów naturalnych
F	kN	siła ogólnie; siła pionowa przenoszona na szynę przez jeden wózek jezdny $F = m_a \cdot g$ za pośrednictwem czterech kół toczących się po dolnych półkach
f	mm	strzałka ugięcia
F_1	kN	siła pionowa generowana przez masę jednego wózka jezdnego w modelu zginania szyny; $F_1 \neq F_2 \neq F_3$
F_2	kN	siła pionowa generowana przez masę jednego wózka jezdnego w modelu zginania szyny; $F_2 \neq F_1 \neq F_3$
F_3	kN	siła pionowa generowana przez masę jednego wózka jezdnego w modelu zginania szyny; $F_3 \neq F_1 \neq F_2$
F_G	kN	obliczone obciążenie łańcucha zawiesia
F_h	kN	siła działająca wzdłuż szyny, generowana przez wózek hamulcowy
F_{kr}	kN	krytyczna siła powodująca wyboczenie
F_N	kN	siła działająca wzdłuż szyny, generowana przez wózek napędowy
F_t	kN	siła tarcia tocznego
F_u	kN	siła uciągu zapewniająca stabilność (lub jazdę) wózka wzdłuż trasy
F_w	kN	siła przemieszczająca szynę wraz z wózkiem i zawiesiami

Symbol	Jednostka	Opis i wartość
g	m s^{-2}	przyspieszenie ziemskie
h	mm	nominalna wysokość przekroju poprzecznego szyny
h_w	mm	odległość od linii styku kół z powierzchnią dolnej półki szyny, do stałego punktu zaczepienia masy obciążającej wózek
h_z	mm	rzut na płaszczyznę pionową odległości od linii środka szyny po której toczy się koło napędowe wózka ciernego do punktu zaczepienia zawiesia na złączu szyny
i	mm	odległość punktu przyłożenia obciążenia od krawędzi półki dolnej szyny, po której toczy się koło wózka
I_y	cm^4	główny centralny moment bezwładności przekroju względem osi y układu współrzędnych kartezjańskich
I_{y0}	cm^4	główny centralny moment bezwładności względem osi y dla przekroju nominalnego
I_z	cm^4	główny centralny moment bezwładności przekroju względem osi z układu współrzędnych kartezjańskich
I_{z0}	cm^4	główny centralny moment bezwładności względem osi z dla przekroju nominalnego
j		numer próby (populacji) badanej; zmienna iteracyjna
k		liczba badanych populacji; liczba prób w populacji badanej
k_g	MPa	dopuszczalne naprężenia zginające dla materiału
k_z	kg J^{-1}	masowy współczynnik zużycia
L	cm	długość szyny

Symbol	Jednostka	Opis i wartość
L_1	cm	odległość między osiami wózków jezdnych zespołu transportowego, przy czym przyjmuje się, że $L_1 \geq L_2$
L_2	cm	odległość między osiami wózków jezdnych (należących do dwóch sąsiadujących wózków transportowych) zespołu transportowego, przy czym przyjmuje się, że $L_2 \leq L_1$
L_3	cm	odległość pomiędzy rolkami jednego wózka jezdnego kolejki podwieszanej
L_t	J	praca sił tarcia
L_w	cm	długość wyboczeniowa szyny
L_Z	cm	długość łańcucha zawiesia
m	kg	masa, ogólnie
m_a	kg	masa jednego wózka kolejki podwieszanej wraz z ładunkiem przypadającym na ten wózek; dopuszczalna masa ze względu na obciążenie zawiesia
M_g	N m	moment zginający
M_{gA}	N m	moment zginający rozpatrywany względem punktu A na lewym końcu szyny
M_{gB}	N m	moment zginający rozpatrywany względem punktu B na prawym końcu szyny
M_{gC}	N m	moment zginający rozpatrywany względem punktu C
m_S	kg	dopuszczalna masa, którą może być obciążona jedna szyna
n		współczynnik bezpieczeństwa elementów trasy kolejki podwieszanej odniesiony do wytrzymałości na rozciąganie
n_1		liczba wózków jezdnych znajdujących się na jednej szynie trasy kolejki podwieszanej i mających istotny wpływ na obciążenie tej szyny na zginanie

Symbol	Jednostka	Opis i wartość
n_2		liczba wózków jezdnych znajdujących się na dwóch sąsiednich szynach trasy kolejki podwieszanej i mających istotny wpływ na obciążenie zawiesia, które występuje pomiędzy tymi szynami
P	kN	siła nacisku
p	MPa	nacisk jednostkowy
p_1		liczba prób występujących w populacji pierwszej
p_2		liczba prób występujących w populacji drugiej
Q	kN	obciążenie nominalne (nośność) zawiesia, odciągu
Q_l	kN	wytrzymałość wzdłużna złącza szyn
Q_{zn}	kN	łączna siła wzdłużna obciążająca konkretną szynę na ściskanie lub rozciąganie
r	mm	promień koła wózka jezdnego, które toczy się po dolnej półce szyny
R_A	kN	siła reakcji występująca w punkcie A
R_C	kN	siła reakcji występująca w punkcie C
R_{CA}	kN	składowa siła reakcji pochodząca od obciążenia z lewej strony punktu C
R_{CB}	kN	składowa siła reakcji pochodząca od obciążenia z prawej strony punktu C
R_e	MPa	granica plastyczności materiału
R_j		ranga próby j w grupie populacji o liczności k
R_m	MPa	wytrzymałość doraźna, wytrzymałość na rozciąganie
S		stabelaryzowany współczynnik do obliczenia statystyki Shapiro-Wilk'a
s	mm	nominalna szerokość średnika szyny (grubość szynki szyny) mierzona na jej przekroju poprzecznym

Symbol	Jednostka	Opis i wartość
T		statystyka Kruskal'a-Wallis'a
t	s, min	czas
t_i	mm	ideowa grubość dolnej półki szyny mierzona w odległości $b/4$ od jej krawędzi
u	cm	bieżące położenie środka wózka jezdnego wzdłuż osi x układu współrzędnych
u_1	cm	odległość od początku układu współrzędnych do jednej z osi koła wózka jezdnego, który jest położony najbliżej środka szyny
u_2	cm	odległość od początku układu współrzędnych do środka wózka jezdnego o uproszczonej geometrii
u_3	cm	położenie strzałki ugięcia szyny od początku układu współrzędnych mierzone wzdłuż osi x
v	m s^{-1}	prędkość liniowa
W		statystyka Shapiro-Wilk'a
W_{y0}	cm^3	wskaźnik wytrzymałości nominalnego przekroju na zginanie względem osi y
W_z	cm^3	wskaźnik wytrzymałości przekroju na zginanie względem osi z układu współrzędnych
W_{z0}	cm^3	wskaźnik wytrzymałości nominalnego przekroju na zginanie względem osi z
X		wartość badanej cechy
x	cm	bieżąca zmienna odległość wzdłuż osi x układu współrzędnych
y	mm	bieżąca zmienna odległość wzdłuż osi y układu współrzędnych; funkcja opisująca przebieg linii ugięcia wzdłuż szyny $y = f(x)$
y'	rad	pierwsza pochodna ugięcia, opisująca przebieg kąta ugięcia wzdłuż szyny $y' = \frac{dy}{dx}$
y''		druga pochodna ugięcia $y'' = \frac{d^2y}{dx^2}$

Symbol	Jednostka	Opis i wartość
z	mm	bieżąca zmienna odległość wzdłuż osi z układu współrzędnych
Δ	°	kąt nachylenia ciągu szyn trasy kolejki podwieszanej w kierunku wzdłuż wyrobiska; ogólnie zawsze dodatni
α	°	kąt odchylenia łańcucha zawiesia od płaszczyzny „pionowej” zawierającej łuk obudowy; konwencja znaku zależna od modelu i opisana w tekście
α_w		współczynnik wyboczeniowy zależny od sposobu utwierdzenia
β	°	kąt odchylenia obciążenia (łańcucha zawiesia) od płaszczyzny pionowej poprzecznej do szyny; zawsze dodatni
γ	°	kąt odchylenia łańcucha odciągu od płaszczyzny poziomej; zawsze dodatni
η		współczynnik zmniejszenia wytrzymałości szyny na zginanie, spowodowanego jej dopuszczalnym zużyciem
θ	°	kąt ugięcia
λ		obliczona smukłość wyboczeniowa
λ_{kr}		smukłość krytyczna przy wyboczeniu sprężystym zależna od gatunku materiału
μ		wartość średnia z próby
μ_s		współczynnik tarcia ślizgowego
μ_t	mm	współczynnik tarcia tocznego
ρ	cm	promień krzywizny

Symbol	Jednostka	Opis i wartość
σ		odchylenie standardowe z próby
σ^2		wariancja empiryczna
σ_c	MPa	naprężenia ściskające
σ_g	MPa	łączne naprężenia zginające szynę
σ_{gc}	MPa	naprężenia zginające całą szynę jako belkę
σ_{gp}	MPa	naprężenia zginające półkę szyny
σ_{kr}	MPa	krytyczne naprężenia powodujące wyboczenie
σ_r	MPa	naprężenia rozciągające
σ_z	MPa	naprężenia zredukowane
ψ		współczynnik dynamicznego obciążenia zawiesia

Wykaz skrótów

Skrót nazwy	Opis
CAD	komputerowy system wspomagania projektowania, ang. Computer-Aided Design
ERO	zawiesie z trawersą zapewniającą rozkład obciążenia na dwa odrzwia obudowy górniczej łukowej podatnej
GIG	Główny Instytut Górnictwa
HZA	typ napędu przystosowany do współpracy z szyną zębatą
I140E	szyna lekka ($24,25 \text{ kg m}^{-1}$) o profilu dwuteowym wykonana według normy DIN 20593
I140V	szyna ($34,5 \text{ kg m}^{-1}$) o profilu dwuteowym z półkami w kształcie litery V wykonana według normy DIN 20593
I155	szyna lekka ($23,7 \text{ kg m}^{-1}$) o profilu dwuteowym wykonana według normy PN-H-93441
I175	szyna ($34,6 \text{ kg m}^{-1}$) o profilu dwuteowym wykonana według normy PN-H-93441
KO	profil ociosowy
KOMAG	Instytut Techniki Górniczej
KPCS	ciągnik spalinowy wyposażony w napęd cierny kolejki podwieszanej
KPCZ	ciągnik spalinowy wyposażony jednocześnie w napęd cierny i zębaty kolejki podwieszanej
KPZS	ciągnik spalinowy wyposażony w napęd zębaty kolejki podwieszanej
KS	profil stropnicowy

Skrót nazwy	Opis
ŁP	obudowa górnicza łukowa podatna
ŁP10/V29	odrzwia obudowy łukowej podatnej o wymiarze ŁP10 wykonane z kształtownika V29
MBS	system do badania dynamicznych oddziaływań elementów przemieszczających się względem siebie w dowolnym zakresie; ang. multi-body system
MES	metoda elementów skończonych, ang. finite element method
OST 17/40	odciąg stabilizacyjny o nośności podanej w kN
S355J2G3	przeznaczona do produkcji wyrobów walcowanych na gorąco, niskowęglowa stal konstrukcyjna niestopowa wyższej jakości, wykonana zgodnie z normą PN-EN 10025
SKP-110	szyna kolejki podwieszanej produkcji Sigma S.A. o dopuszczalnym obciążeniu wzdłużnym złącza wynoszącym 110 kN
STD	system wspomagania projektowania transportu kopalnianego, ang. safe trans design
TH	profil korytkowy o przekroju w kształcie litery U
V	zapewniający stabilizację trasy, sposób mocowania dwóch łańcuchów na jednym złączu szyn, poprzecznie lub wzdłużnie względem trasy

1. Cel i zakres pracy

W górnictwie podziemnym, do przewozu ludzi i transportu materiałów powszechnie wykorzystuje się kolejki podwieszane z napędem własnym. Postęp techniczny, obserwowany jako zwiększenie wytrzymałości i nośności elementów, przyczynia się do umożliwienia przewożenia coraz większych ładunków jednostkowych zestawami z napędem własnym przeznaczonymi do transportu poziomego w kopalni. W górnictwie węgla kamiennego w Polsce zwraca się uwagę na możliwości wykorzystania takich zestawów do transportu kompletnych sekcji obudowy zmechanizowanej. Wykorzystanie kolejek podwieszonych w tym celu pociągałoby za sobą wymierne korzyści ekonomiczne i organizacyjne. Polegałyby one na skróceniu czasu relokacji kompleksów ścianowych i ograniczenie, lub zupełne wyeliminowanie, konieczności ich demontażu na czas transportu i ponownego montażu.

Nowe możliwości aplikacyjne kolejek podwieszonych wiążą się również z koniecznością zwiększenia masy jednorazowo przewożonego ładunku, a ponadto – ze zwiększeniem obciążenia odrzwi obudowy. Jednocześnie, zgodnie z obowiązującymi od 2016 roku przepisami prawa, została ustalona „maksymalna siła wypadkowa pochodząca od kolejki wraz z ładunkiem i obciążeniem pochodzącym od innych urządzeń, jaką można obciążyć pojedyncze odrzwia obudowy” o wartości 40 kN. Co prawda, w tym samym rozporządzeniu określono, że generowanie większych obciążeń jest dopuszczalne, jednakże pod warunkiem przeprowadzenia obliczeń, które potwierdzają zachowanie stateczności obudowy wyrobiska.

W literaturze są publikowane symulacyjne badania sił w elementach trasy kolejek podwieszonych, w tym w elementach zawieszenia. Symulacje te polegają na tym, że odcinek pomiarowy jest zabudowany intencjonalnie i zwykle na powierzchni. Odcinki takie najczęściej charakteryzują się małymi kątami nachylenia, co odpowiada geometrii chodnika górniczego. [73, 77, 86, 96, 102, 111]

Autorzy proponują nowe podejście do badań dynamiki podczas ruchu kolejek polegające na tym, że pomiary zostały zaplanowane w warunkach rzeczywistych, z wykorzystaniem normalnie eksploatowanego sprzętu i trasy zmontowanej w wyrobisku, a przy tym z zachowaniem odpowiednich przepisów bezpieczeństwa właściwych dla górnictwa podziemnego. Teoretyczny model obciążenia zawiesi znajdujących się w nachylonym wyrobisku zde-

cydowano powiązać z obciążeniem pojedynczej szyny trasy, przy założeniu optymalnego obciążenia jej materiału powodowanego przez wózki zestawu transportowego.

Celem naukowym badań zaplanowanych w pracy było określenie wpływu masy ładunku przewożonego przy użyciu zestawu transportowego na wartości sił obciążających odrzwia obudowy wyrobiska poprzez elementy zawieszenia trasy, z uwzględnieniem prędkości tego zestawu. Celem użytkowym było wykazanie możliwości zwiększenia obciążenia wózków transportowych kolejki podwieszanej i podanie ewentualnych warunków, które musi spełniać zestaw i trasa aby takie zwiększenie było bezpieczne. Wyniki badań powinny pozwolić dodatkowo zweryfikować rzeczywistą wartość współczynnika bezpieczeństwa elementów zawieszenia trasy, której teoretyczna wartość cztery również została określona przepisami.

Zakres pracy obejmował:

- teoretyczne omówienie konstrukcji elementów trasy kolejki podwieszanej i zestawu transportowego, a także analizę literatury dotyczącej wyników badań z nimi związanych,
- analizę obciążenia szyny przez znajdujące się na niej wózki kolejki podwieszanej o powtarzających się elementach konstrukcyjnych, charakteryzujących się wymiarami geometrycznymi i masą,
- określenie dopuszczalnej masy każdego z wózków kolejki podwieszanej, znajdujących się na jednej szynie, ze względu na obciążenie szyny na zginanie momentem nie większym niż generowany przez jeden wózek poruszający się po tej szynie,
- analizę zmian parametrów wytrzymałościowych profilu szyny w wyniku jej eksploatacyjnego zużycia powodowanego przez ruch podzespołów kolejki podwieszanej,
- teoretyczny model zawieszenia trasy znajdującej się w chodniku i wyrobisku, bazujący na obciążeniu statycznym masą wózków i uwzględniający siły napędowe i siły hamowania kolejki podwieszanej,
- pomiary wartości sił w elementach zawieszenia znajdujących się na odcinku pomiarowym o długości 13,5 m,
- badania wpływu masy ciągnika i różnej masy ładunku przewożonego przez zestaw transportowy na dynamiczne obciążenia elementów zawieszenia trasy, podczas jazdy kolejki podwieszanej w obydwu kierunkach,

- określenie błędów oszacowania maksymalnej siły w poszczególnych zawiesiach odcinka pomiarowego trasy kolejki podwieszanej znajdującej się w wyrobisku,
- statystyczne opracowanie wyników badań pod kątem określenia typu rozkładu teoretycznego, różnicy pomiędzy dystrybuantami empirycznymi przebiegów zarejestrowanych dla różnych zawiesi oraz analizę jednorodności wariancji.

W treści pracy przedstawiono wyniki badań literaturowych oraz empirycznych dotyczących obciążenia elementów trasy kolejki podwieszanej, będącego efektem przejeżdżania po niej zestawu transportowego w kontrolowanych warunkach rzeczywistego wyrobiska podziemnego. W pierwszym rozdziale, bezpośrednio po wykazach symboli i skrótów, sprecyzowano cel i zakres prac. Merytoryczna część monografii została podzielona na pięć rozdziałów, ponumerowanych od 2 do 6, po których znajduje się rozdział zawierający wnioski.

Rozdział zatytułowany „Elementy trasy jezdnej kolejki” został w całości oparty na analizie literatury przedmiotu badań. Zawiera on usystematyzowane informacje o budowie tras kolejek podwieszonych oraz analizę prac naukowych, dotyczących konstrukcji elementów toru kolejki, a także opis i wyniki dotychczas opublikowanych badań, najczęściej symulacyjnych, związanych z eksploatacją kolejek. Szczególną uwagę poświęcono konstrukcji trasy jezdnej. Opisano praktycznie wykorzystywane rodzaje zawiesi łączących szynę z obudową lukową. Zamieszczono przykłady rozwiązań konstrukcyjnych służących stabilizacji trasy kolejki. W odniesieniu do konstrukcji kolejek podwieszonych – przytoczono najważniejsze wyniki badań modelowych i eksploatacyjnych związanych z układami napędowymi i hamulcowymi. Omówiono także zakres i wyniki badań związanych z wytrzymałością szyn i zawiesi łańcuchowych oraz symulacjami obciążeń dynamicznych powstających w elementach trasy kolejki.

W kolejnym rozdziale, zatytułowanym „Wózki obciążające szynę”, zamieszczono analizy obciążenia szyny momentem zginającym, pochodzącym od masy wózków jezdnych, których liczba i położenie były zmiennymi. Przedstawiono wyprowadzone zależności, pozwalające obliczyć najbardziej niekorzystne – pod względem wytrzymałościowym – położenie wózków ze względu na generowanie obciążenia szyny momentem zginającym. Zależności te przygotowano wykorzystując modele kolejki i trasy o różnym stopniu uproszczenia, a także – dla wózka charakteryzującego się „rzeczywistą” geometrią. Przeanalizowano również, istotne z punktu widzenia konstrukcyjnego i eks-

ploatacyjnego, zagadnienie określenia warunków jakie muszą być spełnione aby masa, nie większej liczby wózków niż z góry założona ich liczba, miała wpływ na generowanie obciążenia zginającego szynę. Zagadnienie to opisano w postaci zależności matematycznych i uzupełniono o wymogi odnoszące się do charakterystycznych wymiarów kolejki, takich jak: odległość między kołami wózka jezdny w kierunku wzdłuż trasy, odległość pomiędzy wózkami jezdny należącymi do sąsiadujących wózków transportowych oraz długość szyny.

„Geometria i nośność szyny” to tytuł następnego rozdziału, poświęconego zagadnieniu obliczeń wytrzymałościowych szyny jezdnej będącej podstawowym elementem trasy kolejki podwieszanej. Oprócz propozycji klasycznych obliczeń, przedstawiono metody analizy wytrzymałościowej dla tras podobnych do eksploatowanych w kopalniach. Kwestię wytrzymałości szyny na zginanie powiązano z analizą wpływu zużycia, średnika i półki szyny o profilu I140E, zachodzącego w wyniku normalnej eksploatacji trasy. Zapisano także równania opisujące obciążenie szyny pod wpływem sił pionowych i wzdłużnych, odzwierciedlających dynamikę wózka kolejki w ruchu po wzniosie lub na upadzie.

Rozdział piąty, którego tytuł brzmi: „Statyczne obciążenie zawiesia”, zawiera metodologię obliczeń sił generowanych w zawiesiach trasy kolejki podwieszanej w zależności od liczby wózków znajdujących się na szynach, do których to zawisie było zaczepione. Podano wzory umożliwiające obliczenie sił w zawiesiach na podstawie danej masy obciążającej wózek jezdny, znajdujący się na trasie poziomej oraz pochylej. W efekcie, wyznaczono zależności pomiędzy kątem nachylenia trasy Δ , kątem zawiesia α , masą m_a wózków obciążających sąsiadujące z tym zawiesiem szyny, a siłą generowaną w zawiesiu F_G .

Część badawcza zawarta została w kolejnym rozdziale. Scharakteryzowano w nim tor jezdny, na którym przeprowadzono pomiary. Zamieszczono dane techniczne trasy oraz kolejki skonfigurowanej do realizacji kolejnych etapów badań. Zamieszczono przebiegi sił powstających w zawiesiach podczas jazdy na upadzie i po wzniosie ze zmienną prędkością i masą ładunku. Wartości sił dynamicznych były, według oceny statystycznej, istotnie większe niż wynikające z modelu statycznego. Podczas badań zachowano wszelkie przewidziane prawem zasady bezpieczeństwa, w szczególności to, aby współczynnik bezpieczeństwa zawiesi był większy od wartości 4,0, która została określona w przepisach.

Każdy z dotychczas opisanych rozdziałów, oprócz rozdziału z numerem 2, kończono krótkim podsumowaniem. Kwintesencję wszystkich wykonanych analiz zawarto w rozdziale pod tytułem „Wnioski”. Po tym rozdziale zamieszczono wykaz literatury.

W pracy wykazano, że analiza sił statycznych może być podstawą do określania dynamicznego obciążenia zawiesi. Do obliczenia dynamicznego obciążenia zawiesia siłą, generowaną podczas jazdy zestawu transportowego z napędem własnym po trasie kolejki podwieszanej w wyrobisku, należy zastosować bezwymiarowy współczynnik. Wartość tego współczynnika została podana w pracy z 95% przedziałem ufności przyjętym do analiz statystycznych.

2. Elementy trasy jezdnej kolejki

Ze względu na zalety związane z mniejszą wrażliwością na ruch górotworu, w chodnikach górniczych często zabudowuje się trasy przeznaczone do transportu ludzi i materiałów kolejkami podwieszonymi. Konstrukcja takich tras jest regulowana odpowiednimi przepisami urzędowymi. Także producenci elementów trasy publikują konkretne zalecenia montażowe i eksploatacyjne. Konieczność stosowania ustawy o zamówieniach publicznych przy zakupach materiałów dokonywanych przez kopalnie prowadzi często do sytuacji współdziałania podzespołów różnych producentów na jednym odcinku trasy w chodniku górniczym (wyróbisku).

Tory (trasy) jezdne kolejek podwieszonych z napędem własnym składają się z kompatybilnych podzespołów, w skład których wchodzi: szyny, zawiesia, odciągi i rozjazdy. Wszystkie podzespoły zestawu transportowego kolejki podwieszanej przemieszczają się po szynach, a poprzez zawiesia i odciągi oddziałują siłami na obudowę wyrobiska lub na kotwy umieszczone w jego stropie.

Obudowa stalowa odrzwiami łukowymi stanowi obudowę powszechnie stosowaną do obudowywania wyrobisk korytarzowych. Konstrukcja tego typu charakteryzuje się wytrzymałością na duże obciążenia statyczne, pionowe i boczne, oraz obciążenie dynamiczne pochodzące od górotworu [42, 53, 73]. Odrzwia składają się z łuku stropnicowego i dwóch łuków ociosowych, łączonych strzemionami. Przy większych przekrojach odrzwi stosuje się obudowę czteroczęściową, składającą się z dwóch łuków ociosowych i dwóch łuków stropnicowych.

Odrzwia typu obudowa górnicza łukowa podatna (ŁP) występują w wielu rozmiarach, oznaczonych np. ŁP1 ÷ ŁP36 [44]. Łuki podatne wykonywane są z kształtowników stalowych. W tym celu może być wykorzystany profil korytkowy o przekroju w kształcie litery U (TH) lub profil o przekroju w kształcie litery V.

Zarówno kształtowniki o profilu korytkowym TH jak i o profilu V posiadają dwie możliwe do zmontowania wersje. Jedną z nich stanowi profil stropnicowy (KS), a drugą – profil ociosowy (KO). Łuki stropnicowe KS mają mniejsze wymiary poprzeczne, aby mogły przemieszczać się wzdłuż korytek łuków ociosowych (o profilu KO). Obecnie, obudowa łukowa podatna o profilu TH nie jest stosowana, lecz można ją spotkać jedynie w sta-

rych wyrobiskach. Profil TH został zastąpiony profilem V ze względu na większą wytrzymałość tego drugiego. Kształtowniki o profilu V występują z oznaczeniami, np.: V16,5, V21, V25, V29, V32, V36 i V44, w których liczba oznacza masę w kilogramach przypadającą na 1 mb. Przyjmuje się zasadę, że im większe obciążenie działa na obudowę tym profil o większym przekroju poprzecznym należy zastosować.

W zależności od przeznaczenia, rozróżnia się dwie odmiany łuków – do odrzwi trzyczęściowych i do odrzwi czteroczęściowych. Każda z tych odmian ma własne oznaczenie, np.:

- ŁP9/V29/A – łuk podatny o wielkości odrzwi 9 wykonany z kształtownika V29, do odrzwi trzyczęściowych, typoszeregu A,
- ŁP16/V36/4/A – łuk obudowy podatnej o wielkości odrzwi 16 wykonany z kształtownika o profilu V36, przeznaczony do odrzwi czteroczęściowych, typoszeregu A.

Odrzwia o profilu V połączone są strzemionami typu SD. Strzemiona działają tak jak zamki cierne, umożliwiając zsuniecie się połączonych elementów łukowych pod wpływem nacisku górotworu do założonych konstrukcyjnie wymiarów. Odmienne warunki geologiczne występujące w kopalniach prowadzą często do sytuacji kiedy nie mogą być stosowane typowe odrzwia łukowe. W literaturze opisano przesłanki zaprojektowania profilu SG-22 do budowy odrzwi [2]. Zaletą tego profilu jest to, że obudowa uzyskała dłuższą powierzchnię styku między łukami stropnicowymi i ociosowymi. Zmiany kształtu przekroju poprzecznego umożliwiły przenoszenie przez obudowę o 30% większych obciążeń w porównaniu ze stosowanym dotychczas najcięższym profilem o oznaczeniu SG-29.

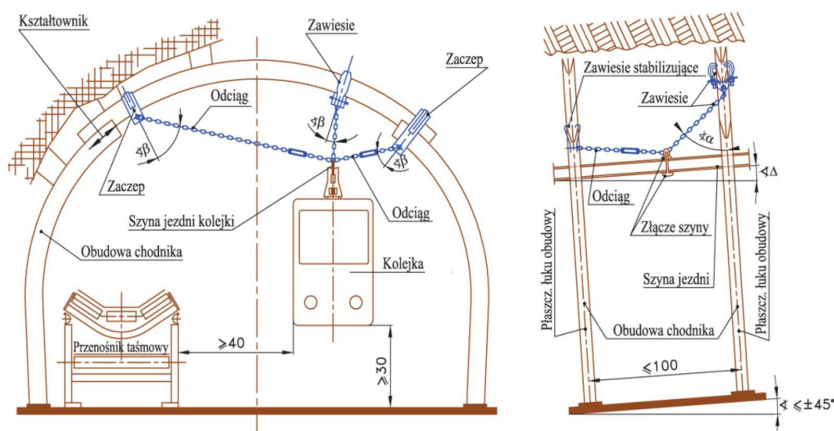
2.1. Rozmieszczenie zespołów w wyrobisku

Wymiary przekroju poprzecznego wyrobiska z obudową podatną stanowią skrajnię, wewnątrz której zostają rozmieszczone wszystkie urządzenia i zespoły transportowe oraz ciągi piesze. W Rozporządzeniu Ministra Energii określono minimalne odległości odstępu [83]:

- pomiędzy krawędziami najszerszego środka transportowego kolejek podwieszonych, a obudową wyrobiska, ociosem, odrzwiami lub maszynami i urządzeniami – wynosi nie mniej niż 0,4 m,

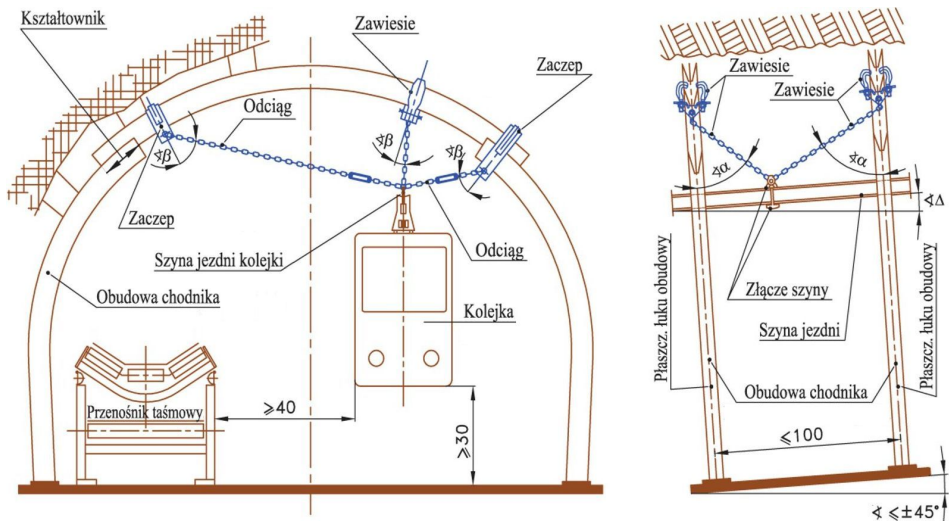
- w miejscach załadunku i rozładunku, odległość między krawędziami najszerzego środka transportowego, a obudową wyrobiska, ociosem, odrzwiami lub maszynami i urządzeniami wynosi nie mniej niż 0,8 m,
- odległość od spągu do dolnej krawędzi środka transportowego lub transportowanego materiału wynosi nie mniej niż 0,3 m,

Ze względów bezpieczeństwa transportu, określono również minimalne odległości związane z obszarami dowozu osób za pomocą kolejek podwieszonych. W miejscu wsiadania i wysiadania powinno być przejście o szerokości co najmniej 1,0 m, licząc od obrysu kabiny przewozowej, i o wysokości 1,8 m. Natomiast odległość od spągu do dolnej krawędzi kabiny osobowej kolejki lub pojemnika materiałowego powinna wynosić nie mniej niż 0,5 m. Zagadnienia ściśle związane z eksploatacją kolejek podwieszonych i bezpieczeństwem przewożonych osób zamieszczono w literaturze [14, 49, 51].

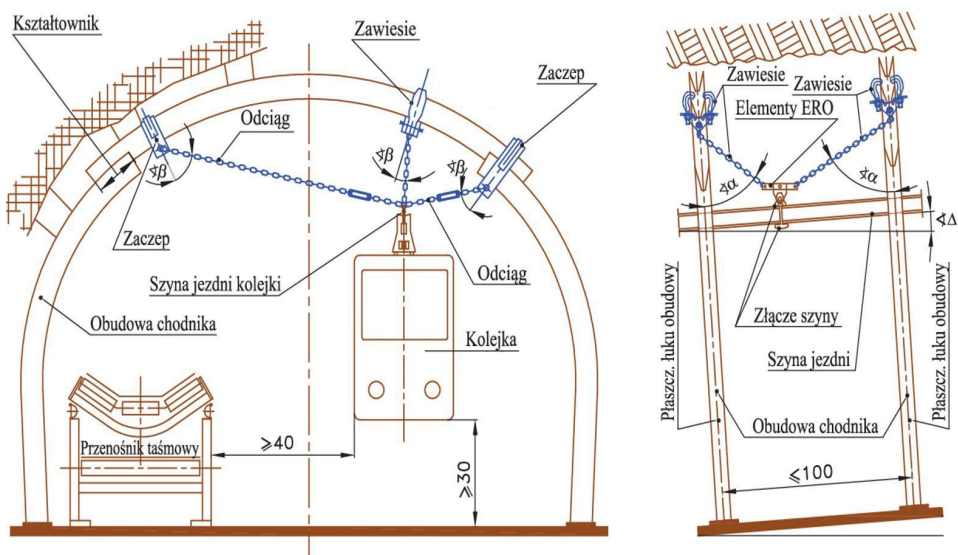


Rys. 2.1. Przykład rozmieszczenia elementów układu zawieszenia w chodniku z trasą kolejki podwieszanej z zawiesiem jednocięgowym [93].
Wymiary na schemacie są podane w cm

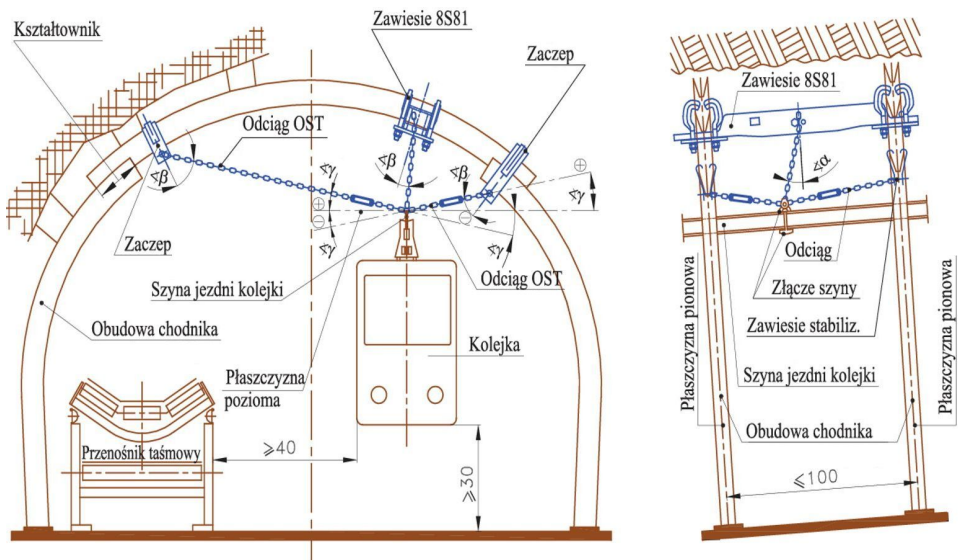
Przepisy odnośnie bezpieczeństwa pracy w wyrobiskach górniczych wydawane są w każdym kraju, na terenie którego znajdują się podziemne zakłady górnicze (kopalnie) [31, 113]. Na rysunkach 2.1÷2.5 przedstawiono przykładowe usytuowanie elementów transportowych w chodniku z zainstalowanym przenośnikiem i trasą kolejki podwieszanej. Przyjęto, że płaszczyzna „pionowa” jest również płaszczyzną łuku obudowy. Na rysunkach tych przedstawiono również sposoby mocowania trasy kolejki do odrzwi obudowy w przypadku stosowania zawiesi jednocięgowych, dwucięgowych i czterocięgowych.



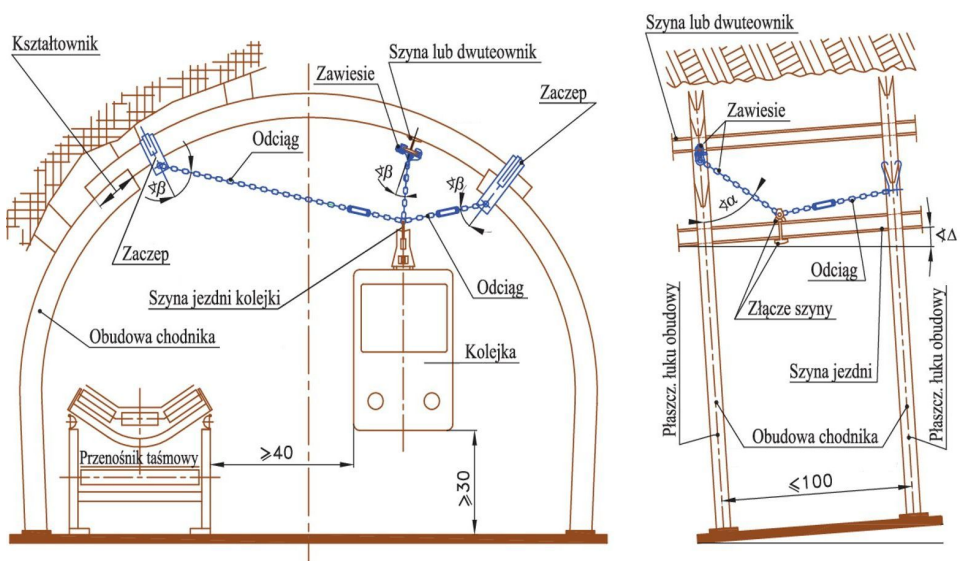
Rys. 2.2. Chodnik z trasą kolejki podwieszoną z zawiesiem dwucięgnowym (w układzie V)



Rys. 2.3. Przekrój i widok z boku chodnika z trasą kolejki podwieszoną wyposażoną w zawiesie z trawersą zapewniającą rozkład obciążenia na dwa odrzwy obudowy górniczej łukowej podatnej (ERO)



Rys. 2.4. Chodnik z trasą kolejki podwieszanej z zawieszem czterohakowym podwójnym typu 8S81 i odcągiem stabilizacyjnym typu OST [93]



Rys. 2.5. Chodnik z trasą kolejki podwieszanej z zawieszem, którego zaczep dostosowany jest do profilu „ze stopką” [93]

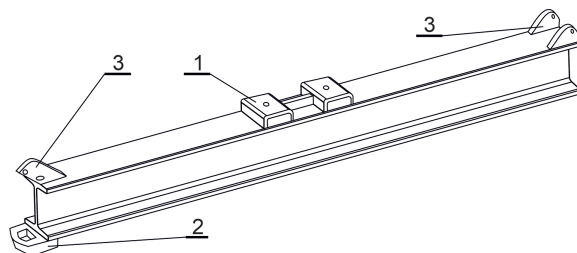
Kąty zaznaczone na rysunkach 2.1÷2.5 oznaczają:

- Δ – kąt nachylenia ciągu szyn kolejki podwieszanej,
- α – odchylenie obciążenia, łańcucha zawiesia (ciągną) od „pionowej” płaszczyzny łuku obudowy; w przypadku zawiesia z trawersą, jest to kąt odchylenia łańcucha zawiesia (obciążenia) od płaszczyzny prostopadłej do trawersy – belki,
- β – odchylenie obciążenia, łańcucha zawiesia lub łańcucha odciągu, od promienia gięcia łuku obudowy,
- γ – odchylenie obciążenia, łańcucha zawiesia lub łańcucha odciągu, od kierunku poziomego w płaszczyźnie prostopadłej do linii trasy.

2.2. Szyny

Szyny są elementami konstrukcyjnymi, których zadaniem jest przenoszenie sił (obciążeń), generowanych przez zestaw transportowy, na zawiesie. Na rysunku 2.6 przedstawiona została szyna kolejki podwieszanej produkcji Sigma S.A. o dopuszczalnym obciążeniu wzdłużnym złącza wynoszącym 110 kN (SKP-110), która jest typowym elementem nośnym dla wózków jezdnych, stanowiących podzespoły zestawu transportowego. Niektóre konstrukcje szyn mają uchwyty 1, dospawane do górnej półki w połowie jej długości, służące do zamocowania odciągów. Szyny łączone są ze sobą poprzez złącza dolne z zamkiem 2, znajdujące się na powierzchniach czołowych. Na górnej powierzchni złącza, na obydwu końcach szyny, znajdują się zaczepy 3 przeznaczone do połączenia jej z zawiesiem łańcuchowym lub łańcuchem odciągu bocznego (stabilizującego). W konstrukcji toru kolejki stosowane są szyny różnej długości. Długość szyny, na prostoliniowym odcinku trasy, uzależniona jest od odległości pomiędzy kolejnymi odrzwiami, które stanowi ŁP lub zależy od nośności kotew – w przypadku obudowy kotwowej.

Producenci mający siedzibę w Unii Europejskiej oferują szyny o podstawowej długości 200 cm [45, 90, 107] oraz o długości 300 cm [30]. W naszym kraju, dostępne są również szyny o długości maksymalnej 320 cm i nośności 45 kN, przy zachowanym współczynniku bezpieczeństwa $n = 3$, oferowane przez niemiecką firmę Neuhäuser GmbH [62]. Wymiary szyn, skład chemiczny materiału oraz wymagania jakościowe podlegają normalizacji [21, 67, 69, 70]. Niektórzy producenci zalecają zastosowanie szyn o mniejszej długości dla trasy o pewnym nachyleniu, np. $L \leq 225$ cm jeśli kąt nachylenia trasy $\Delta \geq 12^\circ$, lub użycie do budowy trasy szyn o wzmocnionym profilu.



Rys. 2.6. Szyna kolejki podwieszanej SKP-110 produkcji Sigma S.A. [90]:
1 – uchwyt odciagu; 2 – zamek dolny; 3 – górne zaczepy

Szyny występują jako cierne, inaczej określane jako zwykłe, i zębate. Długość szyn ciernych może być dowolna, w zależności od potrzeb zabudowy danej trasy. Jednak na trasach, które obejmują odcinki o dużym kącie nachylenia Δ , nie jest możliwe uzyskanie odpowiedniej siły uciagu za pomocą wózka napędowego ciernego [92]. Badania prowadzone w kierunku zwiększania siły uciagu poprzez regulację docisku koła napędowego nie przyniosły zadowalających rezultatów, dlatego czasami stosuje się napędy zębate [33, 89].

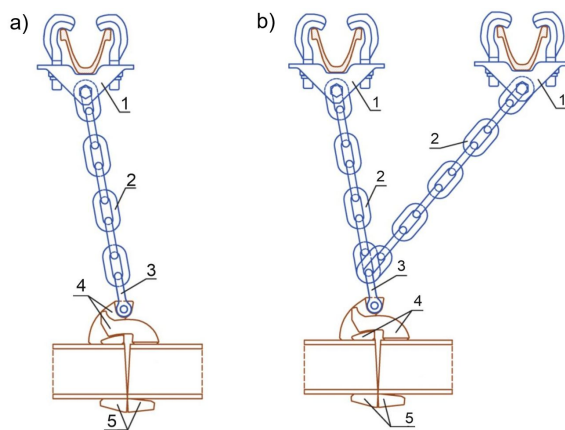
Napęd zębaty współpracuje z szynami zębatymi. Długość szyn zębatych musi być wielokrotnością podziałki listwy zębatej (zębnicy), która wynosi 60 mm. Wykorzystuje się dwie konstrukcje szyn zębatych, w zależności od położenia zębatego na szynie – z listwą zębatą znajdującą się pod dolną półką szyny lub z boków (zwiększenie szerokości) górnej półki. Najczęściej stosowane szyny zębate mają długość 198 cm [8]. Dodatkowo, szyny dzielone są ze względu na rodzaj profilu, kształtu, a także przeznaczenie (liniowe/proste, kształtowe i specjalne).

2.3. Konstrukcyjne metody stabilizacji trasy

Zawiesia służą do przenoszenia obciążeń na odrzwia obudowy wyrobiska, które pełnią rolę konstrukcji nośnej („stałej podpory”). Są one przeznaczone do zawieszania, do obudowy chodnika lub wyrobiska, innych elementów konstrukcyjnych trasy, takich jak:

- szyn i rozjazdów trasy (jezdni) kolejek podwieszonych,
- szyn stosowanych w kolejkach podwieszonych, ale do których są podwieszane maszyny lub urządzenia (np. pociągi aparaturowe),
- maszyn i urządzeń oraz rurociągów i przewodów.

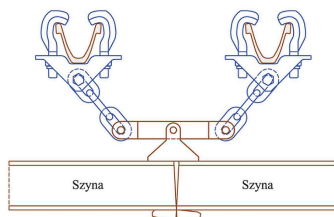
Zawiesia mogą być zamontowane jako jednocięgnowe (rys. 2.7a) lub dwucięgnowe, w zapewniający stabilizację trasy, sposób mocowania dwóch łańcuchów na jednym złączu szyn, poprzecznie lub wzdłużnie względem trasy (V) – jak przedstawione na rysunku 2.7b. Zawiesie składa się z zaczepu 1 i łańcucha 2, które poprzez szakłę 3 łączy się z górnym zaczepem szyny 4. W górnym zaczepie szyny mogą się przemieszczać względem siebie, a dolna część szyny 5 zwana „zamkiem”, na rysunku 2.6 oznaczona 2, zabezpiecza przed rozdzieleniem się złącza szyn. Mogą występować jako – pojedyncze lub w układzie, np. zawiesie z trawersą zapewniającą rozkład obciążenia na dwa odrzwia obudowy górniczej łukowej podatnej (ERO) z elementami rozkładu obciążenia, tj. zamontowane na złączu szyny z zaczepem trawersowym górnym (rys. 2.8). Zaczep trawersowy jest stosowany w przypadku konieczności uzyskania rozkładu sił obciążających złącze szyn na dwa łuki obudowy [62]. Ze względu na sposób montażu do obudowy wyrobiska, zawiesia dzielimy na: łapowe, dwuhakowe, czterohakowe pojedyncze, czterohakowe podwójne (rys. 2.21 ÷ 2.23) i do profilu „ze stopką” (profil może stanowić dwuteownik lub szyna – rys. 2.24).



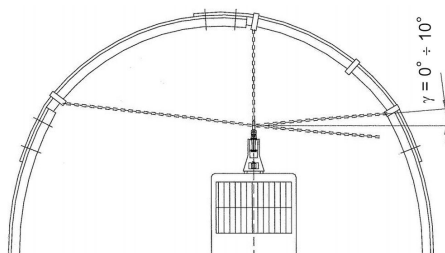
Rys. 2.7. Najczęściej stosowane typy zawiesi [93]: a) zawiesie jednocięgnowe; b) zawiesie dwucięgnowe zamontowane w podłużnym układzie V. 1 – zaczep zawiesia; 2 – cięgno; 3 – szakła; 4 – zaczep górny szyny; 5 – zamek dolny

Odciąg jest zespołem łańcuchów połączonych śrubą napinającą, przy czym łańcuchy te mają różną długość. Odciągi stosuje się do stabilizacji poprzecznej i podłużnej toru jezdnej kolejki podwieszanej (rys. 2.9). Odciągi występują jako: odciąg („odciąg pojedynczy” przedstawiony na rysunku 2.10), boczny (stabilizacyjny, występujący w parach, po dwie sztuki

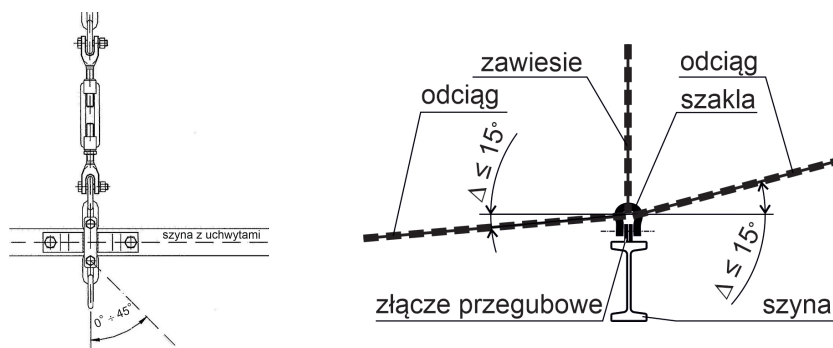
odciągów) i krzyżowy (jeden odciąg krzyżowy składa się z 4 łańcuchów stanowiących odciąg, połączonych w sposób przedstawiony na rysunku 2.11).



Rys. 2.8. Zawiesie pojedyncze w układzie ERO z trawersą zapewniającą rozkład obciążenia, generowanego na złączu szyn, na dwie obudowy ŁP



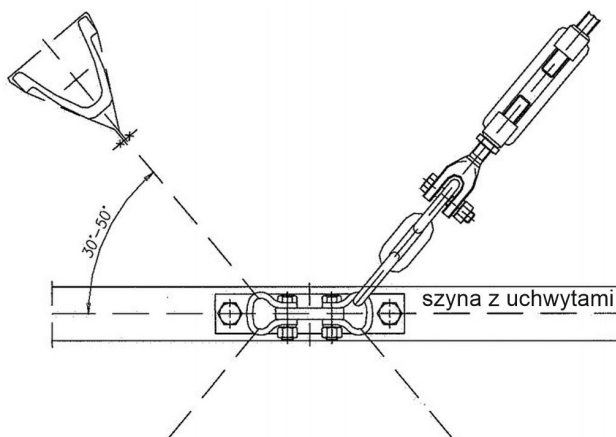
Rys. 2.9. Stabilizacja trasy kolejki podwieszanej z napędem własnym za pomocą odciągów [30]



Rys. 2.10. Odciąg stabilizacyjny łańcuchowy pojedynczy [30]

Stabilizacja toru jezdni ma za zadanie utrzymać trasę w wyznaczonej osi podczas jej eksploatacji, zarówno w płaszczyźnie poprzecznej jak i wzdłużnej. Montaż i stabilizacja poszczególnych segmentów toru jezdni tj. rozjazdów, zakrętów, odcinków prostych toru, odcinków toru na upadzie

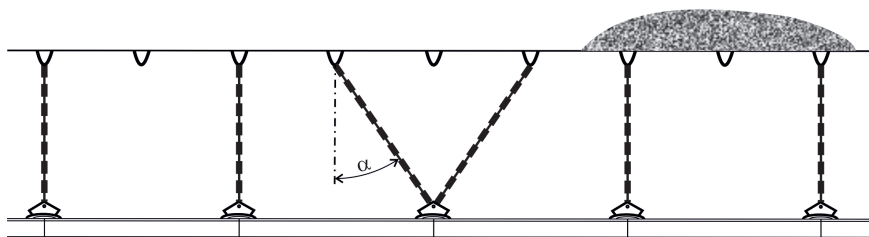
i po wzniosie umożliwia unieruchomienie tych segmentów a tym samym zapobiega przenoszeniu przemieszczeń oraz obciążeń wywołanych przejazdem zestawu transportowego z jednego segmentu na drugi.



Rys. 2.11. Odciąg stabilizujący łańcuchowy w układzie krzyżowym zamontowany do uchwytu szyny [30]

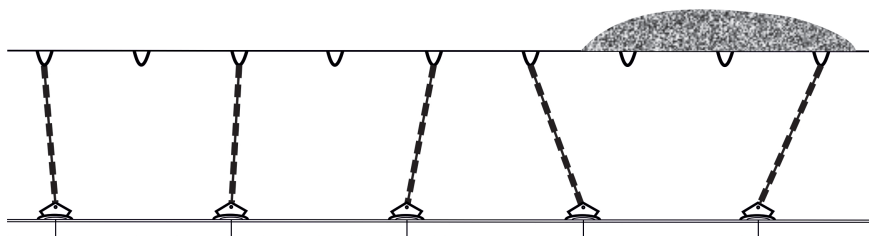
Odciągi stabilizujące w układzie pojedynczym stosuje się do stabilizacji prostych i odcinków toru jezdnego o nachyleniu do 4° . Odciągi krzyżowe należy stosować do stabilizacji toru jezdnego na upadzie, w miejscach zmiany nachylenia toru ze wzniosu na upad lub odwrotnie, na zakrętach i do stabilizacji trasy na rozjazdach.

Stabilizację trasy na odcinkach prostych (poziomych) należy wykonać za pomocą odciągów prostych zabudowywanych nie rzadziej niż co 30 m. Tor jezdny powinien zostać podwieszony na zawieszach zabudowanych prostopadłe do złącza szyny (rys. 2.12), „co w rzeczywistości jest praktycznie nie do wykonania” [94].



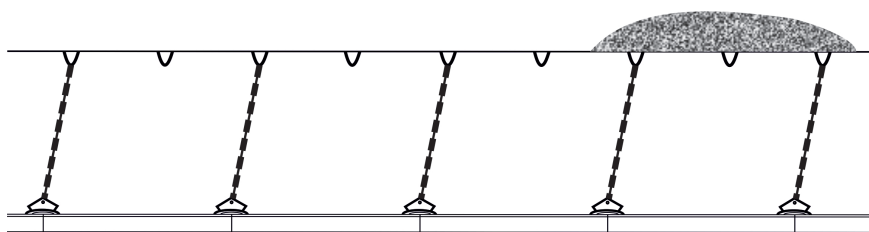
Rys. 2.12. Przykładowe podwieszenie toru jezdnego do obudowy wyrobiska [94]

Podczas montażu (podwieszania) toru jezdnego, na zawiesiach odchylanych od pionu (rys. 2.13) można zrealizować stabilizację trasy, przez zamontowanie ich w taki sposób aby sąsiadujące ze sobą zawiesia odchylone były od pionu w przeciwnych kierunkach. Należy zwrócić uwagę, że takie położenie łańcuchów zawiesi może powodować generowanie dodatkowych składowych sił wzdłużnych w obydwu (sąsiadujących) łańcuchach zawiesi.



Rys. 2.13. Przykład zawieszenia toru jezdnego do obudowy wyrobiska z jego stabilizacją zapewnianą przez zawiesia [94]

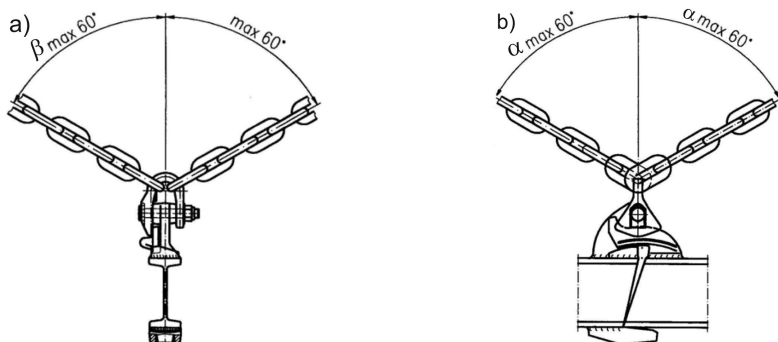
Nieuważny montaż łańcuchów zawiesi może być również przyczyną destabilizacji trasy (rys. 2.14). Jeżeli sąsiadujące ze sobą zawiesia odchylane są w tych samych kierunkach (względem pionu), to obciążenie takiej trasy (przez przejazd kolejki podwieszanej) spowoduje, że ustali się nowe położenie równowagi. Nowe położenie trasy będzie charakteryzowało się tym, że wszystkie łańcuchy zawiesi przemieszczą się w takim kierunku, że kąt mierzony do pionu zmniejszy się.



Rys. 2.14. Zawieszenie toru jezdnego do obudowy wyrobiska w sposób niezapewniający jego stabilizacji [94]

Doświadczenia górników, zebrane podczas eksploatacji torów wskazują, że bardzo dobrą stabilizację uzyskuje się nie tylko stosując odciągi boczne, ale również podwieszając trasę, co $6 \div 10$ szynę, na zawiesiach łańcuchowych montowanych w układzie V poprzecznym (rys. 2.15a) na przemian z podwieszeniem na zawiesiach łańcuchowych montowanych w układzie V wzdłuż-

nym (rys. 2.15b). Na tak stabilizowanym torze wystarczy zabudowywać odciąg boczny prosty lub krzyżowy co około 100 m. W przypadku mocowania zawiesia do obudowy kotwowej, wartość kąta zawiesia α nie powinna przekraczać 30° [91].



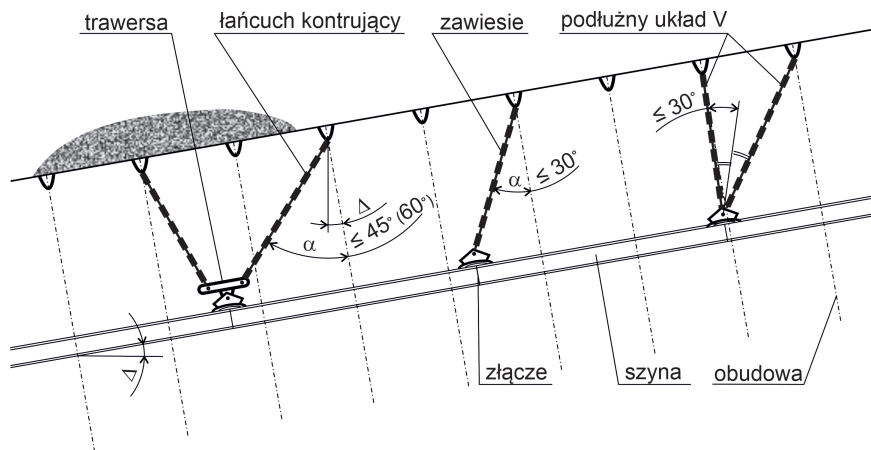
Rys. 2.15. Zawiesie w układzie V zamontowane w płaszczyźnie [30]:
a) poprzecznej wyrobiska, b) podłużnej wyrobiska

Odcinki toru jezdnego na nachyleniach należy stabilizować poprzez zabudowanie łańcuchów kontrujących (rys. 2.16), których zagęszczenie uzależnione jest od kąta nachylenia trasy lub – odciągami krzyżowymi. Ilości i zagęszczenie łańcuchów kontrujących uzależnione jest od kąta pochylenia ciągu szyn oraz wartości siły wzdłużnej na złączu szyny. W przypadku, gdy maksymalne obciążenie złącza szyny w kierunku wzdłużnym jest mniejsze lub równe 60 kN, łańcuchy kontrujące stosuje się:

- dla kąta Δ zawierającego się w zakresie $0^\circ \leq \Delta \leq 4^\circ$ – co dziesiątą szynę
- jeżeli kąt Δ zawiera się w zakresie $4^\circ < \Delta \leq 10^\circ$ łańcuchy kontrujące powinny być stosowane nie rzadziej niż co dziesiątą i nie częściej niż co czwarta szyna,
- dla większych kątów, spełniających zależność $10^\circ < \Delta \leq 20^\circ$ – co dwie do czterech szyn,
- przy nachyleniach większych, tj. $\Delta > 20^\circ$ – co drugą szynę.

Dla torów zbudowanych z szyn, dla których maksymalne obciążenie złącza szyny w kierunku wzdłużnym jest większe od 60 kN, należy zabudowywać łańcuchy kontrujące:

- co 10 szyna (zawiesie), jeżeli spełniona jest zależność $0^\circ \leq \Delta \leq 4^\circ$,
- co 4 szyna (zawiesie), jeżeli spełniona jest zależność $4^\circ < \Delta \leq 10^\circ$,
- na każdej szynie, jeżeli kąt $\Delta > 10^\circ$.



Rys. 2.16. Przykład wykorzystania łańcuchów kontrujących do stabilizacji trasy na upadzie lub po wzniosie [30]

Zarówno dla torów zbudowanych z szyn o wytrzymałości złącza w kierunku wzdłużnym mniejszej jak i większej od 60 kN, krawędzie szyn na złączach przegubowych nie mogą do siebie przylegać (złącze szyny ma być rozwarte). W przeciwnym przypadku może dojść do rozerwania połączenia szyn podczas jego obciążenia.

2.4. Zawiesia

Zawiesia charakteryzują się nośnością (obciążeniem nominalnym statycznym). Ma ona wartość $Q = 30 \div 120$ kN. Zawiesie składa się z zaczepu (jednego kompletu) i łańcucha (jednego lub więcej) o typowych rozmiarach: 16×80 mm, 18×64 mm, 18×90 mm lub 22×86 mm. Ze względu na przeznaczenie układu, zawiesia mogą być stosowane jako [112]:

- zawiesia przeznaczone do zawieszania szyn i rozjazdów toru jezdnej kolejek podwieszonych przeznaczonych do przewozu ludzi i transportu materiałów. Zawiesia te posiadają nośność (wytrzymałość na obciążenie statyczne) $Q = 40 \div 80$ kN przy współczynniku bezpieczeństwa $n = 4$,
- zawiesia, których zaczepy przeznaczone są do podwieszania – do obudowy łukowej podatnej ŁP, do innych elementów (konstrukcji) lub do kotew zamontowanych w stropie wyrobiska – różnych urządzeń, takich jak np. konstrukcja komór montażowo-demontażowych obudowy

zmechanizowanej wraz z zespołem wciągników, przenośniki, rurociągi, wentylatory, itp. Zawiesia (zaczepy zawiesi) posiadają nośność zwaną też statycznym obciążeniem nominalnym $Q = 30 \div 120$ kN przy zachowaniu obliczeniowego współczynnika bezpieczeństwa $n = 3$,

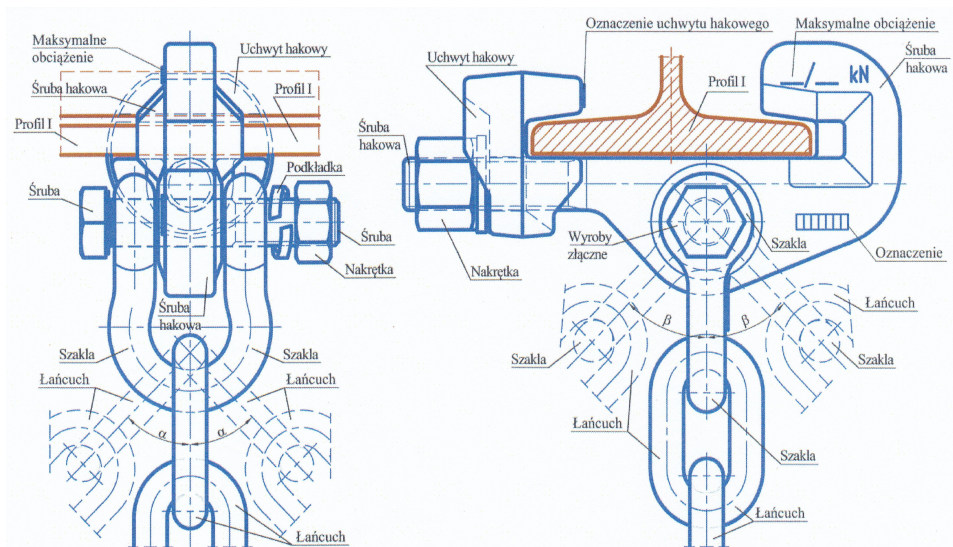
- zawiesia stabilizujące – zaczepy zawiesi stosowane w odciągach stabilizacji poprzecznej toru jezdni kolejek podwieszonych przy obciążeniu nominalnym $Q = 30 \div 40$ kN i współczynniku bezpieczeństwa $n = 4$.

Zawiesia służą do zawieszania jezdni (toru jezdni) do „stałej podpory”, którą może stanowić:

- łuk obudowy ŁP wyrobiska,
- element mocowany do łuku obudowy w postaci prostki np. profil V, dwuteownik, szyna,
- kotew mocowana do stropu wyrobiska.

Zawiesia, z uwagi na konstrukcję, można podzielić na:

- zawiesia, których zaczepy montowane są na łuku obudowy podatnej typu ŁP, wykonanej np. z profilu KO, KS lub o przekroju w kształcie litery V,
- takie, których zaczep dostosowany jest do profili „ze stopką” (rys. 2.17), jak np. szyny o profilu S, dwuteowniki, itp. Zaczep tego zawiesia składa się ze śruby hakowej, uchwyty hakowego, szakli i kompletu elementów złącznych.



Rys. 2.17. Zawiesia z zaczepem dostosowanym do profili „ze stopką” [93]

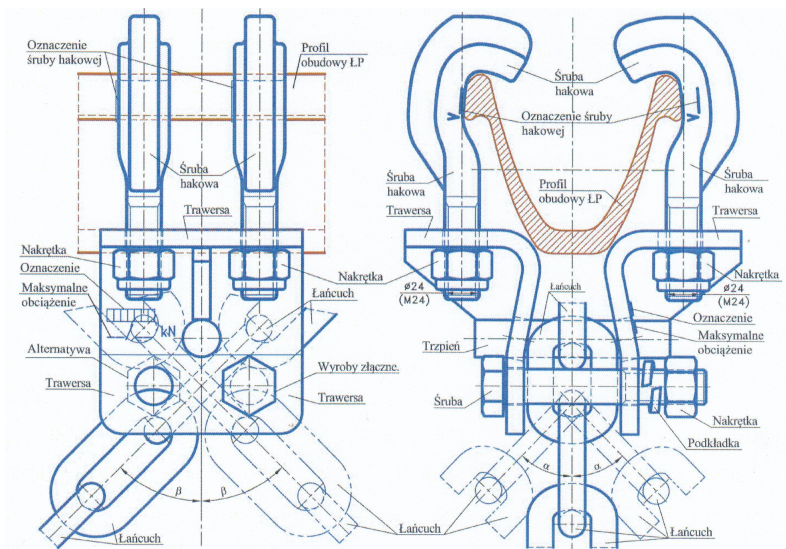
Z uwagi na konstrukcję trawersy i sposób zamocowania łańcucha w trawersie, zawiesia czterohakowe pojedyncze można podzielić na:

- zawiesie czterohakowe pojedyncze, w którym łańcuch zakontrowany jest w trawersie pomiędzy trzpieniem i śrubą (rys. 2.18),
- zawiesie czterohakowe pojedyncze; łańcuch w trawersie zawieszony jest na śrubie (rys. 2.19),
- zawiesie czterohakowe pojedyncze, gdzie łańcuch w trawersie zamocowany jest na szakli (rys. 2.20),
- zawiesie czterohakowe pojedyncze, charakteryzujące się tym, że łańcuch zaklinowany jest wewnątrz trawersy (rys. 2.21), której geometria jest dostosowana do konkretnego łańcucha,
- zawiesie czterohakowe pojedyncze, zawierające łańcuch zamocowany na śrubie w dolnej wewnętrznej części trawersy (rys. 2.22),
- zawiesie czterohakowe pojedyncze, z łańcuchem w trawersie zamocowanym na śrubie opartej na ścianach poprzecznych (rys. 2.23),
- zawiesie czterohakowe podwójne z łańcuchem zawieszonym na trawersie, która jest mocowana do sąsiadujących obudów ŁP (rys. 2.24).

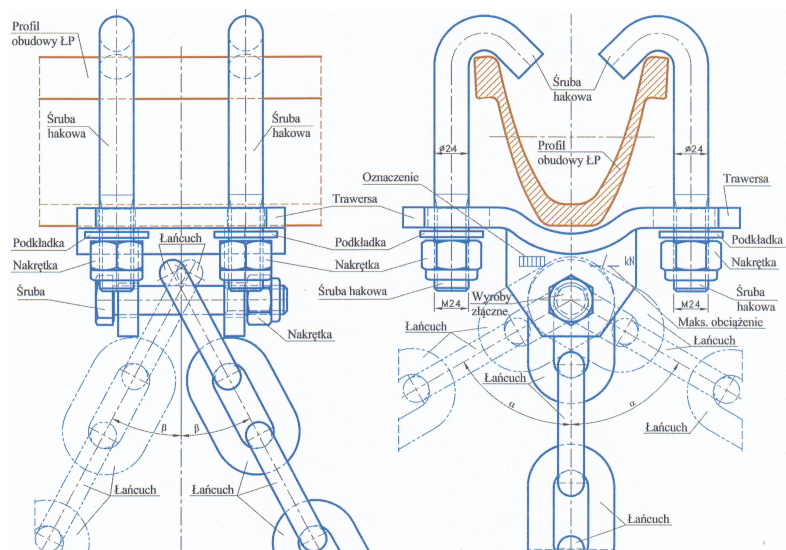
Zaczep zawiesia czterohakowego podwójnego składa się z dwóch kompletów elementów złącznych śrub hakowych (każdy komplet składa się z czterech śrub hakowych) wykonanych z pręta lub z odkuwki kutej matrycowo, trawersy – belki wykonanej z blachy i kompletu elementów złącznych.

Z uwagi na technologię wytwarzania zaczepu, zawiesia do profili „ze stopką” (rys. 2.17) dzielą się na zawiesia:

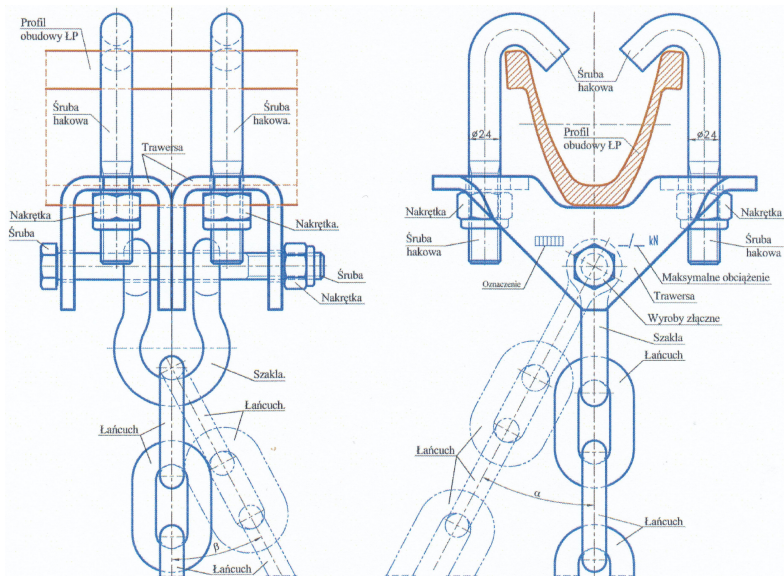
- w których wszystkie elementy zaczepu wykonane są z odkuwek kutych matrycowo,
- w których zaczep wykonany jest różną technologią (spawany lub kuty), np. śruba hakowa wykonana jest z blachy, a szakla z odkuwki kutej matrycowo,
- których zaczep mocowany jest do kotew utwierdzonych w stropie wyrobiska (rys. 2.25). Zaczep tego zawiesia składa się z jednej stopy wykonanej z blachy i jednego kompletu elementów złącznych.



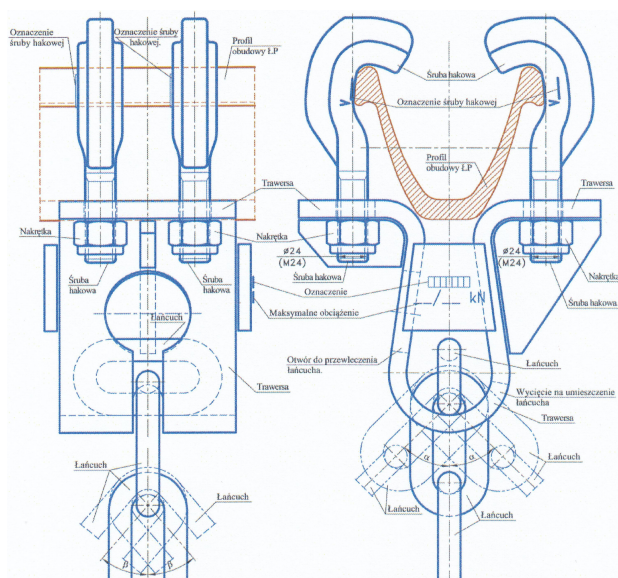
Rys. 2.18. Zawiesie czterohakowe pojedyncze z łańcuchem utwardzonym w trawersie pomiędzy trzpieniem i śrubą



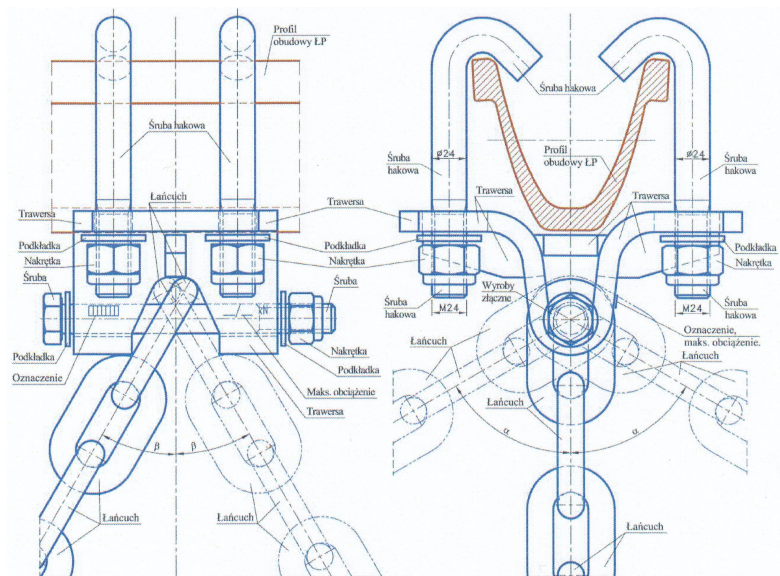
Rys. 2.19. Zawiesie czterohakowe pojedyncze z łańcuchem zawieszonym na śrubie



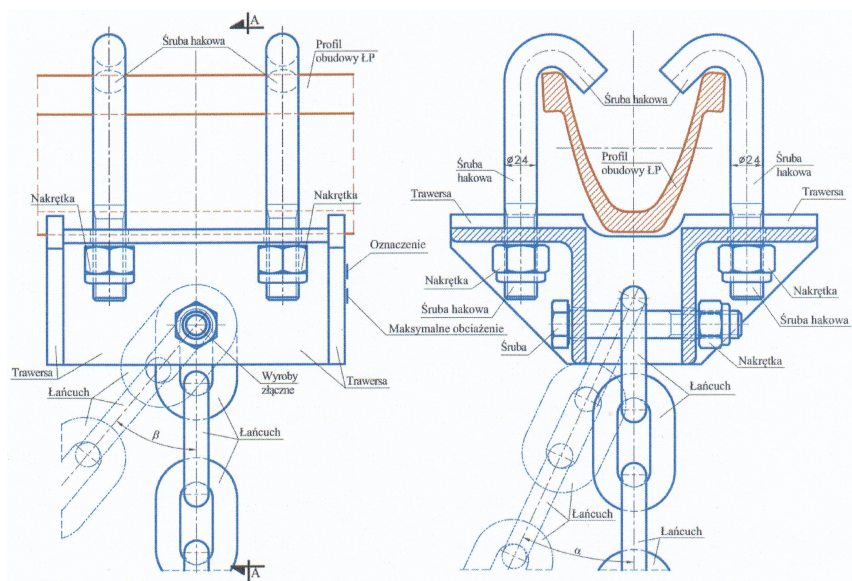
Rys. 2.20. Zawiesie czterohakowe pojedyncze z łańcuchem zawieszonym na szklie



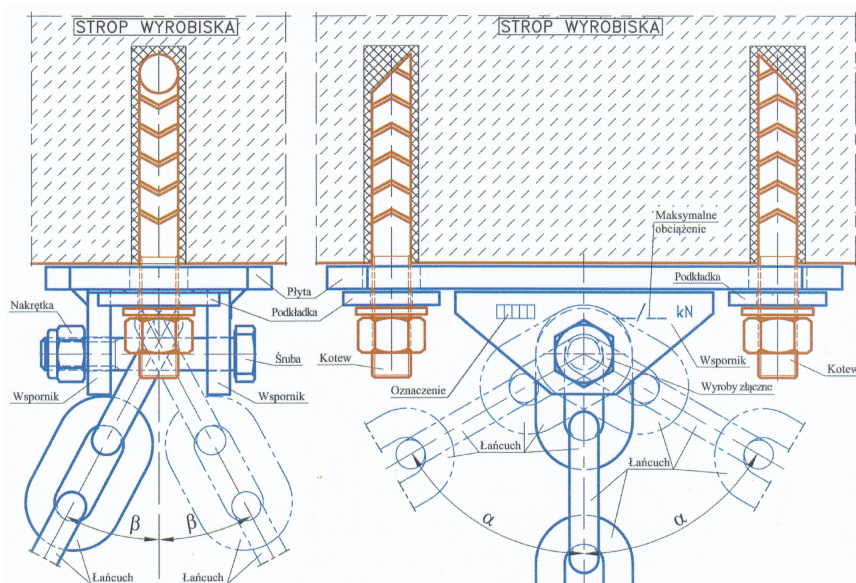
Rys. 2.21. Zawiesie czterohakowe pojedyncze z łańcuchem zawieszonym w trawersie



Rys. 2.22. Zawiesie czterohakowe pojedyncze z łańcuchem zawieszonym na śrubie przechodzącej przez trawersę



Rys. 2.23. Zawiesie czterohakowe pojedyncze z łańcuchem zawieszonym na śrubie opartej na poprzecznych ścianach trawersy



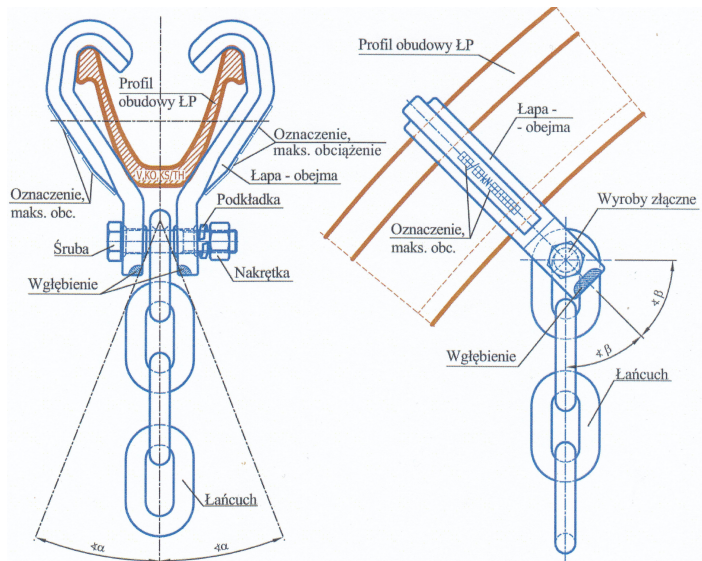
Rys. 2.25. Zawiesia mocowane do kotew umieszczonych w stropie wyrobiska

Wśród zawiesi montowanych zaczepami do łuku obudowy ŁP, z uwagi na konstrukcję zaczepu, można wyróżnić:

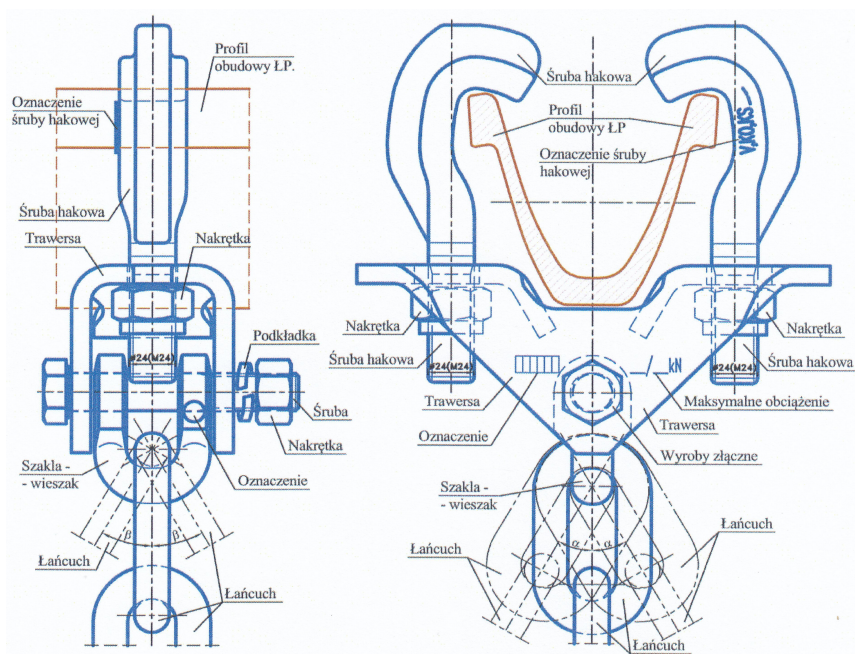
- zawiesia łapowe, w których zaczep składa się z dwóch łap – obejm wykonanych z odkuwki kutej matrycowo lub z blachy oraz jednego kompletu elementów złącznych (rys. 2.26),
- zawiesia dwuhakowe, w których zaczep składa się z dwóch śrub hakowych wykonanych z odkuwki kutej matrycowo, trawersy – z blachy lub odkuwki kutej matrycowo, jednego kompletu wyrobów złącznych i, ewentualnie jednej szakli – i wieszaka wykonanego z odkuwki kutej matrycowo (rys. 2.27),
- zawiesia czterohakowe pojedyncze, w których zaczep składa się z czterech śrub hakowych wykonanych z pręta lub z odkuwki kutej matrycowo, trawersy i jednego kompletu wyrobów złącznych, przedstawione na rysunkach 2.18 ÷ 2.23.

Zawiesia mocowane do kotew umieszczanych w stropie wyrobiska mają zaczep wykonany w jednym z dwóch zakresów wielkości, co jest zdeterminowane przez wielkość samych kotew (rys. 2.25):

- kotew o średnicy do $\varnothing 24$ mm,
- kotew o średnicy $\varnothing 26 \div \varnothing 34$ mm.



Rys. 2.26. Zawiesie łapowe wykonane metodą kucia matrycowego



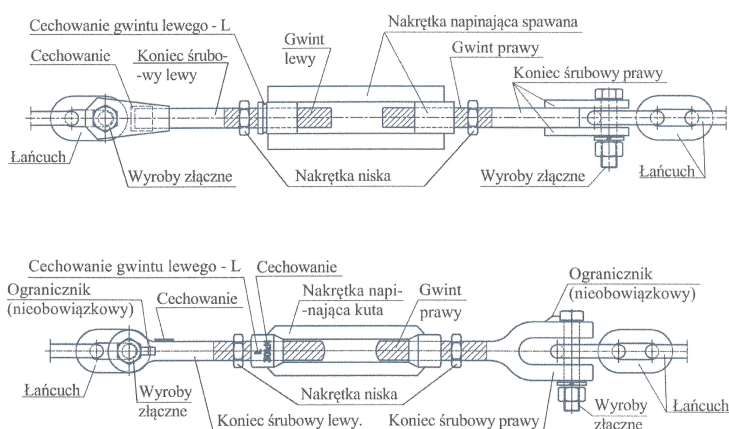
Rys. 2.27. Zawiesie dwuhakowe ze śrubami kutymi matrycowo [93]

2.5. Odciągi

Podstawową konstrukcją stosowaną do stabilizacji ciągu szyn są odciągi. Służą one do stabilizacji poprzecznej i podłużnej toru jezdni (jezdni, trasy) kolejki podwieszanej oraz zapewnienia stabilności innych urządzeń i instalacji w wyrobisku, np. rurociągów. Odciągi pozwalają też na utrzymanie jezdni we właściwym stanie w trakcie eksploatacji, w tym pełnią ważną rolę przy usuwaniu skutków odkształceń górotworu.

Rolę odcągów pełnią elementy o nośności nominalnej zawierającej się w zbiorze $Q = \{17; 30; 40\}$ kN, przy obliczeniowym współczynniku bezpieczeństwa $n = 4$, wśród których można wyróżnić następujące konstrukcje:

- odcąg, zwany też często „odciągiem pojedynczym”, jest zespołem łańcuchów połączonych śrubą napinającą (rys. 2.28). Składa się ze śruby napinającej spawanej lub z odkuwki kutej matrycowo i łańcucha. Odcąg ten stanowi dwa ciąga, z których każde ma inną długość,
- odcąg boczny zwany też „odciągiem stabilizacyjnym” składa się z dwóch łańcuchów oraz kompletu wieszaka lub szakli (rys. 2.29). Odciągi takie mogą być zabudowane w układzie V lub w kierunku prostopadłym do linii szyny,
- odcąg krzyżowy, składający się z czterech ciągien i wieszaka lub dwóch zamków (szakli), przedstawiony na rysunku 2.29. W skład wieszaka wchodzi uchwyt, elementy łączne i dwa zamki o wielkości 14×50 mm lub 18×64 mm wykonane zgodnie z normą [24],



Rys. 2.28. Napinanie łańcuchów odciągowych za pomocą nakrętki wykonanej różną technologią [93]

Śruba napinająca odciał jest śrubą rzymską, która składa się z dwóch śrub zakończonych uszami oraz nakrętki napinającej. Nakrętka ta może być wykonywana jako spawana lub z odkuwki kutej matrycowo (rys. 2.28).

Odciały o różnej nośności nominalnej Q mogą być stosowane do stabilizacji toru jezdni kolejek podwieszonych (tab. 2.1), przy zachowaniu współczynnika bezpieczeństwa $n = 4$. Dla odciałów mających na celu stabilizację innych urządzeń lub wyposażenia znajdującego się w wyrobisku, np. rurociągów, nominalne obciążenie Q powinno być większe (prawa kolumna w tabeli 2.1), a współczynnik bezpieczeństwa zmniejszony do $n = 3$.

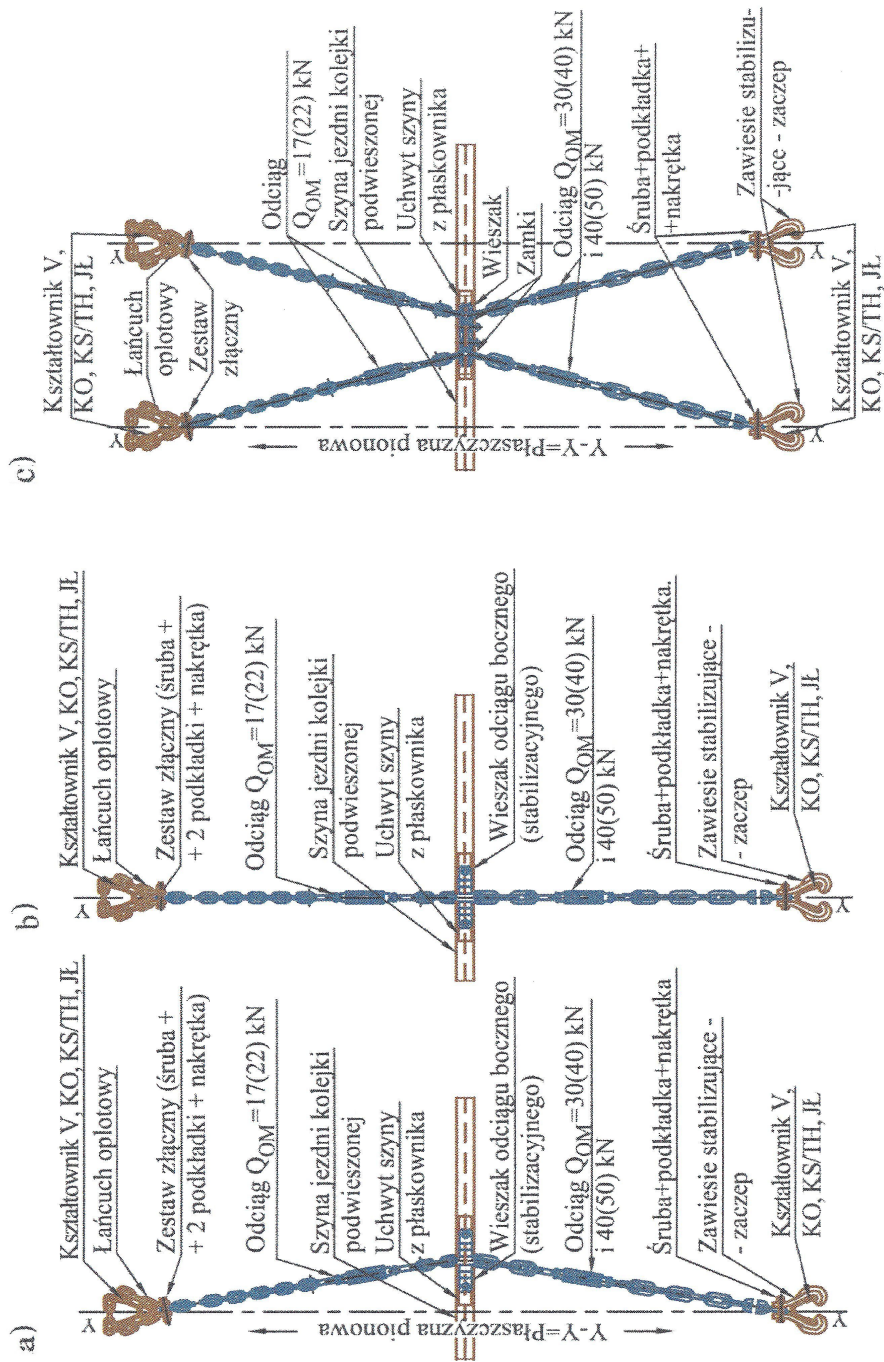
Tab. 2.1. Parametry śruby napinającej stosowanej w konstrukcji odciałów przeznaczonych do różnych celów

Wymiar śruby napinającej		Nośność śruby Q , kN do stabilizacji	
		trasy kolejki	innych urządzeń
kutej	spawanej	($n = 4$)	($n = 3$)
M16	M20	17	22
M20	M24	30	40
M24		40	50

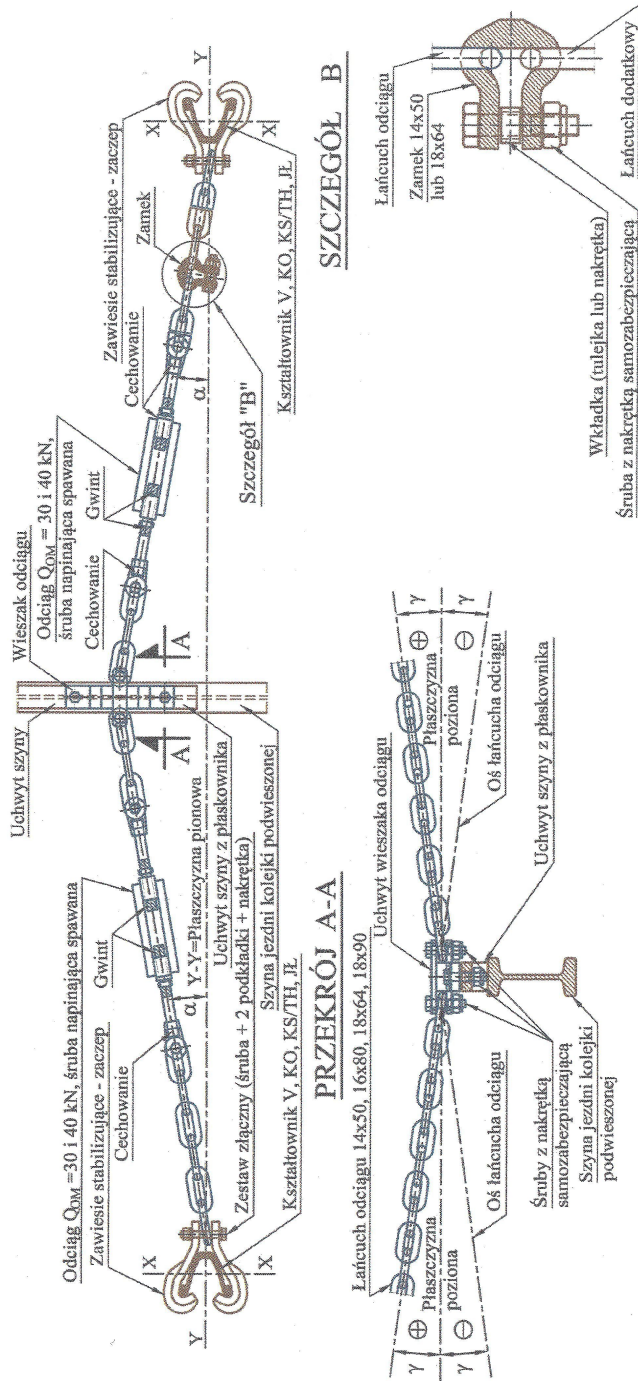
Przeciętne i maksymalne odchylenie katowe α i γ obciążenia nominalnego Q , na jakie może być narażony odciał stabilizacyjny o nośności podanej w kN (OST 17/40) dla odciałów o różnej nośności zostało przedstawione w tabeli 2.2. O ile przeciętne wartości kąta γ są niewielkie, to kąt α może się zmieniać w znacznie większych granicach. Zwiększanie wartości kątów α i γ może powodować, że trasa będzie bardzo „wrażliwa” na nieprawidłowości montażu [93]. Wartości sił, które przenosi odciał, mogłyby zwiększać się w przypadku niewielkich przemieszczeń wzdłużnych trasy. Zalecenia odnośnie montażu łańcuchów odciałowych zostały przedstawione na rysunku 2.30, a sposoby kontroli kątów są również widoczne na rysunku 2.4.

Z uwagi na układ zabudowy, odciały OST 17/40 mogą być zamontowane jako odciały boczne lub krzyżowe. Odciały boczne, zwane również „odciami stabilizacyjnymi”, są stosowane na prostych odcinkach trasy kolejki podwieszanej i zabudowane jako dwa odciały pojedyncze, stanowiące jeden kompletny odciał boczny. Odciał boczny może być zabudowany w układzie:

- nazywanym V tj. pod kątem α , gdzie kąt ten równy jest odchyleniu kierunku obciążenia od płaszczyzny łuku obudowy,
- prostopadłym, tj. w płaszczyźnie pionowej, która jest tożsama z płaszczyzną łuku obudowy (kąt $\alpha = 0^\circ$).



Rys. 2.29. Różnej konstrukcji odciągi stosowane do stabilizacji tras kolejek podwieszanych: a) boczny w układzie V; b) boczny prostopadły; c) krzyżowy



Rys. 2.30. Schemat sposobu kontroli charakterystycznych kątów podczas montażu [93]

Tab. 2.2. Typowe wartości parametrów geometrycznych odciągów o różnej nośności

Nośność odciagu Q , kN	Wartość kąta według rysunku 2.30, °			
	przeciętna		maksymalna	
	α	γ	α	γ
17	$0 \div 30$	$0 \div 4$	45	15
30	$0 \div 45$	$0 \div 4$	60	15
40	$0 \div 45$	$0 \div 4$	60	15

Odciągi krzyżowe zaś, stosowane na zakrętach, rozjazdach i odcinkach o dużym nachyleniu, są zabudowane w kompletach zawierających po cztery odciągi pojedyncze. Łańcuchy zawiesi, łańcuchy odciągowe oraz uchwyty podlegają normalizacji co do wymiarów, wytrzymałości i składu chemicznego materiału [22, 23, 68, 69].

2.6. Zestaw transportowy

W kopalniach węgla kamiennego eksploatowanych w naszym kraju, transport poziomy służący do przewozu ludzi, materiałów oraz urządzeń realizowany jest za pomocą zestawu transportowego (ang. monorail loading system). Próby wykorzystania kolejek podwieszonych przeprowadzano już w latach 70. XX wieku [85]. Mobilne zestawy wykorzystujące jednoszynową trasę mogą być wykorzystywane również do transportu urobku [9, 35]. Zestaw transportowy stanowi układ sprzęgniętych ze sobą środków transportowych połączonych z zespołem ciągnącym. Zestaw transportowy o napędzie własnym składa się z:

- zespołu ciągnącego, składającego się z ciągnika (lokomotywy), jednostek/wózków napędowo-hamulcowych (napędów), kabin (ewentualnie z hamulcem dodatkowym) i ciągieł,
- zespołu przewozowego, stanowiącego zespół – sprzęgniętych ciągłami łączącymi – elementów transportowych umożliwiających przewożenie osób oraz podwieszanie, mocowanie, załadunek, transport, rozładunek materiałów, maszyn i urządzeń,
- podzespołów (np. wciągarki, wózki hamulcowe) i pojedynczych elementów, jak np. cięgła łączące, lina bezpieczeństwa.

Wózek jezdny jest to część każdego podzespołu wyposażona w rolki (koła) jezdne i ewentualnie w rolki prowadzące. Umożliwia on przemieszczanie się podzespołu po szynach, oraz pośredniczy w przenoszeniu wszystkich sił (obciążenia) z podzespołu na szyny.

2.7. Badania elementów tras i kolejek

Kolejki podwieszone są samobieżnymi maszynami z napędem spalinowym [57, 102] lub elektrycznym [91], przeznaczonymi do transportu materiałów lub przewozu ludzi. Posiadają modułową budowę umożliwiającą dostosowanie jej konfiguracji do systemów prowadzenia transportu.

Organizacja transportu poziomego w kopalni wymaga uwzględniania wielu czynników. Oprócz masy ładunku, który należy przewieźć (niekiedy niezbędny jest demontaż ładunku na mniejsze zespoły) trzeba dobrać odpowiednią lokomotywę (ciągnik) i zaplanować przewóz w taki sposób aby uniknąć ewentualnych kolizji [98]. W celu optymalizacji tych parametrów zostało opracowane oprogramowanie wspomagające projektanta systemu transportu podczas doboru środków transportu oraz konfiguracji urządzeń transportowych dla kolejek podwieszonych z napędem własnym [108]. Oprogramowanie to jest udostępniane jako aplikacja internetowa i zawiera funkcje wykorzystujące symulacje numeryczne zdarzeń awaryjnych oraz niebezpiecznych do planowania bezpieczeństwa transportu.

Ciągniki podwieszone, w zależności od warunków górniczo-geologicznych oraz konstrukcji napędów, mogą być zabudowane w trzech wersjach, jako: ciągnik spalinowy wyposażony w napęd cierny kolejki podwieszanej (KPCS), ciągnik spalinowy wyposażony w napęd zębaty kolejki podwieszanej (KPZS) – wyposażony w typ napędu przystosowany do współpracy z szyną zębatą (HZA) oraz ciągnik spalinowy wyposażony jednocześnie w napęd cierny i zębaty kolejki podwieszanej (KPCZ) [8, 102]. Znamionowa siła uciągu, dla pojedynczego napędu ciernego, wynosi 20 kN oraz 30 kN – dla pojedynczego napędu zębatego. Zwiększające się masy transportowanych ładunków powodują, że wartość siły uciągu kolejek podwieszonych systematycznie wzrasta. Większa masa zawieszona przypada na pojedynczy wózek nośny oraz większe siły uciągu i związane z nimi większe siły hamowania powodują wzrost wartości obciążenia złącza szynowego siłą wzdłużną oraz większe siły w zawiesiach łańcuchowych [49, 60].

Wdrożenie do eksploatacji szyny o bardziej wytrzymałym, zupełnie od nowa opracowanym profilu [88], nawet jeśli wiązałoby się z korzyściami technicznymi i ekonomicznymi byłoby długotrwałe i problematyczne. Lepszym kierunkiem modyfikacji jest zwiększanie nośności szyny oraz wytrzymałości złącza szyny. Konstrukcja złącza szyny zaproponowana w publikacji [82] jest zunifikowana z dotychczas wykorzystywanymi profilami, a ponadto ma zwiększoną nośność pionową złącza do 70 kN, a w przypadku zastosowania podwójnego zawiesia – do 80 kN. Wytrzymałość wzdłużna złącza nowej konstrukcji również jest zadowalająca, ponieważ wynosi 120 kN.

Napęd zębaty może być stosowany na całej długości trasy lub tylko na wybranym odcinku. Najczęściej stosowany jest w najtrudniejszych warunkach eksploatacji, ze względu na nachylenie wyrobiska (zwykle większe niż $\Delta \approx 20^\circ$) i panujące w nim środowisko (np. zapylenie, skraplanie się wody ze stropu, itp.). Napęd zębaty eliminuje wszystkie wady napędu ciernego, a jego zastosowanie usprawniło prowadzenie transportu oraz przyczyniło się do podniesienia wydajności i bezpieczeństwa w systemach transportu eksploatowanych w trudnych warunkach wyrobiska [86].

W podziemnych zakładach górniczych, kolejki podwieszone, przeznaczone do przewozu ludzi i transportu ładunków w wyrobiskach poziomych i pochyłych o nachyleniu do 45° , powinny być wyposażone w urządzenia awaryjnego hamowania, zgodne z wymogami zawartymi w Rozporządzeniu Ministra Energii [83]. Oprócz występujących w ciągnikach układów napędowo-hamulcowych, kolejkę podwieszoną wyposaża się w wózki hamulcowe. Po przekroczeniu określonych, granicznych prędkości przez zestaw zadziałają następujące układy automatycznego hamowania awaryjnego:

- układy hamulcowe ciągnika kolejki są uruchamiane przez czujniki indukcyjne przy minimalnej prędkości $2,5 \div 2,6 \text{ m s}^{-1}$,
- układy hamulcowe ciągnika kolejki są uruchamiane przez mechaniczne czujniki odśrodkowe powyżej prędkości $2,7 \div 2,86 \text{ m s}^{-1}$,
- wózki hamulcowe lub układy wózków hamulcowych są uruchamiane po przekroczeniu prędkości $3,0 \pm 0,2 \text{ m s}^{-1}$.

Każde awaryjne zadziałanie układu hamulcowego ma charakter gwałtowny, co skutkuje wystąpieniem przeciążeń dynamicznych oddziałujących zarówno na trasę podwieszoną jak i na odrzwia obudowy podatnej, która jest powszechnie stosowana w wyrobiskach korytarzowych kopalń węgla kamiennego. W załączniku nr 4 do rozporządzenia [83] zostały określone szczegółowe zasady prowadzenia ruchu w wyrobiskach oraz zamieszczone graniczne wartości obciążenia łuków obudowy wynoszące 40 kN. Ta war-

tość maksymalnego obciążenia została zapisana w odpowiednich przepisach już w 1978 roku [59], potwierdzona w roku 2002 [84] i pozostała ona niezmieniona do chwili obecnej mimo, że w tym czasie zmieniły się zarówno warunki prowadzenia podziemnego transportu podwieszonego, jak i parametry obudów chodnikowych a także zwiększono ogólną jakość i wytrzymałość materiałów konstrukcyjnych. Zmiany tych warunków były skutkiem wielu nowych rozwiązań konstrukcyjnych, materiałowych i technologicznych. Jednocześnie, w czasie ostatnich lat ma miejsce zwiększanie zarówno wymiarów odrzwi, jak i pola przekroju poprzecznego profili kształtowników obudowy podatnej.

Już pod koniec lat 80. XX wieku [48] były prowadzone badania nośności i stabilności trasy zabudowanej do obudowy kotwowej. Obciążenie obudowy realizowano rozpoczynając od obciążenia statycznego przez kolejkę zatrzymaną na badanym odcinku trasy. Po pozytywnych wynikach pierwszego etapu badań przeprowadzono również próby obciążenia dynamicznego trasy w czasie awaryjnego hamowania zestawu. W efekcie stwierdzono, że możliwe jest wykorzystanie obudowy kotwowej do montażu trasy kolejki podwieszonej. Jednak, do chwili obecnej wykorzystanie tego typu obudowy nie jest często spotykane w krajowych kopalniach.

Zwiększające się wymagania odnośnie przetransportowania jak największej liczby ładunków, spowodowało zwiększenie przekroju poprzecznego wyrobisk transportowych. Obecnie gabaryty wyrobisk do prowadzenia transportu wykonywane są w rozmiarze odrzwi 9, 10 lub większym [103]. Zwiększenie wymiaru odrzwi wiąże się z koniecznością zwiększenia powierzchni przekroju poprzecznego kształtowników, z których wykonane są łuki obudowy chodnikowej. Analizy obciążenia, generowanego przez ładunek przewożony kolejką podwieszoną w wyrobiskach korytarzowych zabezpieczonych obudową podatną, jeszcze pod koniec wieku XX prowadziły do wniosku, że obudowy mogą być nadmiernie obciążone. Zalecano więc wzmacnianie i stabilizację obudowy podstawowej wyrobisk, a w skrajnych przypadkach – nawet wyłączenia tej obudowy z procesu transportowego [54].

Z badań stanowiskowych, opublikowanych w kwartalniku wydawanym przez Główny Instytut Górnictwa (GIG) wynika, że nośność obudów ŁP (w stanie usztywnionym) dla profili V29 i większych przekracza 800 kN [81]. Z kolei badania symulacyjne, w których została wykorzystana metoda elementów skończonych, ang. finite element method (MES), przeprowadzone przez Instytut Techniki Górniczej (KOMAG) dowodzą, że pojedynczy łuk obudowy chodnikowej w stanie podatnym traci stateczność przy obciążeniu

około 300 kN [103]. Ponadto, z przeprowadzonych symulacji numerycznych, dla potrzeb których wykorzystano system do badania dynamicznych oddziaływań elementów przemieszczających się względem siebie w dowolnym zakresie; ang. multi-body system (MBS) wynika, że przypadające na jedno zawiesie obciążenie dynamiczne, spowodowane przez zestaw transportowy, w normalnych warunkach jazdy osiąga wartość do 50 kN. W sytuacji awaryjnego hamowania, obciążenie dynamiczne jednego zawiesia maksymalnie może wzrastać o około 50%. Wzrost ten jest zależny od sposobu zabudowy i metody stabilizacji trasy kolejki podwieszanej [103].

Znacznym ograniczeniem rozwoju transportu kolejkami podwieszonymi jest dozwolona prędkość ruchu kolejek, która – przy nachyleniach trasy transportowej $\Delta > 10^\circ$ – nie może przekroczyć $v = 2,0 \text{ m s}^{-1}$. Możliwe jest zwiększenie prędkości ruchu kolejek, jednak wymaga to analizy oddziaływania sił powstających podczas ruszania, przyspieszania i hamowania na obudowę i trasę (szyny, zawiesia). Zadziałanie wózka hamulcowego wiąże się z powstaniem dynamicznych sił o maksymalnych wartościach (w porównaniu z siłami powstającymi podczas jazdy i przyspieszania), przenoszonych poprzez szynę jezdnię i zawiesia – na odrzwia obudowy chodnikowej [74].

Kolejki podwieszone, oprócz przewozu ładunków, są wykorzystywane do transportu osób. Udział przewozu osobowego w globalnych przewozach zaczyna wzrastać. Wynika to z większej ilości osób do przewiezienia oraz z coraz dłuższych tras. Dłuższa trasa powoduje zwiększenie czasu jazdy a jednocześnie zmniejszenie efektywnego czasu pracy pod ziemią. Zwiększenie prędkości jazdy ludzi kolejkami podwieszonymi staje się jednym z elementów zwiększenia czasu dyspozycyjnego pracującej załogi. Przeprowadzone obliczenia wykazały, że istnieje techniczna możliwość przewozu osób przy prędkości jazdy ciągników z napędem własnym do wartości $3,9 \text{ m s}^{-1}$ [12, 13]. Jednak, nadrzędny cel jakim jest bezpieczeństwo załogi powoduje, że zwiększenie prędkości w warunkach rzeczywistych musi być poprzedzone badaniami modelowymi. Konieczne jest prowadzenie badań, zarówno symulacyjnych, jak i doświadczalnych, których celem jest między innymi ocena wpływu awaryjnego hamowania na przewożoną załogę [61]. W tym celu stosuje się tzw. rozszerzone modele kryterialne, zawierające model cech geometrycznych maszyny i model cech antropometrycznych.

Rozszerzone modele kryterialne umożliwiają ocenę bezpieczeństwa operatorów i załogi podczas użytkowania środka transportu. W szczególności dotyczy to stanów awaryjnych, którym mogą towarzyszyć przeciążenia dynamiczne. Badania symulacyjne prowadzone były dzięki połączeniu metody

MBS i MES [105]. Symulacje numeryczne umożliwiają ocenę bezpieczeństwa użytkownika środka transportu w stanach krytycznych, które mogą spowodować urazy użytkowników tych środków, a których nie można przeprowadzić w warunkach rzeczywistych, np.: nagle zahamowanie lub przyspieszenie, wykolejenie, zderzenie czy jazda na zakręcie z niedopuszczalną prędkością [75, 114].

Zwiększenie prędkości kolejek podwieszonych wiąże się z koniecznością monitorowania dróg transportowych. W tym celu zaproponowano system pomiarowy, którego zadaniem jest zbieranie informacji o występującym obciążeniu i zmianach geometrii obudowy wyrobiska korytarzowego. Zaprezentowano koncepcję pomiaru obciążenia i geometrii obudowy wyrobiska z zastosowaniem przetworników z drgającą struną oraz przetworników linkowych. Zastosowanie przetworników strunowych podyktowane było możliwością instalacji na odrzwiach obudowy przez przyklejenie uchwytów montażowych, liniową charakterystyką drgań w zależności od odkształceń oraz zachowaniem parametrów metrologicznych przez około 25 lat [111].

W pracy [96] przedstawiono wyniki badań numerycznych wartości przeciążeń, o kierunku pionowym, oddziałujących na transportowany personel przy prędkości jazdy wynoszącej 2 m s^{-1} . Analiza dotyczyła nie tylko normalnej eksploatacji kolejki podwieszanej, ale również sytuacji hamowania awaryjnego. Według autorów, doświadczenia uzyskane podczas badań oraz zarejestrowane wyniki przyczynią się do rozwoju metod symulacji numerycznych pozwalających oszacować zagrożenia w sytuacjach takich jak hamowanie awaryjne podczas jazdy w górę i w dół lub awaryjne hamowanie przy różnych prędkościach [95]. Ponadto, zastosowanie symulacji numerycznych metodą MBS umożliwia analizę działających sił i momentów w dowolnym miejscu modelowanego zestawu transportowego. Ta funkcja może być wykorzystana do monitorowania przeciążeń zawieszonego toru kolejki podwieszanej lub sił działających w złączach szyn. W dalszej perspektywie może być użyta do modyfikacji istniejących konstrukcji w celu zwiększenia zdolności przewozowej zawieszonej kolejki lub przeanalizowania możliwości zwiększenia prędkości jazdy kolejek. Wyniki symulacji uzyskanych metodą MBS mogą również stanowić warunki brzegowe do obliczeń wytrzymałościowych każdego elementu trasy kolejki podwieszanej.

Proces projektowania środków technicznych do transportu materiałów i do przewozu osób, w określonym fragmencie wyrobiska chodnikowego, wymaga rozwiązania następujących zadań [101]:

- skonfigurowanie urządzenia transportowego zgodnie z obowiązującymi przepisami,
- sprawdzenie przekrojów podłużnych i poprzecznych wyrobiska w celu uniknięcia wystąpienia kolizji podczas prowadzenia prac transportowych.

Zgodnie z rozporządzeniem wydanym przez Ministra Energii w dniu 23 listopada 2016 r. w sprawie szczegółowych wymagań dotyczących prowadzenia ruchu podziemnych zakładów górniczych [83], dokumentacja układu transportowego powinna zawierać obliczenia trakcyjne przeprowadzone dla rejonu projektowanej trasy o największym nachyleniu. Wynikiem tych obliczeń są maksymalne masy transportowanych ładunków oraz długość drogi hamowania zestawu transportowego.

Właściwe wykorzystanie kolejek podwieszonych wymusza odpowiedni dobór komponentów zespołu transportowego, tj. ciągnika, wózków hamulcowych oraz zestawów nośnych, dostosowanych do określonych warunków. Początkowymi parametrami konstrukcyjnymi są: nachylenie trasy Δ , długość L , profil i typ szyn (z listwą lub bez listwy zębatej) oraz nośność zawiesi Q . Opracowany w KOMAGu, system wspomagania projektowania transportu kopalnianego, ang. safe trans design (STD) stanowi formę unifikacji i standaryzacji podczas planowania i tworzenia dokumentacji górniczych podziemnych układów transportu [100, 104]. Konfigurator kolejek podwieszonych umożliwia przygotowanie danych wejściowych do modułu oceny i raportowania. Dane wejściowe obejmują parametry: ciągników, wózków hamulcowych, zestawów nośnych i wciągników, dla przyjętych warunków prowadzenia transportu. Konfigurowanie ciągnika możliwe jest po wprowadzeniu następujących danych: typ kabiny, liczba i rodzaj napędów, typ części maszynowej oraz typ jednostki pomocniczej. Wózki hamulcowe dobierane są ze względu na wartość statycznej siły hamownia. Dobór zestawów nośnych i wciągników wymaga podania przez użytkownika danych trasy, tj. profilu szyny i jej maksymalnej długości oraz nośności złączy [100].

Osobnym zagadnieniem, przy planowaniu i realizacji transportu towarowego, jest analiza kolizyjności. Bezkolizyjny przejazd ładunku, realizowanego w wyrobiskach korytarzowych kopalń, jest uzależniony od odpowiedniego zaprojektowania trasy jezdnej oraz właściwego doboru urządzenia transportowego. Podczas likwidacji zbrojenia ścian znaczący udział w reali-

zowanych wtedy zadaniach transportowych mają przewozy ładunków wielkogabarytowych. Są to sekcje obudowy zmechanizowanej, rynny przenośników ścianowych oraz zespoły kombajnów ścianowych [100].

Zwiększające się gabaryty i masy transportowanych maszyn oraz innych urządzeń wymagają projektowania systemów transportowych w oparciu o analizy istniejących tras, w aspekcie możliwości wystąpienia kolizji z obudową oraz wyposażeniem wyrobisk korytarzowych. Ponadto, wymagane jest zachowanie odpowiednich, określonych przepisami prawa, odstępów ruchowych pomiędzy elementami środków transportu, ociosem i spągami [83]. Celem analizy kolizyjności jest wyznaczenie obwiedni – urządzenia transportowego (transport kopalnianą koleją podziemną lub kolejką spagową), obwiedni tawers (transport kolejką podwieszoną), obwiedni ładunku oraz obwiedni odstępów ruchowych, wynikających z przepisów – na podstawie symulacji przejazdu urządzenia transportowego (platforma transportowa, modułowy zestaw nośny wraz z tawersami) wraz z ładunkiem po wybranych fragmentach trasy [26]. Fragmentami tymi są najczęściej: zakręty, skrzyżowania, rozwidlenia chodników oraz odcinki, na których doszło do zmniejszenia się pola przekroju poprzecznego wyrobiska.

W celu usprawnienia procesu wykonywania analiz kolizyjności, a szczególnie skrócenia ich czasu oraz ujednolicenia formy specyfikacji danych wejściowych i formy otrzymywanych wyników końcowych, opracowano komputerowy program do analiz kolizyjności, w postaci modułu uruchamianego jako nakładka na komputerowy system wspomagania projektowania, ang. Computer-Aided Design (CAD) [100]. Moduł analiz kolizyjności wspomaga projektanta w tworzeniu nowej lub weryfikacji istniejącej trasy systemu transportu. Umożliwia on przeprowadzenie symulacji przejazdu urządzenia transportowego (platformy transportowej, zestawu nośnego z tawersami) wraz z ładunkiem po trasie kolejki. Dane wejściowe do analizy kolizyjności formułowane są w pliku graficznym programu CAD (projektowana oś trasy kolejki, zarys wyrobiska w rzucie z góry, rozmieszczenie luk obudowy chodnikowej) oraz w formularzu internetowym (urządzenie transportowe, transportowany ładunek i jego orientacja względem urządzenia transportowego, krok symulacji, wielkość odstępów – przejść ruchowych). Dla wybranych fragmentów trasy przeprowadza się symulację przejazdu urządzenia transportowego wraz z ładunkiem. Innym zastosowaniem metody MBS są analizy związane z oceną bezpieczeństwa transportu materiałów lub przewozem osób. W tym celu przeprowadzone są np. symulacje transportu sekcji obudowy zmechanizowanej za pomocą modułowego zestawu nośnego [100].

Analizy takie służą do odpowiedniego doboru wielkości łańcuchów zawiesi w modułowym zestawie nośnym oraz symulują sytuacje awaryjne, takie jak awaryjne hamowanie czy zerwanie jednego z łańcuchów, na których zawieszona jest sekcja.

Za pomocą analiz MBS mogą być również wyznaczane takie wielkości, jak przebieg prędkości oraz wartość przyspieszenia działającego na przewożonych ludzi podczas awaryjnego hamowania kolejki [100]. Otrzymane wyniki mogą być wykorzystane do analiz numerycznych, pozwalających na identyfikację i ocenę wybranych zagrożeń mechanicznych [99]. W analizach oddziaływania zagrożeń na ludzi wykorzystuje się wirtualne odpowiedniki standardowych manekinów typu Hybrid III. Manekiny te są przygotowywane pod kątem testów zderzeń w różnych kierunkach i odzwierciedlają wielkość i masę konkretnego percentyla populacji w odpowiednim wieku i osobno – dla każdej płci [43].

Analizy MBS znajdują także zastosowanie w czasie prowadzenia ekspertyz powypadkowych, dotyczących np. wpływu prędkości na zachowanie kabin osobowych w sytuacji przerwania ciągłości trasy kolejki podwieszanej.

2.7.1. Właściwości tribologiczne okładzin kół napędowych

Sprzężenie cierne kół napędowych z szynami, w przypadku kolejek podwieszonych z napędem własnym, stanowi granicę ich możliwości transportowych, zwłaszcza na torach o większym kącie nachylenia. Współczynnik tarcia ulega zmniejszeniu pod wpływem osadzania się na torze jezdnym zanieczyszczeń w postaci mieszaniny pyłu węglowego i kamiennego z wodą. Podstawowe znaczenie, w eksploatacji kolejek o napędzie ciernym, mają właściwości tribologiczne tworzyw stosowanych na okładziny kół napędowych. Wśród różnorodnych materiałów, stosowanych na okładziny kół napędowych, coraz szersze zastosowanie znajdują tworzywa poliuretanowe [56]. Istotna jest więc wartość współczynnika tarcia oraz intensywność zużycia tych tworzyw, które są stosowane na okładziny kół napędowych w kolejkach podwieszonych. Wielkości te podlegały badaniom na stanowisku pomiarowym opisanym w publikacji [34].

W praktyce, zmniejszeniu wartości siły tarcia poniżej siły uciągu najczęściej zapobiega się przez zwiększenie siły docisku kół ciernych do środka szyny. Doprowadza to do ich szybkiego zużycia, gdyż zwiększanie siły docisku powoduje wzrost amplitudy cyklicznych odkształceń polimeru okładziny ciernej koła, przez co wzrasta ilość wydzielanego w nim ciepła. Wykazano w literaturze, że nadmiar ciepła powoduje przekroczenie temperatury

krytycznej polimeru, co skutkuje przejściem materiału w stan plastyczny, w którym występuje przyspieszone ścieranie [52]. Dalszy wzrost temperatury może powodować osiągnięcie przez polimer stanu ciekłego i zniszczenie struktury okładziny czarnej koła.

W badaniach [34] uwzględniono różne skojarzenia materiałowe par ciernych – bęben (stalowy) i element cierny (z polimeru). Regulowano nacisk elementu ciernego na bęben $p = 10 \div 50$ MPa oraz prędkość obwodową (na powierzchni tarcia) bębna $v = 0,66 \div 5,95$ m s⁻¹. Do badań użyto próbek poliuretanowych wykonanych z trzech rodzajów materiałów: ShA 80 TYP B, ShA 85 TYP B, DGC II TYP B95. Według przyjętego planu badań, przeprowadzono pomiary siły tarcia przy pięciu wartościach nacisku i prędkości ślizgania, dla trzech próbek badanych tworzyw oraz trzykrotnie powtarzano każdy pomiar. W oparciu o uśrednione wyniki tych pomiarów, wyznaczono charakterystyki (modele) tarcia dla badanych tworzyw, opisując je funkcją postaci (2.1), dla której wartości współczynników: $a_0, a_1, a_2, a_{11}, a_{22}, a_{12}$ wyznaczono metodą najmniejszych kwadratów.

$$\mu_s = a_0 + a_1 \cdot p + a_2 \cdot v + a_{11} \cdot p^2 + a_{22} \cdot v^2 + a_{12} \cdot p \cdot v \quad (2.1)$$

W wyniku badań stwierdzono, że przebiegi zmian wartości współczynnika tarcia μ_s dla wszystkich badanych materiałów (ShA 80 TYP B, ShA 85 TYP B, DGC II TYP B95) są podobne. Minimalna wartość tego współczynnika wynosi 0,1, a maksymalna – 1,4, przy czym:

- wartość współczynnika tarcia μ_s generalnie maleje ze wzrostem nacisku jednostkowego p , natomiast wraz ze zwiększaniem prędkości poślizgu v wpływ ten nie jest jednoznaczny,
- istnieje pewien zakres prędkości v , dla której wartość współczynnika tarcia μ_s wzrasta, następnie występuje jego maksimum, a przy dalszym zwiększaniu prędkości – współczynnik tarcia znowu maleje,
- największe wartości współczynnika tarcia μ_s , dla próbek badanych materiałów i w przyjętym zakresie zmiennych niezależnych, osiągnięto przy najmniejszym nacisku jednostkowym p i największej prędkości poślizgu v .

W celu pomiaru zużycia masowego próbek badanych tworzyw, każdą z nich poddawano procesowi tarcia przy sile nacisku o maksymalnej wartości $P = 50$ N i prędkości $v = 5,95$ m s⁻¹ w czasie $t = 30$ min. Badania wszystkich trzech próbek rozpoczynały się i kończyły na pomiarze ich mas z dokładnością do 0,01 g. Podczas badania zużycia, rejestrowane były wartości siły nacisku próbki na bęben i prędkości ślizgania. Dla porównawczej

oceny zużycia badanych tworzyw, przyjęto współczynnik zużycia k_z [34], który jest ilorazem masowego zużycia próbki Δm do wykonanej pracy sił tarcia L_t według wzoru (2.2).

$$k_z = \frac{\Delta m}{L_t} = \frac{\Delta m}{\mu_s \cdot P \cdot v \cdot t} \quad (2.2)$$

Wnioski wynikające z badań trwałości tworzyw są następujące:

- biorąc pod uwagę własności cierne badanych tworzyw, tj. wysoką wartość współczynnika tarcia i niskie zużycie, można je uszeregować następująco: ShA 85 TYP B, DGC II TYP B95, ShA 80 TYP B.
- tworzywo ShA 80 TYP B w porównaniu z ShA 85 TYP B charakteryzowało się siedmiokrotnie większym zużyciem,
- przy próbkach typu ShA 85 TYP B oraz DGC II TYP B95 w procesie tarcia ujawniły się efekty akustyczne, które po pewnym czasie zanikały.

2.7.2. Stanowiskowe badanie dynamiki wózka jezdnego

Każdy z wózków wchodzących w skład kolejki podwieszanej, charakteryzujący się masą, jest przyczyną dynamicznego oddziaływania na inne wózki zestawu transportowego oraz – na trasę kolejki. Wózki napędowe dodatkowo są przyczyną generowania siły wzdłużnej, która ma na celu wprowadzenie w ruch zestawu. Podobnie na trasę działają wózki hamulcowe, w przypadku zadziałania układu hamulcowego, przy czym siła hamująca ma na celu wytracenie prędkości zestawu lub postój kolejki na trasie. Z uwagi na to, że siła hamująca musi być większa niż siła napędowa, zasadnym jest badanie oddziaływań dynamicznych wózków podczas hamowania. Próby takie najczęściej prowadzi się przy użyciu jednego wózka hamulcowego działającego niezależnie od zestawu transportowego. Są to więc próby stanowiskowe do przeprowadzania testów hamowania, zwykle awaryjnego. Wyniki takich prób są następnie wykorzystywane do weryfikacji modelu numerycznego tego wózka hamującego w warunkach testów laboratoryjnych. Modele matematyczne wózka hamującego buduje się w celu przeprowadzenia analizy wpływu zwiększania prędkości kolejki podwieszanej na obciążenie trasy podczas hamowania awaryjnego [97].

Wózek hamulcowy spełnia rolę hamulca awaryjnego, którego głównym zadaniem jest zatrzymanie zestawu transportowego. Dla przykładu, w transportowych zestawach osobowych, hamulec awaryjny jest uruchamiany celem zatrzymania wagonów z przewożonymi osobami w przypadku rozerwania ze-

stawu. Klocki hamulcowe, podczas hamowania, są bezpośrednio dociskane do elementów trasy. Siła dociskowa pochodzi od dźwigniowego układu sprężynowego. Podczas jazdy, szczęki hamulcowe lub też klocki hamulcowe są odwodzone i utrzymywane w pozycji neutralnej za pomocą siłowników hydraulicznych. W pracach [71, 74] przedstawiono wyniki badań stanowiskowych dynamiki wózka hamulcowego typu WHR-1/n/78, którego minimalna statyczna siła hamowania wynosi $F_h = 78 \text{ kN}$. Według prób wykonanych przez producenta, statyczna siła hamowania, podczas pchania i ciągnięcia wózka, wynosi 83 kN . Zadziałanie hamulca następuje po przekroczeniu prędkości jazdy zestawu transportowego w zakresie $v \geq \langle 2,8 \div 3,2 \rangle \text{ m s}^{-1}$.

Wykonano próby hamowania awaryjnego z prędkością kątową o wartości odpowiadającej prędkości liniowej jazdy kolejki podwieszanej z następującego zbioru: $v = \{1,0; 1,6; 2,2; 2,8; 3,2; 3,4; 3,6; 3,8; 4,4; 4,8; 5,7\} \text{ m s}^{-1}$. Wraz ze wzrostem prędkości liniowej, punktu na kole zamachowym, z wartości $v = 2,2 \text{ m s}^{-1}$ do $v = 5,7 \text{ m s}^{-1}$ nastąpił wzrost siły hamowania, odpowiednio z $F_h = 28,7 \text{ kN}$ do $F_h = 52,3 \text{ kN}$.

Wyniki otrzymane z pomiarów umożliwiły sformułowanie zależności funkcyjnej siły hamowania F_h od prędkości liniowej v , punktu na kole zamachowym, w postaci wzoru (2.3). Chociaż jest to funkcja kwadratowa, opisuje niemal proste narastanie siły hamowania w zakresie $v = \langle 1,0 \div 3,6 \rangle \text{ m s}^{-1}$, a dla prędkości większych – wartość siły niemal nie zmienia się.

$$F_h = -2,3381 \cdot v^2 + 24,08 \cdot v - 9,097 \quad (2.3)$$

2.7.3. Modelowanie dynamiki zestawu transportowego

Zagadnienia z zakresu modelowania dynamiki zestawu transportowego rozwiązuje się z wykorzystaniem modeli i metod typowych dla analizy dynamiki pojazdów [55, 58]. Przyjmuje się przy tym, że trasa nie przemieszcza się a liczba mas reprezentujących model zestawu transportowego jest ograniczona do kilku. Badania dynamiki przeprowadza się zarówno w kierunku wzdłuż trasy kolejki jak i w kierunku poprzecznym [46, 64].

W publikacji [74] przedstawiono wyniki symulacji komputerowych wpływu sił hamowania awaryjnego na trasę kolejki podwieszanej i obudowę wyrobiska chodnikowego. Jako dane wejściowe do obliczeń wykorzystano maksymalną siłę hamowania, uzyskaną podczas badań stanowiskowych, oraz masę $m_a = 521 \text{ kg}$ i trzy wartości prędkości liniowej $v = \{1,0; 2,2; 4,4\} \text{ m s}^{-1}$. Do symulacji wykorzystano model bryłowy odzwierciedlający trasę kolejki podwieszanej, zawierający następujące elementy:

- odrzwi obudowy łukowej podatnej o wymiarze 10, wykonane z kształtownika V32 (ŁP10/V32),
- szyny o długości $L = 250$ cm,
- zawiesia łańcuchowe 18×64 mm o długości $L_Z = 100$ cm.

Symulacje przeprowadzono dla dwóch przypadków podwieszenia trasy kolejki. W pierwszym przypadku, symulowana trasa była podwieszona bezpośrednio do odrzwi stalowej obudowy, a w drugim przypadku – zastosowano odrzwia obudowy łukowej podatnej o wymiarze ŁP10 wykonane z kształtownika V29 (ŁP10/V29) w charakterze podciągu. Podczas analiz wytrzymałościowych, obciążenie przykładano w środku szyny, a jako składową poziomą przyjmowano maksymalną siłę hamowania. Składową pionową obciążenia stanowiła siła ciężkości wózka transportowego wraz z ładunkiem. Przy modelowaniu kinematyki badanego układu, uwzględniono połączenia przegubowe elementów toru jezdnego, zarówno w złączu szyn jak i w miejscu łączenia zawiesi łańcuchowych. Nie uwzględniono tłumienia w elementach trasy ze względu na brak danych z rzeczywistego układu.

W wyniku symulacji stwierdzono, że hamowanie z większej prędkości początkowej ma istotny wpływ na wzrost wartości naprężeń zredukowanych w materiale szyny, lecz nie wpływa na obciążenie odrzwi obudowy. Wynika to prawdopodobnie ze specyficznej kinematyki badanego układu, a w szczególności – z zastosowanych połączeń przegubowych i dużej (biorąc pod uwagę masę wózka) sztywności wzdłużnej toru. Do wykonania trasy została wykorzystana szyna lekka ($23,7 \text{ kg m}^{-1}$) o profilu dwuteowym wykonana według normy PN-H-93441 (I155). Mniejsze wartości naprężeń uzyskano po podwieszeniu trasy na podciągu, mocowanym osobno do każdych odrzwi obudowy chodnikowej, ze względu na równomierny rozkład obciążenia na kształtowniki odrzwi. Autorzy pracy [74] wiążą możliwości zwiększenia prędkości zestawu z koniecznością zmniejszenia dopuszczalnego obciążenia jednostkowego elementów trasy i/lub zwiększenia nośności jej elementów (poprzez, np. zastosowanie kształtowników o większym przekroju poprzecznym lub wykonanych ze stali o większej wytrzymałości).

Przy krytyce tych badań i wniosków wyciągniętych na ich podstawie należy pamiętać, że badania i symulacje wytrzymałościowe wykonano dla małej masy ładunku ($m_a = 521$ kg), przez co nie w pełni odzwierciedlają one rzeczywiste warunki realizacji transportu w kopalni.

Kolejnym z problemów eksploatacyjnych, dotyczących kolejek podwieszonych, jest zjawisko kołysania się taboru. Kołysanie to powoduje zwiększenie szerokości skrajni kolejki i prowadzi do zmniejszenia wydajności operacyj-

nej transportu górniczego w wyniku konieczności zmniejszenia prędkości zestawu. Zbadano, że zwiększenie prędkości kolejki ponad 2 m s^{-1} może powodować wychylenie ładunku o ponad 70 cm [64]. Analiza przemieszczeń, pod wpływem kołysania, została przeprowadzona po zamodelowaniu kolejki w postaci masy punktowej. Modelem szyny była natomiast bryła o długiej płaszczyźnie symetrii i z dwupunktowym układem zawieszenia.

Na podstawie równań zasady zachowania energii, wyprowadzono zależności częstotliwości drgań wózka kolejki w zależności od długości łańcucha zawiesia oraz prędkości ruchu zestawu transportowego [38]. Opracowano również model matematyczny podwieszonego toru jednoszynowego, uwzględniający odkształcenia sprężyste występujące podczas ruchu wózka jednoszynowego. Przeprowadzona analiza modalna toru jednoszynowego wykazała, że wraz ze wzrostem długości szyny następuje wzrost częstotliwości jej drgań [46, 37]. Udowodniono ponadto, że zastosowanie dodatkowego punktu zawieszenia szyny (np. w połowie jej długości) nie prowadzi do usztywnienia toru szynowego kolejki podwieszanej [37].

W pracy [50] określono zależności wpływu parametrów geometrycznych elementów konstrukcyjnych na działanie urządzenia napędu typu ciernego podczas poruszania się po łukowym torze poziomym. Uzyskane wyniki pozwoliły na opracowanie zależności matematycznych pomiędzy przemieszczaniem kół napędowych a cyklicznymi zmianami siły nacisku tych kół do środka szyny. Kolejne analizy matematyczne wykazały możliwość zmniejszenia obciążenia, podczas ruchu po szynach łukowych poziomych, poprzez optymalizację geometrii elementów konstrukcyjnych urządzeń trakcyjnych.

Zestaw transportowy, w skład którego wchodziło sześć wózków stanowiących ciągnik i siedem wózków jezdnych oraz trasa, po której się poruszał, posłużył do porównywania modelu dynamicznego całego układu z symulacjami, których wyniki zawarto w publikacji [47]. Każdy wózek jezdny składał się z dwóch kół napędowych i czterech kół prowadzących. Nowością w tych symulacjach było zastosowanie elastycznego modelu kół napędowych, które w rzeczywistości wykonywane są z polimerów. Ten fakt mógł przesądzić o tym, że uzyskano dużą zgodność dynamiki proponowanego modelu zestawu kolejki podwieszanej z przyspieszeniami mas obserwowanymi podczas badań. W efekcie tych badań oczekuje się możliwości optymalizacji parametrów trakcyjnych zestawu w taki sposób, aby poprawić komfort przewożonych osób i zminimalizować zużywanie się kół napędowych.

Wyniki stanowiskowych badań, mających na celu określenie sił – przenoszonych z toru jezdnych na śruby mocujące obudowę do wyrobiska chod-

nikowego – zostały opisane w publikacji dotyczącej łukowej obudowy podatnej typu ŁP10/V29 [73]. Wartości przyjętych obciążeń odpowiadały siłom powstającym podczas hamowania z ustalonych prędkości początkowych jazdy kolejki. Ścinanie trzpienia śruby następuje przy hamowaniu z prędkości $v = 1,25 \text{ m s}^{-1}$, przy której siła ścinająca miała wartość 213 kN. Przy większych prędkościach, siła ta osiągała wartość maksymalną 229 kN i była równa maksymalnej sile zamierzonej pod obciążeniem statycznym. Badania wytrzymałości śrub złącza łuków obudowy pod obciążeniem dynamicznym wykazało, że przekroczenie naprężeń dopuszczalnych następuje już przy sile o wartości mniejszej niż wymagana przy obciążeniu statycznym. Siła powstająca podczas hamowania z prędkości $v \geq 2,8 \text{ m s}^{-1}$ prowadzi do utraty połączenia łuków, wynikającego przede wszystkim z poluzowania nakrętek śruby szekli.

3. Wózki obciążające szynę

W rozdziale przedstawiono metodykę obliczeń wytrzymałościowych szyn kolejek przy założeniu, że maksymalne obciążenie szyny pochodzi od masy wózka wraz z ładunkiem. Dla potrzeb analizy obciążenia szyny wprowadzono zmienną w postaci liczby wózków jezdnych n_1 znajdujących się na jednej rozpatrywanej szynie.

Oznaczenia występujące we wzorach są w większości zgodne z normą [20], dla której nie ma krajowego odpowiednika. Wszystkie długości dotyczące kolejki podwieszonej i trasy (długości szyn) podane są w cm ze względu na to, że w tej normie oraz w większości publikacji technicznych dotyczących górnictwa jest to podstawowa jednostka miary długości.

3.1. Uproszczony model wózków i zginanie szyny

Jeśli pominąć zmiany wartości wskaźników wytrzymałościowych, spowodowane, np. nierównomiernym zużyciem szyny, zagadnienie najbardziej niekorzystnego położenia wózków – ze względu na generowanie naprężeń zginających szynę – można sprowadzić do badania jedynie wartości momentu zginającego szynę w płaszczyźnie pionowej zawierającej trasę kolejki. Wynika to z faktu, że na prostym odcinku toru zarówno przekrój poprzeczny jak i wartości wskaźników wytrzymałościowych, nie zmieniają się na całej długości szyny. W modelu rozpatrywanym w tym podrozdziale, zdecydowano dodatkowo pominąć odległość pomiędzy kołami wózka jezdnego mierzoną wzdłuż szyny, która dla większości konstrukcji jest stała i przeciętnie wynosi $L_3 = 18$ cm. Cechą tego modelu było to, że masa obciążająca wózek występowała w połowie jego długości L_3 mierzonej wzdłuż trasy.

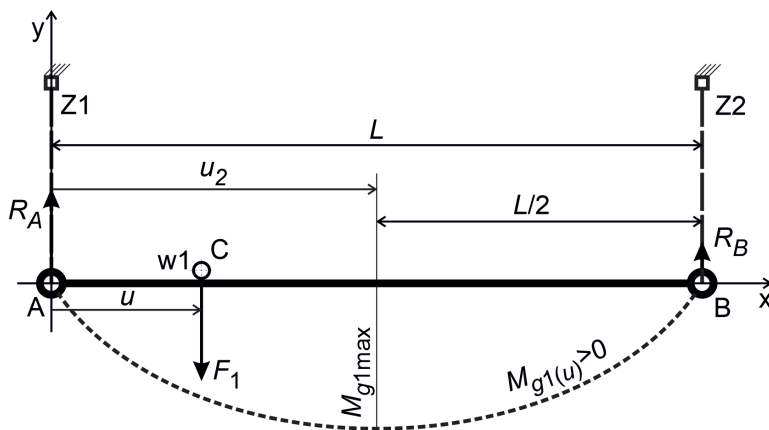
Podrozdział dotyczy analizy modelu, w którym przeważają naprężenia zginające, obciążenia jednej szyny przez wózki kolejki podwieszonej. Uproszczenie polegało na tym, że wózek jezdny został przedstawiony w postaci modelu z jednym kołem jezdnym w kierunku wzdłuż trasy. W porównaniu z podrozdziałem 3.2, w niniejszym podrozdziale nie uwzględniano wymiaru L_3 , przez co wózki jezdne zostały „skrócone”. Łączna masa, wraz z ładunkiem, wszystkich wózków jezdnych znajdujących się na jednej szynie wynosiła m_S . Chociaż przeprowadzone w podrozdziale 3.1 obliczenia opie-

rały się na wspomnianym założeniu o uproszczeniu modelu wózka jezdny do postaci jednego koła, to niektóre z wyników tych obliczeń, dla parzystej liczby wózków, można łatwo przekształcić do postaci, która nie zawiera tego uproszczenia, lecz odnosi się do dwukrotnie mniejszej liczby wózków jezdnych, tak jak to przedstawiono w podrozdziale 3.2.1.

3.1.1. Jeden wózek obciąża szynę

W przypadku, gdy tylko jeden wózek jezdny $n_1 = 1$ może znajdować się na szynie, jego najbardziej niekorzystne położenie zależy od maksymalnych naprężeń zginających, które mogą wystąpić w materiale szyny. Obciążenie F_1 szyny przez jeden wózek jezdny w_1 o masie m_a ma wartość określoną wzorem (3.1). Położenie tego obciążenia i reakcje w łańcuchach zawiesi można przedstawić jak na rysunku 3.1.

$$F_1 = m_S \cdot g = m_a \cdot g \quad (3.1)$$



Rys. 3.1. Obwiednia momentu zginającego szynę obciążoną przez jeden wózek jezdny

Najbardziej niekorzystne położenie wózka w_1 ze względu na generowanie momentu zginającego obciążającego szynę występuje oczywiście wtedy, gdy wózek ten będzie się znajdował w odległości u_2 równej połowie długości szyny, jak we wzorze (3.2).

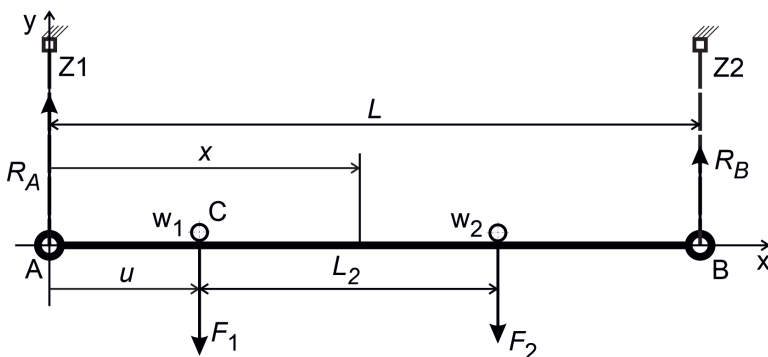
$$u_2 = \frac{L}{2} \quad (3.2)$$

Wartość momentu zginającego, dla tego najbardziej niekorzystnego położenia wózka w_1 , można obliczyć ze znanego równania (3.3) [27].

$$M_{g1max} = M_{g(u_2)} = \frac{F_1 \cdot L}{4} = m_a \cdot \frac{g \cdot L}{4} \quad (3.3)$$

3.1.2. Niekorzystne położenie dwóch wózków jezdnych

Nieco inaczej wpływają na obciążenie szyny dwa wózki jezdne (w tym przypadku $n_1 = 2$), których środki oddalone są od siebie o wymiar L_2 . Środek wózka w_1 znajduje się w dowolnej odległości u od osi y układu współrzędnych (rys. 3.2), a środek drugiego wózka w_2 znajduje się dalej o wymiar L_2 od początku układu współrzędnych. W ogólności można przyjąć, że masa i siły ciężkości tych wózków są różne, jednak takie, że $F_1 \geq F_2$. Warunek równowagi szyny względem końca B szyny można zapisać równaniem (3.4).



Rys. 3.2. Schemat wystąpienia dwóch wózków jezdnych do obliczeń najbardziej niekorzystnego ich położenia ze względu na zginanie szyny

$$\sum M_{gB} = R_A \cdot L - F_1 \cdot (L - u) - F_2 \cdot (L - L_2 - u) = 0 \quad (3.4)$$

Stąd siłę reakcji R_A w zawieszisku Z1 można obliczyć ze wzoru (3.5), a jej maksymalna wartość (3.6) wystąpi dla odległości $u = 0$.

$$R_A = F_1 - F_1 \cdot \frac{u}{L} + F_2 - F_2 \cdot \frac{L_2}{L} - F_2 \cdot \frac{u}{L} \quad (3.5)$$

$$R_{A(u=0)} = F_1 + F_2 \cdot \frac{L - L_2}{L} \quad (3.6)$$

W oparciu o wartość reakcji R_A ze wzoru (3.5), wzór na obliczenie momentu zginającego szynę w punkcie C, znajdującym się w dowolnej odległości u od zawiesia Z1, ma postać (3.7).

$$M_{gC} = R_A \cdot u = F_1 \cdot u - F_1 \cdot \frac{u^2}{L} + F_2 \cdot u - F_2 \cdot \frac{u \cdot L_2}{L} - F_2 \cdot \frac{u^2}{L} \quad (3.7)$$

Maksymalną wartość momentu zginającego, który w równaniu (3.7) został wyrażony jako funkcja $M_{gC} = f(u)$ położenia u punktu C, można obliczyć przyrównując pochodną tej funkcji do zera zgodnie z zależnością (3.8).

$$\frac{dM_{gC}}{du} = F_1 - 2 \cdot F_1 \cdot \frac{u}{L} + F_2 - F_2 \cdot \frac{L_2}{L} - 2 \cdot F_2 \cdot \frac{u}{L} = 0 \quad (3.8)$$

Najbardziej niekorzystne położenie dwóch wózków ($n_1 = 2$), ze względu na obciążenie momentem zginającym szyny wystąpi wtedy, gdy wózek w_1 (punkt C na rysunku 3.2) znajdzie się w odległości od początku układu współrzędnych, którą wyznaczymy rozwiązując równanie (3.8) ze względu na u . Tak obliczoną odległość oznaczamy przez u_2 . Zależy ona od parametrów geometrycznych i obciążenia obydwu wózków, według równania (3.9a). Gdyby każdy z wózków jezdnych obciążał szynę taką samą masą (tej samej wartości siłą $F_1 = F_2$), wtedy najbardziej niekorzystne, z punktu widzenia zginania szyny, położenie wózka w_1 , który wraz z wózkiem w_2 znajduje się na tej szynie, zależałoby wyłącznie od parametrów geometrycznych w sposób opisany równaniem (3.9b).

$$\left\{ \begin{array}{l} u_2 = \frac{L}{2} - \frac{F_2 \cdot L_2}{2 \cdot (F_1 + F_2)} \end{array} \right. \quad (3.9a)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} u_2 = \frac{L}{2} - \frac{L_2}{4} \end{array} \right. \quad (3.9b)$$

Moment zginający działający na szynę będzie miał największą wartość w miejscu położonym na prawo od punktu C na rysunku 3.2, pomiędzy wózkami w_1 i w_2 . Równanie obwiedni tego momentu będzie funkcją położenia x wzdłuż osi x układu współrzędnych zgodnie z równaniem (3.10).

$$M_{g(x)} = R_A \cdot x - F_1 \cdot (x - u_2) \quad (3.10)$$

Po podstawieniu wartości R_A z równania (3.5) do (3.10) i uporządkowaniu, otrzymano wzór (3.11).

$$M_{g(x)} = F_1 \cdot u_2 - F_1 \cdot \frac{u_2 \cdot x}{L} + F_2 \cdot x - F_2 \cdot \frac{u_2 \cdot x}{L} - F_2 \cdot \frac{L_2 \cdot x}{L} \quad (3.11)$$

Jak już wcześniej ustalono, najbardziej niekorzystne położenie dwóch wózków ($n_1 = 2$) na szynie ze względu na generowanie naprężeń zginających ma miejsce wtedy, gdy wózek w_1 znajduje się w odległości u_2 . Po podstawieniu wymiaru u_2 , wynikającego z równania (3.9a), do (3.11) a następnie, po wymnożeniu i uporządkowaniu otrzymano zależność (3.12), z której można obliczyć maksymalną wartość momentu zginającego szynę.

$$\begin{aligned} M_{g(x=u_2)} = \frac{1}{4 \cdot L \cdot (F_1 + F_2)^2} \cdot \big[& (F_1 + F_2)^3 \cdot (L - L_2)^2 + \\ & + F_1^3 \cdot L_2 \cdot (2 \cdot L - L_2) + F_1^2 \cdot F_2 \cdot L_2 \cdot (4 \cdot L - 3 \cdot L_2) + \\ & + 2 \cdot F_1 \cdot F_2^2 \cdot L_2 \cdot (L - L_2) \big] \end{aligned} \quad (3.12)$$

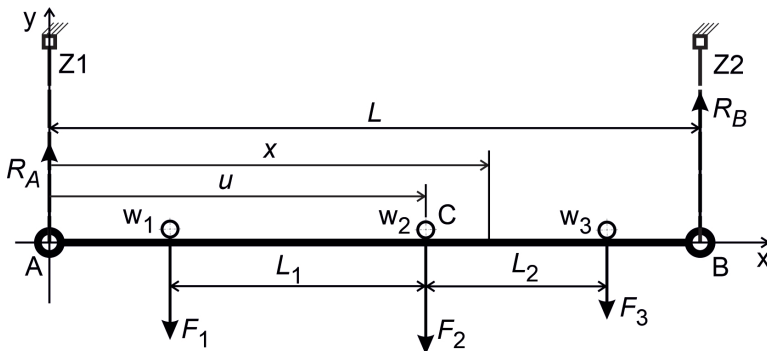
Jeśli rozważyć szczególny przypadek obciążenia, uwzględniający równość sił, tak jak w równaniu (3.13), to równanie (3.12) zostanie sprowadzone do postaci (3.14), w której różnicę występującą w nawiasie można wyrazić za pomocą zależności (3.9b).

$$F_1 = F_2 = F \quad (3.13)$$

$$M_g = \frac{F}{2 \cdot L} \cdot \left(L - \frac{L_2}{2} \right)^2 = \frac{2 \cdot F \cdot u_2^2}{L} \quad (3.14)$$

3.1.3. Położenie trzech wózków jezdnych na szynie

W dalszej kolejności rozpatrzono model szyny przedstawiony na rysunku 3.3. Jest ona zawieszona na zawiesiach Z1 i Z2, a na niej znajdują się wózki jezdne. Modelem każdego z tych wózków, oznaczonych w_1 , w_2 i w_3 , było jedno koło. Jeżeli odległości pomiędzy środkami wózków jezdnych L_1 i L_2 nie są zbyt duże to o obciążeniu szyny na zginanie mogą decydować siły ciężkości tych trzech wózków ($n_1 = 3$). Przy założeniu, że prawdziwa jest nierówność $L_1 \geq L_2 > L_3$ przyjęto, że środek wózka w_2 znajduje się w odległości u od zawiesia Z1. Po jego lewej stronie, w odległości L_1 , znajduje się wózek w_1 , a wózek w_3 – po prawej w odległości L_2 .



Rys. 3.3. Schemat wystąpienia trzech wózków jezdnych do obliczeń najbardziej niekorzystnego ich położenia ze względu na zginanie szyny

Masa i siły ciężkości każdego z tych wózków, w ogólności, mogą być różne i wynosić F_1 , F_2 i F_3 . Warunek równowagi względem punktu B tak obciążonej szyny zapisano jako równanie (3.15).

$$\sum M_{gB} = R_A \cdot L - F_1 \cdot (L - u + L_1) - F_2 \cdot (L - u) - F_3 \cdot (L - L_2 - u) = 0 \quad (3.15)$$

Rozwiązanie równania (3.15) doprowadziło do wyznaczenia siły reakcji w punkcie A, która występuje również w zawiesiu Z1, według wzoru (3.16).

$$R_A = F_1 - F_1 \cdot \frac{u}{L} + F_1 \cdot \frac{L_1}{L} + F_2 - F_2 \cdot \frac{u}{L} + F_3 - F_3 \cdot \frac{u}{L} - F_3 \cdot \frac{L_2}{L} \quad (3.16)$$

Największy moment zginający powinien wystąpić w punkcie C odległym od punktu A o nieznaną wielkość u , wobec czego zapisano równanie momentów względem tego punktu jako równanie (3.17).

$$M_{gC} = R_A \cdot u - F_1 \cdot L_1 \quad (3.17)$$

Po podstawieniu wartości R_A z równania (3.16) do (3.17), równanie momentu zginającego przyjęło postać kwadratowej funkcji odległości u , zgodnie z zapisem (3.18).

$$\begin{aligned} M_{gC} = & F_1 \cdot u - F_1 \cdot \frac{u^2}{L} + F_1 \cdot \frac{L_1 \cdot u}{L} + F_2 \cdot u - F_2 \cdot \frac{u^2}{L} + \\ & + F_3 \cdot u - F_3 \cdot \frac{u^2}{L} - F_3 \cdot \frac{L_2 \cdot u}{L} - F_1 \cdot L_1 \end{aligned} \quad (3.18)$$

Ekstremalną wartość funkcji danej wzorem (3.18) wyznaczono przez różniczkowanie i przyrównanie jego wyniku do zera, zgodnie z równaniem (3.19).

$$\begin{aligned} \frac{dM_{gC}}{du} = F_1 - 2 \cdot F_1 \cdot \frac{u}{L} + F_1 \cdot \frac{L_1}{L} + F_2 - 2 \cdot F_2 \cdot \frac{u}{L} + \\ + F_3 - 2 \cdot F_3 \cdot \frac{u}{L} - F_3 \cdot \frac{L_2}{L} = 0 \end{aligned} \quad (3.19)$$

Stąd wyznaczono odległość środkowego wózka od zawiesia Z1, dla przypadku najbardziej niekorzystnego położenia trzech wózków jezdnych na szynie. Odległość tą oznaczono przez u_2 i wynosi ona (3.20a) – dla ogólnego przypadku obciążenia siłami o różnej wartości. W przypadku szczególnym, gdy założono równość sił $F_1 = F_2 = F_3 = F$, wielkość u_2 była zależna wyłącznie od parametrów geometrycznych, zgodnie z równaniem (3.20b). Gdyby w równaniu (3.20b) dodatkowo przyjąć, że odległości $L_1 = L_2$, to prowadzi to do oczywistej zależności (3.20c), która oznacza, że największy moment zginający działałby na szynę wtedy, gdy środkowy z liczby $n_1 = 3$ znajdujących się na niej wózków zajmie położenie w połowie jej długości L .

$$\left\{ \begin{aligned} u_2 = \frac{F_1 \cdot L + F_1 \cdot L_1 + F_2 \cdot L + F_3 \cdot L - F_3 \cdot L_2}{2 \cdot (F_1 + F_2 + F_3)} \end{aligned} \right. \quad (3.20a)$$

$$\left\{ \begin{aligned} u_2 = \frac{L}{2} + \frac{L_1 - L_2}{6} \end{aligned} \right. \quad (3.20b)$$

$$\left\{ \begin{aligned} u_2 = \frac{L}{2} \end{aligned} \right. \quad (3.20c)$$

Porównując zależność (3.20a), która została wyznaczona dla konfiguracji z trzema wózkami, ze wzorem (3.9a), odnoszącym się do przypadku wystąpienia dwóch wózków obciążających szynę, można stwierdzić, że dodanie w rozważaniach tylko jednego wózka znacznie skomplikowało geometryczny warunek wystąpienia maksymalnej siły zginającej szynę.

Wartość momentu zginającego M_g w nieznanej odległości x od zawiesia Z1, znajdującej się pomiędzy wózkami w_2 i w_3 , na rysunku 3.3 wynosi (3.21).

$$M_{g(x)} = R_A \cdot x - F_1 \cdot (x - u_2 + L) - F_2 \cdot (x - u_2) \quad (3.21)$$

Maksymalny moment zostanie wygenerowany przez trzy wózki jezdne o uproszczonej geometrii wtedy, gdy wózek w_2 zajmie położenie odległe o u_2

od osi y układu współrzędnych. W celu obliczenia tego momentu, do równania (3.21) podstawiono reakcję R_A ze wzoru (3.16), a w miejsce zmiennej x podstawiono wartość u_2 ze wzoru (3.20a). Po uporządkowaniu, otrzymano wzór (3.22), z którego można obliczyć maksymalny moment generowany przez trzy wózki jezdne o uproszczonej geometrii.

$$\begin{aligned}
 M_{g(x=u_2)} = & \frac{1}{4 \cdot L \cdot (F_1 + F_2 + F_3)^2} \cdot \left\{ (F_1 + F_2 + F_3) \times \right. \\
 & \times \left[L \cdot (F_1 + F_2 + F_3) - F_1 \cdot L_1 - F_3 \cdot L_2 \right]^2 + \\
 & + 2 \cdot F_1 \cdot L^2 \cdot \left[F_2 \cdot (F_1 + F_2 + F_3) - F_3^2 \right] - \\
 & \left. - F_1 \cdot F_3 \cdot L_1 \cdot L_2 \cdot (4 \cdot F_1 + 5 \cdot F_2 + 4 \cdot F_3) \right\}
 \end{aligned} \tag{3.22}$$

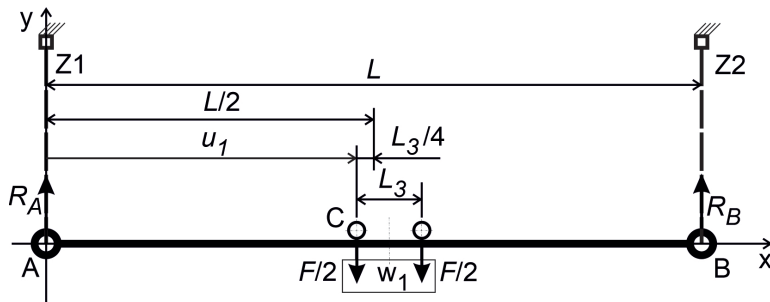
Chociaż wzór (3.22) opisuje model wózków o uproszczonej geometrii to jest dość rozległy i niepraktyczny. Jego wady wynikają z przyjęcia ogólnego założenia o tym, że każdy z wózków jezdnych znajdujących się na szynie ma inną masę i innej wartości siłą oddziałuje na tą szynę. Można zauważyć, że wzór ten uległby znacznemu uproszczeniu gdyby przyjąć, że każdy z wózków jezdnych działa na szynę z siłą taką samą co do wartości.

3.2. Zginanie przez wózki o rzeczywistej geometrii

W podrozdziale 3.1 przedstawiono modele, w których pominięto odległość L_3 pomiędzy kołami wózka jezdnego, przez co rozpatrywano wózek w sposób uproszczony, jako charakteryzujący się masą występującą w połowie jego rzeczywistej długości. W istocie, każdy z wózków jezdnych ma cztery koła umieszczone w dwóch rzędach, które parami toczą się po dolnych półkach szyny znajdujących się po przeciwnych stronach środka. Płaski model wózka jezdnego, rozpatrywany tutaj, uwzględnia tylko po jednym z każdej z tych par kół. Trasa kolejki podwieszona zawiera wiele takich szyn, połączonych ze sobą przegubowo końcami (o ograniczonym zakresie obrotu). Optymalne wykorzystanie nośności wózków jezdnych i wytrzymałości szyny nastąpi wtedy, gdy każdy z nich będzie obciążał szynę tej samej wartości siłą (masą m_a). Łączna masa wózków, które w liczbie n_1 mogą jednocześnie znajdować się na szynie, wyniesie m_S .

3.2.1. Jeden wózek znajduje się na szynie

Przypadek obciążenia szyny przez jeden wózek jezdny w_1 przedstawiono na rysunku 3.4. Od rozważań przeprowadzonych w podrozdziale 3.1.1 różni się on tym, że rozpatrzono osobno obciążenie każdego z kół wózka jezdnej siłą o wartości $\frac{F}{2}$, czyli połową siły ciężkości całego wózka jezdnej. W porównaniu z analizą przeprowadzoną w podrozdziale 3.1.2, w niniejszym podrozdziale do obliczeń przyjęto, nieuwzględnianą dotychczas, odległość L_3 pomiędzy kołami wózka jezdnej. Analizy rozpoczęto od przypadku, gdy wyłącznie jeden wózek jezdny zestawu transportowego, znajdował się na szynie. Różni się on od wersji rozpatrywanej w podrozdziale 3.1.1 tym, że ten wózek charakteryzuje się rzeczywistymi wymiarami w kierunku trasy, który jest zgodny z kierunkiem osi x układu współrzędnych.



Rys. 3.4. Najbardziej niekorzystne położenie jednego wózka jezdnej w postaci modelu bez uproszczeń geometrycznych

Przez analogię do przypadku opisanego w podrozdziale 3.1.2 i równania (3.9b), można zapisać, że odległość u_1 mierzona od zawiesia $Z1$ do punktu C na rysunku 3.4 wynosi (3.23). Najbardziej niekorzystne położenie jednego wózka jezdnej ze względu na obciążenie szyny na zginanie ma więc miejsce wtedy, gdy jedno z kół tego wózka znajdzie się w odległości $\frac{L_3}{4}$ od środka długości szyny L . W każdym z tych dwóch położenia wózka wystąpi największa wartość momentu zginającego, który jest określony wzorem (3.24), podobnym do zależności (3.14). Wzór (3.24) można przedstawić również jako (3.25), gdzie wykorzystano podstawienie odległości u_1 ze wzoru (3.23).

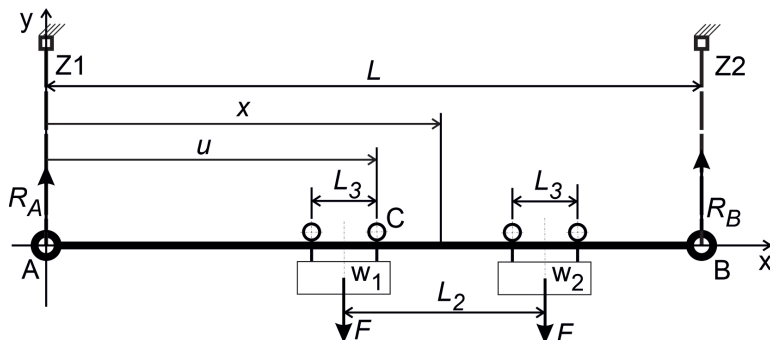
$$u_1 = \frac{L}{2} - \frac{L_3}{4} \quad (3.23)$$

$$M_g = \frac{F}{4 \cdot L} \cdot \left(L - \frac{L_3}{2} \right)^2 \quad (3.24)$$

$$M_g = \frac{F \cdot u_1^2}{L} \quad (3.25)$$

3.2.2. Dwa wózki jezdne obciążają szynę na zginanie

Model, w którym na szynie o długości L znajdują się dwa ($n_1 = 2$) wózki jezdne oznaczone w_1 i w_2 o rozstawie kół L_3 każdy, został przedstawiony na rysunku 3.5. Prawe koło C wózka w_1 znajduje się w nieznannej odległości u od końca szyny A. Środki wózków w_1 i w_2 są oddalone od siebie o wymiar L_2 . Wózki oddziałują na szynę poprzez koła, na które po połowie rozkłada się siła ciężkości F każdego z wózków jezdnych.



Rys. 3.5. Schemat wystąpienia dwóch wózków jezdnych do obliczenia najbardziej niekorzystnego ich położenia ze względu na zginanie szyny.
Każde z kół przenosi obciążenie o wartości $\frac{F}{2}$

Warunek równowagi tak obciążonej szyny względem punktu B, który jest prawym końcem szyny, zapisano jako równanie (3.26).

$$\begin{aligned} \sum M_{gB} = R_A \cdot L - \frac{F}{2} \cdot (L - u + L_3) - \frac{F}{2} \cdot (L - u) - \\ - \frac{F}{2} \cdot (L - L_2 - u - L_2 + L_3) - \frac{F}{2} \cdot (L - u - L_2) = 0 \end{aligned} \quad (3.26)$$

Z równania (3.26) wyznaczono wartość siły reakcji R_A , która zależy od położenia u wózka w_1 i wynosi (3.27).

$$R_A = \frac{F}{2 \cdot L} \cdot (4 \cdot L - 4 \cdot u - 2 \cdot L_2 + 2 \cdot L_3) \quad (3.27)$$

Obwiednię momentu zginającego, rozpatrywanego względem punktu C styku koła wózka w₁ z szyną (rys. 3.5), opisano wzorem (3.28).

$$\begin{aligned} M_{gC} &= R_A \cdot u - \frac{F}{2} \cdot L_3 = \\ &= \frac{F}{2 \cdot L} \cdot \left(4 \cdot L \cdot u - 4 \cdot u^2 - 2 \cdot L_2 \cdot u + 2 \cdot L_3 \cdot u - L \cdot L_3 \right) \end{aligned} \quad (3.28)$$

Funkcja (3.28) opisująca obwiednię będzie miała maksymalną wartość w miejscu, w którym jej kąt nachylenia mierzony do osi x układu współrzędnych jest zerowy. Warunek ten zapisano w postaci równania (3.29).

$$\frac{dM_{gC}}{du} = \frac{F}{2 \cdot L} \cdot \left(4 \cdot L - 8 \cdot u - 2 \cdot L_2 + 2 \cdot L_3 \right) = 0 \quad (3.29)$$

Z równania (3.29) wyznaczono nieznaną odległość u , przy której położenie dwóch wózków jezdnych na szynie jest najbardziej niekorzystne ze względu na generowanie maksymalnych naprężeń zginających. Odległość tę oznaczono u_1 a jej wartość zapisano w postaci równania (3.30). Z równania tego można zauważyć, że – gdyby pominąć odległość L_3 pomiędzy kołami wózka jezdnego (takie uproszczone modele wózka analizowano w podrozdziale 3.1), to – równanie (3.30) może zostać przedstawione w postaci (3.9b).

$$u_1 = \frac{L}{2} - \frac{L_2 - L_3}{4} \quad (3.30)$$

O tym jaka funkcja opisuje zmiany momentu zginającego można się przekonać obliczając ten moment względem nowej zmiennej x , która jest odległością od zawiesia Z1 do punktu leżącego na prawo od punktu C na rysunku 3.5. W równaniu (3.31) uwzględniono siły znajdujące się na lewej części szyny.

$$M_{g(x)} = R_A \cdot x - \frac{F}{2} \cdot \left(x - u_1 + L_3 \right) - \frac{F}{2} \cdot \left(x - u_1 \right) \quad (3.31)$$

Po podstawieniu do zależności (3.31) wcześniej wyznaczonych wartości z równań (3.27) i (3.30) i uporządkowaniu uzyskano wzór (3.32).

$$\begin{aligned} M_{g(x)} &= \frac{F}{2 \cdot L} \cdot \left(2 \cdot L \cdot x - 4 \cdot u \cdot x - 2 \cdot L_2 \cdot x + \right. \\ &\quad \left. + 2 \cdot L_3 \cdot x + 2 \cdot L \cdot u - L \cdot L_3 \right) \end{aligned} \quad (3.32)$$

Największa wartość momentu zginającego szynę, na której znajdują się dwa wózki jezdne, wystąpi wtedy, gdy nowa zmienna x będzie równa najbardziej niekorzystnemu położeniu opisanemu odległością u_1 w równaniu (3.30). Maksimum tego momentu można wyliczyć ze wzoru (3.33).

$$M_{g(x=u_1)} = \frac{F}{2 \cdot L} \cdot \left(L^2 - L \cdot L_2 + \frac{L_2^2}{4} - \frac{L_2 \cdot L_3}{2} + \frac{L_3^2}{4} \right) \quad (3.33)$$

Ze wzoru (3.33) można zauważyć, że w nawiasie występuje niekompletne rozwinięcie kwadratu różnicy, w którym brakuje wyrazu $+L \cdot L_3$. Skorzystanie z tego spostrzeżenia doprowadziło do zapisu tego równania w postaci (3.34).

$$M_{g(x=u_1)} = F \cdot \left[\frac{1}{2 \cdot L} \cdot \left(L - \frac{L_2 - L_3}{2} \right)^2 - \frac{L_3}{2} \right] \quad (3.34)$$

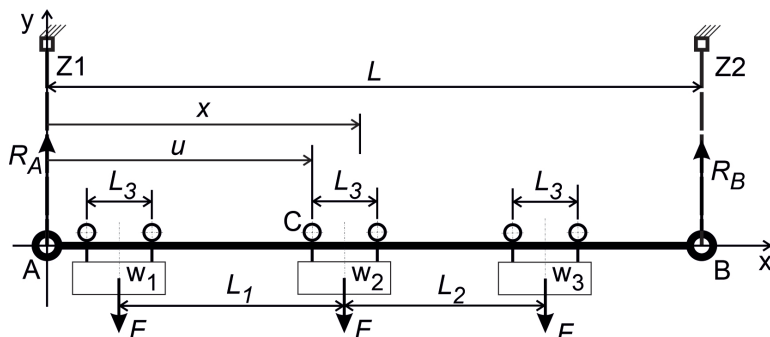
Zastąpienie członu opisanego równaniem (3.30) przez u_1 pozwoliło na zapisanie zależności (3.34) w postaci (3.35).

$$M_{g(x=u_1)} = F \cdot \left(\frac{2 \cdot u_1^2}{L} - \frac{L_3}{2} \right) \quad (3.35)$$

Gdyby zaniedbać odległość pomiędzy kołami wózka ($L_3 = 0$ na rysunku 3.5) w równaniu (3.34), to model taki byłby tożsamy z przypadkiem opisanym w podrozdziale 3.1.2, a samo równanie (3.34) zostanie zredukowane do postaci zależności oznaczonej numerem (3.14).

3.2.3. Przypadek trzech wózków jezdnych zginających szynę

Model uwzględniający trzy wózki jezdne, o rzeczywistej odległości pomiędzy kołami równej L_3 , położone na jednej szynie ($n_1 = 3$) przedstawiono na rysunku 3.6. Do analizy przyjęto, że lewe koło C wózka jezdnego w_2 znajduje się w odległości u od lewego końca szyny o długości L . Bliżej zawiesia Z1 znajduje się wózek jezdny oznaczony w_1 . Odległość pomiędzy środkami tych wózków wynosi L_1 . Pomiedzy wózkiem w_2 a zawiesiem Z2 znajduje się trzeci wózek jezdny oznaczony w_3 . Odległość pomiędzy tymi wózkami jest mniejsza i wynosi L_2 . Każdy z wózków obciążenie będące siłą ciężkości F , która jest przenoszona na szynę poprzez koła wózków. Oddziaływania pomiędzy każdym z kół a szyną wynosi $\frac{F}{2}$, czyli stanowi połowę siły ciężkości całego wózka.



Rys. 3.6. Schemat wystąpienia trzech wózków jezdnych do obliczenia najbardziej niekorzystnego ich położenia ze względu na zginanie szyny

Warunek równowagi szyny względem jej końca B zapisano w postaci równania (3.36). Wartość reakcji R_A , która działa na szynę, w związku z występowaniem zawiesia Z1, wyniesie zatem (3.37).

$$\begin{aligned}
 R_A \cdot L = & \frac{F}{2} \cdot (L - u + L_1) + \frac{F}{2} \cdot (L - u - L_3 + L_1) + \\
 & + \frac{F}{2} \cdot (L - L_2 - u) + \frac{F}{2} \cdot (L - u - L_3) + \\
 & + \frac{F}{2} \cdot (L - u - L_2) + \frac{F}{2} \cdot (L - u - L_2 - L_3)
 \end{aligned} \quad (3.36)$$

$$R_A = \frac{F}{2 \cdot L} \cdot (6 \cdot L - 6 \cdot u + 2 \cdot L_1 + 2 \cdot L_2 - 3 \cdot L_3) \quad (3.37)$$

W części szyny, której zakres obejmuje zmienna u na rysunku 3.6, moment zginający analizowany względem punktu C wynosi (3.38).

$$\begin{aligned}
 M_{gC} = & R_A \cdot u - \frac{F}{2} \cdot L_1 - \frac{F}{2} \cdot (L_1 - L_3) = \frac{F}{2 \cdot L} \cdot (6 \cdot L \cdot u + \\
 & + 2 \cdot L_1 \cdot u - 6 \cdot u^2 - 2 \cdot L_2 \cdot u - 3 \cdot L_3 \cdot u - 2 \cdot L \cdot L_1 + L \cdot L_3)
 \end{aligned} \quad (3.38)$$

Maksimum funkcji opisanej równaniem (3.38) można znaleźć przyrównując jej pochodną do zera, jak w równaniu (3.39), z którego następnie wyznaczono wartość u_1 według równania (3.40).

$$\frac{dM_{gC}}{du} = \frac{F}{2 \cdot L} \cdot \left(6 \cdot L - 12 \cdot u + 2 \cdot L_1 - 2 \cdot L_2 - 3 \cdot L_3 \right) = 0 \quad (3.39)$$

$$u_1 = \frac{L}{2} + \frac{L_1 - L_2}{6} - \frac{L_3}{4} \quad (3.40)$$

Najbardziej niekorzystne, pod względem obciążenie szyny na zginanie, położenie na niej trzech wózków określone jest odległością (3.40) od zawiesia Z1. Chociaż odległość u_1 jest funkcją wszystkich charakterystycznych wymiarów kolejki podwieszanej (L_1 , L_2 i L_3) i długości szyny L , to można zauważyć, że pominięcie odległości L_3 , przez podstawienie $L_3 = 0$ w równaniu (3.40), prowadzi do uzyskania zależności opisanej wzorem (3.20b) wprowadzonym wcześniej dla przypadku uproszczonej geometrii kolejki rozpatrywanego w podrozdziale 3.1.3.

Z uwagi na fakt, że we wzorze (3.40), przy dwóch ostatnich wyrazach, występują różne znaki, można tak dobrać parametry geometryczne kolejki podwieszanej, żeby dystans u_1 różnił się od połowy długości szyny o niezbyt dużo różniącą się od zera wartość x (jest to inna zmienna niż ta występująca na rysunku 3.6). W celu matematycznego opisu tak postawionej tezy, do równania (3.40) wstawiono $\frac{L}{2} + x$ w miejsce u_1 . Ostatecznie, otrzymano zależność (3.41), która stanowi konieczny do spełnienia warunek pomiędzy wymiarami kolejki, aby największe obciążenie szyny na zginanie wystąpiło przy położeniu środkowego z trzech wózków około połowy jej długości.

$$2 \cdot (L_1 - L_2) = 3 \cdot (L_3 + x) \quad (3.41)$$

Wartość momentu zginającego, obliczanego względem punktu o współrzędnej x i leżącego na prawo od punktu C w odległości nie większej niż L_3 (rys 3.6), można zapisać wzorem (3.42).

$$M_{g(x)} = -\frac{F}{2} \cdot \left(x - u_1 + L_1 \right) - \frac{F}{2} \cdot \left(x - u_1 + L_1 - L_3 \right) + \\ + R_A \cdot x - \frac{F}{2} \cdot \left(x - u_1 \right) \quad (3.42)$$

Po podstawieniu do zależności (3.42) wartości z równania (3.36), uwzględnieniu położenia u_1 w miejsce u i uporządkowaniu, uzyskano wzór (3.43) opisujący obwiednię momentu zginającego szynę dla przypadku trzech wózków ją obciążających.

$$M_{g(x)} = \frac{F}{2 \cdot L} \cdot \left(3 \cdot L \cdot x - 6 \cdot u_1 \cdot x - 2 \cdot L_2 \cdot x + \right. \\ \left. + 2 \cdot L_1 \cdot x - 3 \cdot L_3 \cdot x + 3 \cdot L \cdot u_1 - 2 \cdot L \cdot L_1 + L \cdot L_3 \right) \quad (3.43)$$

W przypadku, gdy koło C wózka jeźdnego w_2 znajduje się na szynie w odległości u_1 od zawiesia Z1, co wyznaczono podstawiając równanie (3.40) w miejsce zmiennej x do równania (3.43), znaleziono największą wartość momentu zginającego, która wynosi (3.44).

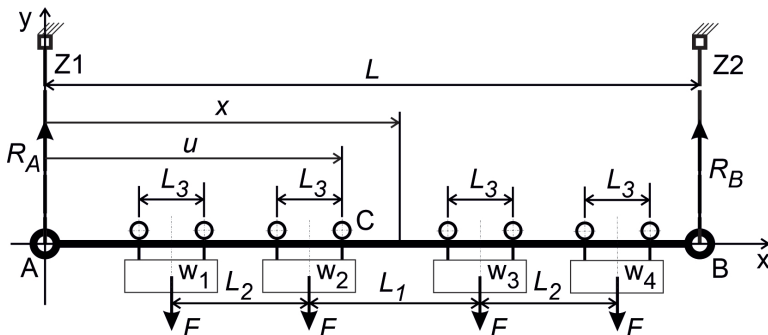
$$M_{g(x=u_1)} = \frac{F}{2 \cdot L} \cdot \left(6 \cdot L \cdot u_1 - 6 \cdot u_1^2 + \right. \\ \left. + 2 \cdot L_1 \cdot u_1 - 2 \cdot L_2 \cdot u_1 - 3 \cdot L_3 \cdot u_1 - 2 \cdot L \cdot L_1 + L \cdot L_3 \right) \quad (3.44)$$

Wykorzystano fakt, że w równaniu (3.44) występuje większość wyrazów będących rozwinięciem kwadratu prawej strony zależności (3.40), dlatego to pierwsze równanie przekształcono do postaci (3.45) zawierającej zmienną u_1 , która opisuje najbardziej niekorzystne położenie koła C środkowego wózka w_2 na szynie, ze względu na jej zginanie.

$$M_{g(x=u_1)} = F \cdot \left(\frac{3 \cdot u_1^2}{L} - L_1 + \frac{L_3}{2} \right) \quad (3.45)$$

3.2.4. Wystąpienie czterech wózków jeźdnych na szynie

W przypadku użycia szyny o dużej długości L mogłoby się zdarzyć, że liczba wózków jeźdnych powodujących zginanie tej szyny jest większa niż trzy. Taki przypadek wystąpienia na szynie $n_1 = 4$ wózków został przedstawiony na rysunku 3.7. Model ten uwzględnia rzeczywiste odległości pomiędzy kołami równe L_3 . Przyjęto, że prawe koło C wózka jeźdnego w_2 znajduje się w odległości u od lewego końca szyny A. Bliżej zawiesia Z1 znajduje się wózek jeźdny oznaczony w_1 . Odległość pomiędzy środkami wspomnianych wózków wynosi L_2 . Pomiedzy wózkiem w_2 a zawiesiem Z2 znajdują się dwa wózki (w_3 i w_4). Odległość pomiędzy środkami wózków w_3 i w_4 wynosi również L_2 , natomiast odległość od środka wózka w_2 do środka wózka w_3 jest równa L_1 . Każde z dwóch kół każdego z wózków przenosi na szynę obciążenie będące połową siły ciężkości wózka jeźdnego, czyli $\frac{F}{2}$.



Rys. 3.7. Schemat wystąpienia czterech wózków jezdnych obciążających szynę na zginanie

$$\begin{aligned}
 R_A \cdot L = & \frac{F}{2} \cdot (L - u + L_2 + L_3) + \frac{F}{2} \cdot (L - u + L_2) + \\
 & + \frac{F}{2} \cdot (L - u + L_3) + \frac{F}{2} \cdot (L - u) + \\
 & + \frac{F}{2} \cdot (L - u - L_1 + L_3) + \frac{F}{2} \cdot (L - u - L_1) + \\
 & + \frac{F}{2} \cdot (L - u - L_1 - L_2 + L_3) + \frac{F}{2} \cdot (L - u - L_1 - L_2)
 \end{aligned} \quad (3.46)$$

Warunek równowagi szyny względem jej końca B zapisano równaniem (3.46), a wartość reakcji R_A , która działa na szynę poprzez zawiesie Z1 wynosi (3.47).

$$R_A = \frac{F}{2 \cdot L} \cdot (8 \cdot L - 8 \cdot u - 4 \cdot L_1 + 4 \cdot L_3) \quad (3.47)$$

Moment zginający względem punktu C, dla części szyny leżącej po jego lewej stronie na rysunku 3.7, wynosi (3.48).

$$\begin{aligned}
 M_{gC} = & \frac{F}{2 \cdot L} \cdot (8 \cdot L \cdot u - 8 \cdot u^2 - 4 \cdot L_1 \cdot u + \\
 & + 4 \cdot L_3 \cdot u - 2 \cdot L \cdot L_2 - 2 \cdot L \cdot L_3)
 \end{aligned} \quad (3.48)$$

Maksimum funkcji opisanej równaniem (3.48) ze względu na położenie wózków występuje wtedy, gdy jej pochodna ma zerową wartość, jak w rów-

naniu (3.49), z którego następnie wyznaczono położenie u_1 zgodnie z równaniem (3.50).

$$\frac{dM_{gC}}{du} = \frac{F}{2 \cdot L} \cdot \left(8 \cdot L - 16 \cdot u - 4 \cdot L_1 + 4 \cdot L_3 \right) = 0 \quad (3.49)$$

$$u_1 = \frac{L}{2} - \frac{L_1 - L_3}{4} \quad (3.50)$$

Najbardziej niekorzystne, ze względu na zginanie szyny, położenie na niej czterech wózków jezdnych określone jest odległością u_1 od zawiesia Z1, zgodnie z zależnością (3.50). Wartość momentu zginającego, obliczonego względem punktu o współrzędnej x i leżącego na prawo od punktu C na rysunku 3.7, w odległości nie większej niż $L_1 - L_3$, opisano wzorem (3.51).

$$M_{g(x)} = \frac{F}{2 \cdot L} \cdot \left(4 \cdot L \cdot x - 8 \cdot u_1 \cdot x - 4 \cdot L_1 \cdot x + \right. \\ \left. + 4 \cdot L_3 \cdot x + 4 \cdot L \cdot u_1 - 2 \cdot L \cdot L_2 - 2 \cdot L \cdot L_3 \right) \quad (3.51)$$

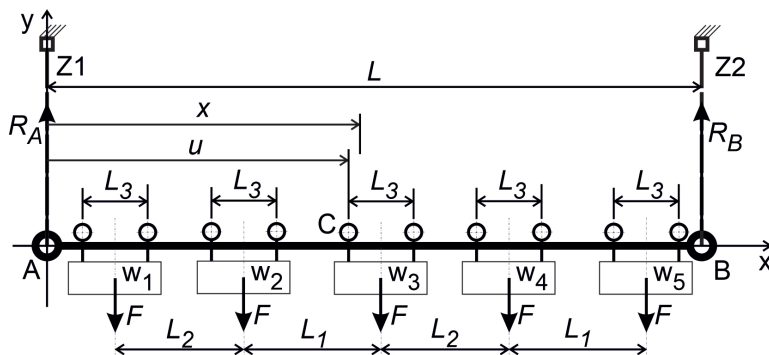
Moment zginający szynę będzie największy w chwili, gdy koło C wózka jezdnych w_2 znajdzie się na szynie w odległości od zawiesia Z1 określonej wzorem (3.50). Jego wartość, w postaci równania (3.52), wyznaczono podstawiając wzór (3.50) w miejsce zmiennej x do zależności (3.51).

$$M_{g(x=u_1)} = F \cdot \left\{ \frac{1}{4 \cdot L} \cdot \left[(2 \cdot L - L_1)^2 + L_3^2 \right] - L_2 \right\} \quad (3.52)$$

Wzór (3.52) określa największą wartość momentu zginającego szynę przez cztery wózki jezdne ($n_1 = 4$). Jest on właściwy do opisu modelu, w którym każdy z wózków charakteryzuje się tą samą masą, a odległości pomiędzy wózkami powtarzają się.

3.2.5. Wystąpienie pięciu wózków jezdnych na szynie

Chociaż jednoczesne wystąpienie pięciu wózków jezdnych ($n_1 = 5$) na jednej szynie jest możliwe tylko teoretycznie, to dla takiego właśnie przypadku zostaną wyznaczone niektóre wzory, z tego powodu, że konieczne będzie ich wykorzystanie w kolejnym podrozdziale 3.3. Modelem przyjętym do rozważań było rozmieszczenie pięciu wózków jak jezdnych na szynie przedstawione na rysunku 3.8. Sposób analizy obciążenia szyny według tego modelu nie różni się od tego, opisanego w podrozdziałach 3.2.1 ÷ 3.2.4.



Rys. 3.8. Schemat wystąpienia pięciu wózków jezdnych obciążających szynę na zginanie

Z warunku równowagi szyny względem punktu B wyznaczono wartość siły reakcji R_A w zawieszu Z1, którą obliczono ze wzoru (3.53). Warunek geometryczny najbardziej niekorzystnego położenia koła C wózka jezdnego w_3 ze względu na zginanie szyny ma postać równania (3.54).

$$R_A = \frac{F}{2 \cdot L} \cdot \left(10 \cdot L - 10 \cdot u - 2 \cdot L_1 + 2 \cdot L_2 - 5 \cdot L_3 \right) \quad (3.53)$$

$$u_1 = \frac{L}{2} - \frac{L_1 - L_2}{10} - \frac{L_3}{4} \quad (3.54)$$

Największa wartość momentu zginającego, w tym przypadku, jest określona wzorem (3.55), przy czym odległość u_1 jest wynikiem z zależności (3.54).

$$M_g = F \cdot \left(\frac{5 \cdot u_1^2}{L} - L_1 - 2 \cdot L_2 + L_3 \right) \quad (3.55)$$

Ze wzoru (3.55) można wyznaczyć maksymalną wartość momentu, która zostanie wygenerowana przez $n_1 = 5$ wózków jezdnych kolejki podwieszanej, przy założeniu, że mogą one jednocześnie obciążać jedną szynę na zginanie.

3.3. Weryfikacja liczby wózków zginających szynę

Chociaż w podrozdziale 3.2 przyjmowano, że siła ciężkości każdego wózka jezdnych jest stała i wynosi F , niezależnie od liczby wózków, które jednocześnie mogą obciążać tę szynę na zginanie, to – w ogólnym przypadku – dla każdej liczby wózków n_1 wartość tej siły może być inna. O tym jaka liczba

wózków rzeczywiście decyduje o obciążeniu szyny na zginanie nie zawsze świadczy ich fizyczne położenie na tej szynie. Teza ta zostanie udowodniona w niniejszym podrozdziale.

Jak wynika ze wzorów (3.23, 3.30, 3.40, 3.50, 3.54) przedstawionych w podrozdziale 3.2, najbardziej niekorzystne, pod względem obciążenia szyny na zginanie, położenie wózków jezdnych nie ma miejsca wtedy, gdy wózek jezdny lub jedno z jego kół znajduje się w połowie długości szyny L . Takie, oczywiście niekorzystne, położenie zostało potwierdzone analitycznie tylko dla uproszczonego modelu opisanego w podrozdziale 3.1.1 jako zginanie szyny powodowane przez jeden wózek jezdny. W związku z tym, liczba wózków rzeczywiście mających wpływ na zginanie szyny zostanie określona w wyniku odpowiedzi na pytanie przy jakiej liczbie wózków moment zginający szynę jest większy.

Bardziej korzystną sytuacją, z punktu widzenia efektywności pomocniczego transportu w podziemnych zakładach górniczych, jest wystąpienie mniejszej liczby wózków na jednej szynie, co wiąże się z możliwością podczepienia większej masy ładunku do jednego wózka. Pytanie ważne z konstrukcyjnego i eksploatacyjnego punktu widzenia brzmiałoby zatem następująco: jakie warunki muszą być spełnione, aby nie większa niż założona liczba wózków jezdnych miała wpływ na obciążenie szyny na zginanie? Aby odpowiedzieć na to pytanie należy sprawdzić kiedy moment zginający generowany przez jeden wózek jezdny (3.56) jest większy niż ten generowany przez dwa wózki. Następnie, należy skontrolować, kiedy moment zginający generowany przez dwa wózki jezdne jest większy niż ten moment wywołany przez trzy wózki, itd. Przeprowadzając dowód, będący odpowiedzią na tak postawione pytania, skorzystano ze spostrzeżenia, że – w takich granicznych stanach obciążenia wózkami – wartość siły ciężkości przypadająca na każdy z wózków, niezależnie od tego jaka ich liczba faktycznie obciąża szynę, powinna być jednakowa i równa F .

W tabeli 3.1 zestawiono numery wzorów, które mogą zostać użyte do sprawdzenia tego dla jakich warunków geometrycznych obciążenie szyny o długości L przez mniejszą liczbę wózków jezdnych n_1 jest większe niż obciążenie tej szyny przez liczbę wózków o jeden większą, przy takim założeniu, że zarówno wózki w liczbie n_1 jak i w liczbie $n_1 + 1$ mogą jednocześnie zmieścić się na tej szynie. Dla przykładu, aby określić warunek konieczny do sprawdzenia czy bardziej niekorzystne jest obciążenie szyny przez dwa czy przez trzy wózki jezdne, należy wykorzystać wzory z kolumn dla $M_{g(2 \text{ wózek})}$ i $M_{g(3 \text{ wózki})}$, znajdujących się w tabeli 3.1. Zgodnie z zapi-

sem w tabeli, w celu weryfikacji tego warunku należy sprawdzić, czy wartość momentu zginającego wyliczona ze wzoru (3.34), właściwego dla opisu obciążenia szyny dwoma wózkami, jest większa niż ta, wyliczona z zależności (3.45) określającej moment maksymalny przy obciążeniu szyny przez trzy wózki jezdne. Wzorem uzupełniającym, niezbędnym do weryfikacji wspomnianego warunku, jest zależność (3.40), która służy do wyznaczenia wartości zmiennej u_1 . Alternatywnie, można skorzystać z zależności (3.63) zapisanej w wierszu zatytułowanym „Wynikowy”, zamieszczonym w tabeli 3.1. Podobnie jak podczas analiz przedstawionych w podrozdziale 3.2, przyjęto tutaj założenie o tym, że relacja pomiędzy parametrami geometrycznymi kolejki podwieszanej i długością szyny jest zgodna z nierównością (3.64b). W niniejszym podrozdziale opisano obliczenia według procedury zaprezentowanej jako przykładowa.

Tab. 3.1. Wzory do obliczenia parametrów odpowiadających większemu obciążeniu szyny na zginanie przez mniejszą liczbę wózków jezdnych

Numery wzorów	Moment zginający generowany przez wózki jezdne				
	$M_{g(1 \text{ wózek})}$	$\geq M_{g(2 \text{ wózki})}$	$\geq M_{g(3 \text{ wózki})}$	$\geq M_{g(4 \text{ wózki})}$	$\geq M_{g(5 \text{ wózków})}$
Porównawczy	(3.24)	(3.34)	(3.45)	(3.52)	(3.55)
Uzupełniający			(3.40)		(3.54)
Wynikowy	(3.58)	(3.63)	(3.77)	(3.83)	

Skrajne wartości parametrów geometrycznych (długość szyny L oraz odległości pomiędzy wózkami jezdny L_1 i L_2) można wyznaczyć z warunku aby obciążenie jednej szyny momentem zginającym (3.56), przez $n_1 = 2$ znajdujące się na niej wózki, było nie większe niż obciążenie tej szyny przez jeden wózek (gdy $n_1 = 1$), co jest równoważne zapisowi nierówności (3.57). Warunek opisany przez nierówność (3.57) przedstawiono dalej za pomocą zależności (3.58) zawierającej wyłącznie zmienne geometryczne. Wykorzystano przy tym spostrzeżenie, że w warunkach realizacji transportu poziomego w kopalni, masa ładunku, a więc i siła ciężkości jednego wózka F , jest stała. Natomiast, długość szyny L można zaprojektować, a odległość pomiędzy wózkami L_2 – dobrać w zależności od doraźnej potrzeby.

$$M_{g(1 \text{ wózek})} \geq M_{g(2 \text{ wózki})} \quad (3.56)$$

$$F \cdot \frac{1}{4 \cdot L} \cdot \left(L - \frac{L_3}{2} \right)^2 \geq F \cdot \left[\frac{1}{2 \cdot L} \cdot \left(L - \frac{L_2 - L_3}{2} \right)^2 - \frac{L_3}{2} \right] \quad (3.57)$$

$$4 \cdot L_2 \cdot (2 \cdot L + L_3) - (2 \cdot L + L_3)^2 - 2 \cdot L_2^2 \geq 0 \quad (3.58)$$

W przypadku obciążenia szyn przez wózki zestawu wysokoobciążalnego, geometrię toru i zestaw transportowy należy zaprojektować w taki sposób, aby najbardziej niekorzystny przypadek obciążania występował wtedy, gdy na szynie znajduje się tylko jeden ($n_1 = 1$) wózek jezdny. Warunek ten został opisany zależnością (3.58) pomiędzy wymiarami geometrycznymi L_2 i L_3 zestawu transportowego oraz długością szyny L . Nie występujący we wzorze (3.58) wymiar L_1 , charakterystyczny dla konkretnego zestawu, nie może być przy tym mniejszy niż odległość L_2 pomiędzy środkami wózków jezdnych, co zapisano jako nierówność (3.60b).

Nierówność (3.58), gdyby ją przedstawić w postaci wykresu w trójwymiarowym układzie współrzędnych L, L_2, L_3 , stanowiłaby dwie przecinające się płaszczyzny, a jej rozwiązaniem są zbiory wartości znajdujące się pomiędzy tymi płaszczyznami. Korzystając z nierówności (3.58), zmienne można rozdzielić. Rozwiązaniem tej nierówności ze względu na zmienną długość szyny L jest zbiór wartości przedstawiony jako (3.59a), przy czym jednocześnie odległości L_2 i L_3 muszą być większe niż określone nierównościami, odpowiednio (3.59b) i (3.59c).

$$\left\{ \begin{array}{l} L \in \left\langle \frac{1}{2} \cdot (-\sqrt{2} \cdot L_2 + 2 \cdot L_2 - L_3); \right. \\ \qquad \qquad \qquad \left. \frac{1}{2} \cdot (\sqrt{2} \cdot L_2 + 2 \cdot L_2 - L_3) \right\rangle \\ L_2 > \frac{L_3}{\sqrt{2}} \cdot (1 + \sqrt{2}) \\ L_3 > 0 \end{array} \right. \quad (3.59a)$$

$$(3.59b)$$

$$(3.59c)$$

Praktyczne znaczenie ma tylko prawa granica przedziału wartości L , czyli (3.60a). Lewa granica zbioru (3.59a) dotyczy przypadku gdyby szyna była tak krótka, że nie cały wózek, lecz tylko jedno jego koło miałoby istotny wpływ na generowanie naprężeń zginających tą szynę.

$$\left\{ \begin{array}{l} L \leq \frac{1}{2} \cdot (\sqrt{2} \cdot L_2 + 2 \cdot L_2 - L_3) \end{array} \right. \quad (3.60a)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} L_1 \geq L_2 > L_3 \end{array} \right. \quad (3.60b)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} L_2 \geq (2 - \sqrt{2}) \cdot \left(L + \frac{L_3}{2} \right) \end{array} \right. \quad (3.60c)$$

Warunek wytrzymałościowy opisany równaniem (3.58) będzie spełniony również wtedy, jeżeli prawdziwy będzie układ nierówności (3.60), z których graniczną wartość dowolnego z trzech wymiarów, L lub L_1 lub L_2 , można wyliczyć mając dane dwa pozostałe wymiary występujące w tych nierównościach. Nierówność (3.60c) otrzymano rozwiązując (3.58) ze względu na zmienną L_2 , lecz taki sam wynik można osiągnąć wyznaczając L_2 z nierówności (3.60a). Chociaż we wzorach (3.57) ÷ (3.60) występuje długość L_3 jako zmienna, to – w przeciwieństwie do pozostałych wymiarów kolejki i trasy – zwykle ma ona wartość stałą, tzn. nie może być dowolnie zmieniana, gdyż jest cechą charakterystyczną wózka konkretnego zestawu transportowego.

Aby naprężenia zginające pochodzące od obciążenia szyny trzema wózkami ($n_1 = 3$) nie były większe niż naprężenia od obciążenia tej szyny dwoma wózkami (3.61), gdy $n_1 = 2$, przy najbardziej niekorzystnym położeniu tych wózków na szynie, musi być spełniony warunek opisany nierównością (3.63). Wynika ona z uporządkowania zależności (3.62), która z kolei jest rozwinięciem zapisu (3.61).

$$M_{g(2 \text{ wózki})} \geq M_{g(3 \text{ wózki})} \quad (3.61)$$

$$\begin{aligned} F \cdot \left[\frac{1}{2 \cdot L} \cdot \left(L - \frac{L_2 - L_3}{2} \right)^2 - \frac{L_3}{2} \right] \geq \\ \geq F \cdot \left[\frac{3}{L} \cdot \left(\frac{L}{2} + \frac{L_1}{6} - \frac{L_2}{6} - \frac{L_3}{4} \right)^2 - L_1 + \frac{L_3}{2} \right] \end{aligned} \quad (3.62)$$

$$\begin{aligned} 2 \cdot \left[6 \cdot L_3 \cdot (L + L_1) + 4 \cdot L_1 \cdot (3 \cdot L + L_2) + L_2^2 \right] - \\ - 12 \cdot L^2 - 4 \cdot L_1^2 - 3 \cdot L_3 \cdot (8 \cdot L_2 + L_3) \geq 0 \end{aligned} \quad (3.63)$$

Warunek wytrzymałościowy opisany nierównością (3.61) będzie prawdziwy również wtedy, jeżeli spełnione będą zależności w układzie nierówności (3.64), z których graniczne wartości L lub L_1 lub L_2 można wyliczyć mając dane pozostałe dwie odległości występujące w tym układzie nierówności. Pamiętając o uporządkowaniu wymiarów według (3.64b) można powiedzieć, że dwa wózki będą najbardziej niekorzystnie obciążać szynę wtedy, gdy odległość L_1 między nimi będzie nie mniejsza niż wynikająca z nierówności (3.64c) lub długość szyny L będzie co najwyżej taka jak ta, określona

nierównością (3.64a). Ewentualnie – mniejsza odległość pomiędzy wózkami jezdnyimi L_2 będzie mieć wartość zgodną z nierównością (3.64d).

$$\left\{ \begin{array}{l} L \leq \frac{\sqrt{4 \cdot L_1^2 + 4 \cdot L_1 \cdot (L_2 + 3 \cdot L_3) + L_2 \cdot (L_2 - 12 \cdot L_3)}}{\sqrt{6}} + \\ \hspace{15em} + L_2 + \frac{L_3}{2} \hspace{1em} (3.64a) \\ L > L_1 \geq L_2 > L_3 \hspace{1em} (3.64b) \\ L_1 \geq -\sqrt{\frac{3}{2}} \cdot \sqrt{4 \cdot L^2 + 4 \cdot L \cdot (L_2 + 2 \cdot L_3) + (L_2 - L_3)^2} + \\ \hspace{15em} + 3 \cdot L + L_2 + \frac{3 \cdot L_3}{2} \hspace{1em} (3.64c) \\ L_2 \geq \sqrt{6 \cdot L^2 - 6 \cdot L \cdot (2 \cdot L_1 + L_3)} + \frac{3}{2} \cdot (2 \cdot L_1 + 5 \cdot L_3)^2 + \\ \hspace{15em} + 6 \cdot L_3 - 2 \cdot L_1 \hspace{1em} (3.64d) \end{array} \right.$$

W układzie współrzędnych (L_2, L_1) , dla dodatnich wartości zmiennych, granica (3.64c) pomiędzy położeniami kolejki, przy których dwa albo trzy wózki obciążają szynę na zginanie, dla stałego wymiaru $L_3 = 18$ cm, ma postać hiperboli o równaniu (3.65). Jeśli natomiast do tego równania zostanie dodatkowo podstawiona konkretna długość szyny, to zależność pomiędzy wymiarami charakterystycznymi kolejki, dla długości szyny $L = 240$ cm, będzie miała postać (3.66), a dla szyny o długości $L = 300$ cm – będzie to wzór (3.67).

$$L_{1(L_3=18)} = -\sqrt{6 \cdot L^2 + 6 \cdot L \cdot (L_2 + 36)} + \frac{3}{2} \cdot (L_2 - 18)^2 + \\ + 3 \cdot L + L_2 + 27 \hspace{1em} (3.65)$$

$$L_{1(L=240, L_3=18)} = L_2 - \sqrt{\frac{3}{2} \cdot L_2 \cdot (L_2 + 924)} + 397926 + 747 \hspace{1em} (3.66)$$

$$L_{1(L=300, L_3=18)} = L_2 - \sqrt{\frac{3}{2} \cdot L_2 \cdot (L_2 + 1164)} + 605286 + 927 \hspace{1em} (3.67)$$

Przy dużej różnicy wymiarów L_1 i L_2 oraz przyjmując, że powtarzają się one na przemian pomiędzy zespołami kolejki podwieszanej, może się zdarzyć, że nastąpi zmiana sposobu obciążenia z liczby wózków $n_1 = 2$ na liczbę $n_1 = 4$ bez stanu pośredniego przy $n_1 = 3$ wózków jezdnych mających wpływ na obciążenie szyny na zginanie. Bezpośrednie sąsiedztwo obszarów o liczbach wózków $n_1 = 2$ oraz $n_1 = 4$ istotnie wpływających na obciążenie szyny jest widoczne w tabeli 3.4 oraz na rysunkach 3.9 i 3.10, zamieszczonych na stronie 93 i kolejnych. Ponieważ z punktu widzenia efektywności przewozów w kopalni lepiej byłoby, żeby dwa wózki jezdne, a nie cztery, obciążały szynę na zginanie, rozwiązano zależność (3.68) przez podstawienie wartości z równań (3.34) i (3.52) jak to zapisano w nierówności (3.69).

$$M_{g(2 \text{ wózki})} \geq M_{g(4 \text{ wózki})} \quad (3.68)$$

$$\begin{aligned} F \cdot \left[\frac{1}{2 \cdot L} \cdot \left(L - \frac{L_2 - L_3}{2} \right)^2 - \frac{L_3}{2} \right] &\geq \\ &\geq F \cdot \left\{ \frac{1}{4 \cdot L} \cdot \left[(2 \cdot L - L_1)^2 + L_3^2 \right] - L_2 \right\} \end{aligned} \quad (3.69)$$

Po uporządkowaniu, nierówność (3.69) zapisano również w postaci wielomianu (3.70). Rozwiązanie tego wielomianu podano w postaci układu nierówności (3.71), z którego można wyznaczyć lub zweryfikować wartość każdego z osobna parametru geometrycznego kolejki podwieszanej i trasy.

$$8 \cdot L \cdot L_1 + 4 \cdot L \cdot L_2 + L_2^2 - 4 \cdot L^2 - 2 \cdot L_1^2 - 2 \cdot L_2 \cdot L_3 - L_3^2 \geq 0 \quad (3.70)$$

$$\left\{ \begin{aligned} L &\leq \frac{1}{2} \cdot \left(\sqrt{2 \cdot L_1^2 + 4 \cdot L_1 \cdot L_2 + 2 \cdot L_2^2 - 2 \cdot L_2 \cdot L_3 - L_3^2} + \right. \\ &\quad \left. + 2 \cdot L_1 + L_2 \right) \end{aligned} \right. \quad (3.71a)$$

$$\left\{ \begin{aligned} L &> L_1 \geq L_2 > L_3 \end{aligned} \right. \quad (3.71b)$$

$$\left\{ \begin{aligned} L_1 &\geq 2 \cdot L - \frac{\sqrt{4 \cdot L^2 + 4 \cdot L \cdot L_2 + L_2^2 - 2 \cdot L_2 \cdot L_3 - L_3^2}}{\sqrt{2}} \end{aligned} \right. \quad (3.71c)$$

$$\left\{ \begin{aligned} L_2 &\geq -2 \cdot L + L_3 + \\ &\quad + \sqrt{2 \cdot \sqrt{4 \cdot L^2 - 2 \cdot L \cdot (2 \cdot L_1 + L_3) + L_1^2 + L_3^2}} \end{aligned} \right. \quad (3.71d)$$

Zależności pomiędzy charakterystycznymi wymiarami kolejki podwieszanej, dla ich dodatnich wartości, analizowano na granicy pomiędzy występowaniem dwóch albo czterech wózków jako tych, które obciążają szynę na zginanie. Przyjęto przy tym wartość wymiaru $L_3 = 18$ cm. Ogólna zależność $L_1 = f_{(L, L_2)}$ ma postać hiperboli o równaniu (3.72). Po podstawieniu do tego równania konkretnej długości szyny, dla $L = 240$ cm otrzymano zależność (3.73), a dla szyny o długości $L = 300$ cm – wzór (3.74).

$$L_{1(L_3=18)} = 2 \cdot L - \frac{\sqrt{(2 \cdot L + L_2)^2 - 36 \cdot (L_2 + 9)}}{\sqrt{2}} \quad (3.72)$$

$$L_{1(L=240, L_3=18)} = 480 - \sqrt{\frac{1}{2} \cdot L_2 \cdot (L_2 + 924) + 115038} \quad (3.73)$$

$$L_{1(L=300, L_3=18)} = 600 - \sqrt{\frac{1}{2} \cdot L_2 \cdot (L_2 + 1164) + 179838} \quad (3.74)$$

Aby obciążenie szyny czterema wózkami nie było większe niż obciążenie tej szyny trzema wózkami (3.75), przy najbardziej niekorzystnych położeniach wózków, musi być spełniony warunek opisany równaniem (3.76), które można zapisać również w postaci wielomianu (3.77).

$$M_{g(3 \text{ wózki})} \geq M_{g(4 \text{ wózki})} \quad (3.75)$$

$$\begin{aligned} F \cdot \left[\frac{3}{L} \cdot \left(\frac{L}{2} + \frac{L_1}{6} - \frac{L_2}{6} - \frac{L_3}{4} \right)^2 - L_1 + \frac{L_3}{2} \right] \geq \\ \geq F \cdot \left\{ \frac{1}{4 \cdot L} \cdot \left[(2 \cdot L - L_1)^2 + L_3^2 \right] - L_2 \right\} \end{aligned} \quad (3.76)$$

$$\begin{aligned} 4 \cdot \left[-3 \cdot L^2 + 6 \cdot L \cdot (L_1 + L_2) - 2 \cdot L_1^2 - 2 \cdot L_1 \cdot L_2 + L_2^2 \right] - \\ - 3 \cdot L_3 \cdot \left[4 \cdot (L + L_1 - L_2) + L_3 \right] \geq 0 \end{aligned} \quad (3.77)$$

Ten sam warunek wytrzymałościowy będzie spełniony jeżeli prawdziwe będą zależności (3.78), uzyskane przez przekształcenie nierówności (3.77).

Mając dane dwa pozostałe wymiary, z nierówności (3.78) można wyliczyć dowolną jedną długość: L lub L_1 lub L_2 .

$$L \leq \frac{\sqrt{L_1^2 + 4 \cdot L_1 \cdot L_2 - 6 \cdot L_1 \cdot L_3 + 4 \cdot L_2^2}}{\sqrt{3}} + L_1 + L_2 - \frac{L_3}{2} \quad (3.78a)$$

$$L > L_1 \geq L_2 > L_3 \quad (3.78b)$$

$$L_1 \geq \frac{1}{4} \cdot \left[6 \cdot L - 2 \cdot L_2 - 3 \cdot L_3 - \sqrt{3} \cdot \left(4 \cdot L^2 + \right. \right. \quad (3.78c)$$

$$\left. \left. + 8 \cdot L \cdot L_2 - 20 \cdot L \cdot L_3 + 4 \cdot L_2^2 + 12 \cdot L_2 \cdot L_3 + L_3^2 \right)^{\frac{1}{2}} \right]$$

$$L_2 \geq -3 \cdot L + L_1 - \frac{3 \cdot L_3}{2} + \quad (3.78d)$$

$$+ \sqrt{3} \cdot \sqrt{4 \cdot L^2 - 4 \cdot L \cdot L_1 + 4 \cdot L \cdot L_3 + L_1^2 + L_3^2}$$

Dla dodatnich wartości parametrów L , L_1 i L_2 , granica pomiędzy występowaniem trzech lub czterech wózków na szynie, biorąc pod uwagę ich wpływ na jej zginanie, dla wymiaru $L_3 = 18$ cm ma postać hiperboli o równaniu (3.79). Po podstawieniu do tego równania konkretnej długości szyny, wyznaczono minimalną długość L_1 , która zapewnia obciążenie szyny przez mniejszą liczbę wózków, która w analizowanym przypadku wynosi trzy. Dla szyny o długości $L = 240$ cm tą minimalną długość określa zależność (3.80), a dla $L = 300$ cm – równanie (3.81).

$$L_{1(L_3=18)} = \frac{1}{2} \cdot \left\{ -\sqrt{3} \cdot \left[L^2 + 2 \cdot L \cdot (L_2 - 45) + \right. \right. \quad (3.79)$$

$$\left. \left. + L_2 \cdot (L_2 + 54) + 81 \right]^{\frac{1}{2}} + 3 \cdot L - L_2 - 27 \right\}$$

$$L_{1(L=240, L_3=18)} = \frac{1}{2} \cdot \left(-\sqrt{3} \cdot \sqrt{L_2^2 + 534 \cdot L_2 + 36081} - L_2 + 693 \right) \quad (3.80)$$

$$L_{1(L=300, L_3=18)} = \frac{1}{2} \cdot \left(-\sqrt{3} \cdot \sqrt{L_2^2 + 654 \cdot L_2 + 63081} - L_2 + 873 \right) \quad (3.81)$$

Aby uniknąć sytuacji, gdy obciążenie szyny na zginanie przez pięć wózków jezdnych byłoby większe niż obciążenie tej szyny przez cztery wózki

(3.82), przy najbardziej niekorzystnych położeniach tych wózków, zestawiono nierówność wykorzystując prawe strony wzorów (3.53) i (3.55). Po uporządkowaniu, warunek (3.82) zapisano w postaci nierówności (3.83).

$$M_{g(4 \text{ wózki})} \geq M_{g(5 \text{ wózków})} \quad (3.82)$$

$$4 \cdot \{5 \cdot L \cdot [2 \cdot (L_1 + L_2) + L_3] + 2 \cdot L_1 \cdot (2 \cdot L_1 + L_2) + 5 \cdot L_2 \cdot L_3\} - 20 \cdot L^2 - 5 \cdot L_3 \cdot (4 \cdot L_1 + L_3) - 4 \cdot L_2^2 \geq 0 \quad (3.83)$$

Wielomian w postaci (3.83), w którym wszystkie charakterystyczne długości traktowane są jako zmienne, może służyć do sprawdzenia czy cztery wózki (nierówność jest prawdziwa) czy większa ich liczba może wpływać na obciążenie szyny na zginanie. Przedstawiono go również w postaci układu nierówności (3.84), z którego można wyznaczyć jeden z charakterystycznych wymiarów kolejki lub długość szyny mając dane dwie pozostałe wielkości. Zależność (3.84b) określa ogólną relację pomiędzy długością szyny i wymiarami kolejki we wszystkich analizowanych modelach.

$$\left\{ \begin{array}{l} L \leq \frac{\sqrt{9 \cdot L_1^2 + 12 \cdot L_1 \cdot L_2 + 4 \cdot L_2^2 + 10 \cdot L_1 \cdot L_3}}{\sqrt{5}} + \\ \qquad \qquad \qquad + L_1 + L_2 + \frac{L_3}{2} \end{array} \right. \quad (3.84a)$$

$$L > L_1 \geq L_2 > L_3 \quad (3.84b)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} L_1 \geq \frac{1}{8} \cdot \left[\sqrt{5} \cdot (36 \cdot L^2 - 24 \cdot L \cdot L_2 - 36 \cdot L \cdot L_3 + \right. \\ \qquad \qquad \qquad \left. + 4 \cdot L_2^2 - 20 \cdot L_2 \cdot L_3 + 9 \cdot L_3^2) \right]^{\frac{1}{2}} - 10 \cdot L - 2 \cdot L_2 + 5 \cdot L_3 \end{array} \right. \quad (3.84c)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} L_2 \geq -\sqrt{5} \cdot \sqrt{4 \cdot L^2 + 4 \cdot L \cdot L_1 + 6 \cdot L \cdot L_3 + L_1^2 + L_3^2} + \\ \qquad \qquad \qquad + 5 \cdot L + L_1 + \frac{5 \cdot L_3}{2} \end{array} \right. \quad (3.84d)$$

W celu sprawdzenia czy spełnione są warunki geometryczne i wytrzymałościowe do tego, aby konkretna, lecz nie większa, liczba wózków n_1 obciążała jedną szynę, należy przeprowadzić sekwencję obliczeń w kolejności określonej przez wzory (3.58), (3.63), (3.70), (3.77), (3.83). Można zauważyć,

że w każdej z tych nierówności występują wyrazy będące kwadratem konkretnego wymiaru, przy czym współczynniki przy tych wyrazach są zwykle ujemne, co oznacza, że występuje dwustronnie ograniczony zbiór rozwiązań dla każdego z tych wymiarów, osobno traktowanych jako zmienne. Interpretacja wyników obliczeń z użyciem wspomnianych nierówności powinna przebiegać następująco:

- jeżeli prawdziwa jest nierówność (3.58), czyli wartość obliczona z lewej strony nierówności jest nieujemna, oznacza to, że największe obciążenie szyny na zginanie będzie powodowała masa jednego wózka ($n_1 = 1$),
- jeżeli obliczenia wg nierówności (3.58) okażą się nieprawdziwe (lewa strona nierówności ma wartość ujemną), to należy zweryfikować prawdziwość nierówności (3.63) i – jeśli wynik otrzymany dla lewej strony tej nierówności będzie dodatni – to świadczy o tym, że największe obciążenie szyny będzie występowało wtedy, gdy dwa wózki znajdują się na szynie ($n_1 = 2$),
- dla przypadku, gdy trzy wózki ($n_1 = 3$) najbardziej niekorzystnie obciążają szynę na zginanie, wartość obliczona z lewej strony nierówności (3.63) jest ujemna, lecz nierówność (3.77) jest prawdziwa,
- gdyby dla tych samych parametrów geometrycznych kolejki i trasy nierówności (3.63) i (3.77) nie były prawdziwe, a przy tym byłby spełniony warunek opisany jedną z nierówności: (3.70) lub (3.83), to oznaczałoby, że $n_1 = 4$ wózki jezdne mogą znajdować się na szynie w takim położeniu, że spowodują największe naprężenia zginające,
- gdyby nadal prowadzone obliczenia wykazały nieprawdziwość nierówności (3.83) to oznaczałoby, że wymiary zestawu transportowego (L_1 , L_2) i długość szyny L trasy mają takie wartości, że wózki w liczbie $n_1 \geq 5$ należałoby uznać jako te najbardziej niekorzystnie obciążające jedną szynę na zginanie.

W tabeli 3.2 zestawiono numery wzorów, z których można wyznaczyć graniczną wartość jednego z charakterystycznych wymiarów geometrycznych zestawu transportowego lub szyny dla danych pozostałych wymiarów. W odpowiednich nierównościach wyszczególnionych w tabeli, znak $\geq$ lub $\leq$ należy zastąpić znakiem równości (nie dotyczy to wzoru do obliczenia wielkości kontrolnej) i wyliczoną wartość traktować jako maksymalną lub minimalną, w zależności od położenia wzoru w kolumnie tej tabeli. Przyjmuje się przy tym, że pomiędzy wielkościami geometrycznymi zachodzi relacja zgodna ze wzorem (3.84b). Jeżeli dłuższy z wymiarów kolejki podwiesz-

nej L_1 jest ponad dwa razy większy od drugiego wymiaru L_2 to dodatkowo należy sprawdzić prawdziwość zależności zapisanych w kolumnie oznaczonej 2'. Zależności, których numery zapisano w tej kolumnie, pozwalają na wyznaczenie granicznych wymiarów rozstrzygających o tym czy dwa czy też cztery wózki najbardziej niekorzystnie obciążają jedną szynę na zginanie.

Tab. 3.2. Zestawienie wzorów do obliczenia granicznych parametrów geometrycznych kolejki i trasy w celu uzyskania konkretnej liczby wózków jezdnych obciążających na zginanie jedną szynę

Wielkość	Liczba n_1 wózków jezdnych na szynie							
	1		2		3		2'	
	Wzór odpowiedni do obliczenia wartości							
	min	max	min	max	min	max	min	max
L		(3.60a)	(3.60a)	(3.64a)	(3.64a)	(3.78a)		(3.71a)
L_1	(3.60b)		(3.64c)	(3.60b)	(3.78c)	(3.64c)	(3.71c)	
L_2	(3.60c)		(3.64d)	(3.60c)	(3.78d)	(3.64d)	(3.71d)	
Kontrolna	(3.58)		(3.63)		(3.77)		(3.70)	

Po użyciu wzorów do wyznaczenia granicznej wartości wymiaru geometrycznego, zapisanych w odpowiedniej kolumnie tabeli 3.2, należy zweryfikować poprawność obliczeń poprzez sprawdzenie prawdziwości równania kontrolnego, którego numer podano w ostatnim wierszu tabeli. Jest to ważne zwłaszcza dla liczby wózków jezdnych $n_1 = 3$, ponieważ – jak wynika z przedstawionych dalej w tekście: tabeli 3.4 oraz rysunków 3.9 i 3.10 – w przypadku dużej różnicy pomiędzy wartościami L_1 i L_2 wystąpienie tej liczby wózków na szynie nie jest w ogóle możliwe.

$$\begin{cases} L_2 \geq 0,586 \cdot L + 5,27 & [\text{cm}] & (3.85a) \\ L_1 \geq L_2 & & (3.85b) \\ L_2 \geq 0,586 \cdot (L + 90) & [\text{mm}] & (3.85c) \end{cases}$$

Po podstawieniu średniej wartości $L_3 = 18 \text{ cm}$ do nierówności (3.58) można sformułować ogólny wniosek, że tylko jeden wózek ($n_1 = 1$) najbardziej niekorzystnie obciąży szynę na zginanie wtedy, gdy odległości pomiędzy wózkami nośnymi będą spełniały układ nierówności (3.85a) i (3.85b), dla obliczeń prowadzonych w cm. W przypadku prowadzenia obliczeń w mm właściwe jest użycie wzoru (3.85c). Dla szyn o największej stosowanej obec-

nie długości $L = 320$ cm, najmniejsza odległość (L_1 lub L_2) pomiędzy śródkami wózków kolejki podwieszanej powinna być nie mniejsza niż 192,7 cm.

W tabeli 3.3, dla kilku wybranych długości szyny, przedstawiono najmniejsze odległości pomiędzy wózkami zestawu spełniające geometryczne kryteria określone wzorami (3.60b) i (3.60c) dotyczące obciążenia szyny przez tylko jeden wózek ($n_1 = 1$). W oparciu o wartości zamieszczone w tej tabeli należy projektować zestawy transportowe, zwłaszcza wysokoobciążalne. Należy przy tym zwrócić uwagę, że zmiana odległości L_3 pomiędzy kołami wózka jezdnego lub transportowego, podobnie jak zmiana długości szyny L , powoduje wprost proporcjonalną zmianę minimalnej odległości pomiędzy wózkami $\inf \{L_1, L_2\}$.

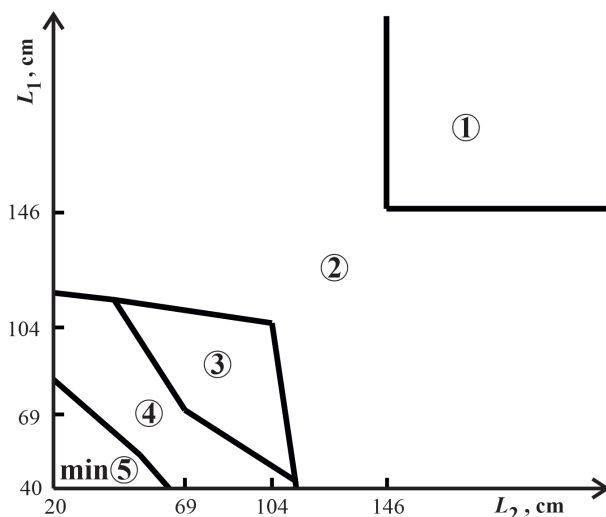
Tab. 3.3. Minimalne wymiary elementów kolejki podwieszanej dla różnych długości szyny i różnej odległości pomiędzy kołami wózka (rys. 3.6) spełniające warunek aby jedną szynę obciążał na zginanie tylko jeden wózek

Odległość pomiędzy kołami wózka L_3 , cm	Długość szyny L , cm					
	150	192	240	300	320	400
	Najmniejszy wymiar L_1 lub L_2 , cm					
16	92,6	117,2	145,3	180,4	192,1	239,0
18	93,1	117,8	145,9	181,0	192,7	239,9
20	93,7	118,4	146,4	181,6	193,3	240,2
24	94,9	119,5	147,6	182,8	194,5	241,3
32	97,2	121,9	150,0	185,1	196,8	243,7

W tabeli 3.4 oraz na rysunkach 3.9 i 3.10, dla wybranych wartości L_1 i L_2 oraz stałej odległości między osiami kół wózka $L_3 = 18$ cm, zestawiono wyniki obliczeń liczby n_1 wózków najbardziej niekorzystnie obciążających jedną szynę. Można z nich zauważyć, że:

- dla szyny o dowolnej długości L można wyznaczyć, mniejszą od długości tej szyny, taką minimalną odległość między wózkami jezdnymi zestawu transportowego kolejki podwieszanej, że tę szynę będzie na zginanie obciążał tylko jeden wózek ($n_1 = 1$),
- dla dość dużego zakresu wymiarów charakterystycznych L_1 i L_2 kolejki podwieszanej występuje obszar, w którym liczba wózków jezdnych najbardziej niekorzystnie obciążających jedną szynę wynosi $n_1 = 2$,

- w przypadku wykorzystywania szyn najdłuższych, a przy tym skracania (nawet tylko) jednego z wymiarów charakterystycznych zestawu transportowego, liczba wózków jezdnych może zwiększyć się do $n_1 = 3$, a w przypadku ekstremalnym – bezpośrednio z liczby $n_1 = 2$ wózków mogłaby zmienić się na $n_1 = 4$,
- istnieje możliwość obciążania szyny na zginanie przez jeszcze większą liczbę wózków, dla której obszar w tabeli 3.4 opisano jako „ ≥ 5 ” lub „min⑤” na rysunkach 3.9 i 3.10, ponieważ warunków geometrycznych występowania dokładnie pięciu wózków na szynie nie wyznaczono.



Rys. 3.9. Liczba wózków najbardziej niekorzystnie obciążających szynę o długości $L = 240$ cm dla różnych wartości parametrów geometrycznych kolejki podwieszanej

Chociaż w tabeli 3.4 oraz na rysunkach 3.9 i 3.10 wydaje się, że granice pomiędzy poszczególnymi obszarami są prostymi, to – oprócz granicy pomiędzy obszarem dla jednego i dwóch wózków – są one hiperbolami. Granica pomiędzy obszarem gdzie występują dwa wózki, a obszarami gdzie występują trzy lub cztery wózki składa się z dwóch hiperbol (dla $L_1 \geq 104$ cm na rysunku 3.9). Na rysunku 3.9, patrząc w kierunku zwiększających się wartości L_1 , granica pomiędzy obszarami jest określona wzorem (3.66), a następnie (3.67). Krzywe te mają punkt wspólny przy $L_1 \approx 112$ cm dla $L_2 \approx 43$ cm. Podobnie, na rysunku 3.10, dla $L_1 \geq 131$ cm występują krzywe określone wzorami (3.73) i (3.74), które łączą się w punkcie $L_1 \approx 143$ cm, który odpowiada wartości $L_2 \approx 48$ cm.

Kolejne wykorzystanie zaproponowanych wzorów umożliwia takie zaprojektowanie trasy i kolejki podwieszanej, że obciążenie szyny momentem zginającym przez dowolną liczbę wózków będzie nie większe niż jej obciążenie przez tylko jeden wózek. Z tego warunku wyprowadzono wzory do obliczenia granicznych odległości pomiędzy wózkami oraz minimalną długość szyny zapewniającą optymalne wykorzystanie wytrzymałości szyny. W zależności od przyjętego modelu (np. taka sama lub różna masa wózków), wspomniane wymiary są funkcjami wyłącznie pozostałych wymiarów lub – również sił ciężkości wózków wraz z ładunkiem.

Wynikiem przedstawionych obliczeń jest wniosek, że – podczas jazdy kolejki podwieszanej – siła ciężkości nie wszystkich wózków fizycznie znajdujących się na konkretnej szynie w danej chwili ma istotny wpływ na obciążenie tej szyny na zginanie. Celem wielokryterialnej weryfikacji liczby wózków n_1 mających wpływ na obciążenie szyny wyprowadzono odpowiednie zależności. Niewielkie zmiany odległości pomiędzy wózkami kolejki podwieszanej mogą powodować zmianę liczby wózków obciążających szynę, w niektórych przypadkach – nawet o 2 wózki.

4. Geometria i nośność szyny

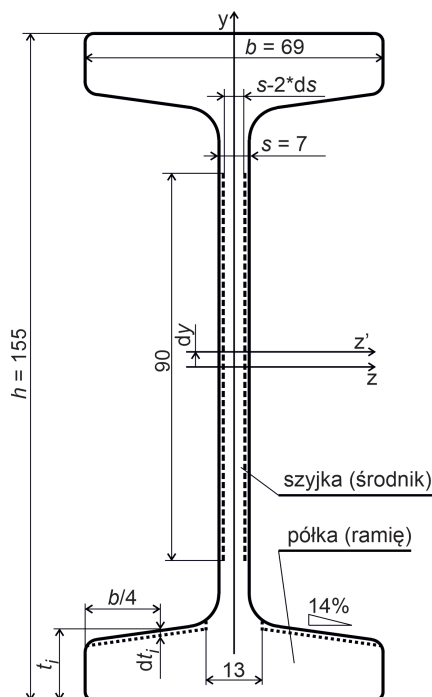
Szyny wykorzystywane do budowy tras kolejek podwieszonych są specjalnie projektowane w celu zwiększenia ich parametrów wytrzymałościowych. W niniejszym rozdziale zawarto charakterystykę geometryczną i wytrzymałościową profili stosowanych jako szyny kolejek z uwzględnieniem zmian parametrów będących wynikiem normalnego zużywania ich materiału. Przeanalizowano szyny podobnie obciążonych konstrukcji oraz tok ich charakterystycznych obliczeń wytrzymałościowych. Z uwagi na sposób obciążenia szynę kolejki podwieszanej modelowano jako zawieszoną na ciągłych zginaną belkę, poziomą lub nachyloną pod pewnym kątem Δ . Uwzględniono występowanie sił wzdłużnych, które mogą powodować wyboczenie. Celem przeprowadzonych analiz i obliczeń było określenie masy wózka m_a kolejki przy założeniu optymalnego wykorzystania wytrzymałości materiału a także z uwzględnieniem dopuszczalnego zużycia szyny.

4.1. Parametry wytrzymałościowe szyny

Szyny przeznaczone do budowy tras kolejek mają profile specjalne, różniące się od standardowych profili dwuteowników przeznaczonych na konstrukcje stalowe. Różnice te polegają na tym, że standardowe profile mają mniejszą i zwykle nieznacznie lub niezmieniającą się grubość stóp (pólek, ramion), względnie mniejsze pole A_0 przekroju poprzecznego (przez co są lżejsze) oraz szerokość zależną od wysokości. Szyny przeznaczone do budowy tras kolejek podwieszonych, z oczywistych względów, mają taką samą (niezależnie od wysokości h) szerokość ramion b , co najmniej o 50% większą grubość półki t_i , a w związku z tym – większy geometryczny moment bezwładności względem osi poziomej I_{z0} i zawsze taką samą zbieżność ramion o stosunku 14% (rys. 4.1). Powodem, dla którego na szyny, które są przede wszystkim obciążone na zginanie, stosuje się profile dwuteowe jest fakt, że lepsze parametry wytrzymałościowe pod tym względem mają takie profile, dla których duża część pola przekroju poprzecznego jest położona możliwie jak najdalej od osi obojętnej z .

Charakterystyka szyn często wykorzystywanych do konstrukcji tras kolejek podwieszonych została przedstawiona w tabeli 4.1. Dane uporządko-

wano malejąco według wskaźnika wytrzymałości na zginanie W_{z0} obliczonego z zależności (4.1). Tabelę rozpoczyna szyna ($34,6 \text{ kg m}^{-1}$) o profilu dwuteowym wykonana według normy PN-H-93441 (I175) o dużym polu przekroju A_0 i masie jednostkowej. W połowie wysokości tabeli znajduje się szyna ($34,5 \text{ kg m}^{-1}$) o profilu dwuteowym z półkami w kształcie litery V wykonana według normy DIN 20593 (I140V). W dwóch ostatnich wierszach zamieszczono szyny o parametrach podobnych jak szyna lekka ($24,25 \text{ kg m}^{-1}$) o profilu dwuteowym wykonana według normy DIN 20593 (I140E).



Rys. 4.1. Profil szyny I140E z miejscami zużywania się materiału podczas eksploatacji zaznaczonymi linią przerywaną [19, 62, 90]

Trzy wpisy w tabeli 4.1 dotyczą szyny I155, w tym zmodyfikowanej w ten sposób, że do dolnej i górnej półki dospawany jest ceownik wzmacniający konstrukcję oraz – uzupełnionej o listwę zębatą umożliwiającą kinematyczne, zamiast wyłącznie ciernego, przeniesienie napędu niezbędne na trasie w wyrobiskach o dużych pochyłościach. Jako wzmocnienie stosuje się ceownik o szerokości mniejszej niż szerokość półki szyny ($b \approx 69 \text{ mm}$),

np. $50 \times 38 \times 5$ mm. Masa jednostkowa szyny wzmocnionej w ten sposób wynosi $35,1 \text{ kg m}^{-1}$.

Tab. 4.1. Nominalne parametry geometryczne wybranych profili stosowanych jako szyny kolejek podwieszonych [19, 45, 70]

Oznaczenie profilu	Wartość parametru								
	h	b	s	i	t_i	A_0	W_{y0}	I_{z0}	W_{z0}
	mm	mm	mm	mm	mm	cm ²	cm ³	cm ⁴	cm ³
I175	175	69	8	11,5	24,7	44,36	39,80	1891	243,96
I155 wzm.	231	68	7	11,5	19,9	44,80	38,58	2663	230,54
I140V	198	69	8	11,4	16,2	43,95	49,39	2157	217,87
I155 lz.		68	7	11,5	19,9			1558	167,72
I140E	155	69	7	11,4	16,2	30,90	23,50	1183	152,60
I155	155	68	7	11,5	16,2	30,40	23,40	1162	149,90

wzm. – wzmocniony ceownikiem $50 \times 38 \times 5$ mm; lz. – z listwą zębatą

$$W_{z0} = \frac{2 \cdot I_{z0}}{h} \quad (4.1)$$

Z tabeli 4.1 wynika, że dla wszystkich szyn odległość punktu przyłożenia obciążenia i jest niemal dokładnie taka sama co oznacza, że wózki o tej samej konstrukcji mogą być eksploatowane na trasie, której różne odcinki mogą być zbudowane z szyn o różnych profilach spośród zamieszczonych w tabeli.

Do wytwarzania szyn kolejek podwieszonych wykorzystywana jest, przeznaczona do produkcji wyrobów walcowanych na gorąco, niskowęglowa stal konstrukcyjna niestopowa wyższej jakości, wykonana zgodnie z normą PN-EN 10025 (S355J2G3). Zgodnie z normami [28, 67] stal ta może zawierać następujące udziały masowe pierwiastków: około 0,22% C, do 0,55% Si, do 1,6% Mn, do 0,035% S i do 0,035% P. Właściwości mechaniczne dla tej stali mieszczą się w następujących zakresach: granica plastyczności $R_e = 315 \div 355$ MPa, wytrzymałość na rozciąganie $R_m = 490 \div 630$ MPa, a wydłużenie względne $A_5 \leq 22\%$.

4.2. Zużywanie się szyn

Podczas eksploatacji kolejek podwieszonych, jako skutek procesów zużycia, obserwuje się zmniejszenie grubości szyjki szyny s oraz zmniejszenie

grubości półki szyny t_i , czyli faktyczne zmniejszenie przekroju poprzecznego szyny (rys. 4.1). Zmniejszenie grubości szyjki szyny s powoduje zmniejszenie wytrzymałości wzdłużnej na ściskanie oraz wzrost podatności szyny na wyboczenie trwałe. Zmniejszenie grubości półki szyny oraz grubości szyjki, niezależnie od tego czy występują oddzielnie czy łącznie, prowadzą do zwiększenia strzałki ugięcia f szyny podczas ruchu kolejki oraz wzrostu naprężeń zredukowanych σ_z generowanych w materiale szyny.

Zużywanie się szyn, podobnie jak innych elementów trasy, ma charakter korozyjny spowodowany środowiskiem pracy oraz zmęczeniowy, który wynika z okresowej zmiany obciążenia. Długotrwała praca materiału w takich warunkach powoduje ujawnienie następujących, makroskopowych efektów zużycia:

- ścieranie powierzchni tocznej dolnej półki przez koła wózków jezdnych,
- rozwalcowywanie miejsc współpracy kół wózków z powierzchnią dolnej półki,
- zawalcowywanie zanieczyszczeń i produktów korozji w powierzchnię dolnej półki,
- ścieranie powierzchni szyjki szyny w wyniku współpracy z okładzinami kół napędowych oraz klockami hamulcowymi,
- zużycie materiału na złączach szyn i powiększanie się luzów oraz sił dynamicznych,
- pękanie materiału w miejscach spiętrzenia naprężeń, szczególnie w pobliżu złącza szyn, i inne.

Oprócz obserwowanych efektów zużycia, mogą zdarzyć się nagle uszkodzenia spowodowane powiększaniem amplitudy oddziaływań dynamicznych a także ograniczenie trwałości zmęczeniowej i zmniejszenie wytrzymałości materiału. Eksploatacja trasy wymaga zatem co najmniej okresowego nadzoru służb w celu kontroli stanu technicznego szyn.

Wpływ zmian geometrii przekroju szyny w wyniku jej eksploatacyjnego zużywania na parametry wytrzymałościowe oszacowano na podstawie badań symulacyjnych. W tabeli 4.2 przedstawiono wyniki symulacji przeprowadzonych dla szyny I140E. Wybrano ją, gdyż podobnymi właściwościami do tej szyny (tab. 4.1) charakteryzuje się szyna o profilu I155. Proces zużywania się materiału symulowano w miejscach wskazanych na rysunku 4.1. Przyjęto, że następuje jednoczesne (symetryczne) zużywanie się obydwu stron dolnej półki szyny oraz, niezależnie od tego – również symetryczne zużywanie się szyjki. Konsekwencją takich założeń jest fakt, że położenie środka ciężkości przekroju szyny podczas jej zużywania nie zmienia się w kierunku

Tab. 4.2. Zmiany parametrów geometrycznych szyny o profilu I140E
w wyniku zużycia eksploatacyjnego

Zużycie szynki szyny ds , mm											
Zużycie dolnej półki dt_i , mm	0,00		0,25		0,50		0,75		1,00		
	Pole przekroju poprzecznego szyny i jego względna wartość										
	A	$\frac{A}{A_0}$	A	$\frac{A}{A_0}$	A	$\frac{A}{A_0}$	A	$\frac{A}{A_0}$	A	$\frac{A}{A_0}$	
	cm ²	-	cm ²	-	cm ²	-	cm ²	-	cm ²	-	
	0,0	30,90	1,000	30,45	0,985	30,00	0,971	29,55	0,956	29,10	0,942
0,8	30,46	0,986	30,01	0,971	29,56	0,957	29,11	0,942	28,66	0,928	
1,6	30,02	0,972	29,57	0,957	29,12	0,942	28,67	0,928	28,22	0,913	
2,4	29,57	0,957	29,12	0,942	28,67	0,928	28,22	0,913	27,77	0,899	
3,2	29,12	0,942	28,67	0,928	28,22	0,913	27,77	0,899	27,32	0,884	
Osiowy moment bezwładności I_y i jego względna wartość											
	I_y	$\frac{I_y}{I_{y0}}$	I_y	$\frac{I_y}{I_{y0}}$	I_y	$\frac{I_y}{I_{y0}}$	I_y	$\frac{I_y}{I_{y0}}$	I_y	$\frac{I_y}{I_{y0}}$	
	cm ⁴	-	cm ⁴	-	cm ⁴	-	cm ⁴	-	cm ⁴	-	
	0,0	81,08	1,000	81,03	0,999	80,98	0,999	80,94	0,998	80,91	0,998
	0,8	79,16	0,976	79,11	0,976	79,06	0,975	79,03	0,975	78,99	0,974
	1,6	77,06	0,950	77,01	0,950	76,96	0,949	76,93	0,949	76,90	0,948
2,4	74,94	0,924	74,89	0,924	74,84	0,923	74,80	0,923	74,77	0,922	
3,2	72,69	0,897	72,64	0,896	72,60	0,895	72,56	0,895	72,53	0,895	
Osiowy moment bezwładności I_z i jego względna wartość											
	I_z	$\frac{I_z}{I_{z0}}$	I_z	$\frac{I_z}{I_{z0}}$	I_z	$\frac{I_z}{I_{z0}}$	I_z	$\frac{I_z}{I_{z0}}$	I_z	$\frac{I_z}{I_{z0}}$	
	cm ⁴	-	cm ⁴	-	cm ⁴	-	cm ⁴	-	cm ⁴	-	
	0,0	1183	1,000	1180	0,997	1177	0,995	1174	0,992	1171	0,990
	0,8	1168	0,987	1165	0,985	1162	0,982	1160	0,981	1158	0,979
	1,6	1154	0,975	1152	0,974	1151	0,973	1150	0,972	1150	0,972
2,4	1142	0,965	1142	0,965	1142	0,965	1144	0,967	1146	0,969	
3,2	1131	0,956	1133	0,958	1136	0,960	1140	0,964	1148	0,970	
Zmiana położenia osi obojętnej z w kierunku dy do z' , mm											
	0,00		0,00		0,00		0,00		0,00		
	3,14		3,38		3,67		4,00		4,40		
	6,29		6,77		7,33		8,00		8,80		
	9,46		10,18		11,03		12,03		13,24		
	12,72		13,70		14,84		16,19		17,81		

osi z . Symulacje zużycia przeprowadzono z krokiem ubytku materiału wynoszącym $ds = 0,25$ mm dla szyjki szyny oraz $dt_i = 0,8$ mm w przypadku dolnej półki. Symulacje przeprowadzono w taki sposób, że graniczne wartości zużycia szyny odpowiadają w przybliżeniu zużyciu dopuszczalnemu określönemu przez producentów szyn [30, 62, 90, 107].

Analiza zmian pola przekroju poprzecznego na podstawie danych zamieszczonych w tabeli 4.2 pozwala zauważyć, że większe znaczenie miało zużywanie się szyjki niż zużywanie się dolnej półki. Jest to zgodne z przewidywaniami, ponieważ przyjęto, że łączna szerokość powierzchni półek, po których toczą się koła wózka wynosi około 56 mm (zależnie od wartości dt_i określającej ubytek materiału), a wysokość współpracy środka z kołami napędowymi wynosi łącznie 180 mm. Zgodnie z wartościami zawartymi w tabeli, zużywanie się materiału mogłoby doprowadzić do ponad 11% zmniejszenia ($\frac{A}{A_0} = 0,884$) pola przekroju szyny w porównaniu do szyny o wymiarach nominalnych. Zużycie szyjki szyny I140E o 1 mm (gdy $ds = 0,50$ mm) przy jednoczesnym zużyciu półek na głębokość $dt_i = 1,6$ mm powodowało względne zmniejszenie pola powierzchni przekroju $\frac{A}{A_0}$ mniejsze niż 6%, do wartości $29,12 \text{ cm}^2$. Podobnej wielkości zużycie można zaobserwować przy wystąpieniu dopuszczalnego zużycia wyłącznie dolnej półki szyny na głębokość $dt_i = 3,2$ mm.

Z tabeli 4.2, w zakresie zmian pola przekroju szyny I140E wynika, że jeżeli o wartości naprężeń obliczeniowych decyduje pole przekroju A to maksymalne zmniejszenie wartości naprężeń dopuszczalnych, w skrajnym przypadku jednoczesnego zużycia wszystkich powierzchni, nie powinno przekraczać 12% („współczynnik zużycia” równy 0,88). Jeśli wziąć pod uwagę fakt, że zakres tolerancji gabarytowych wymiarów szyny dopuszcza jej wykonanie z ujemnymi odchyłkami, to wyznaczone względne ubytki wydają się być prawdopodobne.

Zmiana pola przekroju poprzecznego szyny w wyniku jej zużycia powoduje przemieszczenie się położenia środka ciężkości przekroju w kierunku zgodnym z osią y układu współrzędnych o wartość opisaną na rysunku 4.1 jako dy . Przeprowadzone symulacje zużycia szyny o profilu I140E pozwoliły na określenie skali tego przemieszczenia, którego wartości zawarto w tabeli 4.2. Z tabeli tej wynika, że wartość przemieszczenia środka ciężkości jest zależna od stopnia zużycia poszczególnych powierzchni szyny. Dopuszczalne zużycie dolnej półki szyny o $dt_i = 3,2$ mm powoduje przemieszczenie położenia środka ciężkości figury reprezentującej zużytą szynę o niemal 13 mm w górę mierząc od połowy wysokości profilu h . Dodatkowe zużywa-

nie środka szyny może to przemieszczenie nieco przyspieszyć. Dla dolnej półki zużytej w dopuszczalnym stopniu, w przypadku zużycia szyjki do wymiaru 5,0 mm, zaobserwowano przemieszczenie środka ciężkości o wartość $dy = 17,81$ mm. Dla małych ugięć, obserwowanych w przypadku normalnej eksploatacji szyn kolejek podwieszonych, wraz ze zmianą położenia środka ciężkości przekroju wprost proporcjonalnie przemieszcza się oś obojętna, czyli taka po obydwu stronach której wartości naprężeń zginających mają przeciwny znak.

Dla szyny zużytej, istotnie zmieniają się wartości głównego centralnego momentu bezwładności [27] przekroju względem osi y . Wyniki symulacji przeprowadzonych dla szyny I140E zamieszczone w tabeli 4.2 potwierdziły, że zużycie szyny w dopuszczalnych przez producentów granicach powoduje zmniejszenie wskaźnika geometrycznego I_y o ponad 10%. Przy tym decydujący wpływ na tę zmianę ma zużycie dolnych półek. Oznacza to, że równie istotny jest wpływ tego wskaźnika na wytrzymałość zużytej szyny na wyboczenie.

Wartości głównego centralnego momentu bezwładności [27] przekroju szyny I140E względem osi z , zamieszczone w tabeli 4.2 dla szyny zużytej w różnym stopniu, nie zmieniają się w sposób tak oczywisty jak pole przekroju poprzecznego A . Wynika to z faktu, że moment I_z jest liczony względem osi przechodzącej przez środek ciężkości figury odzwierciedlającej przekrój zużytej szyny, a położenie tego środka zmienia się w kierunku osi y o wartość dy widoczną na rysunku 4.1. Pomimo tego, zmiana wartości osiowego momentu bezwładności, nawet dla skrajnego zużycia szyny, nie przekracza 5% w porównaniu do jego wartości dla przekroju nominalnego ($\frac{I_z}{I_{z0}} = 0,956$). Ten moment bezwładności przekroju nie jest jednak niezależnie od innych parametrów geometrycznych używany do obliczeń wytrzymałościowych, więc z samych wyników zamieszczonych w tabeli nie można wnioskować o ich wpływie na wytrzymałość materiału szyny.

Z punktu widzenia teorii wytrzymałości materiałów ważny jest także wskaźnik wytrzymałości przekroju na zginanie, którego wartość dla szyny zużytej obliczano ze wzoru (4.2). Wartości osiowego momentu bezwładności I_z oraz przemieszczenie środka ciężkości przekroju dy dla zużytej szyny I140E podstawiano do tego wzoru z tabeli 4.2. Nominalna wysokość h szyny o tym profilu znajduje się natomiast w tabeli 4.1 lub na rysunku 4.1. Wyniki obliczeń zmian wartości wskaźnika W_z dla szyny zużytej w różnym stopniu zamieszczono w tabeli 4.3. Z tabeli tej można zauważyć, że zużycie wyłącznie dolnej półki dt_i , i tylko w granicach dopuszczonych przez

producentów szyny, może doprowadzić do niemal 12% zmniejszenia wartości (do $134,9 \text{ cm}^3$) wskaźnika wytrzymałości na zginanie szyny I140E w porównaniu do nominalnej, zapisanej w tabeli 4.1 jako W_{z0} . Jeśli dodatkowo uwzględnić symetryczne zużycie szyjki szyny ds , to wskaźnik wytrzymałości W_z tak zużytego przekroju może jeszcze zmniejszyć się o ponad 1% wartości nominalnej. Wynika to z jednoczesnego wpływu na jego wartość zarówno zmniejszenia momentu bezwładności I_z jak i zwiększenia odległości od osi obojętnej przekroju z' do najbardziej oddalonych od niej włókien materiału. Przy stosowaniu wskaźnika wytrzymałości przekroju na zginanie, celowe jest zatem albo uwzględnienie jego rzeczywistej wartości dla szyny zużytej albo wykorzystanie wskaźnika dla przekroju nominalnego W_{z0} pomnożonego przez współczynnik $\eta = 0,87$, kompensujący względne zmniejszenie tego wskaźnika. Podana wartość współczynnika η odpowiada zaokrąglonej w dół wartości ilorazu $\frac{W_z}{W_{z0}} = 0,871$, obliczonego dla skrajnego, lecz dopuszczalnego, zużycia materiału szyny według danych przedstawionych w tabeli 4.3 dla $ds = 1,0 \text{ mm}$ oraz $dt_i = 3,2 \text{ mm}$.

$$W_z = \frac{I_z}{\frac{h}{2} + dy} \quad (4.2)$$

Tab. 4.3. Zmiana wskaźnika wytrzymałości na zginanie szyny o profilu I140E w wyniku zużycia eksploatacyjnego

Zużycie szyjki szyny $ds, \text{ mm}$										
Zużycie dolnej półki $dt_i, \text{ mm}$	0,00		0,25		0,50		0,75		1,00	
	Osiowy wskaźnik wytrzymałości W_z i jego względna wartość									
	W_z	$\frac{W_z}{W_{z0}}$	W_z	$\frac{W_z}{W_{z0}}$	W_z	$\frac{W_z}{W_{z0}}$	W_z	$\frac{W_z}{W_{z0}}$	W_z	$\frac{W_z}{W_{z0}}$
	cm^3	-	cm^3	-	cm^3	-	cm^3	-	cm^3	-
0,0	152,6	1,000	152,3	0,998	151,9	0,995	151,5	0,993	151,1	0,990
0,8	147,7	0,968	147,1	0,964	146,5	0,960	145,9	0,956	145,3	0,952
1,6	143,1	0,938	142,4	0,933	141,8	0,929	141,1	0,925	140,4	0,920
2,4	138,9	0,910	138,3	0,906	137,6	0,902	137,0	0,898	136,2	0,893
3,2	134,9	0,884	134,3	0,880	133,8	0,877	132,2	0,873	132,9	0,871

W normie [20] zaleca się stosowanie „współczynnika zużycia” o wartości zależnej nie tylko od profilu geometrycznego przekroju, lecz również od długości szyny. W rzeczywistości jego zastosowanie powoduje ograniczenie wartości dopuszczalnych naprężeń na zginanie. Dla szyny o profilu I140E

zaleca się użycie tego współczynnika o wartości wynoszącej 0,70, dla szyny o długości $L = 240$ cm oraz 0,77 dla $L = 300$ cm. W treści wspomnianej normy, współczynnik ten występuje we wzorze o postaci (4.3), co oznacza, że jego wartość:

- jest uwzględniana wyłącznie przy obliczaniu dopuszczalnych naprężeń na zginanie szyny,
- obok współczynnika bezpieczeństwa konstrukcji, dodatkowo zmniejsza wartość naprężeń dopuszczalnych, ponieważ jest mniejszy od jedynki,
- zależy od długości szyny, podczas gdy zgodnie z teorią wytrzymałości materiałów długość szyny ma wpływ na moment zginający, a nie na wartość dopuszczalnych naprężeń,
- jest wprost proporcjonalna do długości szyny, chociaż przy zginaniu powinna być raczej odwrotnie proporcjonalna do tej długości, ponieważ wytrzymałość na zginanie dłuższej belki jest mniejsza niż krótszej o takim samym przekroju poprzecznym.

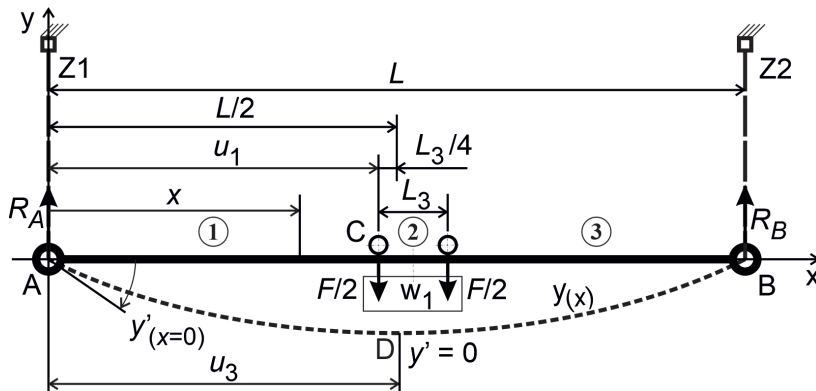
$$k_g = \frac{R_e}{n} \cdot \eta \quad (4.3)$$

Dla potrzeb dalszych obliczeń przyjęto, że wartości parametrów geometrycznych szyny są stałe na całej długości szyny L . Konsekwencją przyjęcia takiego założenia jest również stałej wartości sztywności szyny: giętna $E \cdot I_z = \text{const}$ i wyboczeniowa $E \cdot I_y = \text{const}$.

4.3. Ugięcie obciążonej szyny

W podrozdziale 3.3 zostały określone minimalne kryteria wystarczające do tego, aby obciążenie na zginanie szyny przez większą liczbę wózków ($n_1 \geq 2$) było nie większe niż obciążenie tej szyny przez liczbę wózków o jeden mniejszą ($n_1 - 1$). Zgodnie z tymi rozważaniami zostanie wyznaczona strzałka ugięcia dla szyny obciążonej tylko jednym wózkiem (ten przypadek zginania szyny został opisany w podrozdziale 3.2.1).

Strzałkę ugięcia szyny traktowanej jako belkę rozpatrywano w płaszczyźnie pionowej (kierunek y na rysunku 4.2), w której działają siły obciążające szynę pochodzące od mas wózków. Krzywiznę belki ugiętej można opisać równaniem różniczkowym o postaci (4.4). Jest to postać równania różniczkowego drugiego rzędu, w którym występuje pierwsza y' i druga y'' pochodna przemieszczenia szyny w kierunku osi y układu współrzędnych.



Rys. 4.2. Schemat ugięcia szyny obciążonej przez jeden wózek

$$\frac{1}{\rho} = \pm \frac{y''}{\sqrt{[1 + (y')^2]^3}} \quad (4.4)$$

Zachodzi również związek pomiędzy krzywizną, obciążeniem momentem zginającym i sztywnością na zginanie zgodnie z zależnością (4.5), w której wszystkie wielkości występujące z jej prawej strony mogą być zmiennymi zależnymi od odległości x mierzonej wzdłuż osi x układu współrzędnych na rysunku 4.2.

$$\frac{1}{\rho} = - \frac{M_{g(x)}}{E_{(x)} \cdot I_{z(x)}} \quad (4.5)$$

Szyny wykonywane są ze stali, które charakteryzuje się jako polikrystaliczne materiały metaliczne, dlatego można przyjąć, że mają one właściwości izotropowe w całym obszarze zmienności argumentu $0 \leq x \leq L$, więc moduł Young'a $E_{(x)} = \text{const}$. Można również przyjąć założenie, że wartość osiowego momentu bezwładności przekroju dla całej szyny jest niezmienna, czyli $I_{z(x)} = \text{const}$, jeżeli zużywa się ona równomiernie.

Szyna może być obciążona przez różną liczbę wózków, które powodują jej zginanie. Położenie tych wózków może się zmieniać w czasie ruchu zestawu transportowego. W rozdziale 3 wyznaczono zależności, które pozwalają na ustalenie liczby wózków i ich najbardziej niekorzystnego położenia na szynie. Podano tam również postaci funkcji, według których następuje zmiana wartości momentu dla konkretnej liczby wózków znajdujących się na jednej szynie. Zatem, w wyniku przeprowadzonej analizy można stwierdzić, że

jedyną wielkością zmienną, występującą po prawej stronie równania (4.5), pozostał moment zginający $M_{g(x)}$.

$$\frac{y''}{\sqrt{[1 + (y')^2]^3}} = \frac{M_{g(x)}}{E \cdot I_z} \quad (4.6)$$

Prawe strony zależności (4.4) i (4.5) można porównać, uwzględniając ujemny przedział osi y przy wyginaniu się szyny (rys. 4.2) i ujemną wartość momentu zginającego $M_{g(x)}$, co w rezultacie daje równanie (4.6). Analityczne rozwiązanie tego ostatniego równania jest możliwe, lecz nastęrcza problemów. Do jego rozwiązania wykorzystuje się podstawienia i rozwinięcia w szereg potęgowy [25]. Zgodnie z dotychczasowymi badaniami, dokładne rozwiązywanie równania (4.6) jest celowe tylko w przypadku przewidywania dużych ugięć sprężystych, co zachodzi zwykle dla układów o małej sztywności giętnej $E \cdot I_z$ lub względnie dużym obciążeniu momentem zginającym.

Z uwagi na to, że składnik $(y')^2$ w mianowniku równania (4.6) jest nieskończenie mały wyższego rzędu niż pozostałe wielkości występujące po lewej stronie tego równania, w większości zagadnień inżynierskich pomija się go, co pozwala oddzielić zmienny moment i zapisać równanie w postaci (4.7).

$$E \cdot I_z \cdot y'' = E \cdot I_z \cdot \frac{d^2 y}{dx^2} = M_{g(x)} \quad (4.7)$$

Analizę przebiegu linii ugięcia przeprowadzono w trzech przedziałach, oznaczonych ①, ② i ③, na które szyna została podzielona jak na rysunku 4.2. Zakres zmiennej x , w kolejnych przedziałach poczynszy od przedziału ①, opisano równaniami (4.8a), (4.8b) i (4.8c).

$$\textcircled{1} \quad 0 \leq x \leq u_1 \quad (4.8a)$$

$$\textcircled{2} \quad u_1 \leq x \leq u_1 + L_3 \quad (4.8b)$$

$$\textcircled{3} \quad u_1 + L_3 \leq x \leq L \quad (4.8c)$$

Równanie (4.7) dla każdego z przedziałów zmiennej niezależnej określonej równaniami (4.8) zapisano w postaci (4.9a) ÷ (4.9c), które po scałkowaniu uporządkowano i otrzymano zależności (4.10).

$$\textcircled{1} \quad E \cdot I_z \cdot y'' = R_A \cdot x \quad (4.9a)$$

$$\textcircled{2} \quad E \cdot I_z \cdot y'' = R_A \cdot x - \frac{F}{2} \cdot (x - u_1) \quad (4.9b)$$

$$\textcircled{3} \quad E \cdot I_z \cdot y'' = R_A \cdot x - \frac{F}{2} \cdot (x - u_1) - \frac{F}{2} \cdot (x - u_1 - L_3) \quad (4.9c)$$

$$\textcircled{1} \quad E \cdot I_z \cdot y' = C_1 + R_A \cdot \frac{x^2}{2} \quad (4.10a)$$

$$\textcircled{2} \quad E \cdot I_z \cdot y' = C_1 + R_A \cdot \frac{x^2}{2} - \frac{F}{2} \cdot \frac{(x - u_1)^2}{2} \quad (4.10b)$$

$$\textcircled{3} \quad E \cdot I_z \cdot y' = C_1 + R_A \cdot \frac{x^2}{2} - \frac{F}{2} \cdot \frac{(x - u_1)^2}{2} - \frac{F}{2} \cdot \frac{(x - u_1 - L_3)^2}{2} \quad (4.10c)$$

W równaniu (4.9) i następnych występuje, nieobliczona dotychczas, siła reakcji R_A . Jej wartość wynika z równania równowagi momentów względem punktu B szyny (rys. 4.2) zgodnie z zależnością (4.11). Natomiast odległość u_1 , określająca najbardziej niekorzystne położenie koła C wózka jezdnego w_1 ze względu na zginanie szyny, została już wyznaczona i dlatego należy ją podstawić z równania (3.23).

$$R_A = \frac{F}{L} \cdot u_1 \quad (4.11)$$

Z uwagi na to, że dla każdego kolejnego przedziału szyny całkowanie przeprowadzono metodą Clebsch'a, stała całkowania w każdym przedziale, dla których wyznaczono równania (4.10), ma taką samą wartość i wynosi C_1 . Równania (4.10a) ÷ (4.10c) odzwierciedlają przebieg funkcji będącej iloczynem sztywności giętnej i kąta ugięcia, odpowiednio dla przedziałów szyny $\textcircled{1}$ ÷ $\textcircled{3}$. Wartości argumentu x występującego w tych równaniach są ograniczone przedziałami zapisanymi odpowiednio jako nierówności (4.8).

Po scałkowaniu równań (4.10) otrzymano trzy zależności (4.12), odpowiadające ugiętemu profilowi dla każdego z rozpatrywanych przedziałów szyny. Z uwagi na sposób traktowania zmiennych, wartość stałej całkowania dla każdego z przedziałów jest taka sama i wynosi C_2 . Funkcje $y_{(x)}$ w równaniach (4.12) odzwierciedlają przybliżony przebieg linii ugięcia szyny, której

obciążenie stanowi jeden wózek jezdny znajdujący się na niej, w położeniu jak na rysunku 4.2. Przybliżenie to wynika z faktu całkowania uproszczonego wzoru (4.7) zamiast dokładnej zależności (4.6).

$$\textcircled{1} E \cdot I_z \cdot y = C_2 + C_1 \cdot x + R_A \cdot \frac{x^3}{6} \quad (4.12a)$$

$$\textcircled{2} E \cdot I_z \cdot y = C_2 + C_1 \cdot x + R_A \cdot \frac{x^3}{6} - \frac{F}{2} \cdot \frac{(x - u_1)^3}{6} \quad (4.12b)$$

$$\begin{aligned} E \cdot I_z \cdot y = C_2 + C_1 \cdot x + \\ \textcircled{3} \quad + R_A \cdot \frac{x^3}{6} - \frac{F}{2} \cdot \frac{(x - u_1)^3}{6} - \frac{F}{2} \cdot \frac{(x - u_1 - L_3)^3}{6} \end{aligned} \quad (4.12c)$$

Na podstawie rysunku 4.2 oraz w oparciu o fakt, że przedziały opisane równaniami (4.8) mają wspólne końce, można zapisać warunki brzegowe odnoszące się zarówno do przebiegu funkcji kąta ugięcia (4.13) jak i – do linii ugięcia (4.14). Dla wartości zmiennej niezależnej x leżącej na wspólnej granicy dwóch przedziałów, niezależnie od tego czy wykorzystać równanie należące do prawej granicy lewego przedziału (np. $\textcircled{1}$ prawa) czy obliczenia przeprowadzić z równania opisującego lewą granicę prawego przedziału (np. $\textcircled{2}$ lewa), to zarówno kąt ugięcia jak i linia ugięcia muszą mieć taką samą wartość. Wynika to z faktu, że linia ugięcia belki jest krzywą ciągłą i gładką, czyli nie mogą na niej występować załamania.

$$\begin{aligned} y'_{(\textcircled{1}\text{prawa})} &= y'_{(x=u_1)} = y'_{(\textcircled{2}\text{lewa})} \\ y'_{(\textcircled{2}\text{prawa})} &= y'_{(x=u_1+L_3)} = y'_{(\textcircled{3}\text{lewa})} \end{aligned} \quad (4.13)$$

$$\begin{aligned} y_{(x=0)} &= 0 \\ y_{(\textcircled{1}\text{prawa})} &= y_{(x=u_1)} = y_{(\textcircled{2}\text{lewa})} \\ y_{(\textcircled{2}\text{prawa})} &= y_{(x=u_1+L_3)} = y_{(\textcircled{3}\text{lewa})} \\ y_{(x=L)} &= 0 \end{aligned} \quad (4.14)$$

Ze sposobu zamocowania końców szyny (rys. 4.2) można wnioskować o wartości jej ugięcia w miejscach mocowania zawiesi. Na obydwu końcach szyny ugięcie to jest zerowe zgodnie z zapisami skrajnych równań (4.14). Z warunku brzegowego dla $x = 0$ zastosowanego do równania (4.12a) wynika, że stała całkowania $C_2 = 0$. Natomiast z warunku brzegowego dla $x = L$ podstawionego do równania (4.12c) wyznaczono stałą całkowania

C_1 , która jest niezerowa. Wartość stałej C_1 obliczono rozwiązując równanie (4.15) dla prawego krańca przedziału ③. Równanie (4.15) przyrównano do zera, ponieważ taką właśnie wartość $y_{(x=L)} = 0$ ma ugięcie w punkcie B na rysunku 4.2.

$$C_1 \cdot L + R_A \cdot \frac{L^3}{6} - \frac{F}{2} \cdot \frac{(L - u_1)^3}{6} - \frac{F}{2} \cdot \frac{(L - u_1 - L_3)^3}{6} = 0 \quad (4.15)$$

Równanie (4.15) przekształcone, w celu obliczenia stałej całkowania, zapisano jako (4.16).

$$C_1 = \frac{F}{12 \cdot L} \cdot [(L - u_1)^3 + (L - u_1 - L_3)^3] - R_A \cdot \frac{L^2}{6} \quad (4.16)$$

Do równania (4.16) podstawiono wcześniej obliczone wielkości. Wartość siły reakcji R_A była opisana wzorem (4.11). Położenie wózka u_1 , odpowiadające generowaniu największego momentu zginającego uwzględniono według wzoru (3.23). Po podstawieniu wszystkich wielkości do równania (4.16), uzyskano ostateczne równanie stałej całkowania C_1 , która jest opisana wzorem (4.17), zawierającym minimalną liczbę zmiennych wielkości.

$$C_1 = \frac{F}{384 \cdot L} \cdot (-24 \cdot L^3 + 4 \cdot L^2 \cdot L_3 + 30 \cdot L \cdot L_3^2 - 13 \cdot L_3^3) \quad (4.17)$$

Wyznaczenie położenia strzałki ugięcia przeprowadzono zgodnie z procedurą znajdowania ekstremum funkcji opisującej linię ugięcia. Gdyby wśród danych występowała wyłącznie funkcja $y_{(x)}$ to należałoby znaleźć jej pochodną i przyrównać ją do zera, a następnie – rozwiązać ze względu na nieznanne położenie x . Jednak, w analizowanym przypadku, funkcje opisujące pochodną linii ugięcia były już obliczone jako równania (4.10). Z uwagi na to, że wózek jezdny, podczas generowania największego momentu zginającego, znajdował się w okolicy środka szyny, przewidywano, że strzałka ugięcia wystąpi w punkcie D, w przedziale oznaczonym ② na rysunku 4.2, dlatego do wyliczenia jej położenia użyto wzoru (4.10b), który opisuje ten właśnie przedział. Wartość iloczynu $E \cdot I_z \cdot y' = 0$, tak samo jak wartość samej pochodnej $y' = 0$, jeżeli funkcja ma ekstremum, dlatego równanie (4.10b) przyrównano do zera i zapisano w postaci zależności (4.18).

$$E \cdot I_z \cdot y' = C_1 + R_A \cdot \frac{x^2}{2} - \frac{F}{2} \cdot \frac{(x - u_1)^2}{2} = 0 \quad (4.18)$$

W dalszej kolejności, do wzoru (4.18) podstawiono wcześniej obliczone wartości:

- stałej całkowania, zgodnie z równaniem (4.17),
- siły reakcji w zawiesiu R_A , która była już opisana wzorem (4.11),
- odległości u_1 , odpowiadającej położeniu wózka w chwili generowania największego momentu zginającego, według wzoru (3.23).

Wielomian drugiego stopnia, którym jest równanie (4.18), rozwiązano ze względu na zmienną x . Ma on dwa dodatnie miejsca zerowe, z których to o mniejszej wartości odpowiada położeniu zmiennej x w przedziale ② określonym wzorem (4.8b). Położenie tego miejsca zerowego oznaczono przez u_3 i zapisano jako wzór (4.19). W analizowanym przypadku obciążenia szyny przez jeden wózek jezdny, którego model przedstawiono na rysunku 4.2, położenie strzałki ugięcia jest funkcją dwóch zmiennych. Zależy ono od długości szyny L oraz od odległości pomiędzy kołami wózka jeznego L_3 .

$$u_3 = \left[12 \cdot L^2 - (3)^{\frac{1}{2}} \cdot (48 \cdot L^4 - 96 \cdot L^3 \cdot L_3 + 40 \cdot L^2 \cdot L_3^2 + 24 \cdot L \cdot L_3^3 - 13 \cdot L_3^4)^{\frac{1}{2}} - 6 \cdot L \cdot L_3 \right] \cdot (12 \cdot L_3)^{-1} \quad (4.19)$$

Chociaż równanie (4.19), z którego można obliczyć odległość od końca szyny A do miejsca występowania strzałki ugięcia u_3 , jest dość złożone, to w wyniku jego zastosowania do obliczeń otrzymano wartości, które były większe o co najwyżej 1% od połowy długości L najczęściej stosowanych szyn. Na przykład, dla szyny o długości $L = 100$ cm oraz odległości pomiędzy kołami wózka $L_3 = 18$ cm, względne położenie strzałki ugięcia od początku układu współrzędnych (rys. 4.2) wyniosło $\frac{u_3}{L} = 0,5093$. Dla szyny o długości wynoszącej 300 cm, ta relacja zmniejszyła się do $\frac{u_3}{L} = 0,5044$.

Wartość strzałki ugięcia obliczono używając wzoru (4.12b), który zapisano w postaci (4.20). Niezbędne wielkości: u_3 , u_1 , C_1 i R_A wcześniej wyznaczono, odpowiednio ze wzorów: (4.19), (3.23), (4.17) i (4.11).

$$f = y_{(x=u_3)} = \frac{F \cdot (u_3 - u_1)^3 + 12 \cdot C_1 \cdot u_3 + 2 \cdot R_A \cdot u_3^3}{12 \cdot E \cdot I_z} \quad (4.20)$$

Dalsze rozwinięcie zależności (4.20) doprowadziło do uzyskania wzoru (4.21), w którym parametr geometryczny C_3 jest opisany równaniem (4.22). Obliczając strzałkę ugięcia ze wzorów (4.20) lub (4.21) należy zwrócić uwagę

na to, że dla szyny zużytej wartość osiowego momentu bezwładności I_z może być istotnie mniejsza od nominalnego I_{z0} (według tabeli 4.2 – o ponad 4% dla szyny o profilu I140E) a przez to proporcjonalnie zwiększy się strzałka ugięcia f szyny zużytej.

$$f = \frac{F}{4608 \cdot E \cdot I_z \cdot L_3} \cdot \left\{ \frac{2 \cdot L - L_3}{L} \cdot \left(12 \cdot L^2 - 13 \cdot L_3^2 + 4 \cdot L \cdot L_3 \right) \cdot \left[\sqrt{C_3} - 6 \cdot L \cdot (2 \cdot L - L_3) \right] + \right. \\ \left. + \frac{2 \cdot L + L_3}{9 \cdot L \cdot L_3^2} \cdot \left[-\sqrt{C_3} - 6 \cdot L \cdot (2 \cdot L - L_3) \right]^3 + \right. \\ \left. + \frac{2}{9 \cdot L_3^2} \cdot \left[3 \cdot (L_3 - 2 \cdot L)^2 - \sqrt{C_3} \right]^3 \right\} \quad (4.21)$$

$$C_3 = 3 \cdot \left[(2 \cdot L - L_3) \cdot (2 \cdot L + L_3) \times \right. \\ \left. \times (12 \cdot L^2 + 13 \cdot L_3^2 - 24 \cdot L \cdot L_3) \right] \quad (4.22)$$

Korzystając ze wzorów (4.10a) i (4.10c) wyznaczono również wartość kąta ugięcia θ , który ma znaczenie konstrukcyjne i osiąga największe wartości w miejscu zawieszenia szyn, dla $x = 0$ lub $x = L$. Zgodnie z charakterystyczną właściwością parametrów początkowych, w początku układu współrzędnych (w złączu A na rysunku 4.2) wartość kąta ugięcia wynosi (4.23).

$$\theta_A = y'_{(x=0)} = \frac{C_1}{E \cdot I_z} \quad (4.23)$$

Biorąc pod uwagę fakt, że strzałka ugięcia występuje niemal w połowie długości szyny, można byłoby przypuszczać, że kąt ugięcia końca B szyny jest niemal dokładnie taki sam jak dla złącza A. Jest to wniosek błędny, gdyż z powodu przesunięcia obciążenia w kierunku końca B szyny (rys. 4.2) kąt ugięcia tego końca jest większy i podobnie jak miejsce występowania strzałki ugięcia u_3 , zależy on wyłącznie od długości szyny L i odległości pomiędzy kołami wózka L_3 . Przeprowadzono symulacje ugięcia szyny przy najbardziej niekorzystnym położeniu wózka ze względu na jej zginanie. Wyniki wykazały, że różnica wartości kąta ugięcia na obydwu końcach szyny może wynosić od 2% do około 10%.

Dla modelu uproszczonego, przedstawionego w podrozdziale 3.1.1, zarówno wartość kąta ugięcia jak i strzałki ugięcia można obliczyć ze znanych wzorów (4.24) i (4.25) podawanych w literaturze [27]. Kąt ugięcia obliczony w taki sposób ma wartość leżącą pomiędzy ugięciem końca A a ugięciem końca B szyny zgodnie ze wzorem (4.24). Strzałka ugięcia obliczona według zaproponowanego modelu ma wartość o kilka procent mniejszą niż gdyby ją wyznaczyć dla modelu uproszczonego, zapisanego z prawej strony nierówności (4.25), ponieważ uwzględnia wystąpienie obciążenia w dwóch miejscach, zamiast rozpatrywanego w literaturze obciążenia skupionego [27].

$$|\theta_A| = |y'_{(x=0)}| < \frac{F \cdot L^2}{16 \cdot E \cdot I_z} < y'_{(x=L)} = \theta_B \quad (4.24)$$

$$|f| = |y_{(x=u_3)}| < \frac{F \cdot L^3}{48 \cdot E \cdot I_z} \quad (4.25)$$

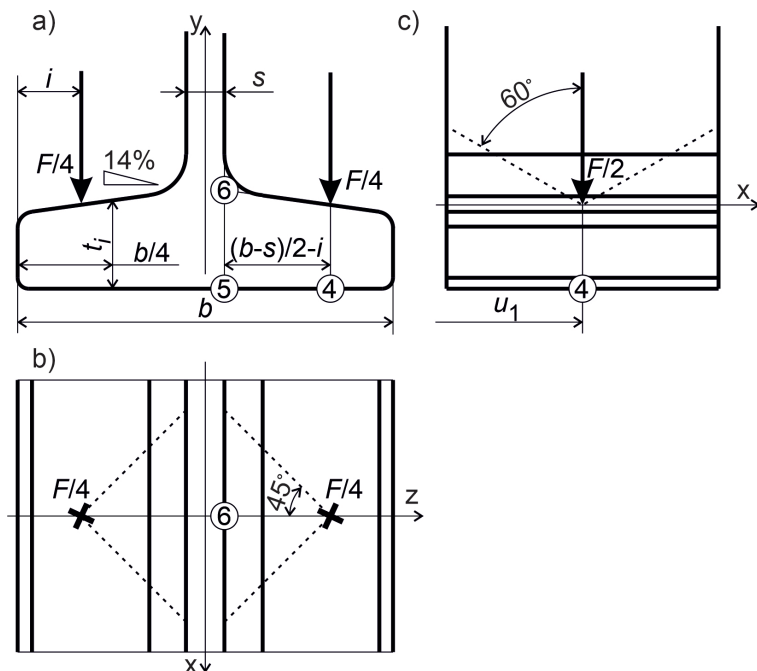
Wartości zarówno strzałki ugięcia f jak i kąta ugięcia θ , obliczone dla modelu wózka jezdnego o rzeczywistych wymiarach, znajdującego się na szynie, są niewielkie. Ponadto, wartość strzałki ugięcia obliczona przy użyciu wyprowadzonego wzoru (4.21) jest zawsze mniejsza od tej, obliczonej ze znanego wzoru podawanego w literaturze [27]. Stwierdzono, że kąt ugięcia szyny nie jest taki sam na obydwu jej końcach. Większe wartości kąta ugięcia θ występują na tym końcu szyny, bliżej którego znajduje się wózek jezdny. Kąt ugięcia końca szyny B, dla modelu wózka i szyny przedstawionego na rysunku 4.2, może być o kilka procent większy niż wartość obliczona ze wzoru podawanego we wspomnianej literaturze dla modelu uproszczonego i nawet o 10% większy niż kąt ugięcia końca A.

4.4. Analogie obciążenia tras suwnic i żurawi

Do budowy tras suwnic i żurawi wykorzystywane są podobnej konstrukcji profile kształtowników jak te, stosowane na trasy kolejek podwieszonych. Trasy suwnic i żurawi są również narażone na obciążenia o podobnym charakterze. Z uwagi na te podobieństwa oraz ze względu na to, że w dalszych podrozdziałach wykorzystano wynik zamieszczonych tu rozważań, w niniejszym podrozdziale przedstawiono sposoby analizy obciążenia profili tych tras.

Torowiska żurawi, a trasy suwnic również, mogą być wykonywane z dwuteowników, w których grubość pólki jest stała ($t_i = \text{const}$) na całej szeroko-

ści b (rys. 4.1 i 4.3). Analiza zginania pólki takich kształtowników, prowadzi do wzoru (4.26) wynikającego z rozkładania się naprężenia pod kątem 45° od kierunku poprzecznego przekroju szyny.



Rys. 4.3. Schemat obciążenia dolnej półki szyny: a) przekrój poprzeczny; b) widok z góry; c) widok z boku

$$\sigma_{gp} = \frac{\frac{F}{4} \cdot \left(\frac{b-s}{2} - i \right)}{\frac{(b-s-2 \cdot i) \cdot t_f^2}{6}} = \frac{F}{4} \cdot \frac{3}{t_f^2} \quad (4.26)$$

Graficzne uzasadnienie wykorzystania wzoru (4.26) do obliczeń przedstawiono na rysunku 4.3b. Jedno z kół wózka oddziałuje na półkę szyny siłą $\frac{F}{4}$ na ramieniu mierzonym do środka szyny, czyli $\frac{b-s}{2} - i$, tworząc moment zginający, który zapisano w liczniku wzoru. W rzeczywistości, zarówno siła nacisku jak i reakcja półki są normalne do powierzchni kontaktu koła z półką. Jednak, z powodu występowania niewielkiej, 14% zbieżności półki, widocznej na rysunku 4.3a, siły te są nie większe niż o 1% (dokładnie $\{\cos[\arctg 0,14]\}^{-1}$) od sił o kierunku przedstawionym na rysunku 4.3. Występujący w mianowniku wzoru (4.26), wskaźnik wytrzymałości na zgi-

nanie przekroju półki zawiera kwadrat grubości półki t_i (jest to wartość dokładna w przypadku półki o stałej grubości lub przybliżona – dla półki o zmiennym przekroju) oraz szerokość przekroju. Ze względu na to, że kąt zwymiarowany na rysunku 4.3b ma wartość 45° , szerokość przekroju (zaznaczona linią przerywaną) mierzona w kierunku zgodnym z osią x zwiększa się dwukrotnie szybciej niż rozpatrywana odległość w kierunku osi z . Oznacza to, że w punkcie ⑥ szerokość przekroju wynosi $2 \cdot \left(\frac{b-s}{2} - i \right)$.

W materiałach publikowanych przez Crane Manufacturers Association of America [16], nawet naprężenia pochodzące od zginania dolnej półki szyny zaleca się rozpatrywać wyłącznie oddzielnie po stronie rozciąganej i ściskanej. Takie podejście do obliczeń ma szczególne uzasadnienie w przypadku, gdy profil szyny jest nietypowy, a za taki należy uznać dwuteowniki specjalne używane do budowy tras kolejek podwieszonych, lub wzmocniony. Do obliczeń używa się rzeczywistej grubości półki szyny, którą można obliczyć używając standardowych danych wymiarowych profilu: $t_i - 7 \cdot \frac{b-4 \cdot i}{200}$.

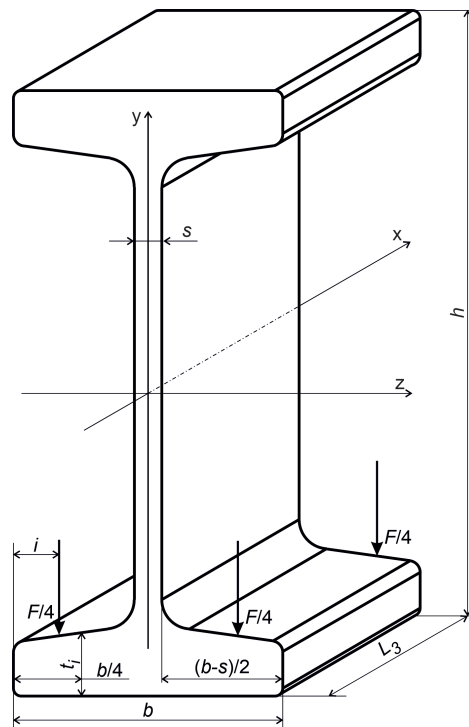
W charakterystycznych miejscach, oznaczonych ④ ÷ ⑥ na rysunku 4.3, zaleca się używanie stałej konstrukcyjnej C_4 , opisanej wzorem (4.27), do obliczania współczynnika korygującego wartość naprężeń. Należy zauważyć, że w tych punktach rozciąganie/ściskanie materiału występuje w dwóch kierunkach (x i z na rysunkach 4.3b i 4.4). Dla każdego z tych punktów i każdego kierunku rozpatruje się łącznie sześć wartości współczynników. Na przykład, współczynnik korygujący wartość naprężeń w punkcie ⑤ w kierunku osi x zaleca się obliczać ze wzoru (4.28) [16]. Jest to funkcja wykładnicza, w której wykładnikiem potęgi jest właśnie stała C_4 . Taka sama procedura obliczeń i tej samej postaci wzory przedstawione są w normie [29] dotyczącej obliczeń dwuteowników obciążonych przez wózki poruszające się po ich dolnych półkach.

$$C_4 = \frac{2 \cdot i}{b - s} \quad (4.27)$$

$$C_{x(5)} = -1,096 + 1,095 \cdot C_4 + 0,192 \cdot e^{-6 \cdot C_4} \quad (4.28)$$

W kierunku osi y generowane są dodatkowo naprężenia rozciągające środek szyny (rys. 4.3c). Wartość siły na tym rysunku wynosi $\frac{F}{2}$, ponieważ uwzględniono działanie obciążenia półki kołami wózka z obydwu stron środka. Do obliczenia naprężeń przyjmuje się, że rozkładają się one w kształcie trójkąta o wierzchołku znajdującym się w punkcie działania siły na półkę. Z uwagi na wartość kąta generowania naprężeń wynoszącą 60° , szerokość

oddziaływania siły w kierunku osi x jest $(2 \cdot \operatorname{tg} 60^\circ =) 2 \cdot \sqrt{3}$ razy większa niż odległość od punktu przyłożenia siły do rozpatrywanego przekroju patrząc w kierunku osi y [3]. W tym rzucie występuje obciążenie obydwu półek szyny, więc siła $\frac{F}{2}$ jest dwukrotnie większa niż oddziaływanie jednego koła wózka na półkę szyny, co można wywnioskować również z rysunku 4.4. Wartość naprężeń rozciągających można więc obliczyć ze wzoru (4.29). We wzorze tym jednostką naprężenia jest MPa, ponieważ – oprócz szerokości szczytki szyny s , której jednostką jest mm – w mianowniku występuje czynnik $2 \cdot \sqrt{3}$, którego wymiarem również jest mm.



Rys. 4.4. Schemat obciążenia szyny przez wózek o rzeczywistej geometrii

$$\sigma_r = \frac{F}{2} \cdot \frac{1}{2 \cdot \sqrt{3} \cdot s} \quad (4.29)$$

Pomimo tego, że wytwarzanie szyn odbywa się metodą walcowania na gorąco, badania prowadzone już od blisko 90. lat potwierdzają występowanie w symetrycznych dwuteownikach naprężeń własnych, niezależnych

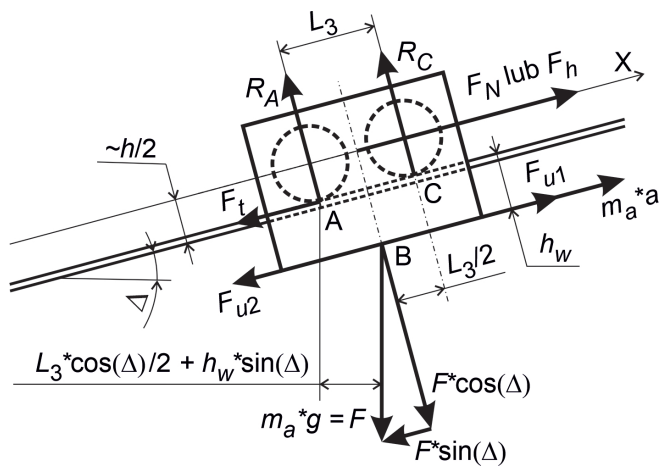
od istnienia zewnętrznego obciążenia elementu. Zarówno w przypadku modelowania jak i bezpośredniego pomiaru naprężeń własnych możliwe jest wykazanie występowania właśnie naprężeń rozciągających lub ściskających jeśli któreś z nich są generowane [1]. Widoczną tendencję do traktowania obciążenia wyłącznie jako rozciąganie lub ściskanie materiału szyny można wiązać z tym, że takie podejście do obliczeń umożliwia opracowanie zależności empirycznych oraz uwzględnia istnienie naprężeń własnych w konkretnych rodzajach profili szyn [5, 16, 29]. Jednak, wyniki symulacji ostatnio opublikowane [17] świadczą o tym, że zastosowanie empirycznych wzorów do obliczania naprężeń w materiale szyny obciążonej za pośrednictwem dolnych pólek może prowadzić do błędów, jeżeli profil analizowanej szyny jest inny niż ten poddawany badaniom.

4.5. Obciążenie szyny siłami wzdłużnymi

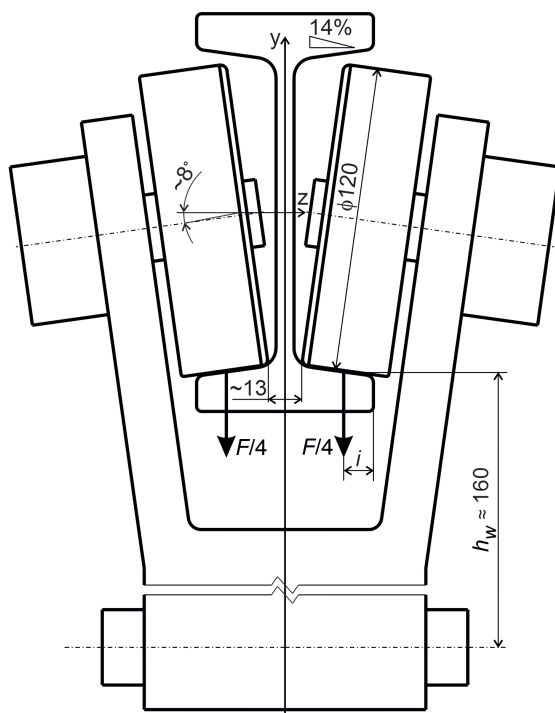
Siły wzdłużne działają na szynę w kierunku równoległym do osi x układu współrzędnych (rys. 4.5). Podczas jazdy wózka po szynie (kolejki po trasie) występują siły tarcia tocznego. Wartość tych sił, dla przypadku jazdy jednego wózka po szynie, można w ogólności obliczyć ze wzoru (4.30). Wynika z niego, że największa siła wystąpi na trasie poziomej, gdy kąt $\Delta = 0^\circ$. Współczynnik tarcia dla stalowych kół toczących się po stalowej szynie wynosi maksymalnie $\mu_t = 0,05$. Promień kół wózka jeźdnego wynosi nie mniej niż $r = 60$ mm (rys. 4.6). Nawet przy tak skrajnych założeniach, wartość siły tarcia tocznego stalowych kół wózka po szynie nie przekroczy 0,1% siły ciężkości wózka F , czyli jest pomijalna.

$$F_t = \frac{\mu_t \cdot F \cdot \cos \Delta}{r} \quad (4.30)$$

Jeśli pominąć siłę tarcia F_t , to oddziaływanie kół wózka jeźdnego na powierzchnię szyny odbywa się wyłącznie przez generowanie reakcji o kierunku normalnym do tej powierzchni w punktach A i C (rys. 4.5). Co prawda wartość tych sił reakcji zależy od kąta nachylenia trasy (mają maksimum dla kąta $\Delta = 0^\circ$), jednak obydwie te siły stanowią reakcję szyny na składową siłę ciężkości wózka, więc są równe ($R_A = R_C = \frac{F}{2} \cdot \cos \Delta$). Należy zwrócić uwagę na fakt, że – zarówno pod wpływem cykli obciążania i odciążania szyny (najazd wózka na szynę i zjazd z niej) jak i w dłuższym czasie eksploatacji – zmienia się geometria trasy, w szczególności kąt nachylenia trasy Δ .



Rys. 4.5. Schemat oddziaływania sił na wózek znajdujący się na szynie po upadzie lub wzniosie



Rys. 4.6. Schemat obciążenia szyny przez wózek jezdny za pośrednictwem kół

Stabilność wzdłużną na szynie takich wózków, które nie są wózkami napędowymi lub hamulcowymi, zapewnić może dodatkowa siła uciągu (F_{u1} na rysunku 4.5). Oprócz przypadku rozpędzania wózka po upadzie, zwrot tej siły musi być przeciwny do zwrotu składowej powodującej staczanie wózka z szyny. Wartość siły uciągu musi co najmniej równoważyć – podczas jazdy ze stałą prędkością i na postoju, a przewyższać podczas zmiany prędkości ruchu wózka po szynie, gdy przyspieszenie $a \neq 0$ – składową siły ciężkości i składowe reakcji szyny. W pierwszym ze wspomnianych przypadków, prawa strona wzoru (4.31) w zapisie wektorowym jest równa zero, a w drugim – pozostaje niezerowa.

$$m_a \cdot \vec{a} = \vec{F}_{u1} + m_a \cdot \vec{g} + \vec{R}_A + \vec{R}_C \quad (4.31)$$

Rozpatrując wózek usytuowany w środku zestawu transportowego, należy zauważyć, że siła uciągu musi mieć na tyle dużą wartość, aby mogła również zapewnić kontrolę ruchu wszystkich wózków znajdujących się dalej od wózka napędowego (hamulcowego) niż ten analizowany wózek. Konieczność ciągnięcia lub wytracania prędkości przez inne wózki zestawu transportowego wiąże się z ich oddziaływaniem na wózek znajdujący się w środku zestawu siłą F_{u2} . W takim przypadku, równanie sił działających na wózek jezdny przyjmuje postać (4.32). Oprócz składowej siły F , żadna z sił F_u nie obciąża szyny ani bezpośrednio ani pośrednio. Nie ma przy tym znaczenia czy szyna znajduje się po upadzie (wzniosie) czy też na poziomym odcinku trasy.

$$m_a \cdot \vec{a} = \vec{F}_{u1} + m_a \cdot \vec{g} + \vec{R}_A + \vec{R}_C + \vec{F}_{u2} \quad (4.32)$$

Chociaż wzór (4.32) łatwo jest zapisać w postaci wektorowej, to należy zwrócić uwagę na fakt, że jedyną siłą co do zwrotu której można być teoretycznie pewnym jest siła ciężkości. Zwrot pozostałych sił zależy od konfiguracji i właściwości kolejki oraz od warunków trakcyjnych. Gdyby, dla przykładu, wyżej na trasie znajdował się wózek hamulcowy to zwrot siły F_{u1} działającej na wózek rozpatrywany na rysunku 4.5 mógłby być przeciwny. Podobna sytuacja mogłaby wystąpić, gdyby niżej na trasie znajdował się wózek napędowy – wtedy zwrot siły F_{u2} byłby przeciwny.

Jeśli pominąć siłę tarcia F_t , to siła napędowa lub hamująca, która działa pomiędzy wózkiem a szyną (rys. 4.5), stanowi jedyne mechaniczne (dla napędów zębatych, zwykle stosowanych w przypadku tras o dużym kącie nachylenia Δ) bądź cierne (dla częściej spotykanych napędów ciernych i hamul-

ców) połączenie wózka z szyną. W zapisie matematycznym tą alternatywę oznaczono jako $(\vec{F}_N | \vec{F}_h)$. Jedna z tych sił występuje w przypadku, gdy na rozpatrywanej szynie znajduje się co najmniej jeden wózek napędowy lub wózek hamulcowy z aktywowanym układem hamowania. Punkt przyłożenia tej siły jest położony w pobliżu połowy wysokości środka, która dla większości profili pokrywa się z połową wysokości szyny $\frac{h}{2}$. Równowagę wózka (jezdnego, napędowego, hamulcowego) wchodzącego w skład zestawu transportowego jadącego po szynie określa równanie (4.33).

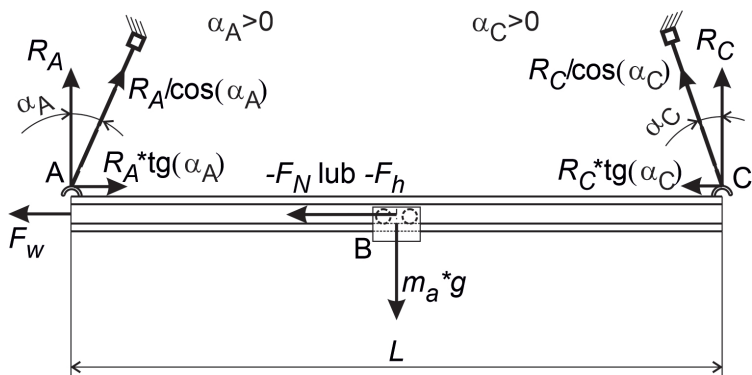
$$m_a \cdot \vec{a} = \vec{F}_{u1} + m_a \cdot \vec{g} + \vec{R}_A + \vec{R}_C + \vec{F}_{u2} + (\vec{F}_N | \vec{F}_h) \quad (4.33)$$

Dynamiczną odpowiedzią na generowanie siły napędowej lub hamującej przez wózek jest, działająca wzdłuż szyny i mająca przeciwny zwrot, siła wzdłużna $(-\vec{F}_N | -\vec{F}_h)$ występująca zarówno na trasie poziomej jak i na upadzie lub po wzniosie. Siła ta jest jedyną siłą o istotnej wartości, która może być przenoszona z wózka na szynę w kierunku wzdłużnym, jeśli wziąć pod uwagę układ zawierający wyłącznie szynę i znajdujący się na niej wózek, czyli elementy i zespoły przedstawione na rysunku 4.5. Siła wzdłużna będzie przenoszona na szynę tylko wtedy, gdy konstrukcja wózka będzie zapewniać połączenie pomiędzy nim a szyną, czyli gdy będzie to wózek napędowy, generujący siłę F_N , lub wyposażony w uruchomiony układ hamulcowy, który będzie źródłem działania siły F_h .

Jeżeli rozpatrzeć większy fragment trasy, zawierający wózek, który jedzie po szynie zamocowanej poprzez zawiesia do obudowy, to można dojść do wniosku, że siła ciężkości wózka może być przyczyną powstawania wzdłużnej siły działającej na szynę. Wyróżniono tu dwa przypadki, z których jeden dotyczy szyny znajdującej się na poziomym odcinku trasy, jak to przedstawiono na rysunku 4.7, a drugi – na nachyleniu, który zostanie omówiony w dalszej kolejności, wraz z rysunkiem 4.8. Przy tych rozważaniach pominięto masę samej szyny (masę jednostkową szyn zawiera wykaz zamieszczony na stronie 16) jako, że jest ona znacznie mniejsza od masy wózka z ładunkiem.

Siła ciężkości wózka musi być równoważona przez pionowe reakcje występujące na obydwu końcach szyny A i C zgodnie z równaniem (4.34). Na rysunku 4.7 przedstawiono schemat zawierający jedną szynę obciążoną jednym wózkiem, dlatego siły reakcji przenoszą wyłącznie to obciążenie siłą ciężkości wózka. Gdyby przyjąć, że do zawiesi są dołączone sąsiednie szyny,

wraz ze znajdującymi się na nich wózkami, to ten fakt należałoby uwzględnić przez dołączenie sił ciężkości tych dodatkowych wózków przy wyznaczaniu reakcji R_A i R_C . W takim przypadku równanie (4.34) byłoby nadal prawdziwe, lecz wartości R_A i R_C odnosiłyby się do obciążenia tylko tymi wózkami, które znajdują się na bieżącej szynie. Gdyby rozpatrywać szynę obciążoną większą liczbą wózków, to w równaniu (4.34) w miejsce masy jednego wózka m_a należałoby wstawić masę wszystkich wózków m_S .



Rys. 4.7. Schemat obciążenia wzdłużnego szyny poziomej

$$m_a \cdot g = R_A + R_C \quad (4.34)$$

W ogólności, zawiesia tworzą pewien kąt (odpowiednio α_A i α_C) mierzony od kierunku pionowego (rys. 4.7). Zawiesia są typem cięgna, dlatego mogą przenosić wyłącznie siły wzdłużne rozciągające. W zawiesiach podczepionych pod kątem do złączy szyny, wartości sił muszą być większe i wynoszą odpowiednio $\frac{R_A}{\cos \alpha_A}$ i $\frac{R_C}{\cos \alpha_C}$. Wartość sił w zawiesiach jest wtórna i wynika z konieczności przeniesienia przez zawiesie sił pionowych obciążających szynę. Równowagę takiego układu można opisać równaniem (4.35), w którym siła F_w pełni podobną rolę jak lewa strona równania (4.33). Gdyby prawa strona równania (4.35) była niezerowa to oznaczałoby to, że układ (wózek łącznie z szyną i zawiesiami) przedstawiony na rysunku 4.7 ulegnie przemieszczeniu w kierunku działania siły F_w . Masę, którą ta siła przemieszcza stanowiłaby suma mas wózka (z ładunkiem), szyny i zawiesi lub – jeśli takie uproszczenie byłoby akceptowalne z powodu dużej masy wózka w porównaniu z masą pozostałych elementów – wyłącznie masa wózka m_a .

$$\vec{F}_w = \frac{\vec{R}_A}{\cos \alpha_A} + m_a \cdot \vec{g} + \frac{\vec{R}_C}{\cos \alpha_C} + \left(-\vec{F}_N \mid -\vec{F}_h \right) \quad (4.35)$$

Siła F_w , niezależnie od wartości, nie obciąża szyny w tym sensie, że nie generuje w materiale naprężeń ściskających ani rozciągających. Jej niezerowa wartość oznacza, że układ przedstawiony na rysunku 4.7 ma zbyt małą masę aby wygenerował odpowiednie reakcje w zawiesiu i pozostał w równowadze. Z powodu występowania tej niezerowej siły zachodzi konieczność wzdłużnej stabilizacji trasy oraz sprawdzania wytrzymałości złącza szyn na rozciąganie w kierunku wzdłużnym [82].

Wzdłużne obciążenie szyny poziomej, które generuje naprężenia w materiale oznaczono Q_{zn} . Jego źródłem jest siła ciężkości wózka i wystąpi ona tylko wtedy, gdy zawiesia są zamontowane pod niezerowym kątem α . Wartość siły Q_{zn} obliczono z równania (4.36). Jest to siła wypadkowa i dlatego nie została oznaczona na rysunku 4.7. W ogólności, zależnie od kierunku odchylenia kąta zawiesia α mierzonego od kierunku pionowego, wartości składowych równania (4.36) mogą mieć znak dodatni lub ujemny. Jeżeli zawiesie zamocowane jest do obudowy w miejscu znajdującym się bliżej środka szyny niż kierunek pionowy poprowadzony z końca szyny to wartość kąta α przyjęto jako dodatnią. Na rysunku 4.7 zarówno kąt zawiesia α_A jak i α_C mają wartości dodatnie. Ujemna wartość siły Q_{zn} oznacza, że szyna będzie obciążona na ściskanie i wyboczenie.

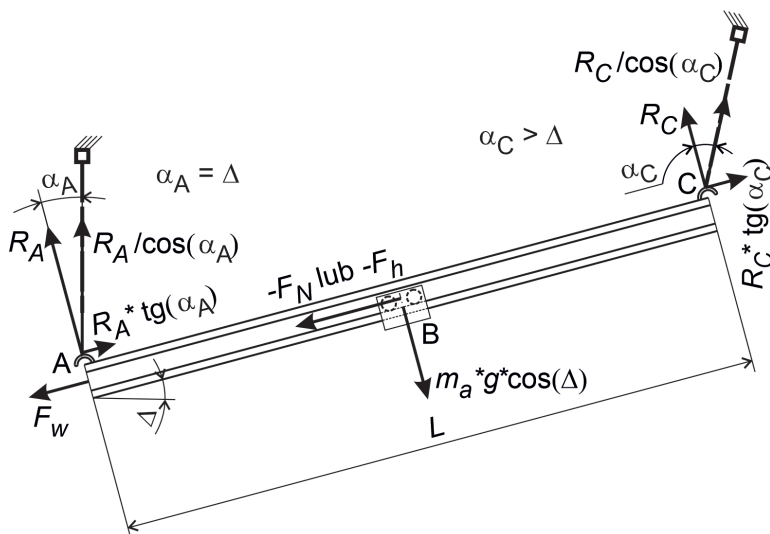
$$Q_{zn} = R_A \cdot \operatorname{tg} \alpha_A + R_C \cdot \operatorname{tg} \alpha_C \quad (4.36)$$

Drugim, nieco innym przypadkiem obciążenia wzdłużnego szyny przez siłę ciężkości wózków jest ten, w którym szyna znajduje się na upadzie lub po wzniosie jak to przedstawiono na rysunku 4.8. Składowa normalna siły ciężkości wózka $m_a \cdot g \cdot \cos \Delta$ musi być w tym modelu równoważona przez odpowiedniej wartości reakcje zgodnie ze wzorem (4.37).

$$\overrightarrow{m_a \cdot g \cdot \cos \Delta} = \vec{R}_A + \vec{R}_C \quad (4.37)$$

W ogólności, kierunek łańcucha zawiesia podczepionego w punkcie A nie pokrywa się z kierunkiem siły reakcji R_A na rysunku 4.8. Nawet jeżeli przyjąć, że zawiesie ma kierunek pionowy, tak jak zawiesie w punkcie A, to siła generowana w tym zawiesiu wynosi $\frac{R_A}{\cos \alpha_A}$. Wynika stąd, że wzdłużna reakcja w końcu szyny znajdującej się po upadzie lub wzniosie wystąpi nawet

wtedy, gdy zawiesie jest zamontowane pod kątem $\alpha_A = \Delta$. Wartość tej reakcji wyniesie $R_A \cdot \operatorname{tg} \Delta$.



Rys. 4.8. Schemat obciążenia wzdłużnego szyny po wzniosie lub upadzie

Bardziej ogólnym przypadkiem jest taki, gdzie zawiesie może być zamontowane pod dowolnym kątem $\alpha_C \neq \Delta$, jak w punkcie C na rysunku 4.8. Wtedy siła w zawiesiu wyniesie $\frac{R_C}{\cos \alpha_C}$. Powoduje ona powstawanie w punkcie C siły działającej wzdłuż trasy o wartości $R_C \cdot \operatorname{tg} \alpha_C$.

Jeśli uwzględnić siły napędowe lub hamujące oraz możliwość zamontowania zawiesia A pod dowolnym kątem α_A , to równanie równowagi całego układu przedstawionego na rysunku 4.8 ma postać (4.38). Siła F_w powoduje przemieszczenie całego układu ze względu na niezrównoważenie sił działających wzdłuż szyny. Jedyną możliwością zmniejszenia przemieszczenia całego układu (wyzerowania siły F_w) jest zastosowanie zawiesi o odpowiednio dobranym kącie α , ponieważ kąt Δ jest daną konstrukcyjną. W warunkach eksploatacyjnych realizuje się ten postulat poprzez zastosowanie zawiesi w układzie V (rys. 2.7b) lub z wykorzystaniem trawersy ERO (rys. 2.9).

$$\vec{F}_w = \frac{\vec{R}_A}{\cos \alpha_A} + m_a \cdot \vec{g} + \frac{\vec{R}_C}{\cos \alpha_C} + (-\vec{F}_N | -\vec{F}_h) \quad (4.38)$$

Dynamiczne efekty występowania siły F_w mogą być obserwowane w postaci przemieszczenia całego układu zawierającego wszystkie wyszczegół-

nione na rysunku 4.8 elementy i zespoły. Przemieszczenie to może powodować zmiany wartości wszystkich kątów w sposób zależny od parametrów kolejki podwieszanej i geometrii elementów trasy.

Wzdłużne obciążenie szyny, znajdującej się po upadzie lub wzniosie, wynika z istnienia sił wzdłużnych na końcach A i C tej szyny. Siły te występują nawet wtedy, gdy dla trasy zabudowanej po upadzie/ wzniosie kąt zawiesia $\alpha = \Delta$. Konwencja przyjmowania znaku kąta α jest taka, że jeżeli punkt obudowy, do którego mocowane jest zawiesie, znajduje się wyżej w wyrobisku mierząc od normalnej końca szyny, to kąt α jest dodatni. Taka właśnie sytuacja przedstawiona została na rysunku 4.8 dla ciągów zamontowanych w punktach A i C, dla których kąty zawiesi $\alpha_A > 0$ i $\alpha_C > 0$. Siła Q_{zn} jest tą, która wywołuje w materiale szyny naprężenia ściskające lub rozciągające w kierunku wzdłużnym.

4.6. Naprężenia zredukowane

Z uwagi na to, że wśród naprężeń generowanych w materiale szyny podczas jazdy kolejki podwieszanej, dominują naprężenia zginające, wartość naprężeń zredukowanych σ_z obliczonych zgodnie z zależnością (4.39) powinna być porównywana z dopuszczalnymi naprężeniami na zginanie k_g . Można również prowadzić obliczenia kontrolne, dotyczące wartości samego współczynnika bezpieczeństwa n [77]. Z uwagi na to, że współczynnik bezpieczeństwa n jest odnoszony do wytrzymałości doraźnej materiału [10, 20], wartość naprężeń dopuszczalnych była liczona względem wytrzymałości na rozciąganie R_m .

$$\sigma_z = \sqrt{(\sigma_g + \sigma_c)^2} \leq k_g = \frac{R_m}{n} \quad (4.39)$$

Składowymi naprężeń zredukowanych σ_z są naprężenia zginające σ_g , a także naprężenia ściskające σ_c , działające w kierunku osi x wzdłuż szyny (rys. 4.2). Naprężenia ściskające (rozciągające) mają wartość znacznie mniejszą niż naprężenia zginające ($\sigma_c = \frac{Q_{zn}}{A} \ll \sigma_g$), dlatego naprężenia σ_c były pominięte w toku analizy obliczeń wytrzymałościowych szyny kolejki podwieszanej, podobnie jak wnioskowano o tym w literaturze [18]. Wartość siły Q_{zn} można wyznaczyć ze wzoru (4.40).

$$Q_{zn} = R_A \cdot \operatorname{tg} \alpha_A + R_C \cdot \operatorname{tg} \alpha_C \quad (4.40)$$

Naprężenia zginające σ_g powstają z dwóch powodów uwzględnionych we wzorze (4.41). Jednym z nich jest zginanie całej szyny (naprężenia σ_{gc} działające w kierunku osi z) w rozumieniu belki przez siły ciężkości znajdujących się na niej wózków (rys. 4.2). Sposób obliczeń momentów zginających szynę przedstawiono w rozdziale 3. Drugim źródłem naprężeń, które oznaczono jako σ_{gp} (działające w kierunku osi x), jest zginanie półki szyny przez siłę przypadającą na jedno z kół wózka, które parami znajdują się na dolnej półce po obydwu stronach środka szyny (rys. 4.6).

$$\sigma_z = \sigma_g = \sigma_{gc} + \sigma_{gp} \leq \frac{R_m}{n} \quad (4.41)$$

Metoda obliczeń naprężeń σ_{gp} zginających półkę szyny o zbieżności 14%, której grubość półki zmienia się w kierunku osi z , czyli $t_i = f(z)$, została zaproponowana w latach 60. XX wieku na podstawie wyników badań empirycznych [6, 87]. W następstwie kolejnych badań, została ona udoskonalona oraz zweryfikowana, w tym również w oparciu o symulacje przeprowadzone w latach 80. [7, 78]. Do chwili obecnej przyjmuje się, że naprężenia zginające półkę szyny mają wartość wynikającą z równania (4.42). Stała konstrukcyjna C_4 występująca w tym równaniu jest zależna od profilu szyny i została opisana wzorem (4.27).

$$\sigma_{gp} = \frac{F}{4 \cdot \sqrt[3]{C_4} \cdot t_i^2} \quad (4.42)$$

W najprostszym przypadku, gdy szynę obciąża tylko jeden ($n_1 = 1$) wózek, tzn. spełniony jest warunek opisany równaniem (3.58), wartość naprężeń zginających w przekroju poprzecznym szyny można obliczyć z zależności (4.43), w której moment zginający M_g wynika z położenia wózka w najbardziej niekorzystnym przypadku obciążenia szyny (3.24) przedstawionym na rysunku 3.4. Należy przy tym zwrócić uwagę, że użyty we wzorze (4.43) wskaźnik wytrzymałości na zginanie W_z charakteryzuje szynę zużytą (rys. 4.1) w stopniu dopuszczalnym (przy obliczeniach projektowych) lub rzeczywistym (w przypadku obliczeń kontrolnych) i może zostać obliczony ze wzoru (4.44).

$$\sigma_{gc} = \frac{M_g}{W_z} = \frac{\frac{F}{4 \cdot L} \cdot \left(L - \frac{L_3}{2}\right)^2}{W_z} \quad (4.43)$$

$$W_z = \eta \cdot W_{z0} \quad (4.44)$$

Ostatecznie, wzór (4.39), umożliwiający obliczenie wartości naprężeń zredukowanych, generowanych w materiale szyny obciążonej przez jeden wózek przyjmuje postać (4.45). Wartość współczynnika szerokości półki szyny C_4 , występująca w tej zależności, zastała wcześniej określona wzorem (4.27).

$$\sigma_z = \frac{F}{4} \cdot \left[\frac{\left(L - \frac{L_3}{2}\right)^2}{\eta \cdot L \cdot W_{z0}} + \frac{1}{\sqrt[3]{C_4} \cdot t_i^2} \right] \leq \frac{R_m}{n} = k_g \quad (4.45)$$

Przy użyciu odpowiednio przekształconej nierówności (4.45) można przeprowadzić dwa rodzaje obliczeń inżynierskich, w zależności od potrzeby i posiadanych danych wejściowych:

- kontrolę wartości naprężeń występujących w materiale szyny i porównanie ich z naprężeniami dopuszczalnymi k_g ,
- optymalizację masy transportowanej przez zestaw kolejki podwieszanej ze względu na efektywne wykorzystanie dopuszczalnej wytrzymałości szyny, dla której wzory zamieszczono w podrozdziale 4.8.

Przy rozwiązywaniu każdego z wymienionych problemów obliczeniowych, w zależności od liczby wózków istotnie wpływających na obciążenie szyny, należy wtedy we wzorze (4.43) zastąpić M_g odpowiednią wartością z podrozdziału 3.2. Przy dwóch wózkach obciążających szynę ($n_1 = 2$) powinna być to zależność (3.34), dla trzech wózków – (3.45), itd. Wzór (4.42), służący do obliczenia składowej naprężeń zginających półkę, pozostaje taki sam, niezależnie od liczby wózków znajdujących się na szynie.

4.7. Graniczne wyboczenie szyny

Belki dwuteowe będące torami jazdy urządzeń transportowych bądź elementami nośnymi konstrukcji, poddawane są analizom wytrzymałościowym mającym na celu weryfikację modelu matematycznego w rzeczywistych warunkach pracy. Najprostsze metody doboru belek dwuteowych opierają się na obliczeniach inżynierskich, wykorzystujących zależności od ich długości, liczby podpór oraz obciążenia [36]. Algorytm obliczeniowy bazuje na warunkach wytrzymałościowych na zginanie oraz na wyboczenie. Wynik takich obliczeń jest podawany w postaci wykresu z krzywymi nośności.

W literaturze [65] przedstawiono wyniki optymalizacji, której celem było zmniejszenie pola przekroju poprzecznego dźwigara dwuteowego. Jako ograniczenia zostały przyjęte następujące warunki:

- dopuszczalne naprężenia w charakterystycznych punktach przekroju,
- stateczność górnej półki profilu,
- dopuszczalna statyczna strzałka ugięcia,
- minimalna grubość środnika.

W publikacji [40] zostały podane wyniki wpływu sił poziomych, generowanych podczas jazdy kolejki podwieszanej, na wyboczenie szyny. Oszacowano wartości sił bezwładności w funkcji prędkości jazdy oraz masy kolejki. Podano przybliżone wartości prędkości jazdy, przy których układ trakcyjny można traktować jako statyczny. Zaproponowano też wprowadzenie współczynnika dynamicznego do obliczeń obciążenia szyny na wyboczenie, który uwzględnia rzeczywiste zmiany sił spowodowanych bezwładnością układu.

Ruch wózków krańcowych, podczas jazdy kolejki podwieszanej, generuje siły uderzeniowe, których źródłem jest nakładanie się sił poprzecznych oraz sił bezwładności wynikających z masy wózka. Zagadnienie związane ze wzbudzaniem drgań układu jezdnego opublikowano w pracy [39]. Analizując model jednomasowy zawieszony na wózku jezdny, wyprowadzono równania ruchu uzupełnione o zmienne opisujące drgania szyny. Doprowadziło to do uzyskania wzorów umożliwiających wyznaczenie warunków zaistnienia podstawowych postaci wyboczeniowych ugięcia szyny.

Wyboczenie środnika dwuteownika jest stanem granicznym szyny jako belki poddawanej obciążeniom poprzecznym. Badania parametryczne oparte na MES, w celu zidentyfikowania parametrów wpływających na wyboczenie środnika belek podpartych obustronnie i poddanych obciążeniom skupionym, opisano w publikacji [106]. Testowano również wpływ naprężeń zginających na podatność na wyboczenie. Opracowano zestaw równań, przeznaczonych do rozwiązywania zadań projektowych, uwzględniających wyniki badań parametrycznych z zakresu teorii wyboczenia płyt. Ponadto, analizowano belki o przeciwnych momentach końcowych w porównaniu do obciążenia skupionego. W przypadku belek obciążonych w ten sposób zidentyfikowano warunki niestabilności wyboczenia szyny.

Boczne postacie wyboczeniowe (ang. LDB) belek dwuteowych charakteryzujące się jednoczesnym ugięciem bocznym i skręceniem były przedmiotem badań opisanych w pracy [80]. Belki te, poddane obciążeniom w połowie długości, analizowano pod względem wytrzymałościowym z użyciem MES gdzie zmienną były wymiary przekroju poprzecznego. Wartość mo-

mentu zginającego liczona była według metody opisanej przez Bradforda [11], w której występuje iloczyn siły obciążającej oraz bezwymiarowych współczynników geometrycznych dwuteownika. Momenty zginające, powodujące zjawisko niestabilności postaci wyboczeniowej, rozpatrywane były jako lokalne (wyboczenie środka i półki) oraz globalne (skręcenie szyny na jej długości). Moment powodujący wyboczenie miał mniejsze wartości niż obliczone według standardów [15, 29].

Dla modelu szyny zaproponowanego na rysunku 4.2 nie uwzględniono sił wzdłużnych, które mogłyby powodować jej wyboczenie. Model uwzględniający siły napędowe i hamujące przedstawiono na rysunku 4.7. Przyczynami występowania sił o kierunku wzdłuż szyny są siły napędowe lub hamujące zestaw oraz zamontowanie zawiesi pod kątem $\alpha \neq 0$ zarówno na trasie poziomej, jak i zabudowanej w wyrobisku nachylonym (rys. 4.8). Istotne jest więc określenie granicznych wartości sił wzdłużnych, które działając na szynę mogłyby powodować jej wyboczenie.

Analizę wyboczenia i obliczenia siły krytycznej można przeprowadzić rozpoczynając od zależności (4.6) w sposób zbliżony do tego, który został zaproponowany w publikacji [3]. Z uwagi na fakt, że szyny montuje się (zawiesza) przegubowo, współczynnik długości wyboczeniowej $\alpha_w = 1$, dlatego długość przyjmowana do obliczeń wyboczeniowych jest równa długości szyny $L_w = \alpha_w \cdot L = L$. Smukłość szyny można więc wyznaczyć z zależności (4.46). Z konstrukcyjnego punktu widzenia, im większa jest obliczona wartość smukłości λ tym łatwiej jest przewidzieć reakcję belki na działanie sił powodujących wyboczenie.

$$\lambda = \frac{L_w}{\sqrt{\frac{I_y}{A}}} \quad (4.46)$$

W tabeli 4.4 przedstawiono wyniki symulacji zmian smukłości wyboczeniowej λ w zależności od stopnia zużycia szyny o profilu I140E i długości $L = 300$ cm. Oznaczenia wielkości zużycia są zgodne z przedstawionymi na rysunku 4.1. Wartości parametrów geometrycznych szyny użytych do obliczeń w celu przygotowania tabeli 4.4 pobrano z wcześniej przedstawionej tabeli 4.2.

Z danych zamieszczonych w tabeli 4.4 wynika, że w przypadku jednoczesnego i równomiernego (w dopuszczalnych przez producentów granicach) zużywania się szynki szyny i dolnej półki, wartość smukłości pozostawała niemal niezmienną. Zbliżone smukłości występują na przekątnej tabeli, patrząc od wartości zapisanej dla zerowego zużycia. Dla szyny zużytej wy-

łącznie na powierzchni dolnej półki wartość smukłości zwiększała się wraz ze zużyciem materiału. Rozpatrując zużywanie wyłącznie środka należy zauważyć, że im większe było jego zużycie tym bardziej zmniejszała się smukłości szyny. Różnica smukłości zużytej szyny o profilu I140E i długości $L = 300$ cm nie przekraczała $\pm 3\%$ od wartości obliczonej dla szyny o wymiarach nominalnych, która wynosiła 185,2.

Tab. 4.4. Zmiana smukłości szyny o profilu I140E i długości $L = 300$ cm w wyniku zużycia eksploatacyjnego

Zużycie dolnej półki dt_i , mm	Zużycie szyjki szyny ds , mm				
	0,00	0,25	0,50	0,75	1,00
	Smukłość wyboczeniowa szyny λ , –				
0,0	185,2	183,9	182,6	181,3	179,9
0,8	186,1	184,8	183,4	182,1	180,7
1,6	187,2	185,9	184,5	183,1	181,7
2,4	188,4	187,1	185,7	184,3	182,8
3,2	189,9	188,5	187,0	185,6	184,1

Smukłość krytyczna jest charakterystycznym parametrem materiałowym i może być obliczona ze wzoru (4.47). Moduł sprężystości podłużnej Young’a dla stali, z których wykonuje się szyny, wynosi $E = 2,1 \times 10^5$ MPa. Liniowa część wykresu rozciągania, w zakresie obowiązywania prawa Hooke’a, niemal osiąga wartość granicy plastyczności, która dla stali gatunku S355J2G3 stosowanej do wytwarzania szyn wynosi $R_e = 315$ MPa. Po podstawieniu tych wartości do wzoru (4.47) przyjęto, że smukłość krytyczna wynosi $\lambda_{kr} = 90$.

$$\lambda_{kr} = \pi \cdot \sqrt{\frac{E}{R_e}} \quad (4.47)$$

Konieczność obliczania smukłości krytycznej wynika stąd, że dla obliczonej ze wzoru (4.46) wartości (jeśli jest ona większa od smukłości krytycznej $\lambda > \lambda_{kr}$), siłę krytyczną powodującą wyboczenie sprężyste można obliczyć ze znanego wzoru Euler’a (4.48). Dla wartości obliczonej ze wzoru (4.46), jeśli byłaby ona mniejsza od smukłości krytycznej, siła powodująca wyboczenie gwałtownie zmniejsza się w porównaniu do tej obliczonej ze wzoru Euler’a, dlatego jego użycie do obliczeń byłoby niemożliwe.

$$Q_{zn} \leq F_{kr} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I_y}{n \cdot L^2} \quad (4.48)$$

Przekształcając wzór (4.46) można wyznaczyć taką minimalną długość L_w aby smukłość szyny była większa od smukłości krytycznej obliczonej dla konkretnego materiału. Wyniki takich obliczeń przeprowadzonych dla popularnych profili szyn i smukłości krytycznej $\lambda_{kr} = 90$ przedstawiono w tabeli 4.5. Profile szyn zostały uporządkowane w tej tabeli w kolejności malejącej minimalnej długości wybozeniowej L_w , która – z powodu przegubowego (swobodnego zawieszenia) szyn na trasie kolejek podwieszonych – jest równa długości szyny L . Z tabeli tej można wnioskować, że dla szyn wykonanych ze stali S355J2G3 i dociętych do długości większych niż 130 cm, w tym najdłuższych obecnie stosowanych ($L = 300$ cm), sprawdzanie konstrukcji na wyboczenie może być dokonywane z wykorzystaniem zależności opartych o wzór Euler’a (4.48).

Tab. 4.5. Zestawienie parametrów szyn o różnym profilu wykonanych ze stali S355J2G3 w taki sposób aby ich smukłość była większa od krytycznej

Oznaczenie profilu	Nominalna wartość parametru		Minimalna długość L_w , cm
	moment bezwładności I_{y0} , cm ⁴	przekrój poprzeczny A_0 , cm ²	
I140V	167,9	43,95	156,4
I175	137,3	44,36	140,7
I155 wzm.	131,2	44,80	136,9
I140E	81,1	30,90	129,6
I155	79,6	30,40	129,4

wzm. – wzmocniony ceownikiem $50 \times 38 \times 5$ mm

4.8. Dopuszczalne obciążenie szyny przez wózki

Obciążenie szyny o znanej długości L łączną masą wózków m_S , którą można obliczyć ze wzoru (4.49), wynika z najbardziej niekorzystnego na tej szynie położenia wózków jezdnych kolejki podwieszanej w liczbie n_1 ze względu na zginanie szyny. Algorytmy opisane w niniejszym podrozdziale pozwalają wyznaczyć dopuszczalną masę m_S wszystkich wózków transportowych wraz z ładunkiem, które istotnie wpływają na obciążenie rozpatrywanej szyny.

$$m_S = n_1 \cdot m_a \quad (4.49)$$

Na wstępie ustalono jaką liczba wózków jezdnych n_1 znajduje się na jednej szynie. Łączna masa tych wózków m_S oraz odległości między nimi (L_1, L_2), a także odległości między rolkami każdego z wózków jezdnych L_3 wpływają na wielkość obciążenia szyny. W obliczeniach przyjęto następujące założenia:

- szynę rozpatrywano jako belkę zawieszoną obustronnie i nieutwierdzoną wzdłużnie,
- szyna trasy kolejki podwieszanej nachylona jest pod kątem Δ do poziomu,
- wszystkie wózki jezdne obciążają szynę masą m_a , która ma tę samą wartość dla każdego z nich,
- wszystkie wymiary charakterystyczne L_1 i L_2 w zestawie transportowym mają jednakową długość i powtarzają się naprzemiennie,
- kolejka znajduje się w ruchu, przez co generowane są siły wzdłużne obciążające szynę o łącznej wartości Q_{zn} , jednak naprężenia pochodzące od tych sił są niewielkie, co wykazano w podrozdziałach 4.5 i 4.6,
- oprócz naprężenia σ_{gc} , zginającego szynę, uwzględniano także naprężenia zginające dolną półkę szyny σ_{gp} .

Model szyny zgodny z tymi założeniami przedstawiono na rysunku 4.9. Na każdym z końców szyny A i B zaznaczono nośność wzdłużną złącza Q_l , która jest daną konstrukcyjną podawaną przez producenta. Każde z zawiesi miało nośność Q , która także jest daną konstrukcyjną.

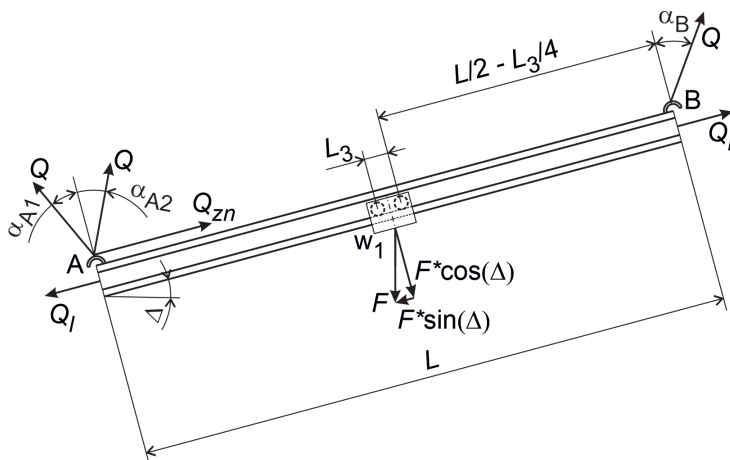
W ogólności, łańcuchy zawiesi mogą tworzyć dowolny kąt α , o ograniczonej wartości z zakresu zalecanego przez producenta. Zawiesie może stanowić jeden łańcuch (zawiesie pojedyncze, inaczej jednociegnowe, jak w punkcie B) lub układ łańcuchów (na rysunku 4.9 w punkcie A jest to przykład podłużnego układu typu V, opisanego w podrozdziale 2.3). Zgodnie z doniesieniami literaturowymi [41], podczas jazdy kolejki podwieszanej wartości tych kątów α mogą się zmieniać i ustala się chwilowy stan równowagi układu, który stanowi trasa i poruszająca się po niej kolejka.

Maksymalną wartość masy m_a , która charakteryzuje jeden wózek, można obliczyć z przekształcenia warunków wytrzymałościowych opisanych w podrozdziale 4.6. W tym celu należy do nierówności (4.41) dokonać następujących podstawień:

- naprężeń zginających całą szynę jako belkę w postaci ilorazu $\sigma_{gc} = \frac{M_g}{W_z}$,
- momentu zginającego, zgodnie ze wzorem (3.24) lub (3.34) lub (3.44), aby obliczenia przeprowadzić odpowiednio dla jednego, dwóch lub trzech wózków obciążających szynę,

- siły, stanowiącej masę jednego wózka, która wynosi $F = m_a \cdot g$,
- wskaźnika wytrzymałości na zginanie W_z dla odpowiedniej konstrukcji szyny i uwzględniającego zużycie materiału,
- naprężeń zginających półkę szyny σ_{gp} zgodnie ze wzorem (4.42),
- stałej C_4 ze wzoru (4.27).

W taki sposób obliczone naprężenia nie mogą przekraczać naprężeń dopuszczalnych, będących wynikiem ilorazu $\frac{R_m}{n}$, w których wartości uwzględniony jest współczynnik bezpieczeństwa n . Otrzymaną zależność wystarczy przekształcić w celu wyznaczenia masy m_a .



Rys. 4.9. Ogólny model nośności szyny obciążonej jednym wózkiem

W przypadku, gdy jeden wózek obciąża szynę ($n_1 = 1$), dopuszczalną masę m_a tego wózka wraz z ładunkiem można obliczyć ze wzoru (4.50). Po uwzględnieniu kąta nachylenia szyny $\Delta \neq 0^\circ$, zależność (4.50) przyjmuje postać (4.51).

$$m_a = m_S \leq \frac{R_m}{n \cdot g \cdot \left[\frac{\frac{1}{4}L \cdot \left(L - \frac{L_3}{2}\right)^2}{\eta \cdot W_{z0}} + \sqrt[3]{\frac{b-s}{2 \cdot i} \cdot \frac{1}{4 \cdot t_i^2}} \right]} \quad (4.50)$$

$$m_a \leq \frac{R_m}{n \cdot g \cdot \cos \Delta \cdot \left[\frac{\frac{1}{4}L \cdot \left(L - \frac{L_3}{2}\right)^2}{\eta \cdot W_{z0}} + \sqrt[3]{\frac{b-s}{2 \cdot i} \cdot \frac{1}{4 \cdot t_i^2}} \right]} \quad (4.51)$$

Ze względu na to, że we wzorze (4.51) w mianowniku występuje funkcja cos kąta nachylenia trasy Δ po upadzie lub wzniosie, dlatego najmniejsza masa wózka obliczona z tego wzoru dotyczy trasy poziomej. Obliczanie większej dopuszczalnej masy wózka, dla trasy znajdującej się po upadzie lub wzniosie, nie ma znaczenia praktycznego, ze względu na ograniczenia trakcyjne kolejki oraz z powodów organizacji pomocniczego transportu poziomego w kopalni. W przypadku zaś, gdy kąt $\Delta = 0^\circ$, wzór (4.51) sprowadza się do postaci (4.50). Właściwym wzorem, który powinien być wykorzystywany do wyznaczania dopuszczalnej masy m_a , w przypadku gdy tylko jeden wózek obciąża szynę i niezależnie od kąta nachylenia trasy Δ w wyrobisku, jest zależność (4.50). Ogólny wniosek wynikający stąd jest następujący: przy obliczaniu dopuszczalnej masy dowolnej liczby wózków obciążających szynę wystarczy użyć równań opisujących wytrzymałość szyny usytuowanej na poziomym odcinku trasy, ponieważ tak obliczona masa jest najmniejsza.

Obciążenie szyny przez dwa wózki ($n_1 = 2$), z których każdy charakteryzuje masa m_a , można obliczyć ze wzoru (4.52). Masę wszystkich wózków, które mogą się znajdować na szynie i istotnie wpływać na jej obciążenie na zginanie, w tym przypadku określa wzór (4.49).

$$m_a \leq \frac{R_m}{n \cdot g \cdot \left[\frac{\frac{1}{2L} \cdot \left(L - \frac{L_2 - L_3}{2} \right)^2 - \frac{L_3}{2}}{\eta \cdot W_{z0}} + \sqrt[3]{\frac{b-s}{2 \cdot i}} \cdot \frac{1}{4 \cdot t_i^2} \right]} \quad (4.52)$$

Podstawiając odpowiednie wartości do wzoru (4.41) można obliczyć dopuszczalną masę jednego wózka m_a w przypadku, gdy na szynie znajdują się $n_1 = 3$ wózki jezdne. Po uporządkowaniu, wzór ten ma postać (4.53).

$$m_a \leq R_m \cdot \left\{ n \cdot g \cdot \left[\frac{\frac{3}{L} \cdot \left(\frac{L}{2} + \frac{L_1}{6} - \frac{L_2}{6} - \frac{L_3}{4} \right)^2 - L_1 + \frac{L_3}{2}}{\eta \cdot W_{z0}} + \sqrt[3]{\frac{b-s}{2 \cdot i}} \cdot \frac{1}{4 \cdot t_i^2} \right] \right\}^{-1} \quad (4.53)$$

Zarówno zależność (4.52) jak i (4.53) dotyczą masy wózków kolejki podwieszanej, która porusza się po poziomym odcinku trasy. Gdyby uwzględnić

nachylenie trasy w wyrobisku, czego skutkiem byłoby wprowadzenie odwrotności czynnika $\cos \Delta$ we wzorach, wartości obliczonej masy byłyby większe. W praktyce wykorzystanie tej większej nośności trasy byłoby niemożliwe, gdyby np. zawierała ona odcinki o różnym nachyleniu, w tym poziome.

4.9. Podsumowanie

Do budowy tras kolejek podwieszonych stosuje się specjalne profile dwuteowników. Niektóre z nich są przedmiotem odpowiednich norm, a zdarza się też, że są objęte ochroną patentową.

Podczas jazdy kolejek podwieszonych po trasie następuje zużywanie szyn (rys. 4.2), co objawia się jako zmniejszenie grubości szyjki szyny s oraz zmniejszenie grubości półki szyny t_i . Zmniejszenie grubości szyjki szyny s powoduje wzrost podatności szyny na wyboczenie trwałe. Ponadto, zmniejszenie grubości półki szyny t_i w połączeniu ze zmniejszeniem grubości szyjki s powoduje wzrost strzałki ugięcia f szyny podczas ruchu kolejki oraz wzrost naprężeń zredukowanych σ_z . Jako rezultat zużycia należy więc rozważać następujące, zmieniające się warunki obciążenia i odkształcenia:

- wyboczenie szyny spowodowane występowaniem sił działających w kierunku wzdłuż trasy kolejki,
- naprężenia ściskające i wyboczenie szyny,
- naprężenia zredukowane,
- strzałkę ugięcia szyny w wyniku zginania,

Jest dostępna literatura badawcza oraz akty normatywne dotyczące konstrukcji żurawi, suwnic i szyn po których się one poruszają. Brakuje natomiast kompletnej dokumentacji do obliczeń szyn kolejek podwieszonych pracujących w kopalniach.

Dla przypadku najbardziej niekorzystnego położenia jednego wózka na szynie ze względu na jej zginanie, strzałka ugięcia tak obciążonej szyny znajduje się w pobliżu środka jej długości. Gdyby strzałkę ugięcia szyny obliczyć ze znanych wzorów klasycznej wytrzymałości materiałów, np. według wzoru przedstawionego w pracy [27], to w porównaniu do zaproponowanych w pracy obliczeń analitycznych byłaby ona większa o kilka procent. Różnica kątów ugięcia, obliczonych według przedstawionego w pracy modelu wózka na szynie, dla dwóch końców tej samej szyny nie przekracza 10%.

Obciążenie szyny siłami ciężkości wózków przez ich koła powoduje jedynie powstawanie normalnych reakcji do powierzchni półki szyny, po której

porusza się ten wózek. Źródłem sił wzdłużnych działających na szynę i wywołujących naprężenia ściskające, rozciągające lub będące przyczyną wyboczenia, są siły ciężkości wózka. Siły wzdłużne powstają w materiale szyny wtedy, gdy zawiesia są zamontowane pod niezerowym kątem α . W przypadku szyny znajdującej się po upadzie lub wzniosie, siły wzdłużne generujące naprężenia w szynie wystąpią nawet wtedy, gdy kąt zawiesia $\alpha = \Delta$.

Istotne z punktu widzenia wytrzymałości szyny naprężenia mają charakter naprężeń zginających szynę jako belkę oraz zginające półkę szyny. Wzory umożliwiające obliczenie naprężeń zginających półkę szyny są wzorami empirycznymi. W niektórych publikacjach [5, 16, 29] podawane są wzory, gdzie rozpatruje się wyłącznie naprężenia rozciągające i ściskające materiał półki szyny zamiast analizy bardziej złożonych naprężeń zginających.

Kontrola wartości siły krytycznej pozwala na stwierdzenie, że wyboczenie szyny powinno mieć charakter wyboczenia sprężystego. W wyniku przeprowadzonych symulacji dowiedziono, że dla szyn o długości większej niż $L = 130$ cm smukłość λ jest zawsze większa od krytycznej λ_{kr} . Z tego względu, wartość siły krytycznej może być kontrolowana przy użyciu wzoru Euler'a.

Dopuszczalną masę wózka można obliczyć ze względu na wytrzymałość szyny na zginanie. Należy wziąć przy tym pod uwagę zginanie całej szyny jako belki oraz zginanie półki szyny. Obliczenia należy przeprowadzić dla rzeczywistego wskaźnika wytrzymałości lub przy użyciu współczynników wynikających z dopuszczalnego zużycia materiału szyny podawanego przez producenta.

Zgodnie z wyznaczonymi teoretycznymi zależnościami, ze względu na spełnienie warunków wytrzymałościowych szyny, najmniejszą masą można obciążyć wózek poruszający się po szynie znajdującej się na poziomym odcinku trasy. Chociaż dopuszczalna masa wózka, dla szyny znajdującej się po upadzie lub wzniosie, teoretycznie mogłaby być większa niż dla trasy poziomej, to może być ona ograniczona z powodu wyników obliczeń trakcyjnych lub występowania na trasie odcinków o różnym nachyleniu.

5. Statyczne obciążenie zawiesia

Rozważania dotyczące obciążenia elementów maszyn, nawet tych obciążonych dynamicznie, rozpoczyna się od modelu statycznego, który następnie podlega weryfikacji. Wynikiem tej weryfikacji często bywa określenie pewnego współczynnika, którego wykorzystanie pozwala na przybliżenie z określoną dokładnością wartości sił dynamicznych za pomocą łatwych do teoretycznego wyznaczenia reakcji statycznych.

5.1. Poziomy model trasy kolejki podwieszanej

Podstawowym modelem trasy kolejki podwieszanej jest model z szynami znajdującymi się na poziomym odcinku wyrobiska, dla którego wartość kąta nachylenia trasy $\Delta = 0^\circ$. W takim przypadku dostateczną stabilizację trasy mogą zapewniać dodatkowe ciągną zawiesi umieszczone w odstępach porównywalnych z długością zestawu transportowego.

5.1.1. Wpływ położenia wózków na obciążenie zawiesia

Na obciążenie zawiesia ma wpływ masa wszystkich wózków jezdnych znajdujących na dwóch szynach zamontowanych po obu stronach tego zawiesia. Do dalszych rozważań przyjęto, że:

- siła przenoszona przez wózek jezdny jest skupiona w połowie jego długości L_3 , czyli uproszczono rozdział tej siły na cztery koła wózka,
- odległości pomiędzy wózkami jezdnyymi są sekwencją wymiarów L_1 i L_2 pomiędzy zespołami kolejki podwieszanej,
- szyny sąsiadujące z rozpatrywanym zawiesiem mają takie same długości L ,
- zawiesie jest zamontowane w taki sposób, że pokrywa się z kierunkiem pionowym, czyli kąt $\alpha = 0^\circ$,
- każdy z wózków jezdnych zestawu transportowego charakteryzuje się taką samą masą o wartości m_a , która generuje siłę ciężkości F .

Podczas obliczeń dopuszczalnej masy m_a obciążającej zawiesie należy określić zależności pomiędzy odległościami L_1 i L_2 a długością szyny L oraz ustalić liczbę wózków n_2 które mają wpływ na obciążenie zawiesia. Liczba n_2 oznacza liczbę wózków, które podczas przejazdu zestawu mogą jednocześnie

znajdować się na dwóch szynach sąsiadujących z zawiesiem zamontowanym pomiędzy tymi szynami. Liczbę tą można określić posługując się układem nierówności (5.1).

$$\left\{ \begin{array}{ll} L_1 < L & (5.1a) \\ \sup \{L_1, L_2\} \geq L & (5.1b) \\ \inf \{L_1, L_2\} < L & (5.1c) \\ L_2 \leq L_1 & (5.1d) \\ L_1 + L_2 < L & (5.1e) \\ L_1 + L_2 \geq L & (5.1f) \\ L_1 + 2 \cdot L_2 \geq L & (5.1g) \\ L_1 + 2 \cdot L_2 < L & (5.1h) \\ 2 \cdot L_1 + L_2 \geq L & (5.1i) \\ 2 \cdot L_1 + L_2 < L & (5.1j) \\ 2 \cdot L_1 + 2 \cdot L_2 \geq L & (5.1k) \end{array} \right.$$

Aby sprawdzić czy na dwóch sąsiednich szynach znajduje się konkretna liczba wózków jezdnych n_2 można skorzystać z tabeli 5.1, która zawiera kompletne zestawy zależności. Dla przykładu, tylko spełnienie nierówności (5.1a), (5.1d) i (5.1f) łącznie jest gwarancją tego, że na obciążenie zawiesia wpływ mają dokładnie $n_2 = 3$ wózki jezdne. Wynika to stąd, że tylko w tym przypadku mogą one znajdować się na dwóch sąsiadujących szynach, przy czym środkowy wózek może zająć położenie pod zawiesiem na wspólnym złączu tych szyn.

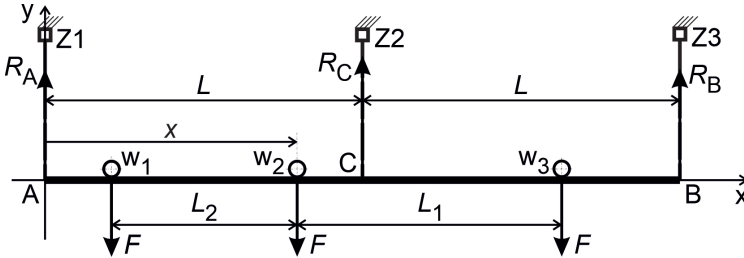
Tab. 5.1. Nierówności do sprawdzenia liczby wózków jezdnych znajdujących się na dwóch szynach sąsiadujących z rozpatrywanym zawiesiem

	Liczba wózków jezdnych n_2				
	2	3	5	6	7
Numery nierówności	(5.1b)	(5.1a)	(5.1d)	(5.1d)	(5.1d)
	(5.1c)	(5.1d)	(5.1e)	(5.1h)	(5.1j)
		(5.1f)	(5.1g)	(5.1i)	(5.1k)

Choć wydaje się, że na obciążenie zawiesia mógłby mieć wpływ tylko jeden wózek jezdny, to takiej konfiguracji kolejki nie zestawia się, ponieważ wszystkie odległości pomiędzy wózkami musiałyby być co najmniej równe

Następnie, analizowano wystąpienie trzech ($n_2 = 3$) wózków jezdnych rozmieszczonych na dwóch sąsiednich szynach w sposób taki jak przedsta-

wiony na rysunku 5.2. Położenie wózka w_2 , mierzone od początku układu współrzędnych, oznaczono przez zmienną x , której zakres zmienności wynosi (5.4). Równanie momentów względem końca A lewej szyny zapisano jako (5.5), gdzie R_{CA} jest siłą reakcji występującą w punkcie C i pochodzącą od obciążenia wózkami jezdnyymi lewej szyny (znajdującej się pomiędzy końcami A i C).



Rys. 5.2. Schemat wystąpienia trzech wózków jezdnych na dwóch szynach i wpływających na obciążenie zawiesia pomiędzy tymi szynami

$$L_2 < x \leq L \quad (5.4)$$

$$\sum M_{gA} = R_{CA} \cdot L - F \cdot x - F \cdot (x - L_2) = 0 \quad (5.5)$$

Równanie równowagi względem końca B prawej szyny zapisano jako (5.6), gdzie R_{CB} jest siłą reakcji występującą w punkcie C i pochodzącą od obciążenia wózkami jezdnyymi prawej szyny. Po wyznaczeniu składowych R_{CA} i R_{CB} obliczono ich sumę, która jest funkcją zmiennej x o postaci (5.7).

$$\sum M_{gB} = R_{CB} \cdot L - F \cdot (2 \cdot L - x - L_1) = 0 \quad (5.6)$$

$$R_{C(x)} = R_{CA} + R_{CB} = \frac{F}{L} \cdot (2 \cdot L + x - L_1 - L_2) \quad (5.7)$$

Uwzględniając zakres (5.4) zmiennej można powiedzieć, że siła reakcji R_C w zawiesiu Z2 osiąga wartość maksymalną równą (5.8), gdy $x = L$. Oznacza to, że również dla przypadku obciążenia dwóch szyn trzema wózkami, największa siła w zawiesiu występuje wtedy, gdy środkowy z tych wózków znajduje się bezpośrednio pod zawiesiem zamontowanym pomiędzy tymi szynami.

$$R_{C(x=L)} = \frac{F}{L} \cdot \left(3 \cdot L - L_1 - L_2 \right) \quad (5.8)$$

Gdyby dalej rozpatrzeć układ dwóch szyn i zawiesia znajdującego się między nimi oraz większą niż trzy ($n_2 > 3$) liczbę wózków jezdnych znajdujących się na tych szynach, to można byłoby wysnuć ogólne wnioski. Zawierałyby one następujące stwierdzenie – przy dowolnych wymiarach kolejki i szyny, maksymalna wartość siły w zawiesiu występuje:

- w przypadku nieparzystej liczby wózków (gdy $n_2 \bmod 2 = 1$) – dla położenia środkowego wózka jezdnego dokładnie na złączu pomiędzy szynami, gdzie jest zamocowane rozpatrywane zawiesie,
- dla parzystej liczby wózków jezdnych (jeśli $n_2 \bmod 2 = 0$) – dla położenia jednego ze środkowych wózków jezdnych na złączu pomiędzy szynami, gdzie jest zamocowane rozpatrywane zawiesie, oraz przy – ograniczonym warunkami geometrycznymi – pewnym zakresie położzeń sąsiednich, jednak nie większym niż odległość pomiędzy dwoma środkowymi wózkami.

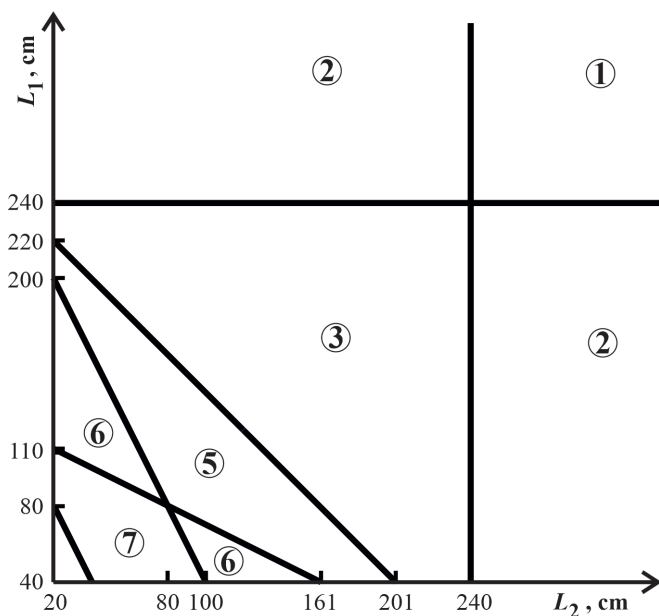
Można zatem przyjąć do dalszych rozważań, że największe obciążenie zawiesia występuje wtedy, gdy jeden z wózków jezdnych znajdzie się dokładnie w miejscu zamocowania tego zawiesia do złącza szyn. Wniosek ten jest zgodny z intuicją i wynikami zawartymi w publikacji [50].

5.1.2. Liczba wózków obciążających zawiesie

Liczba wózków obciążających zawiesie jest zależna od konfiguracji kolejki podwieszanej i długości szyn L , z których zbudowana jest trasa. Dla celów tej analizy, pominięto odległość pomiędzy kołami wózka L_3 . Przyjęto również, że odległości L_1 i L_2 pomiędzy zespołami kolejki podwieszanej powtarzają się. Kolejne założenie dotyczyło równej długości L szyn, do których podłączone było analizowane zawiesie.

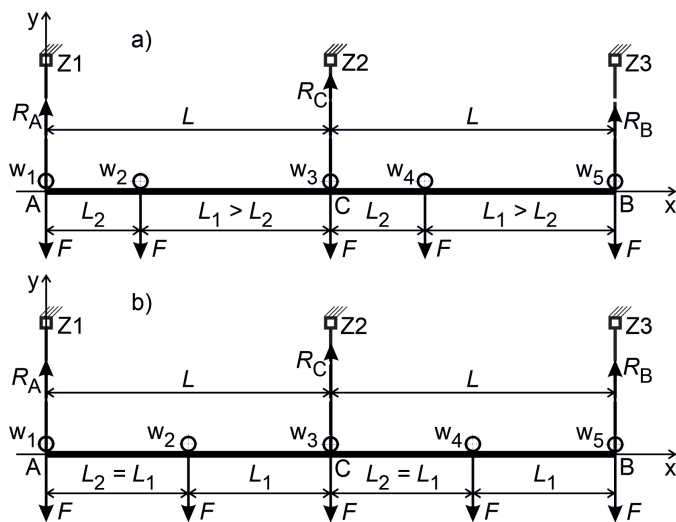
Wykresy oznaczające wartości parametrów geometrycznych L_1 i L_2 zestawu transportowego dla szyn o długości $L = 300$ cm i $L = 240$ cm, odpowiadające konkretnej liczbie wózków obciążających zawiesie, przedstawiono kolejno na rysunkach 5.3 i 5.4. Rysunki te sporządzono w wyniku symulacji zastosowania par wymiarów L_1 i L_2 do przeprowadzenia obliczeń przy użyciu układu nierówności (2.23). Sposób wnioskowania odnośnie wynikowej liczby wózków był oparty na treści tabeli 5.1 i zgodny z opisem do niej. Sekwencję obliczeń rozpoczynano od kolumny lewej odpowiadającej $n_2 = 2$. O tym jaka liczba wózków wpływa na obciążenie zawiesia znajdującego się

dujących z tą linią wykresu pól jest tą liczbą wózków, które mają wpływ na obciążenie zawiesia. Wyjaśnienie wniosku dotyczącego liczby wózków obciążających zawiesie w przypadku, gdy współrzędne wymiarowe na rysunkach 5.3 i 5.4 odpowiadają linii wykresu, znajduje się na rysunku 5.5. Z tego ostatniego wynika, że w tym przypadku (reprezentowanym przez linię wykresu na rysunku 5.3 lub 5.4) co najmniej jeden ze skrajnych wózków jezdnych znajdzie się na zewnętrznym złączu szyn (Z1 lub Z3), które to szyny sąsiadują z analizowanym złączem Z2.



Rys. 5.4. Liczba wózków obciążających zawiesie, do którego zamontowane są szyny o długości $L = 240$ cm, dla różnych wartości parametrów geometrycznych kolejki

W tabeli 5.2 oraz na rysunkach 5.3 i 5.4 zostały przedstawione wyniki obliczeń liczby n_2 wózków jezdnych istotnie wpływających na obciążenie zawiesia, znajdującego się w otoczeniu szyn o takiej samej długości L . Symulacje przeprowadzono dla kilku często stosowanych długości szyn oraz dla różnych wartości odległości pomiędzy wózkami kolejki podwieszonej L_1 i L_2 . Ilustracje te zawierają dane potwierdzające oczywisty wniosek, że tylko jeden wózek jezdny będzie istotnie wpływał na obciążenie zawiesia w przypadku, gdy obydwie odległości pomiędzy wózkami jezdnyymi będą co najmniej równe długości szyny (5.9).



Rys. 5.5. Schemat położenia kolejki na dwóch sąsiednich szynach trasy, dla którego liczba wózków jezdnych obciążających zawieszę Z2 nie może być:
a) równa wielokrotności liczby cztery; b) parzysta

Uwzględniając fakt, że największe obciążenie zawieszia występuje w chwili gdy wózek jezdny znajduje się na tym złączu szyn do którego zamocowane jest zawieszę, można sformułować następujące spostrzeżenia:

- przy dość dużym zakresie zmienności wymiarów L_1 i L_2 kolejki podwieszanej występuje taki układ, że liczba wózków jezdnych n_2 najbardziej niekorzystnie obciążających zawieszę jest równa trzy, dlatego ten przypadek obciążenia zawieszia powinien być rozpatrywany jako podstawowy,
- jeżeli odległości pomiędzy wózkami jezdnymi L_1 i L_2 powtarzają się, to w ogólnym przypadku nie może wystąpić taka konfiguracja, gdy na obciążenie zawieszia Z2 (rys. 5.5a, tab. 5.1) wpływa liczba wózków n_2 będąca wielokrotnością liczby cztery,
- jeżeli odległości pomiędzy wózkami jezdnymi są równe ($L_1 = L_2$) to nie może wystąpić taka konfiguracja, gdy na obciążenie zawieszia Z2 wpływa parzysta liczba wózków n_2 , co jest widoczne również na rysunku 5.5b.

$$\inf \{L_1, L_2\} \geq L \quad (5.9)$$

Tabele 5.2 oraz rysunki 5.3 i 5.4 przygotowano w oparciu symulacje przeprowadzone przy zastosowaniu prawdopodobnych wartości charakterystycz-

nych odległości pomiędzy wózkami zestawu transportowego oraz trzech często wykorzystywanych długości szyn. Wybrano jedną z największych długości $L = 300$ cm i szynę o nieco mniejszej długości $L = 240$ cm. Wybór szyny o długości $L = 192$ cm był podyktowany tym, że jest to często wykorzystywana szyna do budowy tras kolejek wyposażonych w napęd zębaty. Według opisanej procedury i z wykorzystaniem przytoczonych wcześniej wzorów można przeprowadzić podobne symulacje dla dowolnych wymiarów pomiędzy wózkami kolejki podwieszanej i założonej długości szyn.

5.1.3. Obciążenie zawiesia przy granicznym obciążeniu szyny

Pomimo tego, że teoretycznie odległości pomiędzy zespołami kolejki podwieszanej (podobnie jak długość szyny) mogłyby być dowolne, to wyprowadzono wzory ogólne o postaci (3.60) zamieszczone na stronie 82, wynikające z warunków obciążenia jednej szyny. Określają one zależności geometryczne pomiędzy wymiarami trasy i kolejki zapewniające najlepsze wykorzystanie zestawu transportowego z punktu widzenia efektywności przewozów pomocniczych, zwłaszcza zestawów wysokoobciążalnych, realizowanych w kopalni.

W tym miejscu można powiązać zależności wynikające z warunków wytrzymałościowych dotyczących szyny, opisane w podrozdziale 3.3, z wzorami odnoszącymi się do obciążenia zawiesia. Pozwoliłoby to odpowiedzieć na następujące pytanie: jakie byłoby obciążenie zawiesia, gdyby przyjąć wymiar L_2 o wartości takiej jak wynika z optymalnego obciążenia szyny na zginanie? W celu odpowiedzi na to pytanie do wzoru (5.8) podstawiono graniczną wartość ze wzoru (3.60b), a następnie – podstawiono wzór (3.60c). Po tych działaniach i uporządkowaniu otrzymano zależność (5.10), w której współczynnik C_5 jest określony wzorem (5.11).

$$R_C = F \cdot C_5 \quad (5.10)$$

$$C_5 = \frac{1}{L} \cdot \left[L \cdot (2 \cdot \sqrt{2} - 1) - L_3 \cdot (2 - \sqrt{2}) \right] \quad (5.11)$$

Zastosowanie wzoru (5.10) przyniesie korzyści w przypadku, gdy masa wszystkich wózków obciążających szyny przyłączone do jednego zawiesia jest taka sama. Współczynnik C_5 ma taki sens fizyczny, że wskazuje jak maksymalne obciążenie szyn na zginanie wpływa na zwiększenie obciążenia zawiesia w relacji do obciążenia zawiesia bezpośrednio tylko jednym wózkiem.

Po uwzględnieniu dodatkowo, że średnio $L_3 = 18$ cm, wzór (5.10) przyjmie postać (5.12), dla obliczeń prowadzonych w cm.

$$R_{C(L_3=18)} = \frac{F}{L} \cdot (1,83 \cdot L - 10,54) \quad (5.12)$$

Dla przypadku, gdy trzy wózki znajdują się na dwóch szynach sąsiadujących z zawiesiem, przy czym odległości między tymi wózkami $L_1 = L_2$ wynikają z tabeli 3.3, w tabeli 5.3 przedstawiono wartości współczynnika C_5 , przez który należy pomnożyć siłę ciężkości F wózka jeźdnego aby otrzymać maksymalne siły reakcji R_C w zawiesiu znajdującym się pomiędzy tymi szynami. Występującą we wzorze (5.13) masę m_a , którą każdy z wózków może obciążać szynę należy wyznaczyć ze wzoru (4.52).

Tab. 5.3. Współczynnik wpływu siły ciężkości jednego wózka jeźdnego na obciążenie zawiesia przy dopuszczalnym obciążeniu na zginanie szyn sąsiadujących z tym zawiesiem

Odległość pomiędzy kołami wózka L_3 , cm	Długość szyny L , cm					
	150	198	240	300	320	400
	Współczynnik C_5 , –					
16	1,766	1,781	1,789	1,797	1,799	1,805
18	1,758	1,775	1,784	1,793	1,795	1,802
20	1,750	1,769	1,780	1,789	1,792	1,799
24	1,735	1,757	1,770	1,782	1,784	1,793
32	1,703	1,734	1,750	1,766	1,770	1,782

$$R_C = C_5 \cdot F = C_5 \cdot m_a \cdot g \quad (5.13)$$

Z tabeli 5.3 można zauważyć, że im większa jest odległość pomiędzy kołami wózka L_3 , a jednocześnie mniejsza długość szyny, tym współczynnik C_5 przedstawiony w tej tabeli zmienia się o większą wartość. Dla szyn dłuższych, wartość obliczonego współczynnika zmienia się nieznacznie nawet przy dwukrotnym zwiększeniu odległości L_3 pomiędzy kołami wózka. Wynika z niej również, że przy optymalnym wykorzystaniu wytrzymałości szyny na zginanie obciążenie łańcucha zawiesia może przekraczać 180% siły ciężkości jednego wózka jeźdnego. Oznacza to, że dopuszczalna wytrzymałość szyny nie może być jedynym kryterium decydującym o sposobie zabudowy trasy kolejki i konstrukcji samej kolejki podwieszanej oraz planowaniu przewozów. Aby maksymalnie wykorzystać nominalną nośność zawie-

sia podczas transportu należałoby zwiększyć odległości pomiędzy wózkami jezdnyymi bardziej niż długość szyny L .

5.1.4. Masa wózka przy dopuszczalnym obciążeniu zawiesia

W normie [20] przedstawiono procedurę obliczeń obciążenia F_G badanego zawiesia po ustaleniu najbardziej niekorzystnego położenia wózków kolejki podwieszanej na dwóch szynach sąsiadujących z tym zawiesiem. W modelu tym przyjęto następujące założenia:

- szyny kolejki podwieszanej ustawione są poziomo (kąt $\Delta = 0^\circ$),
- łańcuch zawiesia ustawiony jest pionowo, czyli kąty zawiesia wynoszą: $\alpha = 0^\circ$ oraz $\beta = 0^\circ$,
- odległość L_3 pomiędzy kołami wózka jest pomijana.

Tak opisany układ mechaniczny jest w równowadze tylko wtedy, gdy na szynę nie działają żadne siły (składowe sił) o kierunku poziomym. Krytyka tego modelu sprowadza się zatem do stwierdzenia, że w ogólności (w warunkach rzeczywistej trasy):

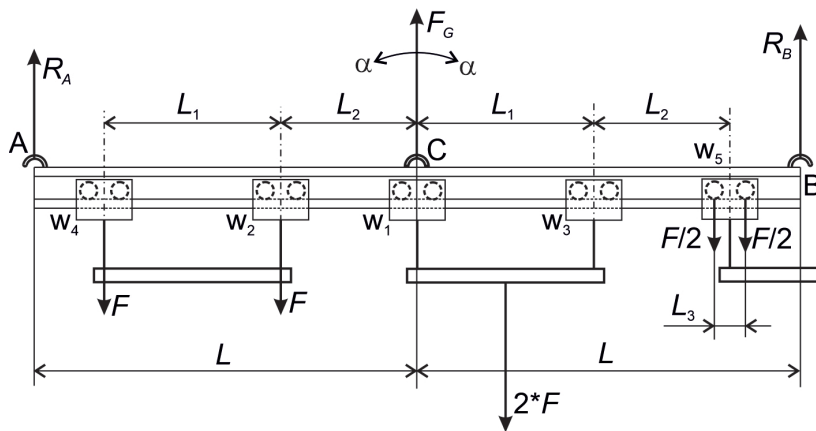
- wartości charakterystycznych kątów (α , β i Δ) mogą znacznie różnić się od zera,
- ruch zestawu wiąże się z występowaniem sił „poziomych”.

Jednocześnie można zauważyć, że największe obciążenie zawiesia dla modelu poziomego trasy występuje wtedy, gdy jeden z wózków jezdnych kolejki podwieszanej znajduje się bezpośrednio pod zawiesiem, co udowodniono w podrozdziale 5.1.1. Schemat takiego ustawienia wózków wokół środkowego zawiesia przedstawiono na rysunku 5.6. Bezpośrednio pod złączeniem szyn C znajduje się wózek w_1 . Na zawiesie działa wtedy siła ciężkości tego wózka oraz częściowo siły ciężkości wózków, które znajdują się na szynach sąsiadujących z tym zawiesiem.

Zawiesie zaczepione na złączu szyn C na rysunku 5.6 pokrywa się z kierunkiem pionowym ($\alpha = 0^\circ$). W bardziej ogólnym przypadku, łańcuch zawiesia tworzy z tym kierunkiem niezerowy kąt. Dla potrzeb analizy sił działających w zawiesiach nie ma znaczenia kierunek pomiaru kąta α , jeśli szyny znajdują się na poziomym odcinku trasy kolejki podwieszanej.

Do analizy przyjęto, że na dwóch szynach sąsiadujących ze złączem C na rysunku 5.6 znajdują się tylko dwa wózki oznaczone w_1 i w_2 . Siła F_G generowana w zawiesiu przez wózki w liczbie $n_2 = 2$ podwieszane do sąsiadujących szyn może zostać obliczona z zależności (5.14), przy czym założono, że $L_2 \leq L_1$. Gdyby zawiesie to było zamontowane pod kątem $\alpha \neq 0^\circ$, to siła generowana w nim byłaby większa. Powodem zwiększania wartości siły

w zawiesiu wraz ze zwiększaniem kąta α jest fakt, że rzut tej siły na kierunku pionowy musi zrównoważyć obciążenie szyn siłami ciężkości wózków znajdujących się na sąsiadujących szynach. W ogólnym przypadku, wartość siły w zawiesiu można obliczyć ze wzoru (5.15).



Rys. 5.6. Schemat obciążenia zawiesia trasy kolejki podwieszanej przez pięć wózków jezdnych znajdujących się na szynach sąsiadujących z tym zawieszem

$$F_G = \frac{m_a \cdot g}{L} \cdot \left[L + (L - L_2) \right] \quad (5.14)$$

$$F_G = \frac{m_a \cdot g}{L \cdot \cos \alpha} \cdot \left[L + (L - L_2) \right] \leq Q \quad (5.15)$$

Lewa strona nierówności (5.15) zawiera warunek wytrzymałości zawiesia przez to, że została przyrównana do nośności nominalnej. Nominalna nośność zawiesia Q jest daną konstrukcyjną podawaną przez producenta przy uwzględnieniu wymaganego przez przepisy współczynnika bezpieczeństwa na zerwanie łańcucha podczas próby rozciągania [83].

Z równania (5.15) wynika, że najbardziej efektywne wykorzystanie materiału zawiesia zachodzi wtedy, gdy $\cos \alpha = 1$, czyli kąt zawiesia $\alpha = 0^\circ$. Oznacza to, że konsekwencją zamontowania zawiesia pod większym kątem α jest faktyczne ograniczenie jego nośności. Wykorzystanie zawiesia zamontowanego pod większym kątem do wzdłużnej stabilizacji trasy musi wiązać się co najmniej z dublowaniem montażu łańcuchów zawiesia. W przeciwnym razie takie pojedyncze zawiesz byłoby najsłabszym miejscem trasy pod względem wytrzymałościowym.

Dla przypadku, gdy więcej ($n_2 \geq 3$) wózków jezdnych może się jednocześnie znaleźć na dwóch szynach sąsiadujących z jednym zawiesiem, obciążenie tego zawiesia można wyznaczyć ze wzoru (5.16).

$$F_G = \frac{m_a \cdot g}{L \cdot \cos \alpha} \cdot \left[L + (L - L_1) + (L - L_2) + (n_2 - 3) \cdot (L - L_1 - L_2) \right] \leq Q \quad (5.16)$$

Korzystając z nierówności (5.15) oraz (5.16) można wyznaczyć dopuszczalną masę m_a wózka ze względu na wytrzymałość zawiesia. Maksymalna masa każdego z liczby $n_2 = 2$ wózków położonych na sąsiadujących szynach, które to wózki obciążają zawiesie znajdujące się pomiędzy wspomnianymi szynami, może zostać wyliczona z zależności (5.17).

$$m_a \leq \frac{Q \cdot \cos \alpha}{g} \cdot \frac{L}{L + (L - L_2)} \quad (5.17)$$

Jeżeli na dwóch szynach sąsiadujących z rozpatrywanym zawiesiem znajduje się $n_2 \geq 3$ to wytrzymałość zawiesia będzie efektywnie wykorzystana wtedy, gdy każdy z tych wózków będzie miał masę określoną zależnością (5.18).

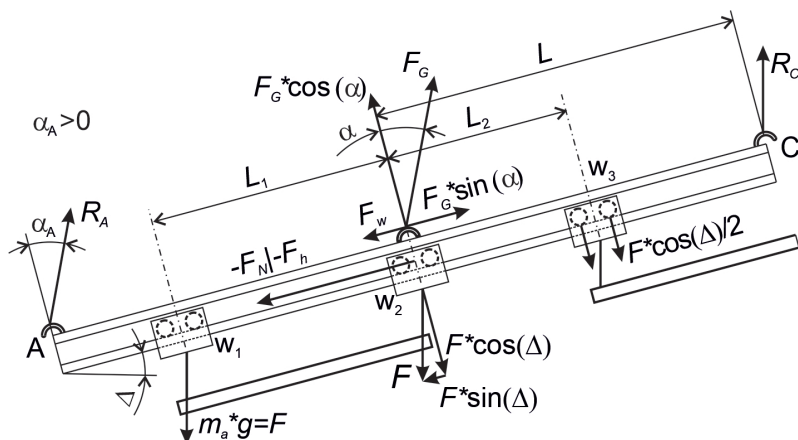
$$m_a \leq \frac{Q \cdot \cos \alpha}{g} \times \frac{L}{L + (L - L_1) + (L - L_2) + (n_2 - 3) \cdot (L - L_1 - L_2)} \quad (5.18)$$

5.2. Model trasy po upadzie lub wzniosie

W celu uwzględnienia rzeczywistych warunków pracy trasy kolejki podwieszanej, w porównaniu do warunków opisanych w podrozdziale 5.1, przyjęto następujące, dodatkowe założenia, które czynią ten model bardziej ogólnym:

- szyny kolejki podwieszanej odchylone są pod kątem Δ od poziomu,
- złącze szyn może nie znajdować się bezpośrednio pod obudową ŁP, więc łańcuch może mieć kierunek odchylony od pionu o kąt zawiesia oznaczony α .

Schemat układu wózków z rozkładem sił wynikającym z uwzględnienia powyższych założeń przedstawiono na rysunku 5.7. Konwencja przyjmowania znaku kątów α jest taka, że jeżeli punkt obudowy, do którego mocowane jest zawiesie, znajduje się wyżej w wyrobisku mierząc od normalnej końca szyny, to kąt α jest dodatni. Na rysunku 5.7, wartość kąta α jest więc dodatnia zarówno dla zawiesi zamocowanych na końcach A i C szyny jak i dla zawiesia, na które działa siła F_G .



Rys. 5.7. Schemat obciążenia zawiesia przez trzy wózki jezdne znajdujące się na szynach trasy zabudowanej po upadzie lub wzniosie

W przypadku, gdy szyna (trasa) kolejki podwieszanej odchylona jest pod kątem Δ od poziomu (rys. 5.7), w ogólnym przypadku obciążenie zawiesia można obliczyć ze wzoru (5.19) dla $n_2 \geq 3$. W przypadku szczególnym, gdy na sąsiadujących z rozpatrywanym zawiesiem szynach znajdują się dokładnie $n_2 = 2$ wózki jezdne, wartość reakcji w zawiesiu wynosi (5.20).

$$F_G = \frac{m_a \cdot g}{L} \cdot \cos \Delta \cdot \sec \alpha \cdot \left[L + (L - L_1) + (L - L_2) + \right. \\ \left. + (n_2 - 3) \cdot (L - L_1 - L_2) \right] \leq Q \quad (5.19)$$

$$F_G = \frac{m_a \cdot g}{L} \cdot \cos \Delta \cdot \sec \alpha \cdot \left[L + (L - L_2) \right] \leq Q \quad (5.20)$$

Wzory (5.19) i (5.20), wyznaczone dla obciążenia zawiesia trasy znajdującej się po upadzie lub wzniosie pod kątem Δ , można porównać ze wzorami (5.14), (5.15) i (5.16), które dotyczą trasy poziomej. Wniosek z takiego

porównania jest następujący: analiza obciążenia zawiesia, w ogólnym przypadku nachylenia trasy, może być prowadzona w oparciu o prosty model poziomy trasy kolejki podwieszanej przedstawiony w podrozdziale 5.1. Różnica we wzorach dla tych modeli polega na tym, że występuje dodatkowy czynnik wpływu kąta nachylenia trasy Δ oraz kąt zawiesia α .

Zestawienie wartości iloczynu $\cos \Delta \cdot \sec \alpha$ występującego we wzorach (5.19) i (5.20) przedstawiono w tabeli 5.4. Przyjęto przy tym najczęściej zalecaną maksymalną wartość kąta α i zakres nachylenia trasy do $\Delta = 25^\circ$. Zwykle zalecane jest montowanie zawiesi w taki sposób, aby wartość kąta zawiesia trasy poziomej nie przekraczała $\alpha = \pm 60^\circ$ (rys. 2.15b). W przypadku trasy znajdującej się w nachylonym wyrobisku, zalecana wartość kąta $\alpha \leq 30^\circ$ dla zawiesia jednociegnowego (rys. 2.16) oraz $\alpha \leq 45^\circ$ dla zawiesi z trawersą. Wartości w tabeli oznaczają liczbę, przez którą należy pomnożyć siłę F_G , obliczoną dla modelu z poziomą trasą i pionowym zawiesiem (opisanego w podrozdziale 5.1), aby otrzymać siłę dla konkretnego miejsca trasy i danej kolejki podwieszanej. Wartości zamieszczone w tej tabeli mogą posłużyć do obliczenia siły w zawiesiu trasy znajdującej się po upadzie lub wzniosie, jeśli różne odcinki trasy charakteryzują się różnym nachyleniem, a zwłaszcza wtedy, gdy występują odcinki poziome. Z tabeli tej wynika, że dla kąta zawiesia α nie większego niż 10° wpływ tego kąta, niezależnie od nachylenia trasy, nie przekracza około 10%. Jeśli zawiesie zostanie zamontowane pod większym kątem niż $\alpha = 30^\circ$, to nawet dla poziomej trasy ($\Delta = 0^\circ$), wartość siły w zawiesiu zwiększy się o ponad 15% w porównaniu z modelem poziomym.

W pierwszym wierszu tabeli 5.4 zamieszczono wartości czynnika dla przypadku, gdy zawiesie jest zamontowane pod ujemnym kątem α (opis konwencji przyjmowania znaków dla tego kąta zamieszczono na stronie 149). Wartości czynnika mniejsze od jedności, które występują dla kąta nachylenia trasy $\alpha \geq 4^\circ$ oznaczają niepełne wykorzystanie nośności zawiesia z powodu zamontowania go pod kątem przeciwnym niż kierunek wzniosu wyrobiska. Jednak próba wykorzystania faktu ograniczenia wartości sił w zawiesiu poprzez zmniejszenie kąta zawiesia poniżej $\alpha = \Delta$ może spowodować destabilizację trasy kolejki podwieszanej. Wszystkie pozostałe wartości, co najmniej równe jeden oznaczają, że – aby zrównoważyć siły ciężkości wózków – w zawiesiu zostanie wygenerowana odpowiednio większa siła.

Jako graniczną wartość kąta zawiesia α podaje się 60° . Jak wynika z tabeli 5.4, konsekwencją takiego montażu jest dwukrotne zwiększenie wartości siły działającej na zawiesie w porównaniu z takim, które również podtrzy-

muje trasę poziomą, lecz jest zamontowane w kierunku pionowym. Im większy jest dany kąt nachylenia trasy Δ tym większych różnic obciążenia zawiesia należy spodziewać się w relacji do modelu opisującego trasę poziomą. W jednym ze skrajnych przypadków, np. dla zawiesia zamontowanego pod kątem $\alpha = 60^\circ$, siła w zawiesiu zamontowanym na trasie znajdującej się po wzniosie lub upadzie o kącie $\Delta = 10^\circ$ jest o 44% większa (2,879) od siły w zawiesiu występującym na trasie poziomej (2,000).

Tab. 5.4. Czynniki wpływu kątów charakteryzujących trasę na wartość siły w zawiesiu w relacji do modelu poziomego

Kąt zawiesia $\alpha, ^\circ$	Kąt nachylenia trasy po upadzie lub wzniosie $\Delta, ^\circ$						
	0	2	4	10	15	20	25
-5	1,004	1,001	0,998	0,989	0,981	0,973	0,964
0	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
5	1,004	1,007	1,010	1,020	1,028	1,037	1,047
10	1,015	1,022	1,028	1,048	1,066	1,085	1,106
15	1,035	1,045	1,055	1,087	1,115	1,147	1,183
20	1,064	1,078	1,092	1,137	1,179	1,227	1,282
25	1,103	1,122	1,141	1,202	1,261	1,329	1,410
30	1,155	1,178	1,203	1,286	1,366	1,462	1,580
35	1,221	1,251	1,284	1,393	1,503	1,638	1,813
40	1,305	1,345	1,387	1,532	1,684	1,879	2,145
45	1,414	1,465	1,521	1,717	1,932	2,224	2,650
50	1,556	1,623	1,697	1,970	2,286	2,747	3,502
60	2,000	2,129	2,276	2,879	3,732	5,411	10,399

Problematykę obciążenia zawiesia można analizować też pod kątem wartości współczynnika bezpieczeństwa. W przypadku tras kolejek podwieszonych przeznaczonych do przewozu ludzi i transportu towarów zaleca się, aby wartość tego współczynnika dla zawiesi wynosiła 4,0. Z uwagi na to, że zawiesia są typem ciągną i mogą przenosić wyłącznie siły rozciągające, można przyjąć założenie, że dla zawiesia zamontowanego w kierunku pionowym ($\alpha = \Delta$) wartość tego współczynnika jest zachowana. Jednak, z powodu występowania większych kątów nachylenia trasy Δ , a częściej – większych kątów zawiesia α , wartości sił w zawiesiach muszą być większe (czego dowiedziono w tabeli 5.4 i opisie do niej). Takie zwiększenie sił w zawiesiu można potraktować jako ingerencję w wartość współczynnika bezpieczeństwa. Wyniki symulacji przeprowadzonych na podstawie wymienionych założeń przedstawiono w tabeli 5.5. Wartości większe od 4,0 oznaczają, że

zawiesie przenosi mniejsze obciążenie niż wynika z modelu poziomego trasy przedstawionego na rysunku 5.6. Niestety, wiąże się to wystąpieniem ujemnego kąta zawiesia α i koniecznością zapewnienia stabilizacji trasy za pomocą co najmniej jednego dodatkowego cięgna (kontruującego lub odciągu).

Tab. 5.5. Wpływ geometrii trasy na obliczeniowy współczynnik bezpieczeństwa zawiesia trasy przeznaczonej do przewozu ludzi i transportu towarów

Kąt zawiesia α , °	Kąt nachylenia trasy po upadzie lub wzniosie Δ , °						
	0	2	4	10	15	20	25
-5	3,98	4,00	4,01	4,05	4,08	4,11	4,15
0	4,00	4,00	4,00	4,00	4,00	4,00	4,00
5	3,98	3,97	3,96	3,92	3,89	3,86	3,82
10	3,94	3,91	3,89	3,82	3,75	3,69	3,62
15	3,86	3,83	3,79	3,68	3,59	3,49	3,38
20	3,76	3,71	3,66	3,52	3,39	3,26	3,12
25	3,63	3,57	3,51	3,33	3,17	3,01	2,84
30	3,46	3,39	3,32	3,11	2,93	2,74	2,53
35	3,28	3,20	3,12	2,87	2,66	2,44	2,21
40	3,06	2,97	2,88	2,61	2,38	2,13	1,87
45	2,83	2,73	2,63	2,33	2,07	1,80	1,51
50	2,57	2,46	2,36	2,03	1,75	1,46	1,14
60	2,00	1,88	1,76	1,39	1,07	0,74	0,38

Z tabeli 5.5 można zauważyć, że każda zmiana kąta nachylenia trasy kolejki podwieszanej i każda zmiana kąta zawiesia w kierunku dodatnim powoduje zmniejszenie wartości obliczeniowego współczynnika bezpieczeństwa zawiesia. Aby zapewnić wymagany przepisami współczynnik bezpieczeństwa o wartości cztery, pojedyncze zawiesie powinno być montowane pod kątem α jak najbliższym zera stopni. Przyjmując minimalny współczynnik bezpieczeństwa na poziomie co najmniej 3,0 należałoby ograniczyć kąt pojedynczego zawiesia α do maksymalnie około 40° dla trasy poziomej, a dla kąta nachylenia trasy kolejki podwieszanej $\Delta = 10^\circ$ – do około 30°.

Inną możliwością konstrukcyjnego wpływania na utrzymanie współczynnika bezpieczeństwa na odpowiednim poziomie jest montaż dodatkowego łańcucha zawiesia do tego samego złącza szyn, lecz do innego łuku obudowy. W warunkach eksploatacyjnych stosuje się w tym celu zawiesia zamontowane w układzie V (rys. 2.2) lub ERO (rys. 2.3).

W przypadku konieczności zapewnienia większej wartości obliczeniowego współczynnika bezpieczeństwa lub na trasie przeznaczonej do podwieszenia zestawu wysokoobciążalnego, liczbę łańcuchów zawiesi zamontowanych do jednego złącza szyn należy odpowiednio zwielokrotnić, nawet do czterech. Współczynnik bezpieczeństwa o wartości bliskiej 4,0 deklarowany dla zawiesi może zostać zapewniony wyłącznie wtedy, gdy kąt zawiesia α nie różni się istotnie od 0° .

Przemieszczenia (drgania) wzdłużne trasy kolejki podwieszanej mają źródło w tym, że – nawet w skali długości trasy porównywalnej z długością kolejki podwieszanej – siły wzdłużne nie muszą się równoważyć. Tym bardziej siły wzdłużne, w ogólności, nie zerują się dla jednego zawiesia. Wypadkową tych sił można obliczyć ze wzoru (5.21), a jej niezerowa wartość może powodować wzdłużne przemieszczanie trasy (rys. 5.7).

$$\vec{F}_w = \vec{R}_A + 3 \cdot m_a \cdot \vec{g} + \vec{R}_C + (\vec{-F}_N \mid \vec{-F}_h) + \vec{F}_G \quad (5.21)$$

Powstawanie wzdłużnych reakcji w zawiesiach wynika z faktu, że nie są one montowane w kierunku normalnym do linii trasy (np. reakcja R_A na rysunku 5.7), lecz pod pewnym kątem α w płaszczyźnie wzdłużnej. Dla takiej konstrukcji trasy, a zwłaszcza przy różnym obciążeniu wózków jezdnych, położenie stanu równowagi układu (trasy łącznie z kolejką podwieszoną) może być różne i zależne od wielkości obciążenia konkretnego zawiesia, co jest z kolei wynikiem chwilowego położenia kolejki na trasie.

Wykorzystując nierówności (5.19) i (5.20) można wyznaczyć dopuszczalną masę jednego wózka spełniającą kryterium aby nie została przekroczona nośność zawiesia Q . Wartość tej nośności jest podawana przez producenta z uwzględnieniem współczynnika bezpieczeństwa na zerwanie łańcucha przy rozciąganiu. Dla liczby wózków obciążających zawiesie $n_2 \geq 3$, dopuszczalną masę każdego z wózków można obliczyć z nierówności (5.22). W przypadku, gdy dokładnie $n_2 = 2$ wózki mają wpływ na obciążenie zawiesia – należy do tego celu użyć równania (5.23). Obydwa ostatnio wspomniane równania dotyczą ogólnego modelu nachylenia trasy i zawiesia, więc mogą być stosowane we wszystkich przypadkach szczególnych. Wpływ charakterystycznych kątów trasy kolejki podwieszanej jest reprezentowany w tych wzorach przez iloczyn o postaci $\cos \alpha \cdot \sec \Delta$. Wykorzystując ten iloczyn, symulowano zmiany wartości dopuszczalnej masy wózka ze względu na nośność pojedynczego zawiesia trasy kolejki podwieszanej w porównaniu do modelu bazowego. Wyniki takich symulacji zestawiono w tabeli 5.6. Zmiennymi były

kąty nachylenia trasy i kąt zawiesia, a jako model bazowy do porównań przyjęto poziomą trasę, dla której $\alpha = 0^\circ$ i $\Delta = 0^\circ$.

$$m_a \leq \frac{Q}{g} \cdot \cos \alpha \cdot \sec \Delta \times \frac{L}{L + (L - L_1) + (L - L_2) + (n_2 - 3) \cdot (L - L_1 - L_2)} \quad (5.22)$$

$$m_a \leq \frac{Q}{g} \cdot \cos \alpha \cdot \sec \Delta \cdot \frac{L}{L + (L - L_2)} \quad (5.23)$$

Tab. 5.6. Czynniki wpływu kątów charakteryzujących trasę na dopuszczalną masę wózka ze względu na nośność pojedynczego zawiesia

Kąt zawiesia $\alpha, ^\circ$	Kąt nachylenia trasy po upadzie lub wzniosie $\Delta, ^\circ$						
	0	2	4	10	15	20	25
-5	0,996	0,999	1,002	1,012	1,020	1,028	1,037
0	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
5	0,996	0,993	0,990	0,981	0,973	0,964	0,956
10	0,985	0,979	0,973	0,954	0,938	0,922	0,904
15	0,966	0,957	0,948	0,920	0,897	0,872	0,845
20	0,940	0,928	0,916	0,879	0,848	0,815	0,780
25	0,906	0,892	0,877	0,832	0,793	0,752	0,709
30	0,866	0,849	0,831	0,778	0,732	0,684	0,633
35	0,819	0,799	0,779	0,718	0,665	0,610	0,552
40	0,766	0,744	0,721	0,653	0,594	0,532	0,466
45	0,707	0,682	0,658	0,582	0,518	0,450	0,377
50	0,643	0,616	0,589	0,508	0,438	0,364	0,286
60	0,500	0,470	0,439	0,347	0,268	0,185	0,096

Z tabeli 5.6 wynika, że im większy był kąt zawiesia α tym dopuszczalna masa jednego wózka kolejki podwieszanej była mniejsza. Nawet w przypadku trasy zabudowanej na poziomym odcinku chodnika, masa wózka musi być ograniczona o około 10% (0,906) jeśli kąt zawiesia zostanie zwiększony do $\alpha = 25^\circ$. Konieczność ograniczenia masy wózka była jeszcze bardziej widoczna dla trasy po upadzie lub wzniosie, np. dla kąta $\Delta = 10^\circ$ i tej samej wartości kąta zawiesia α – dopuszczalna masa wózka powinna zostać wtedy zmniejszona o około 17%. Wystąpienie na trasie kolejki podwieszanej pojedynczego zawiesia zamontowanego pod kątem $\alpha > 0^\circ$ mierzonym od normalnej zawsze wiąże się z tym, że masa wózka musi zostać zmniejszona.

Zawiesie takie wywołuje efekt „najsłabszego ogniwa” na trasie. Z punktu widzenia efektywności przewozów poziomych w kopalni, pojedyncze zawiesia tras kolejek podwieszonych powinny być montowane pod kątem $\alpha \rightarrow 0^\circ$.

5.3. Podsumowanie

Dopuszczalna wytrzymałość szyny nie może być jedynym kryterium decydującym o sposobie zabudowy trasy kolejki i konstrukcji samej kolejki podwieszanej oraz planowaniu przewozów. Na obciążenie zawiesia ma wpływ siła ciężkości wszystkich wózków znajdujących się na dwóch szynach sąsiadujących z tym zawiesiem. Można wyróżnić dwa przypadki analizy obciążenia zawiesi, w zależności od tego czy dwa czy większa liczba wózków znajduje się na sąsiadujących szynach. Analizę obciążenia zawiesia należy zatem rozpocząć od ustalenia liczby wózków znajdujących się na szynach. Ze względu na to, że największe obciążenie zawiesia występuje wtedy, gdy jeden z wózków znajduje się dokładnie pod tym zawiesiem, liczba wózków obciążających zawiesie zależy od wymiarów pomiędzy zespołami kolejki podwieszanej.

Jeśli sekwencja wymiarów pomiędzy wózkami powtarza się, przy czym $L_1 \neq L_2$, to niektóre konfiguracje obciążenia zawiesia wózkami można pominąć w rozważaniach, ze względu na fakt, że w chwili, gdy jeden z wózków kolejki podwieszanej znajduje się pod zawiesiem, to na dwóch sąsiadujących szynach nie mogą znajdować się cztery wózki. Gdyby natomiast $L_1 = L_2$, to nie jest możliwa taka konfiguracja, żeby na obciążenia zawiesia miała wpływ parzysta liczba wózków. Bazowym układem do analizy obciążenia zawiesia przez wózki powinien być więc ten, kiedy na sąsiadujących szynach znajdują się łącznie trzy wózki.

Obciążenie pojedynczego zawiesia zamontowanego na trasie poziomej zależy wyłącznie od kąta zawiesia α . Zawiesie będzie obciążone najmniejszą siłą wtedy, gdy zostanie zamontowane w kierunku pionowym. Każde odchylenie zawiesia od kierunku pionowego wpływa na zwiększenie obciążenia zawiesia w stopniu stanowiącym funkcję $\sec$ kąta zawiesia.

Dla trasy kolejki podwieszanej zabudowanej po upadzie lub wzniosie, na obciążenie zawiesia ma wpływ dodatkowo kąt nachylenia trasy Δ . Jednoczesny wpływ kąta nachylenia trasy i kąta zawiesia α powoduje, że obciążenie zawiesia wzrasta w porównaniu z sytuacją, gdy siła ciężkości o identycznej wartości znajdowałaby się na trasie poziomej. O obciążeniu zawiesia

decyduje więc nie tylko konfiguracja kolejki podwieszanej (liczba n_2 wózków na dwóch szynach), lecz również geometria trasy.

Efektywne wykorzystanie trasy do przewozów poziomych (ludzi i transportu towarów) w kopalni może powodować, że współczynnik bezpieczeństwa zawiesia (o normatywnej wartości równej 4) może mieć znacznie mniejszą wartość z powodu zamontowania zawiesia w kierunku innym niż pionowy. Redukcja tego współczynnika jest tym większa im na większym nachyleniu wyrobiska znajduje się trasa.

6. Badania sił w elementach zawieszenia

Dynamiczne obciążenie elementów zawieszenia trasy kolejki podwieszanej rozpatrywano jako rozszerzenie rozważań statycznego obciążenia zawiesi prowadzonych w poprzednim rozdziale. Źródłem obciążenia zawiesi, zgodnie z teoretycznym opisem zamieszczonym w rozdziale 5, są siły ciężkości zestawu transportowego przenoszone na szynę jako reakcje normalne do górnych powierzchni dolnej półki szyny.

6.1. Obiekt i metodyka badań

Obiekt i metodykę badań dobrano w taki sposób, aby można było zwerifikować teoretyczne modele opisane w poprzednich rozdziałach i zrealizować cel pracy. Badania zaplanowano i przeprowadzono w podziemnym wyrobisku, wcześniej normalnie eksploatowanym. Metodyka badań obejmowała pomiary obciążenia elementów zawieszenia trasy podczas przejazdów zestawu transportowego z napędem własnym.

6.1.1. Charakterystyka wyrobiska i wyposażenie trasy

Miejszem przeprowadzenia badań była trasa kolejki podwieszanej z napędem własnym zabudowana w przekopie pochyłym odstawczym w rejonie Szybu VI KWK Budryk. Trasa i wyrobisko przekopu pochyłego odstawczego, gdzie prowadzone były badania, charakteryzowały się następującymi parametrami:

- długość wyrobiska wynosiła 270 m,
- obudowa łukowa podatna wykonana z profilu V36 z rozstawem co 0,75 m, do której zamontowano zawiesia i odciągi,
- kąt nachylenia wyrobiska Δ mieścił się w zakresie od 6° do 12° , a w części pomiarowej trasy – wynosił $10^\circ \pm 2^\circ$,
- zagrożenie metanowe określono na kategorię I,
- pomieszczenie zaliczone było do stopnia „c” niebezpieczeństwa wybuchu metanu,
- klasa zagrożenia wybuchem pyłu węglowego: B,
- stopień zagrożenia tąpnięciami i wodnego: brak zagrożenia.

Wybór tej części trasy w kopalni był podyktowany następującymi powodami związanymi z wymogami bezpieczeństwa i organizacyjnymi:

- trasa była w przeszłości normalnie eksploatowana,
- w czasie pomiarów nie prowadzono na tym odcinku prac transportowych,
- odległość do najbliższego używanego odcinka trasy wynosiła ponad 200 m,
- była możliwość zupełnego odłączenia części trasy od pozostałych tras kolejki podwieszanej w kopalni na czas prowadzenia pomiarów,
- nie była to trasa pozioma i można było prowadzić badania podczas jazdy w obydwu kierunkach, po upadzie i wzniosie).

Przed rozpoczęciem pomiarów, na wyposażeniu wyrobiska znajdowały się następujące instalacje:

- trasa kolejki podwieszanej z napędem własnym wraz z zawieszami i odcągami,
- rurociąg przeciwpożarowy,
- rurociąg sprężonego powietrza,
- rurociąg odwadniający.

Na trasę kolejki podwieszanej z napędem własnym w wyrobisku składały się następujące elementy, zamontowane zgodnie z dokumentacją odpowiednich producentów:

- trasa jezdna kolejek podwieszonych typu Bowa S-100 [82],
- odciągi typu OST 17/30 firmy Stalpol (rys. 6.1),
- zawiesie czterohakowe typu 4S51A [93],
- zawiesie czterohakowe typu 4Z50A [93],
- zawiesie dwuhakowe typu S51 [93],
- zawiesie łapowe typu SP41 [93],
- zawiesia toru jednego typu P-130 [30],
- zawiesia trasy jednej typu ZD24D/130 [107],
- zawiesia typu WS-22 [110],
- zawiesia typu TDS produkowane przez firmę Zampra.

Wszystkie zawiesia zamontowane na odcinku pomiarowym trasy charakteryzowały się nośnością nominalną $Q = 50 \text{ kN}$, przy zachowaniu współczynnika bezpieczeństwa $n = 4$ odniesionego do obciążenia zrywającego. Zatem, obciążenie 200 kN przyjęto jako wartość bazową do obliczenia rzeczywistego współczynnika bezpieczeństwa zawiesi.



Rys. 6.1. Odciąg stabilizacyjny (A) i zawiesie pojedyncze (I) produkcji Stalpol z czujnikami siły, zamontowane na odcinku pomiarowym trasy

Pomiary długości i kątów przeprowadzono dalmierzem typu GLM 50C Pro [79]. Dokładność pomiaru długości wynosiła $\delta(L) = \delta(L_2) = \pm 1 \text{ cm}$, a dokładność pomiaru kąta $\delta(\Delta) = \delta(\alpha) = \pm 0,5^\circ$.

Charakterystyczne wymiary zawiesi znajdujących się na trasie pomiarowej przedstawiono w tabeli 6.1. Dane w tabeli uporządkowano w kolejności ich występowania patrząc w kierunku upadu, podobnie jak na rysunku 6.2a. Długości L_Z łańcuchów zawiesi pojedynczych wynosiły około 100 cm. Zawiesia Z20 i Z21 miały charakter łańcuchów kontrujących. Długości łańcuchów zawiesi zamontowanych w układzie V podłużnym (Z20, Z21) były większe niż drugiego z łańcuchów zamontowanych do tego samego złącza szyny. Zawiesia usytuowane na początku trasy miały kąty $\alpha < \Delta$. Kąty zawiesi α , mierzone w płaszczyźnie wzdłuż trasy, w przypadku wielu zawiesi były porównywalne z kątem nachylenia trasy Δ , co oznaczało, że zawiesia podwójne powinny stabilizować trasę w tym kierunku. Fakt ten wykorzystano do zbadania sił w elementach zawieszenia trasy w przypadku, gdy łańcuch zawiesia

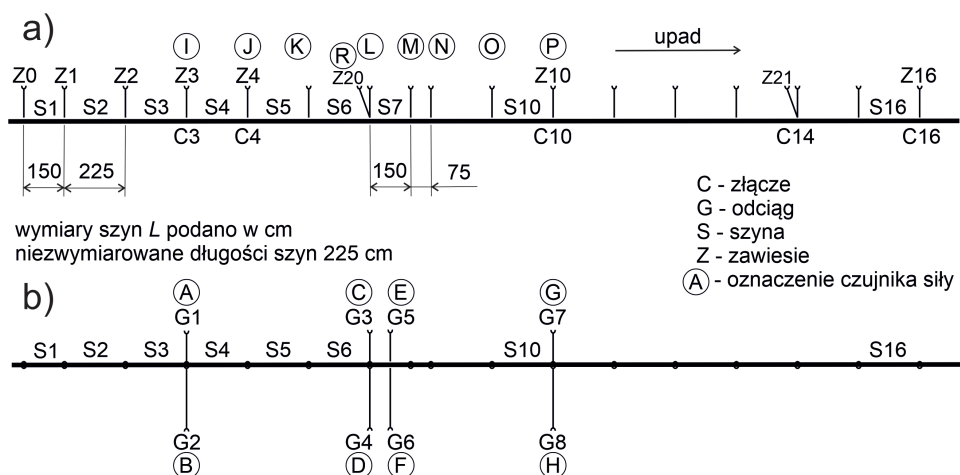
Z20 z czujnikiem siły $\textcircled{R}$ jest odłączony (rys. 6.2a). Badania prowadzono w warunkach bez poprzecznej stabilizacji trasy oraz po zamontowaniu kolejnych par odciągów, począwszy od pary $\textcircled{A}$ + $\textcircled{B}$ (rys. 6.2b).

Tab. 6.1. Geometria zawiesi na odcinku pomiarowym dla trasy w stanie nieobciążonym

Oznaczenie		Długość zawiesia L_Z , cm	Kąt zawiesia α , °	Funkcja sec α , –
zawiesia	czujnika siły			
Z0		128	6,1	
Z1		124	8,8	
Z2		119	8,6	
Z3	$\textcircled{I}$	123	9,6	1,014
Z4	$\textcircled{J}$	119	13,3	1,028
Z5	$\textcircled{K}$	106	11,8	1,022
Z20	$\textcircled{R}$	181	42,8	1,363
Z6	$\textcircled{L}$	104	14,2	1,032
Z7	$\textcircled{M}$	105	15,3	1,037
Z8	$\textcircled{N}$	112	11,0	1,019
Z9	$\textcircled{O}$	105	11,8	1,022
Z10	$\textcircled{P}$	110	13,4	1,028
Z11		94	16,1	
Z12		104	15,4	
Z13		87	16,6	
Z21		112	24,0	
Z14		91	16,1	
Z15		103	17,6	
Z16		115	13,4	

Przyjmując, że nachylenie trasy jest stałe na całym odcinku pomiarowym ($\Delta \approx 10^\circ$) i biorąc pod uwagę wzory (5.19) i (5.20) można powiedzieć, że obciążenie zawiesia jest proporcjonalne do funkcji sec α . Z rysunku 6.2 wynika, że najdłuższe szyny ($L = 225$ cm) sąsiadują z zawiesiami oznaczonymi Z3 ÷ Z5 oraz Z9 i Z10. Największa wartość kąta α została zmierzona na trasie nieobciążonej dla zawiesia Z7. Chociaż zawiesie to było podpięte do szyn krótszych, to – w przypadku gdyby jeden wózek o dużej masie wpływał na jego obciążenie – mogłoby ono być tym, w którym, z powodu największej wartości kąta ($\alpha = 15,3^\circ$), wystąpi największa siła. Dla zawiesi podczepionych do dłuższych szyn, największe wartości funkcji sec $\alpha = 1,028$ odpowiadają czujnikom siły $\textcircled{J}$ i $\textcircled{P}$, zamontowanym na zawiesiach Z4 i Z10, dla których należałoby spodziewać się największych wartości sił w zawie-

siach podczas przejazdu kolejki podwieszanej, gdyby o obciążeniu decydowała większa niż jeden liczba wózków, położonych w odległości mniejszej niż długość szyny $L = 225$ cm. Jednak, nawet ta dana dla zawiesia Z7 jest tylko o 2,2% większa niż wartość obliczona dla zawiesia Z3, dla którego $\sec \alpha = 1,014$. Z tego powodu oraz zważając na możliwą zmianę geometrii trasy, gdzie kąty zawiesi α mogą ulec zmianie podczas przejazdu zestawu, arbitralne wskazanie zawiesi na trasie pomiarowej, w których powinno występować największe obciążenie może być obarczone błędem i zostało zwerfikowane podczas dalszych badań.



Rys. 6.2. Schemat trasy w wyrobisku wykorzystywanym do wykonywania pomiarów: a) widok z boku, b) widok z góry

Długość odcinka pomiarowego trasy, pomiędzy czujnikami siły ① i ② zamontowanymi na zawiesiach Z3 i Z10, wynosiła 13,5 m. Odległość pomiędzy skrajnymi zawieszami (Z0 i Z16 na rysunku 6.2a), gdzie prowadzono obserwacje trasy, wynosiła 33 m.

Trasę w wyrobisku wyposażono w stanowisko z urządzeniami do wykonywania i rejestracji pomiarów. Do pomiarów sił wykorzystywano komercyjne siłomierze tensometryczne typu FC [4] o zakresie pomiarowym 50 kN, zamontowane na odciągach, o oznaczeniach z zakresu ① ÷ ⑧ i 100 kN, do mierzenia siły w zawiesiach, o oznaczeniach z zakresu ① ÷ ②. Po zakończeniu przejazdu kolejki podwieszanej w obie strony przez trasę wskazania czujników siły były zerowane. Dokładność pomiaru wynosiła (6.1).

$$\frac{\delta(F)}{F} \cdot 100\% = \pm 0,2\% \quad (6.1)$$

Rejestrację i synchronizację pomiarów zapewniał moduł rejestratora typu CL460MS, umożliwiający zapis sygnałów z 18 kanałów oraz sterowanie wyjściami przekaźnikowymi [115]. Podczas pomiarów wykorzystywano maksymalnie 18 kanałów wejściowych, próbkowanych sekwencyjnie z częstotliwością 10 Hz. Jedno z wyjść przeznaczono do sterowania pulsatorem świetlnym, uruchamianym na czas 0,5 s z częstotliwością 0,1 Hz. Przebieg badań rejestrowano za pomocą kamery Nikon KeyMission 360 [63]. Wszystkie urządzenia używane do pomiarów, rejestracji badań oraz urządzenia pomocnicze, np. oświetlenie odcinka pomiarowego wyrobiska, miały zasilanie bateryjne, dlatego dalszą obróbkę danych prowadzono w laboratorium po przeniesieniu ich z rejestratora na komputer typu PC za pomocą łącza typu USB. Program badań obejmował wykonanie pomiarów sił obciążających łańcuchy zawiesi i odciągów, jeśli były zamontowane, podczas przejazdu kolejki przez odcinek pomiarowy z ustaloną prędkością.

W przypadkach, gdy długość zestawu transportowego użytego do badań była nie większa niż odległość pomiędzy krańcowymi zawieszami Z3 i Z10 (rys. 6.2a), na których znajdowały się czujniki siły, możliwe było obliczenie jakie efekty dynamiczne wywołuje przejazd kolejki podwieszanej. W tym celu wartości sił zarejestrowanych przez czujniki zamontowane we wszystkich zawiesiach na całej trasie przeliczono na kierunek prostopadły do szyny, czyli kierunek reakcji szyny na siły ciężkości wózków jezdnych.

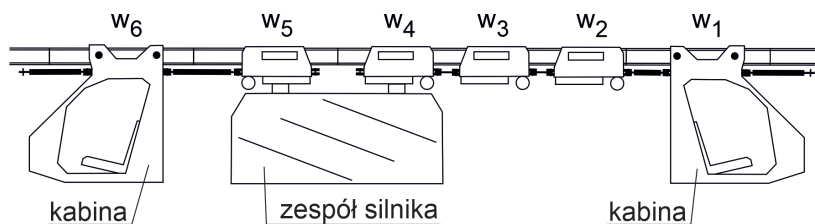
6.1.2. Konfiguracja kolejki podwieszanej

Badania prowadzono dla trzech podstawowych konfiguracji zestawu kolejki podwieszanej. Skład zestawu transportowego wykorzystywanego do badań wydłużano w każdym etapie o nowe zespoły w celu zapewnienia możliwości zwiększenia obciążenia zestawu jako całości i poszczególnych wózków. Konfigurację zespołu transportowego w kolejnych etapach badań przedstawiono na rysunkach 6.3, 6.5 i 6.7.

Do przygotowania zestawu do badań, w zależności od programu realizowanego na konkretnym ich etapie, wykorzystywano część bądź wszystkie z wymienionych zespołów:

- ciągnik podwieszony spalinowy typu DLZ110F-II o mocy nominalnej równej 81 kW i maksymalnej sile uciągu 80 kN (wózki oznaczone $w_1 \div w_6$ na rysunkach 6.3, 6.5 i 6.7 oraz w tabelach 6.3 i 6.5) [32],

- wózek nośny typu WN-50 (w_9 i w_{10} na rysunkach 6.5 i 6.7 oraz w tabeli 6.5 i 6.7, a także w_{11} i w_{12} na rysunku 6.7 oraz w tabeli 6.7),
- wciągnik łańcuchowy WŁ-32G, podczepiany do wózka nośnego [72],
- wóz kopalniany specjalny (kontener), podczepiany do dwóch wózków nośnych przez dwa wciągniki łańcuchowe,
- wózek hamulcowy typ WHR-1/N (w_7 , w_8 i w_{11} na rysunku 6.5 oraz w tabeli 6.5, a także w_7 , w_8 i w_{13} na rysunku 6.7 oraz w tabeli 6.7) [76].



Rys. 6.3. Schemat ciągnika kolejki podwieszanej z napędami typu DLZ110F-II wykorzystywanego do badań bez kontenera

Zatrzymywanie, prace manewrowe i rozpędzanie badanego zestawu kolejki podwieszanej do założonej prędkości prowadzone były na trasie poza odcinkiem pomiarowym. Prędkość zestawu kontrolowano za pomocą fabrycznego czujnika prędkości kabiny na wyświetlaczu zamontowanym w kabine maszynisty.

W tabeli 6.2 wyszczególniono trzy rodzaje zespołów (widocznych również na rysunku 6.3), które składały się na ciągnik kolejki podwieszanej z napędem własnym spalinowym używany do badań. Masa tego ciągnika wynosiła 4880 kg. Siła ciężkości generowana przez tą masę (47,87 kN) była przenoszona na trasę kolejki przez sześć wózków jezdnych, jeśli liczyć zawieszenie każdej z dwóch kabin jako jeden wózek. Biorąc pod uwagę średnią wartość kąta nachylenia trasy $\Delta = 10^\circ$ ($\cos \Delta = 0,985$), przewidywana normalna reakcja szyny na obciążenie wózkami kolejki wynosiła 47,2 kN. Zgodnie z danymi producenta, zapotrzebowanie na siłę uciągu dla samego ciągnika poruszającego się po trasie pomiarowej wynosiło 11,2 kN.

W tabeli 6.3 przedstawiono sposób rozdziału masy ciągnika podwieszanego na poszczególne wózki. Największą masę przenosiły wózki napędowo-hamulcowe w_4 i w_5 , które występowały razem z zespołem silnika spalinowego (rys. 6.4). Przyjęto, że każdy z nich miał masę równą 1500 kg. Obliczona ze wzoru (6.2) maksymalna siła statyczna w zawiesiu, wynikająca z masy wózków w chwili, gdy pod zawiesiem znajdował się wózek w_4 , wynosiła niemal 24 kN. Wystąpiła ona dla zawiesi Z3 ÷ Z5, Z9 i Z10, zamontowanych pod

największym kątem α i sąsiadujących z najdłuższymi szynami. Gdyby wziąć pod uwagę obciążenie zawiesi Z6 i Z7 w czasie, gdy wózek w_4 je mija, to siła statyczna powodowałaby reakcje o wartości 20,1 kN i 15,8 kN. Jednak, dla wspomnianych zawiesi, największa wartość siły statycznej występuje przy innym położeniu ciągnika, wtedy gdy wózek w_5 znajduje się pod zawiesiem i wynosi ona odpowiednio 22,14 kN i 18,35 kN.

Tab. 6.2. Zespoły wchodzące w skład spalinowego ciągnika podwieszonego z napędem własnym typu DLZ110F-II

Nazwa	Oznaczenie wózków	Masa własna, kg	Liczba sztuk w zestawie	Masa łącznie, kg
kabina	w_1 w_6	500	2	1000
wózek napędowy	w_2 w_3	395	2	790
zespół silnika	w_4 w_5	3000	1	3000
maszynista				90
razem ciągnik	$w_1 \div w_6$			4880

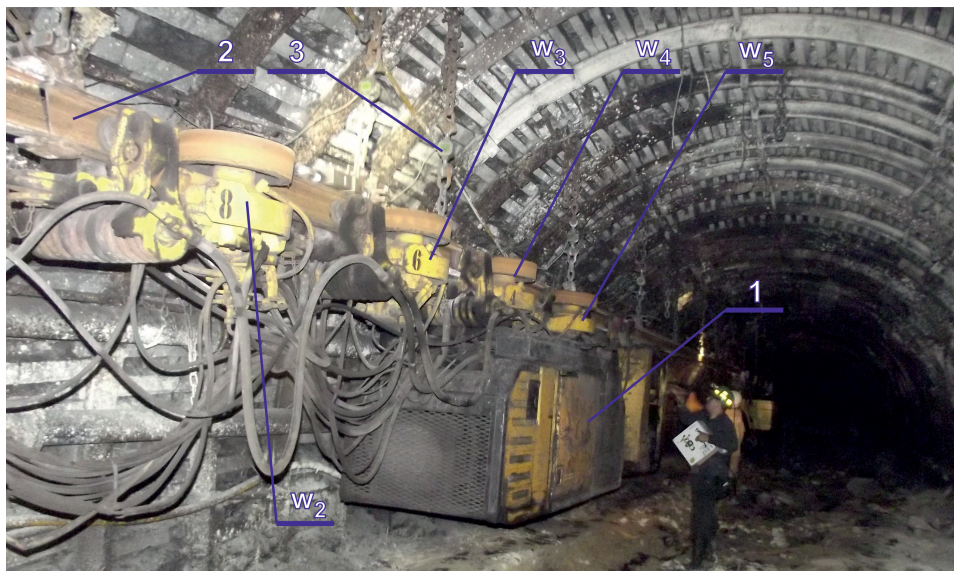
Tab. 6.3. Parametry wózków ciągnika kolejki podwieszonej

Oznaczenie	w_1	—	w_2	—	w_3	—	w_4	—	w_5	—	w_6
Odległość, cm		110		120		120		117		158	
Masa, kg	590		395		395		1500		1500		500
Typ*			1		1		1		1		

* typ: 1 – wózek napędowo-hamulcowy

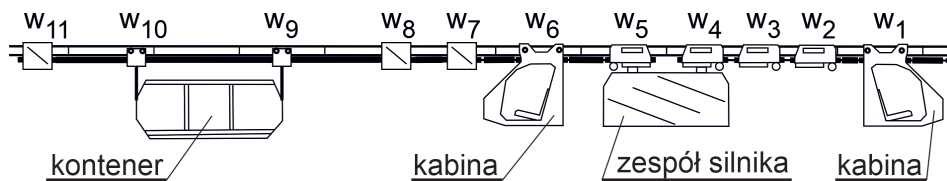
$$F_G = \frac{g \cdot \cos \Delta}{1000} \cdot \left\{ m_{a(max)} + \sum_{j=1}^{n_2-1} \left[m_{a(j)} \cdot \left(1 - \frac{L_{2(j)}}{L} \right) \cdot \sec \alpha_{(j)} \right] \right\} \quad (6.2)$$

Ciągnik podwieszony przedstawiony na rysunku 6.3 zawierał cztery wózki napędowo-hamulcowe, w tym dwa (w_2 i w_3) jako odrębne zespoły i dwa (w_4 i w_5) połączone z zespołem silnika. Biorąc pod uwagę fakt, że skrajne zespoły ciągnika, którymi są bliźniaczo podłączone kabiny maszynisty, wystają poza położenia skrajnych wózków (w_1 i w_6), długość ciągnika wynosiła ponad 7 m, a w obrębie wózków kabin – miał on długość 625 cm.



Rys. 6.4. Ciągnik kolejki podwieszony na trasie pomiarowej: 1 – zespół silnika; 2 – szyna; 3 – zawiesie z czujnikiem siły; $w_2 \div w_5$ – wózki napędowo-hamulcowe

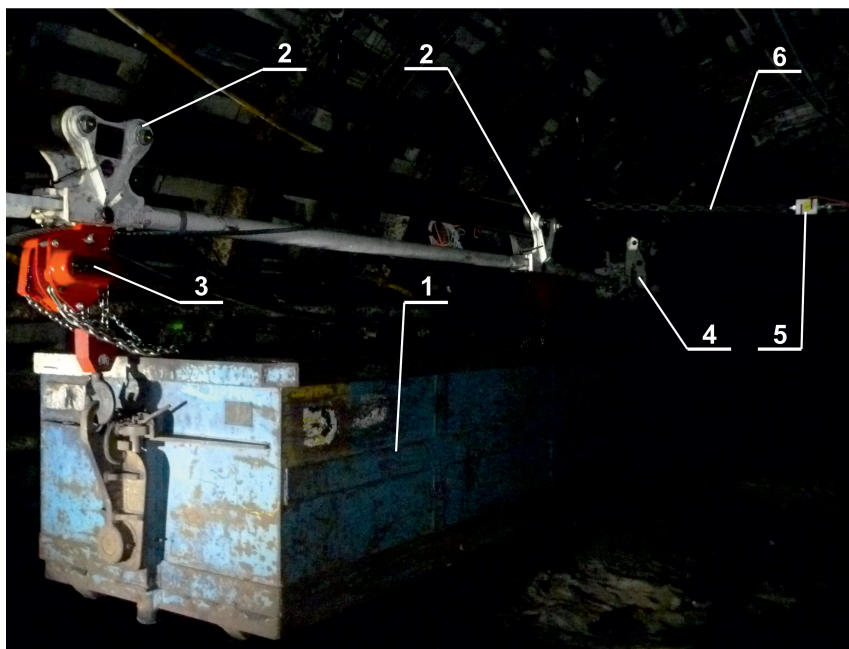
Drugą podstawową konfigurację zestawu transportowego użytego do badań przedstawiono na rysunku 6.5. Oprócz zespołów stanowiących konfigurację przedstawioną na rysunku 6.3, ta zawierała dodatkowo kontener z osprzętem i wózki hamowania awaryjnego (rys. 6.6). Skład tego zestawu został przedstawiony w tabeli 6.4. Masa zestawu z pustym kontenerem wynosiła 6339 kg, jednak kontener mógł być dodatkowo załadowany masą do 3000 kg. Długość zestawu wynosiła około 15 m.



Rys. 6.5. Schemat zestawu transportowego wykorzystywanego do badań w wersji z jednym kontenerem do transportu masy do 3000 kg

Masa zespołów zestawu przedstawionego w tabeli 6.4 była rozłożona na pięć wózków jezdnych, dołączonych do ciągnika kolejki podwieszony. W tej konfiguracji wózki te występowały za wózkiem w_6 i w tabeli 6.5 zostały oznaczone od w_7 do w_{11} . Masa przypadająca na wózki nieobciążonego kon-

tenera (w_9 i w_{10}) była jednak mniejsza niż masa każdego z wózków zespołu silnika (w_4 oraz w_5 zamieszczone w tabeli 6.3). Dopiero po załadowaniu kontenera największą masą (3000 kg), na każdy z wózków kontenera przypadała większa masa niż na jeden wózek zespołu silnika.



Rys. 6.6. Fragment trasy pomiarowej i zestawu transportowego:
1 – kontener; 2 – wózki nośne; 3 – wciągnik; 4 – wózek hamowania awaryjnego; 5 – czujnik siły; 6 – odciąg stabilizacyjny

Tab. 6.4. Charakterystyka zestawu transportowego z nieobciążonym kontenerem

Nazwa	Oznaczenie wózków	Masa własna, kg	Liczba sztuk w zestawie	Masa łącznie, kg
ciągnik DLZ110F-II*	$w_1 \div w_6$	4880	1	4880
wózek hamulcowy WHR-1	$w_7 \ w_8 \ w_{11}$	205	3	615
wózek nośny WN-5,0	$w_9 \ w_{10}$	45	2	90
wciągnik WŁ-32G		30	2	60
kontener		694	1	694
razem zestaw	$w_1 \div w_{11}$			6339

* – zespoły wchodzące w skład ciągnika wymieniono w tabeli 6.2

Tab. 6.5. Parametry wózków dołączonych do ciągnika kolejki podwieszanej wraz z kontenerem

Oznaczenie	w_6	—	w_7	—	w_8	—	w_9	—	w_{10}	—	w_{11}
Odległość, cm		228		65		150		275		146	
Masa, kg	500		205		205		422		422		205
Typ*			4		4						4

* typ: 4 – wózek hamowania awaryjnego

Nawet dla największego obciążenia kontenera masą 3000 kg, kiedy masa przypadająca na każdy z wózków w_9 i w_{10} wynosiła 1922 kg, z powodu dużej odległości pomiędzy środkami tych wózków (tab. 6.5), nie miały one jednocześnie istotnego wpływu na obciążenie tego samego zawiesia. Ten brak wpływu wynikał stąd, że gdy jeden z tych wózków znajdował się bezpośrednio pod zawiesiem, to drugi z nich nie mógł znajdować się na szynie podłączonej do tego zawiesia, ponieważ odległość pomiędzy nimi wynosząca 275 cm była większa niż długość szyny L . W efekcie, statyczna reakcja w zawiesiach była większa, jeśli pochodziła od obciążenia wózkami w sytuacji, gdy wózek w_{10} znajdował się bezpośrednio pod zawiesiem. Natomiast wpływ wózka w_{11} na obciążenie tego zawiesia był niewielki ze względu na jego małą masę.

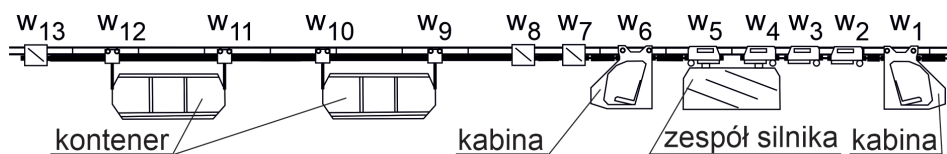
Wartość siły, wynikającej ze statycznego obciążenia zawiesi wózkami zestawu, gdy wózek w_{10} znajdował się pod zawiesiem, którą obliczono z zależności (6.2), była zbliżona dla wszystkich zawiesi znajdujących się na całym odcinku pomiarowym. Teoretycznie, zawiesiem najbardziej obciążonym siłą statyczną o wartości 19,80 kN było zawiesie Z10, zamontowane pod największym kątem α , w czasie gdy mijał je wózek w_{10} . Chociaż najmniejsze obciążenie (19,20 kN) obliczono dla zawiesia Z6, na którym zamontowano czujnik siły oznaczony ①, to – gdy wózek w_9 znajdował się pod tym zawiesiem – obliczona wartość siły była największa ze wszystkich zawiesi i wynosiła 19,83 kN.

Niemal takiej samej wartości siły, jak przy mijaniu przez wózek w_{10} zawiesia, obliczono ze wzoru (6.2) dla położenia wózka w_9 pod zawiesiem. Jednak, pomimo zmiany konfiguracji zespołu transportowego, największa siła statyczna – o wartości ponad 23,9 kN – nadal pochodziła od masy wózków wtedy, gdy wózek w_4 zespołu silnika znajdował się pod zawiesiem Z10. Czyli, pomimo zmiany składu zestawu, największe obciążenie zawiesi powodowały te same wózki co przy rozpatrywaniu pierwszej konfiguracji (zawierającej sam ciągnik kolejki podwieszanej).

Wynosząca 6339 kg (tab. 6.4) masa zestawu, zawierającego kontener nie- obciążony ładunkiem, podczas przejazdu przez odcinek pomiarowy działała na trasę siłą ciężkości i powodowała jej reakcję o wartości 61,25 kN. Kie- runek tej siły był prostopadły do kierunku trasy. Załadowanie kontenera masą 1000 kg, 2000 kg i 3000 kg spowodowało powstanie reakcji normalnej o wartości odpowiednio 70,9 kN, 80,6 kN i 90,2 kN.

Zgodnie z danymi producenta, zapotrzebowanie na siłę uciągu dla ze- stawu opisanego w tabeli 6.4 poruszającego się po nachylonej trasie pomia- rowej wynosiło 14,3 kN. Obciążenie kontenera ładunkiem o masie 1000 kg, 2000 kg i 3000 kg spowodowało zwiększenie minimalnej siły uciągu zestawu do wartości odpowiednio 16,4 kN, 18,5 kN i 20,6 kN.

W trzeciej wersji konfiguracji zespołu transportowego, do składu cią- gnika, którego zespoły wyszczególniono w tabeli 6.2, podczepiono dwa kon- tenery z osprzętem i wózki hamowania awaryjnego. Schemat tego zestawu przedstawiono na rysunku 6.7. Charakterystykę tego zespołu transporto- wego zamieszczono w tabeli 6.6. Jego łączna masa minimalna zwiększyła się do 11183 kg.



Rys. 6.7. Schemat zestawu transportowego w konfiguracji z dwoma kontenerami do przewozu ładunku o masie co najmniej 4000 kg

Tab. 6.6. Charakterystyka zestawu transportowego z dwoma kontenerami

Nazwa	Oznaczenie wózków	Masa własna, kg	Liczba sztuk w zestawie	Masa łącznie, kg
ciągnik DLZ110F-II*	$w_1 \div w_6$	4880	1	4880
wózek hamulcowy WHR-1	$w_7 \ w_8 \ w_{13}$	205	3	615
wózek nośny WN-5,0	$w_9 \div w_{12}$	45	4	180
wciągnik WŁ-32G		30	4	120
kontener		694	2	1388
ładunek kontenera 1		3000	1	3000
ładunek kontenera 2		1000	1	1000
razem zestaw	$w_1 \div w_{13}$			11183

* – zespoły wchodzące w skład ciągnika wymieniono w tabeli 6.2

Siła ciężkości zestawu transportowego z dwoma kontenerami, przygotowanego do badań była przenoszona na trasę kolejki przez 13 wózków. Sześć pierwszych z nich miało taką samą charakterystykę jak wózki zamieszczone w tabeli 6.3. Wózki hamowania awaryjnej w_7 i w_8 były takie same jak przedstawione w tabeli 6.5. Wymiary i odległości pomiędzy wózkami, poczynwszy od wózka w_9 zostały zamieszczone w tabeli 6.7.

Tab. 6.7. Parametry wózków dołączonych do zestawu transportowego wraz z drugim kontenerem

Oznaczenie	w_9	—	w_{10}	—	w_{11}	—	w_{12}	—	w_{13}
Odległość, cm		275		150		275		146	
Masa, kg	1922		1922		922		922		205
Typ*									4

* **typ: 4** – wózek hamowania awaryjnego

Długość całego zestawu transportowego zawierającego dwa kontenery wynosiła ponad 19 m. Masa 1922 kg, przypadająca na każdy z wózków w_9 i w_{10} kontenera obciążonego masą 3000 kg, była większa niż masa każdego z wózków zespołu silnika (w_4 oraz w_5 zamieszczone w tabeli 6.3).

Przy obciążeniu pierwszego kontenera masą 3000 kg, kiedy masa przypadająca na każdy z wózków w_9 i w_{10} wynosiła 1922 kg, z powodu odległości pomiędzy wózkami w_{10} i w_{11} wynoszącej 150 cm, przy obciążeniu drugiego kontenera masą 1000 kg, jego masa nie miała istotnego wpływu na obciążenie tego samego zawiesia (tab. 6.7). W tym przypadku, statyczna reakcja w najbardziej obciążonych, zamontowanych pod największym kątem α i podczepionych do szyn o długości $L = 225$ cm, zawiesiach była taka sama jak przy przejeździe samego ciągnika. Jedynie dla zawiesia z czujnikiem siły oznaczonym ① obciążenie wózkiem w_9 lub w_{10} powodowało reakcję o wartości 19,24 kN, która była większa niż spowodowana masą wózka w_5 (18,35 kN). Wartości tych reakcji w zawiesiach obliczono z wykorzystaniem zależności (6.2).

Dla zestawu z pierwszym kontenerem obciążonym masą 3000 kg, oraz drugim kontenerem z ładunkiem 1000 kg (tab. 6.6), masa tej części zestawu, która mieściła się na odcinku pomiarowym oddziaływała siłą ciężkości na trasę o wartości maksymalnej równej 106,1 kN. Zgodnie z danymi producenta, zapotrzebowanie na siłę uciągu, dla zestawu o składzie przedstawionym w tabeli 6.6, poruszającego się po trasie pomiarowej wynosiło 24,5 kN.

Masy własne wózków, zamieszczone w tabelach 6.2 ÷ 6.7, były masami nominalnymi (sumami mas) podawanymi przez producentów ciągnika i odpowiednich zespołów w dokumentacji technicznej. Obciążenie kontenerów ładunkiem realizowano w ten sposób, że do kontenera były ładowane elementy i materiały o znanej masie jednostkowej, której suma stanowiła założone obciążenie. Wśród materiałów używanych do zadawania obciążenia kontenerów były, dostępne w odpowiednio dużych ilościach w kopalni i możliwe do wykorzystania ze względów organizacyjnych:

- worki z pyłem węglowym,
- kostka budowlana,
- odcinki szyn do budowy tras kolejek podwieszonych.

Należy przyjąć, że masa obciążająca wózki kontenerów może być oszacowana z dokładnością nie większą niż $\pm 2\%$. Oznacza to, że masa najcięższych wózków zestawu transportowego mogła różnić się o $\delta(m_a) = \pm 40$ kg.

Liczność próby pomiarowej była różna i została podana przy opisie wyników. Zmienną niezależną była prędkość zestawu transportowego podczas przejazdu przez odcinek pomiarowy oraz skład zestawu związany z obciążeniem kontenera ładunkiem. Badania prowadzono dla każdej z czterech założonych prędkości od $0,5 \text{ m s}^{-1}$ do $2,0 \text{ m s}^{-1}$ zmienianej z krokiem co $0,5 \text{ m s}^{-1}$.

6.1.3. Oszacowanie błędu wartości siły

Badania, których wyniki zostały dalej przedstawione, polegały na bezpośrednich pomiarach sił, długości i kątów. Deklarowane dokładności producentów odpowiednich przyrządów pomiarowych zostały podane w podrozdziale 6.1.1. Oprócz wyników bezpośrednich pomiarów używanych do analiz, według wzoru (6.2) przeprowadzono również obliczenia teoretycznej siły statycznej, która obciążała poszczególne zawiesia. Błąd bezwzględny oszacowania siły F_G może zostać wyznaczony ze wzoru (6.3).

$$\delta(F_G) = \left| \frac{\partial F_G}{\partial \Delta} \right| \cdot \delta(\Delta) + \left| \frac{\partial F_G}{\partial m_a} \right| \cdot \delta(m_a) + \left| \frac{\partial F_G}{\partial L} \right| \cdot \delta(L) + \left| \frac{\partial F_G}{\partial L_2} \right| \cdot \delta(L_2) + \left| \frac{\partial F_G}{\partial \alpha} \right| \cdot \delta(\alpha) \quad (6.3)$$

Zależności niezbędne do obliczenia kolejnych czynników składowych równania (6.3), będących pochodnymi cząstkowymi wielkości obliczanej F_G po

wszystkich parametrach mierzonych bezpośrednio zostały zapisane w postaci wzorów (6.4) ÷ (6.8).

$$\frac{\partial F_G}{\partial \Delta} = \frac{g \cdot m_a \cdot \sin \Delta}{1000 \cdot L} \cdot (L_2 \cdot \sec \alpha - L \cdot \sec \alpha - L) \quad (6.4)$$

$$\frac{\partial F_G}{\partial m_a} = g \cdot \cos \Delta \cdot \left[\sec \alpha \cdot \left(\frac{1}{1000} - \frac{L_2}{1000 \cdot L} \right) + \frac{1}{1000} \right] \quad (6.5)$$

$$\frac{\partial F_G}{\partial L} = \frac{g \cdot m_a \cdot L_2 \cdot \cos \Delta}{1000 \cdot L^2 \cdot \cos \alpha} \quad (6.6)$$

$$\frac{\partial F_G}{\partial L_2} = -\frac{g \cdot m_a \cdot \cos \Delta}{1000 \cdot L \cdot \cos \alpha} \quad (6.7)$$

$$\frac{\partial F_G}{\partial \alpha} = \frac{g \cdot m_a \cdot (L - L_2) \cdot \cos \Delta \cdot \sin \alpha}{1000 \cdot L \cdot \cos^2 \alpha} \quad (6.8)$$

6.1.4. Użyte metody statystyczne i sformułowane hipotezy

W celu zweryfikowania czy wartości zmierzone miały rozkład, który można opisać jako normalny rozkład prawdopodobieństwa, przeprowadzono test statystyczny Shapiro-Wilk'a. Ten test pozwalał rozstrzygnąć czy jest prawdziwa hipoteza zerowa H_0 brzmiąca następująco: badana próba pochodzi z populacji ogólnej o rozkładzie normalnym, wobec hipotezy alternatywnej H_1 , która ma postać zaprzeczenia hipotezy zerowej (próba nie pochodzi z populacji o rozkładzie normalnym). Wartość statystyki Shapiro-Wilk'a obliczano z zależności (6.9). Zakres obszaru krytycznego dla tej statystyki jest zależny od liczby prób k oraz od poziomu istotności. Testowanie hipotezy zerowej dla wartości maksymalnej siły zarejestrowanej w zawieszaniu podczas przejazdu zestawu prowadzono z liczebnością próby równą osiem lub dziewięć. Dla poziomu istotności o wartości 0,05, górna granica obszaru krytycznego była mniejsza od 0,818 dla $k = 8$ lub od 0,829 dla $k = 9$. W przypadku, gdy test wykazał brak podstaw do odrzucenia hipotezy zerowej, podano parametry rozkładu normalnego $N(\mu, \sigma)$ dla próby empirycznej takie jak: wartość średnią μ i odchylenie standardowe σ lub wariancję σ^2 .

$$W = \left[\sum_{j=1}^{\lfloor \frac{k}{2} \rfloor} S_{k-j+1} \cdot (X_{k-j+1} - X_j) \right]^2 \cdot \left[\sum_{j=1}^k (X_j - \bar{X})^2 \right]^{-1} \quad (6.9)$$

Jeśli pominąć zawiesie kontrujące Z20 z zamontowanym czujnikiem siły oznaczonym $\textcircled{R}$, to wartości kątów α dla pozostałych zawiesi, które zostały zamieszczone w tabeli 6.1 (obliczona wartość statystyki $W = 0,978$), tworzą rozkład normalny $N(12,55; 1,84)$. Po wykonaniu badań stwierdzono, że rozkład normalny nie był właściwy do opisu wartości sił w tych ośmiu zawiesiach, gdyż obliczona wartość statystyki wyniosła $W = 0,712 < 0,818$, nawet gdyby przyjąć takie samo położenie kolejki do obliczeń siły obciążającej każde z nich. Wynika to stąd, że siły obliczone ze wzoru (6.2) na podstawie obciążenia statycznego zależą dodatkowo, oprócz kąta α , dla którego testowano normalność rozkładu, od długości L szyn sąsiadujących z tym zawiesiem.

Biorąc do obliczeń wyłącznie zawiesia $Z3 \div Z5$ i $Z9 \div Z10$, które były podłączone do złączy szyn o tej samej długości L , wartości kątów α tych pięciu zawiesi charakteryzują się rozkładem normalnym $N(11,98; 1,54)$. Dla tych kątów, wartość statystyki Shapiro-Wilk'a $W = 0,879$, a górna granica obszaru krytycznego dla liczby prób $k = 5$ wynosiła $0,762$, przy założonym 5% poziomie istotności. Na podstawie tego wyniku można wnioskować, że rozkład wartości maksymalnych siły zmierzonej w tych zawiesiach również powinien być normalny.

Testu Shapiro-Wilk'a użyto do badania normalności przebiegu zarejestrowanego przez jeden czujnik siły podczas przejazdu kolejki. Przyjmując 95% przedział ufności i licznosc wynoszącą co najmniej 50, górna granica obszaru krytycznego statystyki wynosiła co najmniej $0,947$. Ze względu na to, że wartości statystyki obliczonej ze wzoru (6.9) były mniejsze niż wspomniana granica, odrzucono hipotezę H_0 o tym, że badane populacje – z których każdą stanowiły wyniki pomiarów dokonane za pomocą jednego czujnika siły – mają rozkład normalny. Odrzucenie tej hipotezy miało ten skutek, że analizę statystyczną wyników (badań zawierających kompletne przebiegi sił w czasie) oparto o nieparametryczne testy rangowe.

Zdecydowano sprawdzić istotność statystyczną różnic przebiegów siły zmierzonych przez poszczególne czujniki w trakcie jednego przejazdu zespołu transportowego przez odcinek pomiarowy. Nieparametryczny test rang Kruskal'a-Wallis'a służy do oceny różnic rozkładów zmiennej i jest odpowiednikiem testu Anova dla rozkładu normalnego. Minimalne założenia do przeprowadzenia tego testu są następujące [66]:

- populacje mają rozkłady dowolne (test jest nieparametryczny),
- liczba populacji spełnia nierówność $k \geq 3$,
- poszczególne populacje mają licznosci $p_1, p_2, \dots, p_j, \dots, p_k > 5$.

Do przeprowadzenia testów przyjęto hipotezę zerową H_0 o brzmieniu: wszystkie populacje w liczbie k mają takie same rozkłady (dystrybuanty), wobec hipotezy alternatywnej H_1 , która oznaczała, że nie wszystkie populacje mają takie same rozkłady. Wartość statystyki obliczano ze wzoru (6.10).

$$T = 12 \cdot \left[\sum_{j=1}^k p_j \cdot \left(\sum_{j=1}^k p_j + 1 \right) \right]^{-1} \cdot \left(\sum_{j=1}^k \frac{R_j^2}{p_j} \right) - 3 \cdot \left(\sum_{j=1}^k p_j + 1 \right) \quad (6.10)$$

Dla przyjętego poziomu istotności o wartości 5%, obszar krytyczny zawierał się w granicach $(14,067; \infty)$ dla pomiarów dla których wykorzystywano osiem czujników siły $k = 8$, oraz $(15,507; \infty)$ – w przypadku pomiarów z użyciem dziewięciu czujników. Testowanie hipotez statystycznych polegało na tym, że jeżeli wartość statystyki obliczona ze wzoru (6.10) znajdowała się poza odpowiednim zakresem wartości krytycznych, to – z prawdopodobieństwem 95% – przyjmowano hipotezę zerową. W przeciwnym przypadku wnioskowano, że hipotezę zerową należy odrzucić, co oznaczało, że – na założonym poziomie istotności – próby zarejestrowane dla poszczególnych czujników siły mają statystycznie istotnie różniące się przebiegi.

W przypadku, gdy wynik testu Kruskal’a-Wallis’a wskazywał na konieczność odrzucenia hipotezy zerowej, stanowiącej o tym, że próby mają takie same rozkłady, dla wyników pomiarów sił we wszystkich czujnikach podczas jednego przejazdu, zdecydowano użyć testu dla dwóch prób. Wybrano w tym celu nieparametryczny test Kołmogorowa-Smirnowa (dla dwóch prób) zgodności, który pozwala ustalić czy dystrybuanty rozkładów dwóch populacji nie różnią się między sobą (hipoteza H_0). Założenia odnośnie prób badanych są następujące [66]:

- dwie populacje mają dowolne, ponieważ jest to test nieparametryczny, rozkłady ciągłe o dystrybuantach D_{p_1} i D_{p_2} ,
- próby wylosowane z poszczególnych populacji mają licznosci p_1 i p_2 , co najmniej równe sześć.

Dla poziomu istotności równego 0,05 (co oznacza 95% przedział ufności), obszar krytyczny rozkładu Kołmogorowa-Smirnowa zawierał się w granicach $(1,3581; \infty)$. Jeżeli wartość statystyki D , obliczona ze wzoru (6.11) znajdowała się w obszarze krytycznym, to hipotezę zerową odrzucano na założonym poziomie istotności. W przeciwnym wypadku – nie było podstaw do odrzucenia hipotezy zerowej, która brzmiała następująco: dystrybuanty dwóch porównywanych prób nie różnią się między sobą.

$$D = \sqrt{\frac{p_1 \cdot p_2}{p_1 + p_2}} \cdot \sup |D_{p_1(j)} - D_{p_2(j)}| \quad (6.11)$$

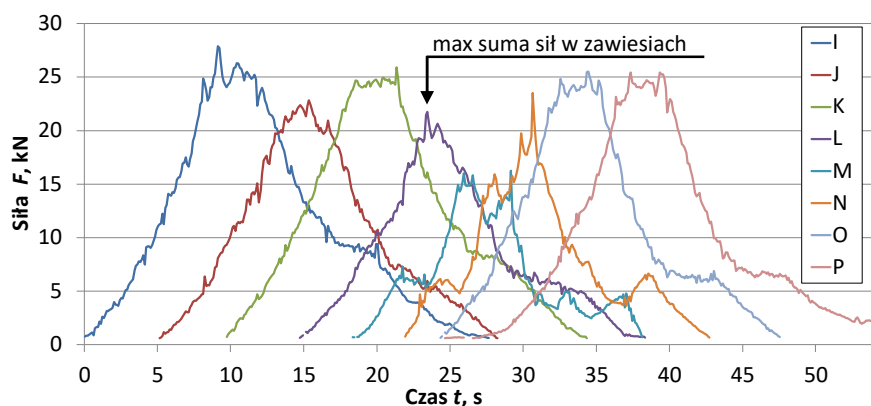
W przypadku analizy wartości pomiarów, dla których potwierdzono rozkład zgodny z normalnym, porównywano średnią μ i wariancję σ^2 . Analizę wariancji prowadzono z wykorzystaniem testu Hartley'a, o uproszczonej procedurze obliczeniowej, który można było zastosować dzięki temu, że liczebności porównywanych grup pomiarowych były takie same. Hipoteza zerowa H_0 dla tego testu brzmiała następująco: wariancje wszystkich porównywanych populacji nie różnią się między sobą. Statystyka Hartley'a jest ilorazem wartości największej i najmniejszej wariancji $\frac{\sigma_{max}^2}{\sigma_{min}^2}$, obliczonej dla porównywanych grup, przy czym minimalna liczba grup wynosi trzy. Obszar krytyczny testu jest prawostronny. Dolną granicę tego obszaru odczytano z tablic [109] dla poziomu istotności równego 5%, liczby grup k i liczności próby pomniejszonej o jeden $(p_1 - 1)$.

6.2. Przejazd ciągnika kolejki podwieszanej

Badania rozpoczęto od przeprowadzenia pomiarów sił obciążających zawiesia podczas przejazdu przez badany odcinek trasy samego ciągnika, czyli skład zestawu był taki jak na rysunku 6.3. Ciągnik zawierał 6 wózków jezdnych, z których dwa zamontowane na zespole silnika były najbardziej obciążone siłą ciężkości od masy 1500 kg przypadającej na każdy z nich. Odciągi nie były zamontowane. Trasa zawierała elementy wyszczególnione na rysunku 6.2a oprócz zawiesia Z20 (również czujnik ® nie został podłączony). W takiej konfiguracji przeprowadzono badania podczas jednego przejazdu w obie strony dla każdej prędkości ciągnika.

W celu sprawdzenia jaka była wartość sił w kierunku normalnym do szyny, zsumowano rzuty sił zmierzonych przez czujniki w zawiesiach na ten kierunek. Największa wartość tej sumy (56,9 kN) wystąpiła w chwili, gdy obydwie najcięższe wózki zespołu silnika (w tabeli 6.3 oznaczone w_4 i w_5) znajdowały się na szynach sąsiadujących z zawiesiem Z5 (rys. 6.2a). Podczas jazdy zestawu, gdy wszystkie wózki ciągnika znajdowały się na odcinku pomiarowym, wartość sumy rzutów sił w zawiesiach na kierunek normalny do szyny była większa niż 54 kN. Takie usytuowanie zestawu na trasie pomiarowej występowało od osiemnastej do trzydziestej sekundy w skali czasu na rysunku 6.8. Oznaczało to, że wpływ dynamiki całego układu,

ciągnika znajdującego się na trasie zamontowanej zawiesiami do obudowy, spowodował zwiększenie obciążenia trasy w kierunku normalnym do niej o $\left(\frac{56,9 \text{ kN}}{47,2 \text{ kN}} - 1\right) \cdot 100\% \approx 21\%$ w porównaniu do przewidywanego oddziaływania statycznego wynikającego z masy ciągnika. Wartość 47,2 kN wynika z rzutowania siły ciężkości ciągnika (tab. 6.2) na kierunek prostopadły do kierunku trasy o kącie nachylenia $\Delta = 10^\circ$. Największa siła (powyżej 90% wartości maksymalnej) zarejestrowana przez czujniki, dla każdego zawiesia, utrzymywała się przez czas około 5 s. Na przebiegach obserwowano piki wartości siły, które odpowiadały przejazdowi najcięższych wózków.

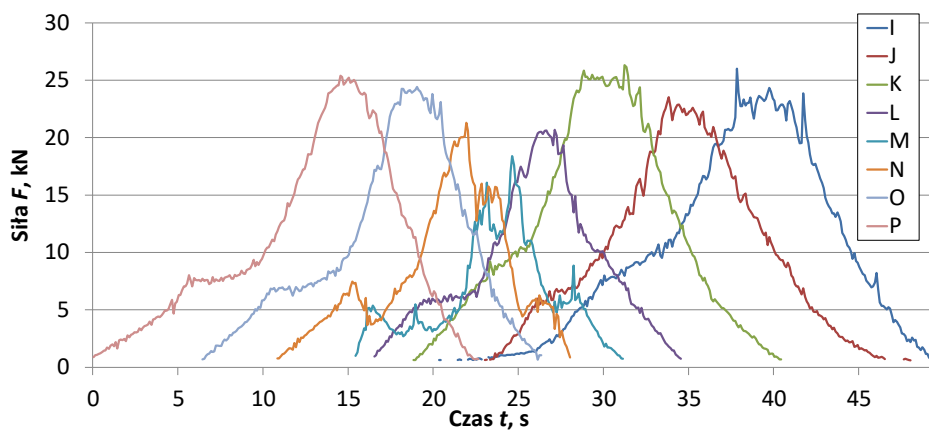


Rys. 6.8. Przebieg zmian sił zarejestrowanych przez czujniki podczas przejazdu zestawu z prędkością $0,5 \text{ m s}^{-1}$ po upadzie

Na rysunku 6.9 przedstawiono wyniki pomiarów sił w zawiesiach podczas jazdy ciągnika po wzniosie z prędkością $0,5 \text{ m s}^{-1}$. Z tego rysunku można zauważyć, że wartości maksymalne zarejestrowane przez czujniki siły były porównywalne i wynosiły około 25 kN dla zawiesi Z3 ÷ Z5, Z9 oraz Z10. Dla tych zawiesi przebieg narastania siły był podobny do tego przedstawionego na rysunku 6.8 z tym, że stanowi jego poziome odbicie lustrzane. Wynika to stąd, że te rysunki dotyczą przejazdu tego samego ciągnika, lecz w różnych kierunkach.

Zwiększenie prędkości przejazdu ciągnika do $1,0 \text{ m s}^{-1}$ nie spowodowało istotnej zmiany przebiegów sił podczas jazdy po wzniosie i na upadzie. Dane zarejestrowane dla tej prędkości przejazdu przedstawiono na rysunkach 6.10 i 6.11. Na rysunku 6.10 zwraca uwagę podwójny pik siły, który wystąpił w zawiesiu Z3 dla czujnika siły ①. Podobny pik siły wystąpił dla tego samego zawiesia podczas jazdy po wzniosie, co można zaobserwować na

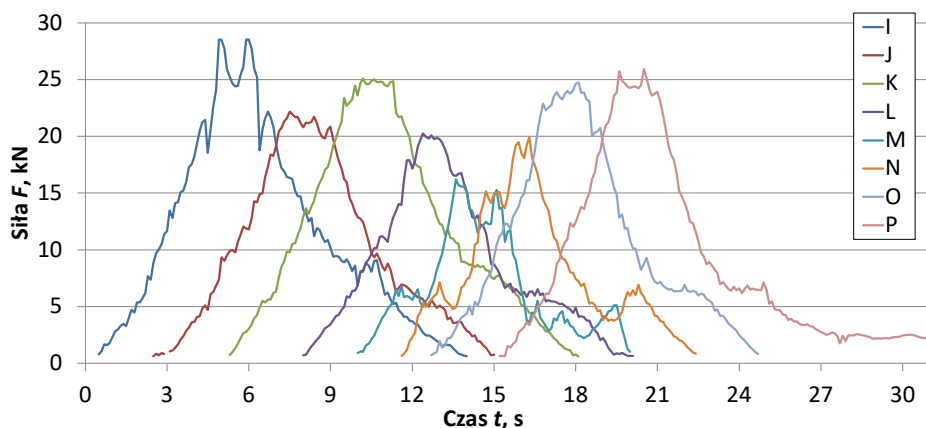
rysunku 6.11. Na obydwu przebiegach dla tego zawiesia charakterystyczne było to, że dla zawiesia znajdującego się bezpośrednio obok z czujnikiem ①, maksymalna siła była jednocześnie mniejsza. Dla kolejnego zawiesia, na czujniku ② maksymalna zarejestrowana siła była średnią z dwóch poprzednio omówionych. Można stąd wnioskować, że skoro różnice wartości siły, od tej średniej zarejestrowanej dla zawiesia Z8, były obustronne i występowały jednocześnie, to mogą wynikać z efektów dynamicznych. Zwiększenie wartości siły w jednym z zawiesi powodowało porównywalny spadek wartości reakcji zawiesia sąsiedniego.



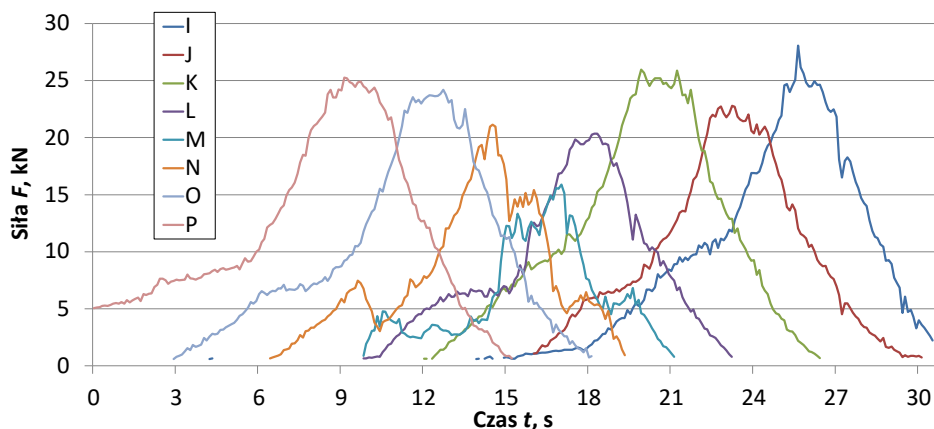
Rys. 6.9. Przebieg zmian sił zarejestrowanych przez czujniki podczas przejazdu ciągnika z prędkością $0,5 \text{ m s}^{-1}$ po wzniosie

Podczas obydwu przejazdów, przedstawionych na rysunkach 6.10 i 6.11, istotnie mniejsze siły maksymalne, w porównaniu z pozostałymi zawiesiami, wystąpiły w zawiesiach Z6 ÷ Z8, a najmniejsze w zawiesiu Z8. Wytlumaczenie tego faktu jest możliwe w oparciu o geometrię trasy. Długości szyn znajdujących się pomiędzy wspomnianymi zawiesiami były mniejsze w porównaniu do długości szyn zabudowanych na pozostałej części trasy pomiarowej (rys. 6.2a).

Na rysunku 6.12 przedstawiono przebiegi sił w zawiesiach zmierzone podczas przejazdu ciągnika z prędkością $2,0 \text{ m s}^{-1}$ po upadzie. Zmiany wartości sił w trzech pierwszych czujnikach ①, ② i ③ na trasie pomiarowej mają podobne przebiegi jak zarejestrowane przy prędkości $1,0 \text{ m s}^{-1}$ (rys. 6.10). Maksymalne wartości sił zarejestrowane przez czujniki ②, ④, ⑤ i ⑥ były porównywalne. Największą siłę, wynoszącą niemal 28 kN , zarejestrowano dla pierwszego zawiesia na trasie pomiarowej.



Rys. 6.10. Przebieg zmian sił zarejestrowanych przez czujniki podczas przejazdu ciągnika z prędkością $1,0 \text{ m s}^{-1}$ po upadzie

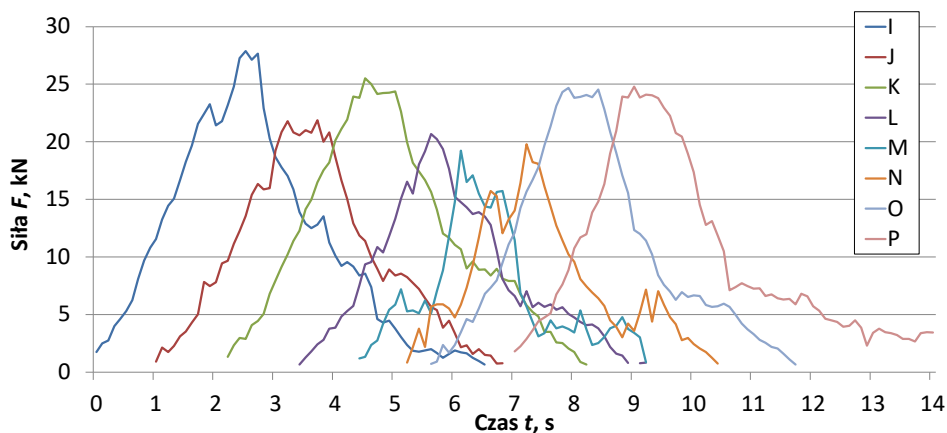


Rys. 6.11. Przebieg zmian sił zarejestrowanych przez czujniki podczas przejazdu ciągnika z prędkością $1,0 \text{ m s}^{-1}$ po wzniosie

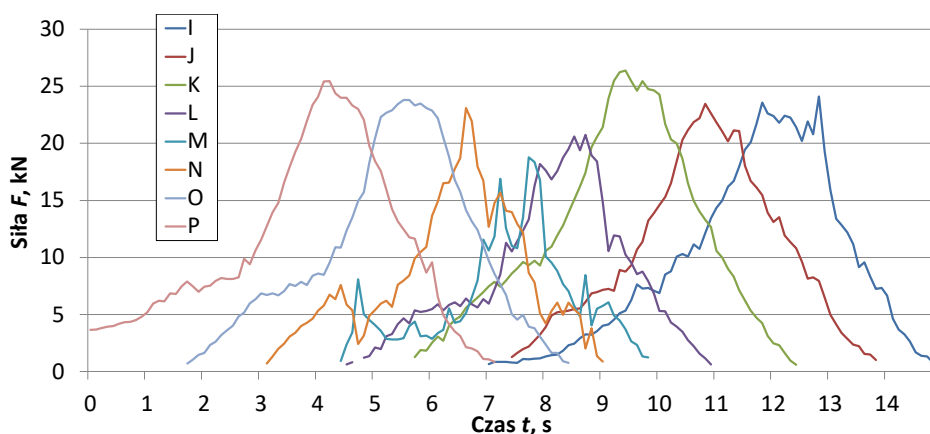
Przebieg zmian sił zarejestrowanych przez czujniki podczas przejazdu ciągnika z prędkością $2,0 \text{ m s}^{-1}$ na trasie pomiarowej po wzniosie przedstawiono na rysunku 6.13. Oprócz czujników siły $\textcircled{\text{L}}$ i $\textcircled{\text{M}}$, maksymalne wartości zarejestrowane przez pozostałe czujniki są porównywalne. Podczas jazdy po wzniosie z dość dużą prędkością (wynoszącą $2,0 \text{ m s}^{-1}$) nastąpiło uśrednienie reakcji w zawiesiach. Wyraźnie największa z tych reakcji wystąpiła w czujniku $\textcircled{\text{K}}$ dla zawiesia Z5 i wynosiła ponad 26 kN .

Dla każdego przejazdu kolejki, według danych przedstawionych na rysunkach 6.8 ÷ 6.12, oprócz jazdy po wzniosie z prędkością $0,5 \text{ m s}^{-1}$ (rys. 6.9)

i $2,0 \text{ m s}^{-1}$, największe siły maksymalne zarejestrowano w zawiesiu Z3, na którym zamontowano czujnik siły ①. Można to wyjaśnić faktem, że zawiesia położone wyżej na trasie (Z0 ÷ Z2), były zamontowane pod kątem $\alpha < \Delta$, który był mniejszy niż kąt zawiesia Z3. Podobna zależność występowała dla zawiesia Z4 z czujnikiem ②. Jednak w tym przypadku kąty zawiesi α były porównywalne z kątem nachylenia trasy Δ , a ponadto zaobserwowano zależność pomiędzy zwiększeniem wartości siły w jednym zawiesiu i jednoczesnym zmniejszeniem jej w zawiesiu sąsiadującym.



Rys. 6.12. Przebieg zmian sił zarejestrowanych przez czujniki podczas przejazdu ciągnika z prędkością $2,0 \text{ m s}^{-1}$ po upadzie



Rys. 6.13. Przebieg zmian sił zarejestrowanych przez czujniki podczas przejazdu ciągnika z prędkością $2,0 \text{ m s}^{-1}$ po wzniosie

Na rysunkach 6.8 ÷ 6.13 przebiegi zmian siły dla czujnika ⑨ nie osiągają wartości tak bliskich zera jak dla pozostałych czujników. Po zakończeniu przejazdu lub przed jego rozpoczęciem, utrzymywała się pewna szczytkowa wartość siły. Najbardziej efekt ten widoczny był dla przejazdu po wzniosie z prędkością $1,0 \text{ m s}^{-1}$, przedstawionego na rysunku 6.12, gdzie przebieg rozpoczyna się od wartości około 5 kN. Efekt ten wyjaśniono w następujący sposób: chociaż ciągnik znajdował się początkowo poza odcinkiem pomiarowym, w dolnej części trasy, to – ze względu na to, że był on zatrzymany dalej od zawiesia kontrującego Z21 niż inne zawiesia, przez co nie mogło ono przenieść obciążenia, to następowało oddziaływanie statyczne masy ciągnika na te zawiesia trasy, które były położone bliżej ciągnika, a najbliższym z nich było właśnie zawiesie Z10 z czujnikiem siły ⑨.

Tabela 6.8 zawiera porównanie maksymalnych sił zarejestrowanych na trasie pomiarowej dla poszczególnych zawiesi podczas jazdy na upadzie i po wzniosie dla różnych prędkości. Największe różnice, iloraz wynoszący 1,167 oraz 0,864, zaobserwowano pomiędzy siłami generowanymi w zawiesiach ⑧ i ① przy przejeździe w różnych kierunkach z prędkością $2,0 \text{ m s}^{-1}$. Jednak, w zawiesiu (odpowiednio Z4 i Z9), które znajdowało się obok tego dla którego te istotne różnice wystąpiły, zwykle rejestrowano różnicę odwrotną. W efekcie, średnia zmiana wartości sił we wszystkich zawiesiach łącznie, dla tej samej prędkości przejazdu kolejki, nie różniła się o więcej niż 1,3% i wystąpiła przy przejeździe z prędkością $2,0 \text{ m s}^{-1}$. Oznacza to, że – biorąc pod uwagę cały odcinek pomiarowy – mogą występować lokalne różnice obciążenia między poszczególnymi zawiesiami, jednak większe obciążenie jednego z zawiesi jest związane z adekwatnym zmniejszeniem obciążenia innych zawiesi, najczęściej położonych w pobliżu.

Zmiana wartości sił zmierzonych przez poszczególne czujniki podczas przejazdu po wzniosie różniła się o ponad 13%, w porównaniu do siły generowanej w tym samym zawiesiu po upadzie podczas przejazdu z prędkością $0,5 \text{ m s}^{-1}$ (tab. 6.8). Taka relacja wystąpiła dla czujnika siły oznaczonego ④, który był zamontowany na zawiesiu Z7. Zwraca uwagę fakt, że podczas tego przejazdu, dla zawiesi sąsiadujących z zawiesiem Z7 wynik takiego porównania był przeciwny. Czujniki ⑧ i ① zmierzyły większe siły maksymalne podczas jazdy ciągnika na upadzie niż po wzniosie, a różnice te były również znaczące, bo wynosiły odpowiednio 9,5% i 5,0% wartości. Dla zawiesia Z3, podczas jazdy po upadzie zmierzono siłę maksymalną większą o niemal 7% niż przy jeździe po wzniosie z tą samą prędkością. Dla trzech kolejnych

czujników, oznaczonych ①, ② i ③, zainstalowanych na zawiesiach Z4, Z8 i Z9 (rys. 6.2), wspomniana różnica wynosiła mniej niż 5% wartości.

Tab. 6.8. Porównanie maksymalnych sił zarejestrowanych przez czujniki podczas jazdy na upadzie i po wzniosie

	Oznaczenie zawiesia							
	Z3	Z4	Z5	Z6	Z7	Z8	Z9	Z10
	Oznaczenie czujnika siły							
Prędkość, m s^{-1}	①	②	③	④	⑤	⑥	⑦	⑧
0,5	Wartość siły, kN							
Wznios	26,01	23,53	26,30	20,67	18,39	21,28	24,40	25,38
Upad	27,88	22,82	25,89	21,75	16,23	23,51	25,50	25,40
	Względna zmiana, –							
Wznios/ Upad	0,933	1,031	1,016	0,950	1,133	0,905	0,957	0,999
1,0	Wartość siły, kN							
Wznios	28,04	22,77	25,95	20,35	15,88	21,12	24,18	25,24
Upad	28,53	22,18	25,08	20,27	16,22	19,93	24,74	25,94
	Względna zmiana, –							
Wznios/ Upad	0,983	1,027	1,035	1,004	0,979	1,058	0,977	0,973
2,0	Wartość siły, kN							
Wznios	24,09	23,46	26,36	20,73	18,76	23,09	23,80	25,44
Upad	27,88	21,87	25,52	20,69	19,24	19,78	24,69	24,79
	Względna zmiana, –							
Wznios/ Upad	0,864	1,073	1,033	1,002	0,975	1,167	0,964	1,026
Średnia	0,960	1,044	1,028	0,985	1,029	1,043	0,966	0,999

Podczas przejazdu po upadzie siły w zawiesiach były średnio większe niż podczas jazdy po wzniosie tylko przy jeździe ciągnika z prędkością $0,5 \text{ m s}^{-1}$, lecz różnica ta była minimalna i nie przekraczała średnio 1% (tab. 6.8). Jeśli wziąć pod uwagę przejazdy zarejestrowane dla wszystkich prędkości, to średnia relacja była odwrotna, a wartości sił maksymalnych zmierzonych podczas jazdy po wzniosie były tylko o 0,7% większe niż przy jeździe po upadzie. Oznacza to, że przeciętne wartości sił w zawiesiach nie zależały od kierunku przejazdu ciągnika. Skoro maksymalne siły w czujnikach zabudo-

wanych w zawiesiach były podobne przy jeździe na upadzie i po wzniosie, to wystarczy prowadzić badania tylko przy jeździe zestawu w jednym kierunku. Ważny wniosek praktyczny wynikający z tych badań dotyczy możliwości zmniejszenia liczby przejazdów koniecznych do wykonania pomiarów, ponieważ w każdym z kierunków przejazdu maksymalne wartości sił w poszczególnych zawiesiach są porównywalne.

W tabeli 6.9 przedstawiono porównanie największych sił zarejestrowanych przez czujniki, zamontowane w poszczególnych zawiesiach trasy, z siłami obliczonymi ze wzoru (6.2) na podstawie obciążenia statycznego, spowodowanego masą ciągnika kolejki podwieszanej. Najmniejszą wartość siły statycznej obliczono dla zawiesia Z7 zamontowanego pomiędzy najkrótszymi szynami na trasie pomiarowej. Obliczone wartości sił dla pozostałych zawiesi różnią się maksymalnie o 9,3%. Uwzględniając zawiesie Z7 różnica ta wynosiła ponad 30%, czyli można się spodziewać podobnych relacji pomiędzy wartościami sił zmierzonymi dla ekstremalnie obciążonych zawiesi zamontowanych na trasie pomiarowej.

Wartości zmierzone, przedstawione w tabeli 6.9, zwykle były większe niż obliczone ze wzoru (6.2), jednak ich iloraz wahał się od 0,884 do 1,210. Największe różnice pomiędzy wartościami zmierzonymi a obliczonymi zanotowano dla zawiesia Z3 z czujnikiem ①. Średnio, przy przejeździe ciągnika z każdą prędkością, siła zarejestrowana przez ten czujnik była większa o ponad 19% od siły obliczonej. Najmniejszy iloraz (0,884) wystąpił dla zawiesia Z7, na którym zainstalowano czujnik siły oznaczony ④, jednak taka relacja miała miejsce tylko przy przejeździe z prędkością $1,0 \text{ m s}^{-1}$. Przy każdej prędkości przejazdu rejestrowano mniejszą siłę w zawiesiach Z4 i Z6 niż siła obliczona ze wzoru (6.2). O ile jednak w tym pierwszym zawiesiu iloraz wartości średnio wynosił 0,973, to dla drugiego – osiągał 0,945. Porównując średnie ilorazy sił zmierzonych do obliczonych we wszystkich zawiesiach dla konkretnej prędkości przejazdu, otrzymano wartości różniące się nie więcej niż o 6%. Generalnie, biorąc pod uwagę wszystkie przejazdy, siły zmierzone w czujnikach zawiesi były o 4,4% większe od sił obliczonych dla obciążenia statycznego.

Wartości współczynnika bezpieczeństwa zamieszczone w tabeli 6.9 zostały obliczone dla rzeczywistych wyników pomiarów przy założeniu minimalnego obciążenia zrywającego dla zawiesi wynoszącego 200 kN. Wymagany przepisami prawa [83], współczynnik bezpieczeństwa dla zawiesi tras kolejek podwieszonych powinien wynosić minimum $n = 4,0$, więc w każdym z zawiesi jego rzeczywista wartość była znacznie większa. Zgodnie z przewi-

dywaniami teoretycznymi, większy współczynnik bezpieczeństwa wykazano dla zawiesi zamocowanych do złączy krótkich szyn, a zwłaszcza – zamontowanych pod małym kątem zawiesia α .

Tab. 6.9. Charakterystyka sił statycznych i maksymalnych sił zmierzonych w poszczególnych zawiesiach przy różnej prędkości przejazdu

Zawiesie	Z3	Z4	Z5	Z6	Z7	Z8	Z9	Z10
Czujnik siły	Ⓘ	Ⓜ	Ⓚ	Ⓛ	Ⓜ	Ⓝ	Ⓞ	Ⓟ
Siła obliczona, kN	23,57	23,88	23,74	22,14	18,35	21,86	23,74	23,89
Wystąpienie siły przy prędkości 0,5 m s⁻¹								
(U)pad (W)znios	u	w	w	u	w	u	u	u
Siła zmierzona, kN	27,88	23,53	26,30	21,75	18,39	23,51	25,50	25,40
Zmierzona/ Obliczona	1,183	0,985	1,108	0,982	1,002	1,075	1,074	1,063
Wsp. bezpieczeństwa	7,2	8,5	7,6	9,2	10,9	8,5	7,8	7,9
Wystąpienie siły przy prędkości 1,0 m s⁻¹								
(U)pad (W)znios	u	w	w	w	u	w	u	u
Siła zmierzona, kN	28,53	22,77	25,95	20,35	16,22	21,12	24,74	25,94
Zmierzona/ Obliczona	1,210	0,954	1,093	0,919	0,884	0,966	1,042	1,086
Wsp. bezpieczeństwa	7,0	8,8	7,7	9,8	12,3	9,5	8,1	7,7
Wystąpienie siły przy prędkości 2,0 m s⁻¹								
(U)pad (W)znios	u	w	w	w	u	w	u	w
Siła zmierzona, kN	27,88	23,46	26,36	20,73	19,24	23,09	24,69	25,44
Zmierzona/ Obliczona	1,183	0,982	1,110	0,936	1,049	1,056	1,040	1,065
Wsp. bezpieczeństwa	7,2	8,5	7,6	9,6	10,4	8,7	8,1	7,9

W tabeli 6.10 zamieszczono wyniki rachunku błędów obliczenia wartości siły w zawiesiu F_G , przeprowadzonego na podstawie zależności (6.3), w poszczególnych zawiesiach odcinka pomiarowego trasy. Błąd bezwzględny δF_G , obliczony dla rzeczywistych danych w oparciu o odpowiednie zależności, nie ma takiej samej wartości dla wszystkich zawiesi, ponieważ były one zamontowane pod różnymi kątami α , a także szyny znajdujące się w ich sąsiedztwie miały różne długości L . Im zawiesie było podłączone do złącza dłuższych szyn i im mniejszy był kąt zawiesia tym błąd bezwzględny był również mniejszy. Maksymalna wartość błędu bezwzględnego nie przekraczała 1 kN, co spowodowało, że maksymalny błąd względny $\frac{\delta F_G}{F_G}$ obliczony dla zawiesia Z8 był nieco większy niż 4%. Dla pozostałych zawiesi, błąd

względny nie przekraczał 3%. Chociaż błąd względny o wartości 4,15% wydaje się znaczny, to – zważywszy na możliwości organizacyjne prowadzenia badań w kopalni i w wyłączonym z eksploatacji wyrobisku – uznano, że jest to poziom akceptowalny z jeszcze jednego powodu. Jeśli wziąć pod uwagę, że maksymalna siła w zawiesiu Z8 była zawsze mniejsza niż w innych zawiesiach trasy, to praktyczne znaczenie mają mniejsze niż 3% błędy, obliczone dla innych, bardziej obciążonych zawiesi znajdujących się na odcinku pomiarowym trasy.

Tab. 6.10. Błąd oszacowania wartości siły w poszczególnych zawiesiach odcinka pomiarowego

Zawiesie	Siła F_G , kN	Czynnik błędu według wzoru					Błąd	
		(6.4)	(6.5)	(6.6)	(6.7)	(6.8)	δF_G , kN	$\frac{\delta F_G}{F_G}$, %
Z3	23,57	3,764	0,014	0,003	0,007	1,161	0,628	2,66
Z4	23,88	3,780	0,015	0,004	0,007	1,644	0,640	2,68
Z5	23,74	3,773	0,014	0,004	0,007	1,444	0,635	2,67
Z6	22,14	3,785	0,015	0,004	0,007	1,766	0,643	2,91
Z7	18,35	3,086	0,012	0,008	0,010	0,824	0,533	2,91
Z8	21,86	5,618	0,016	0,092	0,025	9,802	0,908	4,15
Z9	23,74	3,773	0,014	0,004	0,007	1,444	0,635	2,67
Z10	23,89	3,781	0,015	0,004	0,007	1,657	0,640	2,68

Z tabeli 6.11 wynika, że – pomimo, że zawiesia Z6 i Z8 były podczepione do złączy szyn o podobnej długości i pomiary wykonano w tych samych warunkach przejazdu ciągnika kolejki podwieszanej, to – przebiegi zmierzone przez poszczególne czujniki siły istotnie różnią się statystycznie. Obliczenia wartości statystyki T do testu Kruskal’a-Wallis’a przeprowadzono według wzoru (6.10).

W dalszej kolejności przeprowadzono test Kolmogorowa-Smirnowa, wykonując porównanie parami przebiegów zarejestrowanych przez poszczególne czujniki siły. Obliczenia wartości statystyki D wykonano zgodnie z zależnością (6.11). W ich wyniku stwierdzono, że podczas jednego przejazdu dwa różne czujniki siły mogły zarejestrować przebiegi, które świadczą o tym, że ich dystrybuanty nie różnią się istotnie statystycznie. W tabeli 6.11 przedstawiono wyniki porównania przebiegów sił zarejestrowanych przez czujniki umieszczone na zawiesiach Z6 i Z8. Dla wszystkich przejazdów wynik oceny statystycznej porównania tej pary zawiesi prowadził do przyjęcia hipotezy

zerowej, co oznaczało, że siły zmierzone w tych zawiesiach nie różniły się istotnie statystycznie.

Tab. 6.11. Zestawienie wyników testów statystycznych

Numer rysunku	6.8	6.9	6.10	6.11	6.12	6.13
	Test Kruskal’a-Wallis’a					
Liczność próby	1924	1674	1002	1150	493	532
Wartość statystyki T , –	68,560	49,186	37,760	54,241	15,824	20,152
Przyjęta hipoteza	H_1					
	Test Kołmogorowa-Smirnowa					
Porównywane zawiesia	Z6, Z8					
Czujniki siły	$\textcircled{L}$, $\textcircled{N}$					
Liczność próby	446	354	231	265	112	124
Wartość statystyki D , –	0,865	1,187	0,666	1,175	0,436	0,493
Przyjęta hipoteza	H_0					
Przyjęcie H_0 dla par	3	9	10	6	19	24

Dla $k = 8$ czujników siły, liczba wszystkich możliwych kombinacji bez powtórzeń par (po dwa czujniki) do porównania zgodności dystrybucyjności po jednym przejeździe ciągnika wynosiła $\binom{8}{2} = \frac{8!}{2!(8-2)!} = 28$. Wśród nich, liczba tych par, dla których obliczenia wykazały brak podstaw do odrzucenia hipotezy zerowej według testu Kołmogorowa-Smirnowa, została wyszczególniona w ostatnim wierszu tabeli 6.11. Podczas przejazdu ciągnika po wzniosie z prędkością $2,0 \text{ m s}^{-1}$, dla którego przebiegi zmian sił przedstawiono na rysunku 6.13, wykazano statystyczne podobieństwo dystrybucyjności wszystkich par oprócz następujących: $\textcircled{J} - \textcircled{M}$, $\textcircled{K} - \textcircled{M}$, $\textcircled{M} - \textcircled{O}$ i $\textcircled{M} - \textcircled{P}$. W każdej z tych par, dla których wykazano istotne statystycznie różnice, występował czujnik siły $\textcircled{M}$. Charakterystyczne jest to, że był on zainstalowany na zawieszku Z7, zamontowanym pod największym kątem α , jeśli pominąć zawieszki kontruujące Z20, i podczepionym do złącza dwóch najkrótszych szyn z tych, które znajdowały się na odcinku pomiarowym (rys. 6.2a, tab. 6.1).

Można więc zauważyć, że zwiększanie prędkości przejazdu (dane w kolumnach tabeli 6.11 leżących bardziej na prawo) powodowało zwiększanie zgodności dystrybucyjności przy bezpośrednim porównywaniu parami przebiegów sił w zawiesiach. Oznacza to, że przebieg zmian sił w zawieszku – zarejestrowanych przy przejeździe zestawu z prędkością $2,0 \text{ m s}^{-1}$ – można analizować w oparciu o dane z krótszego odcinka pomiarowego, a nawet na

podstawie pomiaru w jednym zawiesiu, ponieważ zachodzi duże prawdopodobieństwo tego, że przebieg dla innych zawiesi jest podobny.

Wartości zmierzone przez czujniki siły, podczas przejazdu ciągnika po trasie, były średnio kilka procent większe niż te, obliczone na podstawie modelu statycznego, jednak największe różnice wynosiły od -12% do $+21\%$. Analizując obciążenie zawiesi pojedynczo, nie wykazano istotnych różnic w obciążeniu przy zmianie prędkości przejazdu zestawu. Zwiększanie prędkości powodowało, że różnice wartości sił rejestrowanych podczas przejazdu ciągnika po wzniosie i upadzie zmniejszały się.

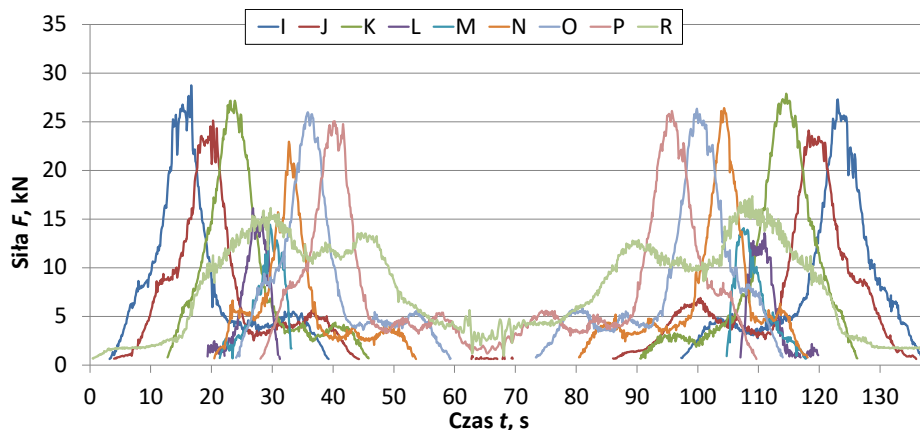
6.3. Jazda zestawu z jednym kontenerem

Po dołączeniu pustego kontenera do ciągnika, w skład zestawu wchodziły zespoły wyszczególnione w tabeli 6.4. Masa zestawu została przez to zwiększona do 6207 kg. Początkowo łańcuchy odciągów nie były podłączone, czyli zabudowa trasy pomiarowej była taka jak przedstawiona na rysunku 6.2a. W porównaniu z budową trasy wykorzystywaną do badań opisanych w podrozdziale 6.2, ta zawierała również czujnik siły $\textcircled{R}$. Przejazd zestawu następował w kierunku upadu, po czym zestaw był zatrzymywany, a – po wygaszeniu drgań trasy – zestaw był rozpędzany do tej samej prędkości z jaką poruszał się po upadzie i przejeżdżał przez cały odcinek pomiarowy w kierunku wzniosu. W takiej konfiguracji przeprowadzono badania podczas pięciu przejazdów w obie strony dla każdej prędkości zestawu. Maksymalne wartości sił zmierzonych w czujnikach zamontowanych w poszczególnych zawiesiach były uśredniane do analizy.

6.3.1. Trasa bez odciągów

Podczas jazdy kolejki z prędkością $0,5 \text{ m s}^{-1}$ (dla przebiegów przedstawionych na rysunku 6.14), maksymalne siły rejestrowane przez czujniki oznaczone $\textcircled{I} \div \textcircled{K}$, $\textcircled{O}$, $\textcircled{P}$ miały porównywalne wartości jak podczas jazdy ciągnika bez kontenera, po trasie ze zdemontowanym łańcuchem kontruującym $\textcircled{R}$ (rys. 6.8). Zaobserwowano spadek wartości sił zarejestrowanych przez czujniki $\textcircled{L}$ i $\textcircled{M}$. Stan taki spowodowany był przejmowaniem obciążenia przez łańcuch kontruujący Z20, który był zamocowany do tego samego złącza szyn co zawiesie Z6 (rys. 6.2). Jedyna zmiana, w porównaniu do przejazdu samego ciągnika, dotyczyła jazdy po wzniosie, podczas której w czujniku $\textcircled{N}$ zarejestrowano siłę o około 4 kN większą niż podczas jazdy po upadzie.

Podczas jazdy po upadzie (rys. 6.14) w czujniku ⑧ zaobserwowano sinusoidalny przebieg zmian siły. Największa siła, równa 15 kN, występowała w chwili pojawienia się wartości maksymalnej w czujniku siły ④. Stało się tak wbrew teoretycznym przypuszczeniom, że piki wartości sił powinny występować jednocześnie w zawiesiach Z20 i Z6, ze względu na to, że były zamocowane do tego samego złącza szyn. Maksymalna wartość siły zmierzona przez czujnik ④ poprzedzała wystąpienie maksimum dla czujnika ⑧, zamocowanego w tym samym punkcie trasy. Oznacza to, że cięgna zawiesia zamontowane w układzie V nie przenoszą obciążenia równocześnie. Ponadto, teoretyczne przewidywania zależnego od kąta α obciążenia łańcuchów zawiesi w tym układzie nie zostały potwierdzone w badaniach. Maksymalne obciążenie każdego z łańcuchów zawiesia, stanowiącego układ V, było porównywalne. Kolejne maksima, o wartości 12 kN i 14 kN, które występowały w zawiesiu Z20 podczas przejazdu zestawu po upadzie, były przesunięte w czasie o około 8 sekund i miały podobny okres jak pojawianie się wartości maksymalnych w czujnikach ③ i ⑤.

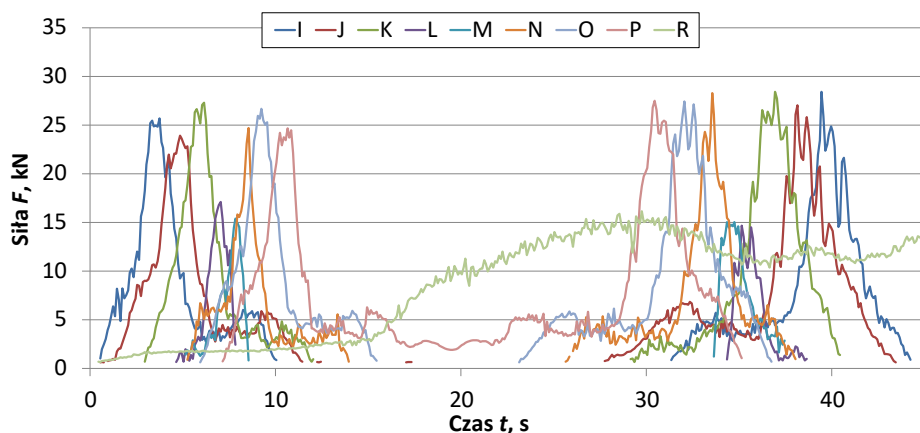


Rys. 6.14. Przykładowy przebieg zmian sił zarejestrowanych przez czujniki podczas przejazdu zestawu z prędkością $0,5 \text{ m s}^{-1}$ na upadzie i po wzniosie

Siły zarejestrowane przez czujnik ⑧, w czasie pomiędzy przejazdem na upadzie i po wzniosie – po zatrzymaniu zestawu, nie zmniejszały się do wartości bliskiej zera, jak to obserwowano dla pozostałych czujników. W cięgnie zawiesia, gdzie zamontowany był ten czujnik, utrzymywała się szczytkowa siła o średniej wartości około 3 kN i amplitudzie około 1 kN.

Przejazd zestawu transportowego po wzniosie z prędkością $0,5 \text{ m s}^{-1}$ (rys. 6.14) spowodował wygenerowanie dwóch fal zmian sił w czujniku ⑧ zamocowanym na ciągnie zawiesia kontrującego Z20. Pierwsza z tych fal wystąpiła z chwilą rozpoczęcia jazdy po wzniosie, jeszcze przed tym jak istotnie zaczęła narastać siła w zawiesiu Z10, które było pierwszym opomiarowanym na trasie przy jeździe w tym kierunku. Wartość maksymalną, czujnik ⑧ zarejestrował z chwilą maksymalnego obciążenia zawiesia Z7, podobnie jak przy jeździe po upadzie.

Podczas jazdy po upadzie (rys. 6.14), ostatnia fala zarejestrowana przez czujnik ⑧ wystąpiła po opuszczeniu odcinka pomiarowego przez najcięższe wózki zestawu transportowego, mimo że czujnik ten znajdował się bliżej środka odcinka pomiarowego. Odwrotna sytuacja wystąpiła podczas jazdy zestawu po wzniosie. Lokalne maksimum pojawiło się w zawiesiu kontrującym Z20 jeszcze zanim wózki zestawu transportowego wjechały na odcinek pomiarowy.

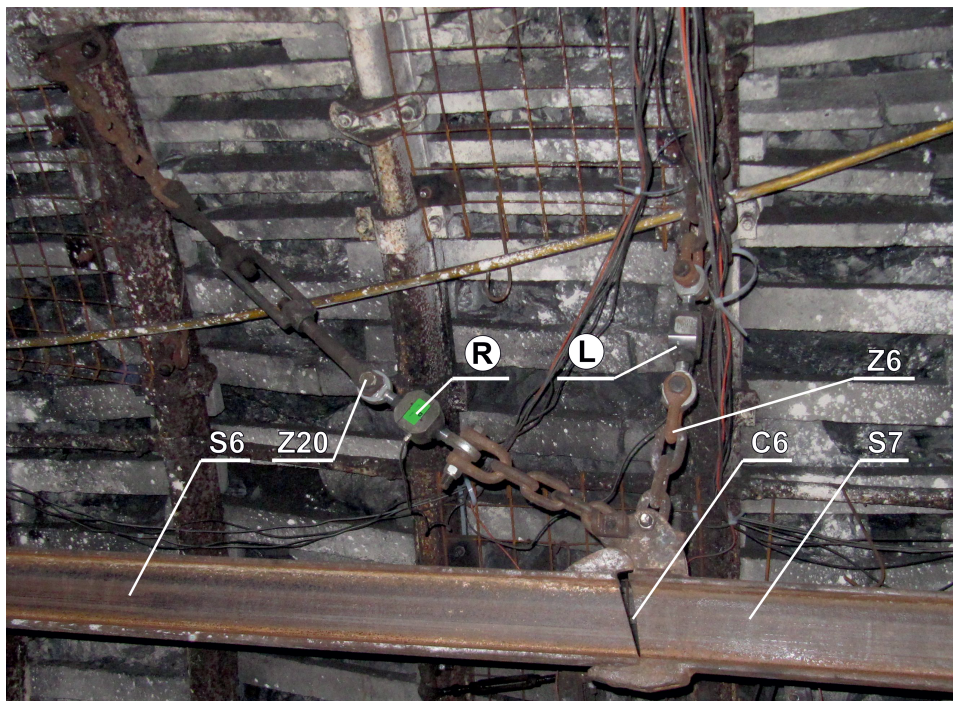


Rys. 6.15. Przykładowy przebieg zmian sił zarejestrowanych przez czujniki podczas przejazdu zestawu z prędkością $2,0 \text{ m s}^{-1}$ na upadzie i po wzniosie

Na rysunku 6.15 przedstawiono przebieg zmian sił zarejestrowany podczas przejazdu zestawu transportowego z prędkością $2,0 \text{ m s}^{-1}$ po trasie pomiarowej w obydwu kierunkach. Podczas jazdy po wzniosie obserwowano duże zmiany siły w zawiesiach następujące w czasie przejazdu zestawu. Występowały drgania całej trasy wraz z poruszającym się po niej zespołem transportowym, co skutkowało silnymi zmianami wartości rejestrowanych przez czujniki siły. Sytuacja taka nie występowała przy przejazdach z mniejszymi prędkościami, a także wtedy, gdy na trasie nie był zamonto-

wany łańcuch kontrujący Z20. Ponadto, dla badań prowadzonych podczas przejazdu samego ciągnika (zamieszczonych w podrozdziale 6.2), obserwowano efekt przeciwny – zwiększenie prędkości przejazdu powodowało „wygładzenie” przebiegów zmian sił w zawiesiach.

Wykres zmian siły obciążającej zawiesie z czujnikiem $\textcircled{R}$, zamieszczony na rysunku 6.15 wynikał z próby zweryfikowania wpływu zamontowania zawiesia kontrującego na przebieg sił w innych zawiesiach podczas przejazdu zestawu w obydwu kierunkach. Poluzowanie łańcucha kontrującego Z20 (rys. 6.16) spowodowało, że utrzymywała się w tym zawiesiu stała, niewielka siła, która zaczęła narastać po osiągnięciu przez trasę nowego położenia równowagi trwałej, co nastąpiło po przejeździe zestawu poza odcinek pomiarowy.



Rys. 6.16. Odcinek trasy pomiarowej: C6 – złącze, S6 i S7 – szyny; Z6 – zawiesie; Z20 – zawiesie kontrujące; $\textcircled{L}$ i $\textcircled{R}$ – czujniki siły

Maksymalna wartość siły w zawiesiu $\textcircled{R}$ została zarejestrowana przed wjazdem najcięższych wózków na odcinek pomiarowy trasy (rys. 6.15). Wartość ta była porównywalna z maksymalnymi, zarejestrowanymi dla innych

przejazdów. Od momentu wystąpienia maksymalnej siły w pierwszym opomiarowanym zawiesiu Z10 (czujnik siły $\textcircled{P}$), siła mierzona przez czujnik $\textcircled{R}$ zaczęła łagodnie zmniejszać się. Minimalną wartość siły w zawiesiu kontrującym z czujnikiem $\textcircled{R}$ zarejestrowano równocześnie z chwilą wystąpienia maksimum dla czujnika $\textcircled{L}$ zamontowanego do tego samego złącza szyn. Wartość siły zarejestrowanej przez czujnik $\textcircled{R}$ nie zmniejszała się pomimo przejazdu zestawu przez dalszą część odcinka pomiarowego. Wręcz przeciwnie – obserwowano zwiększanie wartości siły w miarę przejazdu zestawu oraz po opuszczeniu przez zestaw odcinka pomiarowego.

Jeśli potraktować poluzowanie zawiesia Z20 jako niedokładność montażu trasy kolejki podwieszanej (rys. 6.16), to można powiedzieć, że trasa nie była wrażliwa na pewnej wielkości niedokładności wymiarowe. Przejazd zestawu transportowego po tak zmontowanej trasie spowoduje jednak jej przemieszczenie, którego skutkiem będzie osiągnięcie nowego położenia równowagi całego układu, zawierającego trasę i zestaw transportowy.

W tabeli 6.12 przedstawiono porównanie maksymalnych sił zarejestrowanych przez czujniki podczas przejazdu na upadzie i po wzniosie zestawu transportowego z nieobciążonym kontenerem. Widoczna różnica, związana z przejazdem kolejki w różnym kierunku, występowała jedynie dla przebiegów sił rejestrowanych przez pojedyncze czujniki, np.: $\textcircled{M}$, $\textcircled{N}$ i $\textcircled{O}$. Można zauważyć, że zmiana wartości prędkości podczas przejazdu zestawu przez odcinek pomiarowy nie powodowała istotnych zmian wartości zarejestrowanych sił podczas jazdy w obydwu kierunkach. W szczególności, zwiększenie prędkości z $1,0 \text{ m s}^{-1}$ do $2,0 \text{ m s}^{-1}$ spowodowało, że średnio wartości sił we wszystkich zawiesiach rozpatrywanych łącznie zwiększyły się o niecałe 2%. Zwraca uwagę obciążenie zawiesia kontrującego siłą mniejszą niż 8 kN, chociaż było ono zamontowane pod znacznie większym kątem niż ciągnio Z6, które było podłączone do tego samego złącza szyn. Największa wartość siły zarejestrowana przez czujnik $\textcircled{L}$ nie różniła się od tej, która została zmierzona wtedy, gdy zawiesie Z20 nie było zamontowane (tab. 6.8). Zatem, zainstalowanie zawiesia kontrującego nie spowodowało spodziewanego zmniejszenia wartości siły obciążającej zawiesie podłączone do tego samego złącza szyn, lecz nawet zwiększenie siły obciążającej drugie ciągnio zawiesia typu V. Siła zmierzona przez pozostałe czujniki (tab. 6.12) również była większa niż ta, zarejestrowana podczas przejazdu samego ciągnika (tab. 6.8) po trasie, na której zawiesie kontrujące nie było zamontowane.

Obciążenie kontenera dodatkową masą 1000 kg (tab. 6.13), a nawet masą 2000 kg (tab. 6.14), nie spowodowało istotnego zwiększenia wartości sił w za-

wiesiach znajdujących się na odcinku pomiarowym, w porównaniu z wartościami zmierzonymi podczas przejazdu zestawu z kontenerem nieobciążonym (tab. 6.12). W przypadku niektórych zawiesi, np. Z20, Z6 i Z8, wystąpiły różnice sił zmierzonych przez czujniki podczas przejazdu zestawu po wzniosie w porównaniu z przejazdem po upadzie. Średnio jednak, te różnice się bilansowały i dla każdej z rozpatrywanych prędkości, globalny iloraz wartości sił zmierzonych w taki sposób nieznacznie przekraczał 1%. Znamienne w tabelach 6.13 i 6.14 jest to, że dla pięciu zawiesi (Z3 ÷ Z5, Z9 ÷ Z10), które były zamocowane do złączy najdłuższych szyn, względne zmiany wartości sił były porównywalne i nie przekraczały 10%. Maksymalna siła w zawiesiu Z9 zmierzona przy jeździe po wzniosie z prędkością 2 m s^{-1} była 1,091 razy większa niż ta, zarejestrowana w tym samym zawiesiu podczas przejazdu tego samego zestawu, lecz z prędkością o połowę mniejszą. Należy stąd wnioskować, że zawiesia pracujące w porównywalnych warunkach obciążenia przenoszą podobnej wartości reakcje podczas jazdy po wzniosie i upadzie.

Tab. 6.12. Porównanie maksymalnych sił zarejestrowanych przez czujniki podczas jazdy po wzniosie i upadzie zestawu z nieobciążonym kontenerem

	Oznaczenie zawiesia								
	Z3	Z4	Z5	Z20	Z6	Z7	Z8	Z9	Z10
	Oznaczenie czujnika siły								
Prędkość, m s^{-1}	Ⓘ	Ⓝ	Ⓚ	Ⓡ	Ⓛ	Ⓜ	Ⓝ	Ⓞ	Ⓟ
1,0	Wartość siły, kN								
Wznios	26,91	27,16	30,12	7,13	22,29	14,93	22,67	27,20	27,55
Upad	26,71	27,41	28,41	6,49	23,84	13,55	21,96	27,64	26,98
	Względna zmiana, –								
Wznios/ Upad	1,007	0,998	1,060	1,099	0,935	1,102	1,032	0,984	1,021
2,0	Wartość siły, kN								
Wznios	26,26	27,91	30,01	7,32	23,37	14,15	23,00	25,33	27,65
Upad	26,30	27,34	29,47	7,43	24,20	12,68	24,88	27,28	27,26
	Względna zmiana, –								
Wznios/ Upad	0,998	1,021	1,018	0,985	0,966	1,116	0,924	0,929	1,014
2,0/ 1,0	Względna zmiana, –								
Wznios	0,976	1,028	0,996	1,027	1,048	0,948	1,015	0,931	1,004
Upad	0,985	0,997	1,037	1,145	1,015	0,936	1,133	0,987	1,010

Tab. 6.13. Porównanie maksymalnych sił zarejestrowanych przez czujniki podczas jazdy po wzniosie i upadzie zestawu z kontenerem obciążonym masą 1000 kg

	Oznaczenie zawiesia								
	Z3	Z4	Z5	Z20	Z6	Z7	Z8	Z9	Z10
	Oznaczenie czujnika siły								
Prędkość, m s ⁻¹	Ⓘ	Ⓝ	Ⓚ	Ⓡ	Ⓛ	Ⓜ	Ⓝ	Ⓞ	Ⓟ
1,0	Wartość siły, kN								
Wznios	27,54	27,53	28,11	6,91	23,95	10,59	26,89	25,41	28,22
Upad	27,79	26,88	28,11	6,51	24,47	11,03	23,39	27,80	27,38
	Względna zmiana, –								
Wznios/ Upad	0,991	1,024	1,000	1,061	0,979	0,960	1,150	0,914	1,031
2,0	Wartość siły, kN								
Wznios	27,91	27,53	28,27	8,08	22,63	10,98	22,96	27,73	26,39
Upad	26,93	27,02	28,21	6,90	25,27	12,14	23,30	28,04	27,12
	Względna zmiana, –								
Wznios/ Upad	1,036	1,019	1,002	0,896	0,904	1,171	0,985	0,989	0,973
2,0/ 1,0	Względna zmiana, –								
Wznios	1,013	1,000	1,006	1,169	0,945	1,037	0,854	1,091	0,935
Upad	0,969	1,005	1,004	1,060	1,033	1,101	0,996	1,009	0,991

Wraz ze zwiększaniem obciążenia (statycznego lub dynamicznego), trasa bez zamontowanych odciągów sama ulegała stabilizacji. Zjawisko stabilizacji trasy było tym bardziej widoczne im z większą prędkością zestaw przejeżdżał przez odcinek pomiarowy oraz im większe było łączne obciążenie tego zestawu. Problem braku stabilizacji trasy nabiera szczególnego znaczenia w przypadku, gdy porusza się po niej zestaw transportowy o małej masie.

Mniejsza siła w zawiesiu kontruującym Z20 (tab. 6.12, 6.13 i 6.14), w porównaniu do oczekiwanej – wynikającej z symetrycznego rozkładu obciążenia statycznego na dwa ciągną zawiesia typu V – może być efektem tego, że zawiesie Z6 było zamontowane pod kątem α o mniejszej wartości niż zawiesie kontruujące (tab. 6.1), a przez to miało kierunek mniej różniący się niż kierunek normalny do szyny. Natomiast, zgodnie z rozważaniami teoretycznymi, zamieszczonymi w podrozdziale 6.2, siły reakcji szyny mają kierunek normalny do linii trasy kolejki podwieszanej.

Tab. 6.14. Porównanie maksymalnych sił zarejestrowanych przez czujniki podczas jazdy po wzniosie i upadzie zestawu z kontenerem obciążonym masą 2000 kg

	Oznaczenie zawiesia								
	Z3	Z4	Z5	Z20	Z6	Z7	Z8	Z9	Z10
	Oznaczenie czujnika siły								
Prędkość, m s ⁻¹	Ⓘ	Ⓝ	Ⓚ	Ⓡ	Ⓛ	Ⓜ	Ⓝ	Ⓞ	Ⓟ
1,0	Wartość siły, kN								
Wznios	28,16	27,41	29,33	8,03	22,47	10,92	23,61	27,14	28,98
Upad	25,72	27,47	28,57	7,25	24,41	10,04	23,72	27,22	26,65
	Względna zmiana, –								
Wznios/ Upad	1,095	0,998	1,027	1,108	0,921	1,088	0,995	0,997	1,087
2,0	Wartość siły, kN								
Wznios	29,06	27,41	30,49	b.d.	22,83	11,74	25,98	25,30	27,40
Upad	23,23	27,92	28,38	b.d.	24,34	8,62	23,41	26,97	28,40
	Względna zmiana, –								
Wznios/ Upad	1,108	0,982	1,074	b.d.	0,938	1,362	1,110	0,938	0,965
b.d. – brak danych									

Porównanie sił zmierzonych i obliczonych dla modelu obciążenia statycznego, zawarte w tabelach 6.15 i 6.16 świadczy o tym, że dla zawiesi zamontowanych do złączy krótkich szyn ($L < 225$ cm) wartości zmierzone były maksymalnie o 50% mniejsze (zarejestrowane przez czujnik Ⓡ). Przeciwna relacja wystąpiła dla zawiesia Z6, dla którego wartości zmierzone były ponad dwukrotnie większe od obliczonych. Wystąpiło więc niesymetryczne obciążenie cięgien zawiesia typu V w porównaniu do oczekiwań teoretycznych. Jeżeli wziąć pod uwagę łączną wartość reakcji (około 30 kN) w zawiesiach Z20 i Z6, to okaże się, że była ona porównywalna do wartości sił rejestrowanych przez czujniki znajdujące się na obydwu końcach odcinka pomiarowego (od 26 kN do ponad 30 kN). Zwiększanie prędkości przejazdu zestawu, a także zwiększanie masy ładunku przewożonego w kontenerze, powodowało zwiększanie obciążenia obydwu wspomnianych zawiesi. Ponadto, zwiększanie wartości reakcji w cięgnach zawiesia typu V, powodowało jednocześnie zmniejszanie obciążenia, podłączonego do drugiego złącza tej samej szyny, zawiesia Z7.

Tab. 6.15. Charakterystyka sił statycznych i maksymalnych sił zmierzonych przy przejeździe z prędkością $1,0 \text{ m s}^{-1}$ i różnym obciążeniem kontenera

Zawiesie	Z3	Z4	Z5	Z20	Z6	Z7	Z8	Z9	Z10
Czujnik siły	Ⓘ	Ⓜ	Ⓚ	Ⓡ	Ⓛ	Ⓜ	Ⓝ	Ⓞ	Ⓟ
Siła obliczona, kN	23,57	23,88	23,74	14,62	11,07	18,35	21,86	23,74	23,89
Bez obciążenia kontenera dodatkową masą									
Siła max, kN	26,91	27,41	30,12	7,13	23,84	14,93	22,67	27,64	27,55
Wzgl. obliczonej	1,142	1,148	1,269	0,488	2,154	0,814	1,037	1,164	1,153
Wsp. bezp.	7,4	7,3	6,6	28,1	8,4	13,4	8,8	7,2	7,3
Obciążenie kontenera masą 1000 kg									
Siła max, kN	27,79	27,53	28,11	6,91	23,95	11,03	26,89	27,80	28,22
Wzgl. obliczonej	1,179	1,153	1,184	0,473	2,164	0,601	1,230	1,171	1,181
Wsp. bezp.	7,2	7,3	7,1	28,9	8,4	18,1	7,4	7,2	7,1
Obciążenie kontenera masą 2000 kg									
Siła max, kN	28,16	27,47	29,33	8,03	24,41	10,92	23,72	27,22	28,98
Wzgl. obliczonej	1,198	1,150	1,235	0,549	2,205	0,595	1,085	1,147	1,213
Wsp. bezp.	7,1	7,3	6,8	24,9	8,2	18,3	8,4	7,3	6,9
Względna siła max przy różnym obciążeniu, –									
1000 kg/ 0 kg	1,033	1,004	0,933	0,969	1,005	0,739	1,186	1,006	1,024
2000 kg/ 0 kg	1,046	1,002	0,974	1,126	1,024	0,731	1,046	0,985	1,052
2000 kg/ 1000 kg	1,013	0,998	1,043	1,162	1,019	0,990	0,882	0,979	1,027

Porównując dane zamieszczone w tabelach 6.15 i 6.16 można powiedzieć, że zwiększenie prędkości przejazdu zestawu przez odcinek pomiarowy nie spowodowało zauważalnych zmian wartości maksymalnych sił w zawiesiach. Wynika stąd, że zamieszczony w podrozdziale 5.2 model obliczeń statycznych może być stosowany jako podstawa analizy oddziaływań dynamicznych kolejki podwieszanej poruszającej się po trasie. Dla wszystkich przypadków obciążenia trasy kolejki podwieszanej zachowane były wymogi dotyczące minimalnej wartości współczynnika bezpieczeństwa.

Na podstawie porównania wartości zmierzonych podczas przejazdu zestawu z dołączonym doń kontenerem (tab. 6.15 i 6.16) oraz samego ciągnika kolejki podwieszanej (tab. 6.9) można powiedzieć, że zwiększenie masy zestawu (tab. 6.4) spowodowało, że wartości sił zmierzone w zawiesiach były

bardziej zgodne z wynikami rozważań teoretycznych. O ile, podczas przejazdu samego ciągnika, największe siły występowały w zawiesiu Z3, to tutaj – wyraźnie większe siły zarejestrował czujnik $\textcircled{K}$ zamontowany na zawiesiu Z5. Należy przy tym zauważyć, że we wszystkich wspomnianych tabelach, większą siłę statyczną (wiersz „Siła obliczona”) wyznaczono dla zawiesia Z5 niż dla ciągu Z3, korzystając przy tym z tego samego wzoru (6.2).

Tab. 6.16. Charakterystyka sił statycznych i maksymalnych sił zmierzonych przy przejeździe z prędkością $2,0 \text{ m s}^{-1}$ i różnym obciążeniem kontenera

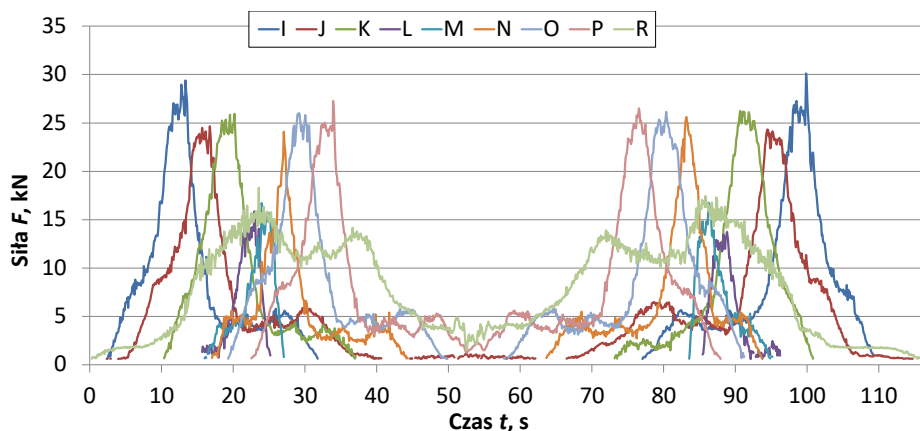
Zawiesie	Z3	Z4	Z5	Z20	Z6	Z7	Z8	Z9	Z10
Czujnik siły	$\textcircled{I}$	$\textcircled{J}$	$\textcircled{K}$	$\textcircled{R}$	$\textcircled{L}$	$\textcircled{M}$	$\textcircled{N}$	$\textcircled{O}$	$\textcircled{P}$
Siła obliczona, kN	23,57	23,88	23,74	14,62	11,07	18,35	21,86	23,74	23,89
Bez obciążenia kontenera dodatkową masą									
Siła max, kN	26,30	27,91	30,01	7,43	24,20	14,15	24,88	27,28	27,65
Wzgl. obliczonej	1,116	1,169	1,264	0,508	2,186	0,771	1,052	1,149	1,157
Wsp. bezp.	7,6	7,2	6,7	26,9	8,3	14,1	8,7	7,3	7,2
Obciążenie kontenera masą 1000 kg									
Siła max, kN	27,91	27,53	28,27	8,08	25,27	12,14	23,30	28,04	27,12
Wzgl. obliczonej	1,184	1,153	1,191	0,553	2,283	0,662	1,066	1,181	1,135
Wsp. bezp.	7,2	7,3	7,1	24,8	7,9	16,5	8,6	7,1	7,4
Obciążenie kontenera masą 2000 kg									
Siła max, kN	29,06	27,92	30,49	b.d.	24,34	11,74	25,98	26,97	28,40
Wzgl. obliczonej	1,233	1,169	1,284	b.d.	2,199	0,640	1,188	1,136	1,189
Wsp. bezp.	6,9	7,2	6,6	b.d.	8,2	17,0	7,7	7,4	7,0
Względna siła max przy różnym obciążeniu, –									
1000 kg/ 0 kg	1,061	0,986	0,942	1,087	1,044	0,858	1,013	1,028	0,981
2000 kg/ 0 kg	1,105	1,000	1,016	b.d.	1,006	0,830	1,130	0,989	1,027
2000 kg/ 1000 kg	1,041	1,014	1,079	b.d.	0,963	0,967	1,115	0,962	1,047

b.d. – brak danych

6.3.2. Trasa z odciągami $\textcircled{A}$ + $\textcircled{B}$

Zamontowanie odciągów na zawiesiu Z3, znajdującym się na początku odcinka pomiarowego, nie wpłynęło na zmianę wartości rejestrowanych sił podczas przejazdu zestawu z prędkością $0,5 \text{ m s}^{-1}$ (rys. 6.17). Występowa-

nie odciągów na trasie nie spowodowało również zmiany przebiegów siły w zawiesiu kontruującym Z20. Szczytowe wartości trzech fal, zarejestrowane przez czujnik siły ⑧ podczas jazdy po upadzie, wystąpiły kolejno w chwili wygenerowania maksymalnej siły równej 16 kN w czujnikach ① i ② oraz – rejestracji maksymalnej wartości przez czujnik ③. Ostatnie lokalne maksimum nastąpiło po przejechaniu całej trasy i zatrzymaniu zestawu transportowego. Maksymalna siła w zawiesiu kontruującym, w przeciwieństwie do wyników badań przeprowadzonych na trasie bez odciągów, wystąpiła w tym samym czasie co w zawiesiu Z6, zamontowanym do tego samego złącza szyny co ciągnio Z20.



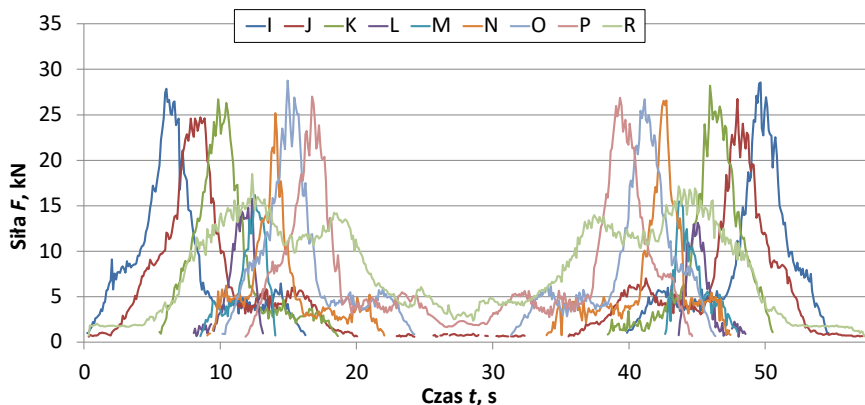
Rys. 6.17. Przebieg zmian sił zarejestrowanych przez czujniki podczas przejazdu zestawu z prędkością $0,5 \text{ m s}^{-1}$ na upadzie i po wzniosie

Podczas jazdy po wzniosie (rys. 6.17) zarejestrowano dwa lokalne maksima dla czujnika siły umieszczonego na zawiesiu kontruującym. Pierwsze z nich wystąpiło z chwilą wjazdu pierwszych wózków zestawu na odcinek pomiarowy. Kolejne ekstremum miało miejsce w czasie, gdy zarejestrowano maksymalną wartość dla czujnika ①. Przedziały czasowe, w których rejestrowano maksymalne wartości sił w poszczególnych zawiesiach odcinka pomiarowego, były takie same jak dla trasy bez odciągów, opisywanej w podrozdziale 6.3.1.

Podczas przejazdu kolejki z prędkością $0,5 \text{ m s}^{-1}$ po upadzie, największa siła w odciągach zamontowanych do złącza szyn C3 (rys. 6.2) nieznacznie przekraczała 1,1 kN. Maksymalne wartości tych sił zanotowano wtedy, gdy najcięższe wózki w_4 i w_5 zespołu silnika kolejki znajdowały się w takim położeniu, że złącze C4 było pomiędzy nimi. W czasie powrotu zestawu (jazda

po wzniosie z prędkością $0,5 \text{ m s}^{-1}$) największa wartość sił w odciągach wynosiła mniej niż $1,0 \text{ kN}$ i wystąpiła w chwili, gdy wózek w_4 zestawu wjechał pomiędzy złącza C4 i C5.

Zwiększenie prędkości przejazdu zestawu transportowego do $1,5 \text{ m s}^{-1}$ nie spowodowało istotnych zmian w przebiegach sił zmierzonych przez wszystkie czujniki (rys. 6.18). Prawdopodobnie spowodowane było to faktem, że zastosowane łańcuchy odciągowe – umieszczone na początku odcinka pomiarowego – i zawiesie Z20 w układzie V, zamontowane w połowie długości tego odcinka, uniemożliwiły wzdlużne i poprzeczne przemieszczanie się trasy. Zastosowanie tych dodatkowych więzów (odciągów), ograniczyło możliwości zmian położenia (amplitudę) mas w przestrzennym układzie współrzędnych związanych z trasą kolejki podwieszanej.

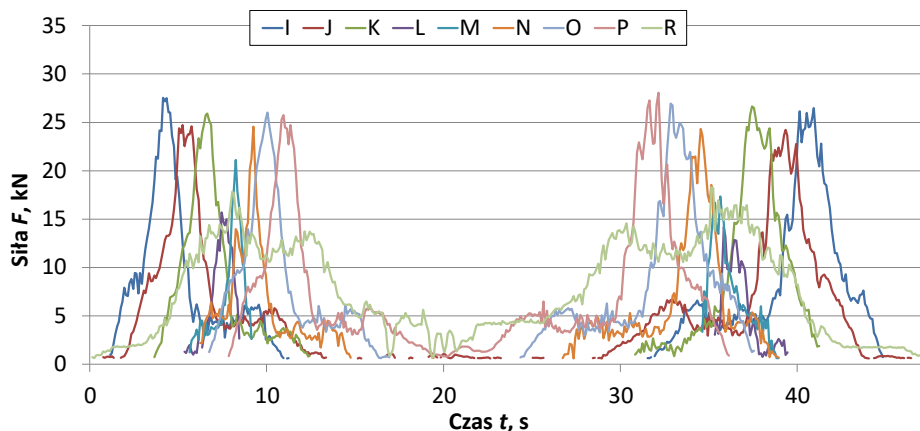


Rys. 6.18. Przebieg zmian sił zarejestrowanych przez czujniki podczas przejazdu zestawu z prędkością $1,5 \text{ m s}^{-1}$ na upadzie i po wzniosie

W przypadku przejazdu kolejki z prędkością $1,5 \text{ m s}^{-1}$ po upadzie, największa siła w odciągach zamontowanych do złącza szyn C3 (rys. 6.2a) wynosiła $1,25 \text{ kN}$. Wystąpienie tej siły odpowiadało położeniu pierwszego z dwóch najcięższych wózków zestawu (w_4) na szynie S4. Podczas powrotu kolejki z prędkością $1,5 \text{ m s}^{-1}$ po wzniosie, największa siła w odciągach wynosiła $1,41 \text{ kN}$. Wystąpienie tej siły odpowiadało położeniu, przy którym wózek w_5 minął złącze C3.

Przy prędkości przejazdu wynoszącej 2 m s^{-1} po upadzie (rys. 6.19) zauważono ciągle narastanie wartości siły w poszczególnych czujnikach aż do osiągnięcia maksimum. Zjawisko to nie występowało przy rejestracji sił podczas jazdy po wzniosie. Jeśli rozpatrzyć charakter przebiegu sił w zawiesiach,

to jest on identyczny jak zarejestrowany podczas przejazdu zestawu z tą samą prędkością po trasie bez odciągów (rys. 6.15).



Rys. 6.19. Przebieg zmian sił zarejestrowanych przez czujniki podczas przejazdu zestawu z prędkością $2,0 \text{ m s}^{-1}$ na upadzie i po wzniosie

Analizując zmiany sił zarejestrowane przez czujnik large $\textcircled{R}$ podczas jazdy po upadzie zauważono sinusoidalne wahania wartości siły o średniej wynoszącej około 13 kN (rys. 6.19). Wartość maksymalna (niemal 18 kN), zarejestrowana przez czujnik $\textcircled{R}$ wystąpiła w chwili pomiaru wartości maksymalnej przez czujnik $\textcircled{M}$. Podczas jazdy zestawu po wzniosie, kształt przebiegu zmian siły dla czujnika $\textcircled{R}$ był taki sam jak w poprzednio omówionym przypadku (rys. 6.18).

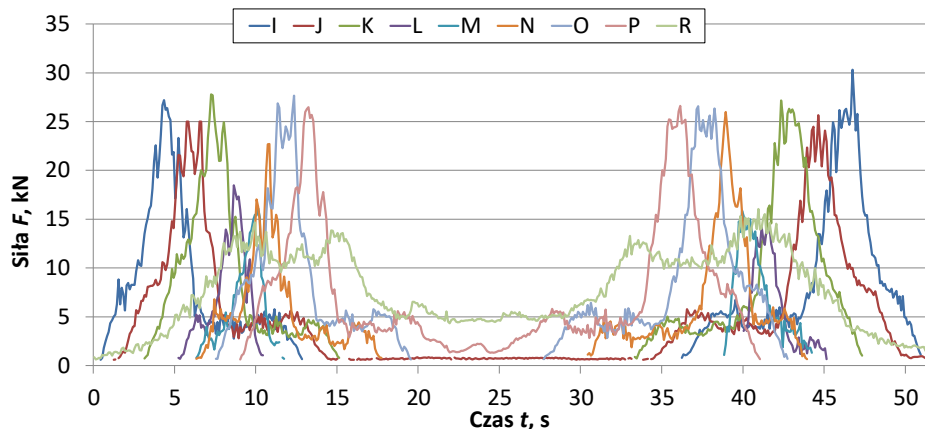
Przejazd zestawu transportowego po upadzie z prędkością $2,0 \text{ m s}^{-1}$, spowodował wystąpienie w łańcuchach odciągów podobnych efektów dynamicznych jak przejazd tego zestawu z mniejszymi prędkościami. Podczas powrotu zestawu (jazda po wzniosie) z tą samą prędkością, w czasie mijania przez wózek w_5 złącza szyn C3, w łańcuchach odciągów wystąpiły siły o wartości maksymalnej równej $1,94 \text{ kN}$.

Niezależnie od kierunku jazdy zestawu przez odcinek pomiarowy, wartości sił w odciągach $\textcircled{A} + \textcircled{B}$ były niewielkie i występowały zawsze wtedy, gdy najcięższe wózki miały miejsce zamocowania tych odciągów do trasy, czyli złącze szyn C3 (rys. 6.2b). Fakt ten pozwala rozszerzyć na odciągi tezę wcześniej sformułowaną dla zawiesi, że masa wózka jezdnego kolejki znajdującego się na szynie jest jedynym źródłem generowania sił w elementach zawieszenia tej szyny (trasy), w tym w odciągach.

6.3.3. Trasa z odciegami ① + ② i ③ + ④

Dalsze badania prowadzono po zamontowaniu łańcuchów odciegowych oznaczonych ① i ② na początku odcinka pomiarowego – do złącza C3 (rys. 6.2a), oraz oznaczonych ③ i ④ – w miejscu zamocowania zawiesia typu V składającego się z cięgien Z20 i Z6. Przejazd zestawu transportowego z pustym kontenerem rozpoczynano po upadzie. Prędkość podczas przejazdu przez odcinek pomiarowy była stała i wynosiła w obydwu kierunkach $1,0 \text{ m s}^{-1}$ lub $2,0 \text{ m s}^{-1}$. Podczas każdego przejazdu kolejki, przed zmianą kierunku zestaw był zatrzymywany na czas wystarczający aby ustały drgania trasy.

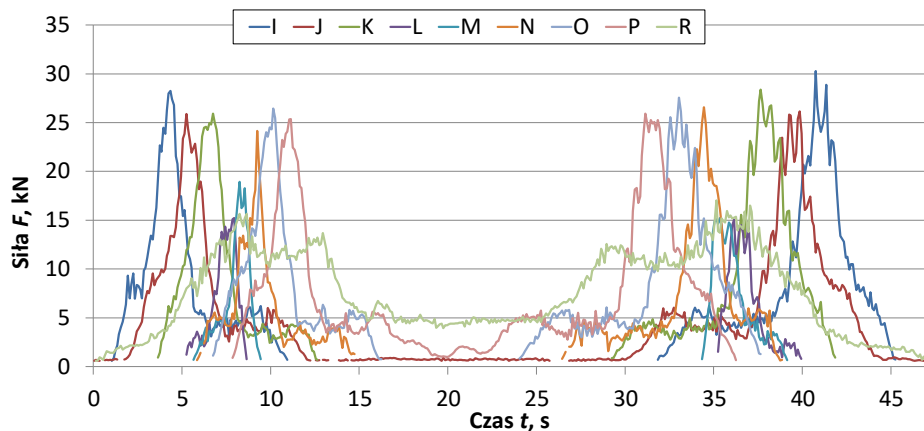
Na rysunku 6.20 przedstawiono przebiegi zmian sił w zawiesiach trasy podczas przejazdu zestawu z prędkością $1,0 \text{ m s}^{-1}$ w obydwu kierunkach. Można z niego zauważyć, że maksymalne wartości sił w zawiesiach Z3 ÷ Z6 oraz Z9 ÷ Z10 były porównywalne podczas jazdy po upadzie. Przy jeździe po wzniosie, wyróżnia się przebieg zmian siły w czujniku ①, gdzie zarejestrowano pojedynczy pik siły o wartości 30 kN. Wspomniane zawiesia były zamontowane do złączy najdłuższych szyn i miały wartości kątów α charakteryzujące się rozkładem normalnym $N(11,98; 1,54)$ o niewielkim odchyleniu standardowym σ (strona 171).



Rys. 6.20. Przebieg zmian sił zarejestrowanych przez czujniki podczas przejazdu zestawu z prędkością $1,0 \text{ m s}^{-1}$ na upadzie i po wzniosie

Porównując przebiegi zmian sił w zawiesiach przedstawione na rysunkach 6.15 i 6.21 można stwierdzić, że zwiększenie liczby więzów (usztywnienie) trasy przez skasowanie luzu w zawiesiu kontrującym ⑤ oraz dodanie dwóch

par łańcuchów odciążowych nie spowodowało zmian wartości maksymalnych sił w zawiesiach.



Rys. 6.21. Przebieg zmian sił zarejestrowanych przez czujniki podczas przejazdu zestawu z prędkością $2,0 \text{ m s}^{-1}$ na upadzie i po wzniosie

6.3.4. Porównanie trasy bez odciążów i z odciążami

Po zainstalowaniu na odcinku pomiarowym wszystkich odciążów przedstawionych na rysunku 6.2b, wykonano pomiary podczas przejazdu zestawu transportowego z prędkością $1,0 \text{ m s}^{-1}$ oraz $2,0 \text{ m s}^{-1}$ po wzniosie i na upadzie. Wyniki pomiarów zarejestrowane podczas tych przejazdów, porównywano z wartościami siły zmierzonymi w poszczególnych czujnikach zawiesi zmierzonymi w przypadku, gdy łańcuchy odciążowe nie były zamontowane.

Tabela 6.17 zawiera wyniki relacji wartości sił maksymalnych, zmierzonych przez poszczególne czujniki podczas przejazdów z prędkością $1,0 \text{ m s}^{-1}$, dla zestawu transportowego o różnej masie ładunku. Kontener wchodzący w skład zestawu załadowywano ładunkiem o masie do 2000 kg. Ze względów bezpieczeństwa, na trasie bez zamontowanych odciążów nie realizowano przejazdów z obciążeniem większym ładunkiem.

Względne zmiany wartości sił, zarejestrowanych podczas przejazdu po wzniosie i na upadzie, spowodowane brakiem lub obecnością odciążów, były w przypadku niektórych zawiesi dość duże. Obserwowano zwiększenie wartości sił podczas przejazdu po trasie bez odciążów, szczególnie z kontenerem obciążonym masą 1000 kg (w zawiesiach Z4, Z6 i Z8) lub – gdy nie był on obciążony ładunkiem (dodatkowo w zawiesiu Z20). Rozpatrując wszystkie zawiesia łącznie można powiedzieć, że średnio wartości sił zmierzone pod-

czas jazdy zestawu z nieobciążonym kontenerem po trasie bez odciągów były większe od 5% po wzniosie do 13% po upadzie. Przejazd zestawem z masą 1000 kg ładunku po trasie bez odciągów spowodował zwiększenie sił w zawiesiach jedynie po upadzie, średnio o około 14%. Obciążenie kontenera ładunkiem 2000 kg spowodowało minimalną, około 2%, różnicę wartości sił w zawiesiach.

Tab. 6.17. Ilorazy maksymalnych sił zmierzonych przez czujniki podczas jazdy po trasie z prędkością $1,0 \text{ m s}^{-1}$ zestawu obciążonego ładunkiem o różnej masie na trasie bez odciągów i z odciągami

Ładunek, kg	Oznaczenie zawiesia								
	Z3	Z4	Z5	Z20	Z6	Z7	Z8	Z9	Z10
	Oznaczenie czujnika siły								
	Ⓘ	Ⓝ	Ⓚ	Ⓡ	Ⓛ	Ⓜ	Ⓝ	Ⓞ	Ⓟ
0	Siła w zawiesiu bez odciągów/ z odciągami, –								
Wznios	1,014	1,071	1,101	1,264	1,005	0,933	1,005	1,037	1,080
Upad	1,017	1,274	1,050	0,846	1,828	1,026	1,145	1,012	1,005
	Względna zmiana, –								
Wznios/ Upad	0,997	0,841	1,049	1,494	0,550	0,909	0,878	1,025	1,075
1000	Siła w zawiesiu bez odciągów/ z odciągami, –								
Wznios	1,030	1,130	0,998	0,654	1,225	0,687	1,133	1,003	1,126
Upad	0,996	1,201	1,147	0,814	1,961	1,026	1,145	1,012	1,005
	Względna zmiana, –								
Wznios/ Upad	1,034	0,941	0,870	0,803	0,625	0,670	0,990	0,991	1,120
2000	Siła w zawiesiu bez odciągów/ z odciągami, –								
Wznios	1,027	0,955	1,144	0,831	0,744	1,045	1,027	1,074	1,340
Upad	0,917	0,997	1,035	0,941	0,644	1,018	0,984	0,989	1,423
	Względna zmiana, –								
Wznios/ Upad	1,120	0,958	1,105	0,883	1,155	1,027	1,044	1,086	0,942

W tabeli 6.18 przedstawiono relacje wartości sił w zawiesiach odcinka pomiarowego zmierzone podczas jazdy po trasie bez odciągów odniesione do sił rejestrowanych na trasie, na której odciągi były zamontowane. Zwiększenie prędkości przejazdu do $2,0 \text{ m s}^{-1}$ spowodowało, podobnie jak przy jeździe z prędkością $1,0 \text{ m s}^{-1}$ (tab. 6.17), minimalny łączny wpływ na obciążenie

zawieszenia trasy bez odciągów w relacji do sił zmierzonych podczas przejazdu po trasie z zamontowanymi odciągami. Jednak, różnice w obciążeniu poszczególnych zawiesi traktowanych osobno były znaczne.

Tab. 6.18. Ilorazy maksymalnych sił zmierzonych przez czujniki podczas jazdy po trasie z prędkością $2,0 \text{ m s}^{-1}$ zestawu obciążonego ładunkiem o różnej masie na trasie bez odciągów i z odciągami

Ładunek, kg	Oznaczenie zawiesia								
	Z3	Z4	Z5	Z20	Z6	Z7	Z8	Z9	Z10
	Oznaczenie czujnika siły								
	Ⓘ	Ⓝ	Ⓚ	Ⓡ	Ⓛ	Ⓜ	Ⓝ	Ⓞ	Ⓟ
0	Siła w zawiesiu bez odciągów/ z odciągami, –								
Wznios	0,869	1,092	1,142	1,080	0,768	1,159	0,931	1,113	1,166
Upad	0,887	1,055	1,118	1,072	0,711	1,026	1,042	1,040	1,343
	Względna zmiana, –								
Wznios/ Upad	0,980	1,035	1,022	1,008	1,080	1,130	0,894	1,071	0,868
1000	Siła w zawiesiu bez odciągów/ z odciągami, –								
Wznios	0,994	1,089	1,086	1,139	0,748	0,996	1,095	1,035	0,742
Upad	0,996	1,140	1,034	1,119	0,801	1,047	1,069	1,066	0,836
	Względna zmiana, –								
Wznios/ Upad	0,999	0,956	1,050	1,019	0,935	0,951	1,025	0,970	0,887
2000	Siła w zawiesiu bez odciągów/ z odciągami, –								
Wznios	1,079	1,469	1,266	0,825	0,782	1,159	0,955	1,036	b.d.
Upad	0,944	0,972	1,114	0,900	0,516	1,002	1,001	1,027	b.d.
	Względna zmiana, –								
Wznios/ Upad	1,143	2,540	1,136	0,917	1,516	1,157	0,954	1,008	b.d.

b.d. – brak danych

Zarówno zwiększenie masy ładunku, jak i jednocześnie zwiększenie masy ładunku i prędkości przejazdu zestawu transportowego do prędkości maksymalnej, średnio nie powodowało zmiany obciążenia zawiesi na odcinku pomiarowym trasy. Zainstalowanie łańcuchów odciągowych, zgodnie z ich zadaniem, powodowało stabilizację (uspokojenie) trasy, przez co zapobiegały one przemieszczaniu trasy i zmianie kątów zawiesi, lecz nie wpływały

na zmiany wartości sił obciążających zawiesia. Dodatkowym efektem było zmniejszenie liczby cykli obciążenia zmęczeniowego elementów trasy.

6.4. Przejazd zestawu z dwoma kontenerami

Zwiększanie masy kolejki użytej do badań było możliwe przez wykorzystanie zestawu zawierającego dwa kontenery, skonfigurowanego według rysunku 6.7. Pierwszy kontener, zawieszony na wózkach w_9 i w_{10} , był załadowany masą 3000 kg. W drugim kontenerze, masę ładunku zmieniano od 1000 kg do 3000 kg, przez co łączna masa ładunku wynosiła od 4000 kg do 6000 kg. Zmiana masy następowała po zakończeniu cyklu przejazdu po upadzie i wzniosie. Przejazdy powtarzano co najmniej 5-krotnie.

W tabeli 6.19 przedstawiono wyniki analizy statystycznej obejmującej badania omówione w poprzednich podrozdziałach, począwszy od 6.2. Analizy dotyczyły sił zmierzonych w zawiesiach $Z3 \div Z5$ i $Z9 \div Z10$, które były zamontowane pod podobnym kątem α i zaczepione do złączy szyn o jednakowej długości $L = 225$ cm. Dla przejazdów zestawu transportowego, dla których wartości zmiennych – zamieszczone w trzech kolumnach z lewej strony tabeli – były takie same, analizowano zgodność rozkładu maksymalnych sił zarejestrowanych we wspomnianych zawiesiach z rozkładem normalnym. Zgodność tę potwierdzono testem Shapiro-Wilk’a, dla wszystkich zmiennych analizowanych podczas badań, oraz obliczono parametry tych rozkładów, takie jak wartość średnia i odchylenie standardowe (w tabeli zamieszczono dwukrotność tego ostatniego). Analiza jednorodności wariancji testem Hartley’a wykazała, że dla danych empirycznych nie można odrzucić hipotezy zerowej, ponieważ wartość statystyki (wynosząca 2,653) znajdowała się poza obszarem krytycznym $(3,39; \infty)$. Obszar ten wyznaczono dla następujących parametrów próby: poziomu istotności wynoszącego 0,05, 14 grup pomiarowych i 25 pomiarów w każdej grupie. W konsekwencji przyjęcia hipotezy zerowej można wnioskować, że wszystkie pomiary prowadzono z porównywalną dokładnością.

Na podstawie średnich sił μ , zamieszczonych w tabeli 6.19, obliczono wartości współczynnika dynamicznego obciążenia zawiesia ψ i jego podwójonego odchylenia standardowego. Współczynnik obciążenia dynamicznego ψ jest wynikiem ilorazu wartości średniej sił maksymalnych zmierzonych dla zawiesi sąsiadujących z najdłuższymi szynami odcinka pomiarowego i obciążenia średniego wynikającego z obliczeń statycznych. Wartości w kolumnie

$2\sigma_\psi$ są wynikiem ilorazu podwojonego odchylenia standardowego ($2\sigma_\mu$) i obliczonej wartości średniej μ zapisanej w wierszu „Obliczone”, zamieszczonym powyżej.

Tab. 6.19. Porównanie parametrów rozkładu normalnego siły maksymalnej w zawiesiach Z3 ÷ Z5 i Z9 ÷ Z10 zmierzonej podczas przejazdu zestawu z prędkością $1,0 \text{ m s}^{-1}$ i $2,0 \text{ m s}^{-1}$

Prędkość, m s^{-1}	Liczba kontenerów	Ładunek kg	Wsp. dyn., –			
			μ , kN	$2\sigma_\mu$, kN	ψ	$2\sigma_\psi$
Obliczone	≤ 2	≤ 5000	23,76	0,26		
1,0	0	0	25,27	4,02	1,063	0,169
2,0	0	0	24,79	3,32	1,043	0,139
1,0	1	0	26,60	3,28	1,119	0,138
2,0	1	0	26,13	2,74	1,099	0,138
1,0	1	1000	26,24	2,78	1,104	0,117
2,0	1	1000	26,09	2,48	1,098	0,104
1,0	1	2000	27,30	1,72	1,149	0,072
2,0	1	2000	26,87	2,72	1,130	0,114
1,0	1	3000	27,37	1,98	1,152	0,083
2,0	1	3000	27,69	2,80	1,165	0,117
1,0	2	4000	26,96	2,92	1,134	0,123
2,0	2	4000	25,89	2,78	1,089	0,117
1,0	2	5000	28,11	1,84	1,183	0,077
2,0	2	5000	27,79	2,56	1,170	0,107
Obliczone	2	6000	25,31	0,28		
1,0	2	6000	28,05	1,72	1,109	0,068
2,0	2	6000	27,93	2,74	1,103	0,108

Zastosowanie kryterium 2σ podyktowane było tym, że utrzymano dotychczas przyjęty 95% przedział ufności. Dla przykładu, wartość współczynnika dynamicznego – dla przejazdu zestawu transportowego z dwoma kontenerami i ładunkiem o masie 6000 kg z prędkością wynoszącą $1,0 \text{ m s}^{-1}$ – była równa $1,109 \pm 0,068$. Oznacza to, że z co najmniej 95% pewnością statystyczną można uznać, że wartość współczynnika dynamicznego zawiera się w granicach (1,041; 1,177). Na podstawie wartości współczynnika ψ zamieszczonych w tabeli 6.19 można spodziewać się, że maksymalne siły dyna-

miczne generowane w zawiesiach będą większe niż obciążenie statyczne tego zawiesia od 17,7% ($\psi_1 = 1,109 + 0,068$) do 28,2% ($\psi_2 = 1,165 + 0,117$). Znamienny jest fakt, że wartość około 21%, mieszcząca się w zakresie pomiędzy ψ_1 i ψ_2 , została wcześniej obliczona (strona 175). Wynikała ona z porównania maksymalnych łącznych reakcji we wszystkich zawiesiach, zarejestrowanych w czasie gdy cały zestaw transportowy znajdował się na odcinku pomiarowym, do sumy teoretycznych oddziaływań statycznych modelu zestawu na te zawiesia.

Z tabeli 6.19 można zauważyć, że – podobnie jak dla badań prowadzonych z mniejszym obciążeniem – zwiększanie prędkości przejazdu nie wpływało na zwiększenie wartości sił w zawiesiach względem wartości obliczonych na podstawie obciążenia statycznego. Wręcz przeciwnie – dla wszystkich przypadków, oprócz przejazdu z prędkością $2,0 \text{ m s}^{-1}$ zestawem z kontenerem załadowanym masą 3000 kg, określonych zmiennymi niezależnymi – średnia wartość współczynnika obciążenia dynamicznego ψ była, zwykle nieznacznie, mniejsza niż przy jeździe z prędkością $1,0 \text{ m s}^{-1}$.

6.5. Podsumowanie

Badania prowadzono na obiekcie rzeczywistym, którym była trasa kolejki podwieszanej w wyrobisku kopalni. Jako zmienne niezależne podczas badań były przyjęte następujące wielkości:

- prędkość przejazdu zestawu transportowego przez odcinek pomiarowy trasy znajdującej się w wyrobisku,
- masa zestawu transportowego, w tym kontrolowana przez masę ładunku,
- kierunek jazdy na upadzie lub po wzniosie.

Zmiana przewożonej masy ładunku mogła być realizowana na dwa sposoby. Pierwsza możliwość była związana ze zmianą konfiguracji zestawu transportowego poprzez dołączenie jednego lub dwóch kontenerów do ciągnika kolejki. Podobny efekt był wynikiem zmiany masy ładunku, którym załadowywano kontenery. Ponadto, trasa była modyfikowana poprzez zamontowanie dodatkowych łańcuchów odciągowych, mających na celu jej stabilizację poprzeczną. Celem badań była rejestracja przebiegów sił w zawiesiach trasy oraz wyznaczenie wartości maksymalnych tych sił, decydujących o wyłączeniu zawiesia i rzeczywistym współczynniku bezpieczeństwa ciągów. Sprecyzowane na tej podstawie wnioski, miały prowadzić do wyznaczenia stopnia

adekwatności wyników obliczeń sił statycznych w łańcuchach zawiesi do wyznaczania wartości sił dynamicznych.

Podczas opisu przeprowadzonych badań, główny nacisk położono na analizę obciążenia trasy podczas przejazdów samego ciągnika kolejki podwieszanej. Spowodowane to było tym faktem, że wózki zespołu silnika ciągnika miały na tyle dużą masę, że – w większości przypadków przejazdów badawczych – to właśnie ich masa miała decydujący wpływ na powstawanie maksymalnych reakcji w łańcuchach zawiesi.

Na nieobciążonej kolejką podwieszoną trasie, która znajdowała się po upadzie (wzniosie) i była stabilizowana zawiesiami o podłużnym układzie V, siły występowały przede wszystkim w zawiesiach, które były zawiesiami kontrującymi. Im mniejszy był kąt zawiesia α tym wartość siły w zawiesiu była mniejsza. Zawiesia zabudowane w kierunku zbliżonym do kierunku normalnego do trasy ($\alpha = 0^\circ$) mogą być zupełnie odciążone (nie przenosić żadnych sił) jeśli występują zawiesia kontrujące, zamontowane do wspólnego złącza szyn. Sytuacja zmienia się w chwili, gdy na szynę sąsiadującą z tym zawiesiem wjeżdża odpowiednio obciążony wózek – wtedy również zawiesia zamontowane pod małym kątem α zaczynają przenosić obciążenie trasy przez ten zestaw.

Podczas badań stwierdzono, że siła w zawiesiach zamontowanych pod małym kątem α ($Z3 \div Z10$) nie zależała od kierunku jazdy zestawu po upadzie lub wzniosie, ponieważ – według oceny statystycznej – w obydwu przypadkach siły są takie same. Taki sam wniosek można wysnuć, jeśli wziąć pod uwagę prędkość przejazdu zestawu transportowego przez odcinek pomiarowy. Zmiana prędkości przejazdu w zakresie od $0,5 \text{ m s}^{-1}$ do $2,0 \text{ m s}^{-1}$ nie miała istotnego wpływu na wartości sił zarówno przy jeździe na wzniosie jak i – po upadzie. Fakt, że siły generowane w zawiesiach przy jeździe w obydwie strony miały niemal dokładnie takie same przebiegi i wartości maksymalne oraz występowały przy tym samym położeniu wózków na trasie, świadczy o tym, że trasa była prawidłowo zabudowana, a także – że pierwotną przyczyną powstawania sił w zawiesiach była wyłącznie siła ciężkości wózków zestawu transportowego.

Suma sił w zawiesiach, odniesiona do kierunku pionowego, powinna być równa sumie sił pochodzących od mas wszystkich wózków znajdujących się na odcinku pomiarowym. Na podstawie tego stwierdzenia przyjęto, że jeżeli łączne reakcje zmierzone w zawiesiach były większe, to przyczyną tego faktu było oddziaływanie dynamiczne zestawu poruszającego się po trasie. War-

tość tego oddziaływania dynamicznego oszacowano na około 21% obciążenia statycznego.

Maksymalna siła w konkretnym zawiesiu występowała wtedy, gdy podczas jazdy zestawu w pobliżu tego zawiesia znajdował się ciężki wózek. Wartość siły w zawiesiu była tym większa im większy był kąt zawiesia. Zależność pomiędzy siłą zmierzoną w zawiesiu a wartością kąta zawiesia była szczególnie widoczna podczas pomiarów wykonywanych po zamontowaniu odciągów.

Teoretyczne przewidywania, zależnego od kąta α obciążenia zawiesi, nie zostały potwierdzone w badaniach dla zawiesia dwucięgnowego. Dla pomiarów prowadzonych na trasie bez odciągów, maksymalne obciążenie każdego z łańcuchów zawiesia stanowiącego układ V było porównywalne.

Podczas niektórych przejazdów, łańcuch kontrujący zawiesia typu V był poluzowany. Jeśli potraktować tę sytuację jako niedokładność montażu trasy kolejki podwieszanej, to można powiedzieć, że trasa nie była wrażliwa na pewnej wielkości zmiany geometrii. Przejazd zestawu transportowego po tak zmontowanej trasie spowodował jednak jej przemieszczenie, którego skutkiem było osiągnięcie nowego położenia równowagi całego układu, zawierającego trasę i zestaw transportowy. Geometria trasy może ulegać zmianie również z przyczyn naturalnych, jak np. ruch górotworu.

7. Wnioski

Analizę obciążenia zawiesi trasy kolejki podwieszanej można rozpocząć od obliczeń statycznych, uwzględniających siły powstające w poszczególnych cięgnach jako wynik reakcji na siły ciężkości wózków zestawu transportowego. Liczba wózków oraz ich rozmieszczenie wynika z wymiarów geometrycznych zestawu (L_1 , L_2 i L_3) oraz długości szyn trasy L . Wózki, mające wpływ na obciążenie zawiesia, nie zawsze mają jednoczesny wpływ na wartość momentu zginającego obciążającego szynę, na której się fizycznie znajdują. Możliwe jest więc takie zaprojektowanie odległości pomiędzy wózkami jezdny, żeby obciążenie szyny generowane przez jeden wózek było większe niż przez większą ich liczbę.

Parametry wytrzymałościowe szyny, znajdującej się na trasie kolejki podwieszanej, mogą być wyraźnie zmniejszone w wyniku jej eksploatacyjnego zużycia spowodowanego jazdą zestawu transportowego z napędem własnym. Dla szyny o profilu I140E, zużytej w stopniu dopuszczalnym według zaleceń jej producentów, wartość współczynnika η , odzwierciedlającego zmniejszenie jej wytrzymałości na zginanie, może osiągać 87% wytrzymałości takiej szyny o wymiarach nominalnych.

W obliczeniach analitycznych, niezależnie od tego jaki jest kąt nachylenia trasy Δ mierzony od kierunku poziomego, o wartości siły w zawiesiu decyduje kąt zawiesia α , mierzony od kierunku normalnego do linii trasy. Siły napędowe (hamujące), zapewniające dynamikę zestawu transportowego wzdłuż trasy, nie decydują o wartości reakcji w zawiesiach. Wartość siły obciążającej zawiesie jest uzależniona jedynie od masy wózków znajdujących się na szynach sąsiadujących z tym zawiesiem. Składowa siły w zawiesiu, działająca wzdłuż trasy, powstaje jako efekt zamontowania zawiesia pod kątem $\alpha \neq 0^\circ$.

Dwa łańcuchy zamontowane do tego samego zawiesia powinny być połączone ze sobą przez trawersę. W przypadku połączenia dwóch łańcuchów do jednego złącza szyny poprzez trawersę, składowa normalna do szyny, generowana w każdym z tych łańcuchów, powinna mieć taką samą wartość. Trawersa pełni funkcję dźwigni dwustronnej równoramiennej. W takim przypadku obciążenia, można teoretycznie przewidzieć równomierne rozłożenie sił (działających w kierunku normalnym do linii szyny) w złączu szyn.

Nie oznacza to, że siły w obydwu łańcuchach również będą miały tę samą wartość, ponieważ one są funkcją kąta zawiesia α .

Montaż zawiesi na jednym sworzniu przy złączu szyn (bez trawersy) obarczony jest pewną niedokładnością związaną z trudnością takiego wyregulowania długości łańcuchów, aby ich obciążenie było podobne. Projekcja sił w obydwu łańcuchach zawiesia w takim przypadku powinna polegać na tym, że w skrajnych warunkach może zdarzyć się, że każdy z tych łańcuchów z osobna przeniesie całą siłę, którą obciążone jest złącze. W efekcie, nie ma istotnych korzyści pod względem wytrzymałościowym montowanie dwóch łańcuchów do jednego złącza szyny, jeżeli nie są one połączone poprzez trawersę.

Badania obciążenia zawiesi generowanego podczas jazdy zestawu transportowego z napędem własnym po nachylonej trasie nie były dotychczas publikowane. Na podstawie wyników badań własnych można sformułować następujące wnioski:

1. Zwiększenie prędkości jazdy nie prowadziło do istotnych zmian wartości rejestrowanych sił. Wynika stąd wniosek, że model obliczeń statycznych może być stosowany jako podstawa do analizy obciążenia dynamicznego zawiesi trasy kolejki podwieszanej.
2. Zwiększenie masy ładunku przewożonego zestawem transportowym powodowało zwiększenie zgodności zmierzonych wartości sił i tych, otrzymywanych z obliczeń statycznych. Zwykle, zwiększanie prędkości przejazdu zestawu oraz zwiększanie jego masy (ładunku) prowadziło do „uspokojenia” trasy, ograniczenia zmienności reakcji w zawiesiach i wartości maksymalnej siły zmierzonej, a także – zmniejszenia liczby cykli obciążenia zmęczeniowego.
3. Zmiana wartości sił zarejestrowanych podczas przejazdu na upadzie i po wzniosie wynosiła maksymalnie około 10%, i miało to miejsce przy jeździe zestawu transportowego z małą prędkością i bez obciążenia ładunkiem. Prowadzi to do konkluzji, że kierunek jazdy nie ma wpływu na wartości sił w zawiesiach, szczególnie przy prędkości przejazdu zbliżonej do maksymalnej, w połączeniu ze zwiększonym obciążeniem zestawu przewożonym ładunkiem.
4. Łączne dynamiczne obciążenie zawiesi przez zestaw transportowy poruszający się po trasie w wyrobisku było zawsze większe niż wartości obliczone z zastosowaniem modelu statycznego. Współczynnik dynamicznego obciążenia zawiesia ψ , będący ilorazem dynamicznego obciążenia zawiesi i wartości sił obliczonych według modelu statycznego,

nie jest funkcją żadnej ze zmiennych niezależnych (prędkość przejazdu, kierunek wznios/ upad, masa zestawu, zamontowanie łańcuchów odciągowych), których kontrolowanie było możliwe podczas badań.

Na odcinku pomiarowym występowały zawiesia pojedyncze zamontowane pod różnym kątem oraz zawiesie dwucięgnowe typu V, a także szyny o różnej długości. W efekcie badań prowadzonych na badawczym odcinku trasy, można przedstawić następujące wnioski, dotyczące generowania sił dynamicznych w zawiesiach i wynikające z modyfikacji geometrii trasy i kolejki:

1. Siły w zawiesiach zamontowanych do złączy szyn o takiej samej długości były porównywalne. Różnice w rejestrowanych wartościach zmniejszały się gdy kąty porównywanych zawiesi były zbliżone,
2. Najmniejsze wartości sił rejestrowano w zawiesiach przyłączonych do szyn najkrótszych, podobnie jak wynikało to z modelu obciążenia statycznego,
3. Zawiesia zamontowane w układzie V nie były obciążone siłami, których wartość zależna byłaby od kąta α . Sumaryczna siła w obydwu łańcuchach zawiesia tego typu była porównywalna z siłą rejestrowaną w pojedynczym zawiesiu sąsiadującym z tym dwucięgnowym,
4. Zastosowanie odciągów stabilizacyjnych powodowało zmniejszenie wartości sił dynamicznych, rejestrowanych przez czujniki zamontowane w zawiesiach, podczas przejazdu kolejki podwieszanej po odcinku pomiarowym trasy w wyrobisku. Różnica wartości sił zmierzonych na trasie z odciągami i bez odciągów zależna była w tym przypadku od kierunku jazdy, w taki sposób, że po upadzie różnice wzrastały, a po wzniosie – zmniejszały się.
5. Na trasie kolejki bez zamontowanych odciągów jest możliwy przejazd zestawu transportowego z napędem własnym i zauważono, że zwiększenie prędkości jazdy powodowało zmniejszenie amplitudy siły dynamicznej obciążającej zawiesie,
6. Niedokładności montażowe trasy kolejki podwieszanej nie wpływały na zmiany wartości maksymalnych sił generowanych w zawiesiach. Po kilku przejazdach zestawu po takiej trasie w wyrobisku następowało ustalenie położenia trasy i osiągnięcie nowego stanu równowagi.

W celu ilościowego określenia zależności pomiędzy obliczonymi w sposób statyczny wartościami sił w zawiesiach a zarejestrowanymi dynamicznymi siłami maksymalnymi, generowanymi w zawiesiach trasy kolejki podwieszanej, wprowadzono bezwymiarowy współczynnik dynamicznego obciążenia

zawiesia ψ . Analiza wyników badań pozwoliła sprecyzować jego wartość z zachowaniem co najmniej 95% przedziału ufności. Maksymalne siły dynamiczne w zawiesiach można obliczyć jako iloczyn statycznego obciążenia tego zawiesia oraz współczynnika ψ o wartości z przedziału (1,177; 1,282).

Rozpatrując cały odcinek pomiarowy zauważono, że mogą występować lokalne różnice obciążenia pomiędzy poszczególnymi zawiesiami w porównaniu z modelem teoretycznym. Większe obciążenie jednego z zawiesi zawsze było związane z adekwatnym zmniejszeniem obciążenia innych zawiesi znajdujących się na tym odcinku, najczęściej położonych w pobliżu tego pierwszego.

Wyniki badań własnych świadczą o tym, że maksymalne dynamiczne obciążenie odcinka pomiarowego trasy znajdującej się w wyrobisku o kącie $\Delta \approx 10^\circ$ było większe od wartości wynikających z modelu statycznego o około 21%. Wyznaczono je dla takiego położenia zestawu, że w całości znajdował się on na tym odcinku. Oznacza to, że współczynnik dynamicznego obciążenia zawiesia ψ wynosił w tym przypadku 1,210, czyli zawierał się wewnątrz wskazanego wcześniej przedziału o granicach (1,177; 1,282).

Siła wzdłużna wynikająca z zapotrzebowania na siłę napędową kolejki nie ma wpływu na zmiany obciążenia zawiesi. Ponad 2-krotne zwiększenie siły napędowej (w zakresie $11,2 \text{ kN} \div 24,5 \text{ kN}$) związane ze zwiększeniem masy zestawu transportowego nie wpłynęło na zwiększenie zmierzonego podczas badań obciążenia zawiesi podczas jazdy zestawu.

Wyniki przedstawionych badań są zgodne z teoretycznymi modelami kolejki i trasy, których przykłady analizowano w niniejszej pracy. W porównaniu z doniesieniami literaturowymi, przedstawione analizy stanowią istotne rozszerzenie i uzupełnienie wyników dotychczas publikowanych badań, zarówno pod względem skali (długość odcinka pomiarowego trasy i zestawu transportowego zamiast modelu szyny i jednego wózka), warunków badań (badania w rzeczywistym wyrobisku o dość dużym upadzie/wzniosie wobec badań stanowiskowych lub modelowania numerycznego) jak i kontrolowanego obciążenia pojedynczego wózka (kilkukrotnie większe niż w publikacjach innych autorów).

Rozszerzenie zakresu dotychczasowych badań mogłoby polegać na dalszym zwiększaniu masy zestawu transportowego oraz masy przypadającej na jeden wózek jezdny. Ponadto, planowane jest wykonanie podobnych badań, mających na celu określenie wartości sił dynamicznych generowanych podczas hamowania zestawu transportowego na trasie kolejki podwieszanej zamontowanej w wyrobisku.

Bibliografia

- [1] Abambres M., Quach W.-M., *Residual stresses in steel members: a review of available analytical expressions*. International Journal of Structural Integrity (2016), s. 70–94.
- [2] Arad V., Arad S., Radermacher L., Radeanu C., Popa C., *SG steel arch support-site studies*. International Multidisciplinary Scientific GeoConference: SGEM: Surveying Geology & mining Ecology Management 3 (2016), s. 261–268.
- [3] Axhag F., Johansson B., *Tension flange instability of I-beams*. Journal of Constructional Steel Research 49, 1 (1999), s. 69–81.
- [4] Axis sp. z o.o., *Instrukcja obsługi siłomierza. Seria FC*. <https://www.axis.pl/download-357.html>. Dostęp 30.01.2017.
- [5] Ballio G., Poggi C., Zanon P., *Sul comportamento di vie di corsa sollecitate da carichi concentrati sull'ala inferiore*. Costruzioni metalliche, 1 (1981), s. 3–12.
- [6] Becker K., *Trägerflanschbiegung durch Laufkatzen*. Fördern und heben 18, 4 (1968), s. 231–234.
- [7] Becker K., *Numerische Berechnung transsonischer Potentialströmungen um Tragflächenprofile: Untersuchung eines Mehrgitterverfahrens*. Gesellschaft für Mathematik und Datenverarbeitung mbH, Sankt Augustin, 1986.
- [8] Beker Warkop, *Systemy dla górnictwa. Systemy transportu*. <https://www.becker-mining.com.pl/systemy-transportu/>. Dostęp 14.01.2020.
- [9] Besa B. *Evaluation of monorail haulage systems in metalliferous underground mining*. PhD thesis, Curtin University, 2010.
- [10] BN-78/1728-05/05. *Kolejki szynowe podwieszane typu SKL — Odciąg — Podstawowe wymagania*, Gliwice 1987.

- [11] Bradford M. A., *Distortional buckling of monosymmetric I-beams*. Journal of Constructional Steel Research 5, 2 (1985), s. 123–136.
- [12] Budniok T., Zasadni W., Kania J., Mrowiec H., Rusinek J., Szymiczek K., Chłuba G., *Możliwości zwiększenia prędkości transportu ludzi kolejkami podwieszonymi z napędem własnym*. [W:] Mechanizacja prac transportowych (2014), Gliwice, s. 37–51.
- [13] Budniok T., Zasadni W., Mrowiec H., Kania J., Rusinek J., Szymiczek K., *Analiza możliwości zwiększenia prędkości jazdy ludzi kolejkami podwieszonymi z napędem własnym*. [W:] XXII Międzynarodowa Konferencja Naukowo-Techniczna TEMAG (2014), s. 35–49.
- [14] Chudzikiewicz A., Sowiński B., Szulczyk A., *Zagrożenie bezpieczeństwa ruchu pojazdów szynowych spowodowane stanem toru*. Problemy Eksploatacji (2009), s. 177–192.
- [15] Committee A., et al., *Specification for structural steel buildings (ANSI/AISC 360-10)*. American Institute of Steel Construction, Chicago-Illinois (2010).
- [16] Crane Manufacturers Association of America, *Specifications for Top Running and Under Running Single Girder Electric Traveling Cranes Utilizing Under Running Trolley Hoist*. Single Girder, Electric Overhead Traveling Crane, 74 (2015).
- [17] Cvijović G. M., *Istraživanje uticaja lokalnog opterećenja točkova kolica na naponska stanja jednošinskih nosača mašina za mehanizaciju* (po serbsku). PhD thesis, Univerzitet u Beogradu, Mašinski fakultet, 2016.
- [18] Cvijović G. M., Bošnjak S. M., *Calculation methods' comparative analysis of monorail hoist crane local bending effects*. Tehnika 71, 4 (2016), s. 563–570.
- [19] *DIN 20593-3:2004-07. Einschienenhängebahnen für den Bergbau – Schienen. Teil 1: Gerade Schienen für das Profil I140E. Teil 3: Gerade Schienen und Schienenverbindungen für die Profile I140V und I250.*
- [20] *DIN 20622:2015-04. Einschienenhängebahnen für den Bergbau – Zulässige Anhängelasten für Schienenaufhängungen und ihre Widerlager sowie für das Schienenprofil I140E.*

- [21] *DIN 20629-2:2015-04. Einschienenhängebahnen für den Bergbau – Aufhängen von Schienen. Teil 2: Für eigenangetriebene Einschienenhängebahnen (EHB).*
- [22] *DIN 20635:2001-05. Einschienenhängebahnen für den Bergbau – Schäkel für Aufhängungen.*
- [23] *DIN 20636:2001-06. Monorails for mining – Suspension claws – Requirements and testing.*
- [24] *DIN 22253:2008-03. Kettenverbindungsglieder – Bügelschlösser – Maße, Anforderungen, Prüfung.*
- [25] Drozd K., *Obliczanie odkształceń sprężystej próbki przy użyciu programu dostępnego online.* Logistyka 6 (2010), s. 723–732.
- [26] Dudek M., *Use of CAD Systems in Testing the Collision of Underground Transportation Means.* Archives of Mining Sciences 58, 2 (2013), s. 411–432.
- [27] Dyląg Z., Jakubowicz A. S., Orłoś Z., Lewiński J., *Wytrzymałość materiałów.* Wydawnictwo WNT, 2015.
- [28] *EN 10025-4:2019. Hot rolled products of structural steels. Technical delivery conditions for thermomechanical rolled weldable fine grain structural steels.*
- [29] *EN 1993-6:2007. Eurocode 3 – Design of steel structures – Part 6: Crane supporting structures.*
- [30] Famur SA, *Trasy kolejek podwieszanych.* <https://famur.com/products/trasy-kolejek-podwieszanych>. Dostęp 14.01.2020.
- [31] *Federalny górniczy i przemysłowy dozór Rosji, Seria 05: Dokumenty normatywne dotyczące bezpieczeństwa, dopuszczeniowej i nadzorczej działalności w przemyśle górniczym. Wydanie 12: Bezpieczeństwo urządzeń transportowych w górnictwie węglowym, zbiór dokumentów, Moskwa 2004.*
- [32] Ferrit s.r.o., *DLZ110F-II – Lokomotivy dieselové – Závěsná doprava.* <https://www.ferrit.cz/produkty/zavesna-doprava/lokomotivy-dieselove/dlz110f-ii>. Dostęp 11.12.2019.

- [33] Furmanik K., *Możliwości eksploatacyjne kolejek górniczych z napędami ciernymi*. Tribologia, 1 (2008), s. 7–22.
- [34] Furmanik K., Pytko P., Matyga J., *Badania właściwości ciernych wybranych tworzyw poliuretanowych stosowanych w napędach kolejek szynowych*. Tribologia (2011), s. 43–53.
- [35] Gao F., Xiao L. J., Ma H. G., Guo S., *Analysis on the construction of the monorail hoist auxiliary transportation system in coal mine*. [W:] Applied Mechanics and Materials (2013), vol. 278, Trans Tech Publ, s. 189–192.
- [36] Gašić V., Zrnić N., Milojević G., *Loading capacity curves for design of I-section runway beams*. [W:] Proceedings of the XXI International Conference MHCL (2015), vol. 15, s. 113–116.
- [37] Gutarevych V., *A mathematical model study of suspended monorail*. Transport Problems 7 (2012), s. 61–66.
- [38] Gutarevych V., *Dynamic model of movement of mine suspended monorail*. Transport Problems 9, 1 (2014), s. 13–18.
- [39] Gutarevych V., *Mathematical modeling of end carriage motion on the overhead monorail*. Metal and Mining Industry 5 (2014), s. 51–55.
- [40] Gutarevych V., Vodolaskaya N., Jakupović E., Mirjanić D., *Research on the Influence of Dynamic Load on Suspended Monorail*. [W:] Applied Mechanics and Materials (2015), vol. 806, Trans Tech Publ, s. 23–29.
- [41] Gutariewicz W., Kondratienko M., *Wlijanije zakruglenij monoriel-sowogo puti na paramietry tiagowogo ustrojstwa szachthnoj podwiesnoj dorogi (po rosyjsku)*. [W:] VIII międzynarodna naučno-praktyczeskaja konfieriencyja «Sowriemiennyje Tiendenciyi i Innowacyi w Naukie i Proizwodstwie» 03-04 apriela (2019), s. 122.1–122.6.
- [42] Hałat W., *Nośności drzwi wybranych obudów łukowych*. Górnictwo i Geoinżynieria 29 (2005), s. 247–254.
- [43] Humanetics Innovative Solutions, *Crash Test Dummies*. <https://www.humaneticsatd.com/crash-test-dummies>. Dostęp 28.11.2019.

- [44] Huta Łabędy S.A., *Katalog obudów*. <https://www.hutalab.com.pl/pl/oferta-handlowa/wyroby-dla-gornictwa/odrzwia-do-obudow-chodnikowych>. Dostęp 15.05.2020.
- [45] Huta Pokój S.A., *Dwuteownik specjalny 155*. <https://www.hutapokoj.eu/oferta/wyroby-hutnicze/ksztaltowniki-walcowane-na-goraco/specjalne/dwuteownik-specjalny-155/>. Dostęp 19.04.2020.
- [46] Hutarewycz W., *Prodolnaja dynamyka szchthnoj podwesnoj monorelsovoj dorohy (po ukraińsku)*. Naukowyj wisnyk Nacionalnoho Hirnyczoho Uniwersytetu – Heotechniczna i hirnycza mechanika, maszyno-buduwannia, 1 (2015), s. 83–88.
- [47] Jiang Y., Wu P., Zeng J., Zhang Y., Zhang Y., Wang S., *Multi-parameter and multi-objective optimisation of articulated monorail vehicle system dynamics using genetic algorithm*. Vehicle System Dynamics 58, 1 (2020), s. 74–91.
- [48] Kindelski K., *Nowa metoda montażu jednotorowej kolejki podwieszanej w kopalni węgla kamiennego „Dymitrow”*. Przegląd Górniczy 37, 6 (1981), s. 310–316.
- [49] Koczwara J., Kmita P., *Bezpieczeństwo pracy w aspekcie stosowania urządzeń transportowych w podziemnych zakładach górniczych wydobywających węgiel kamienny*. [W:] III Międzynarodowa Konferencja Bezpieczeństwo pracy urządzeń transportowych w górnictwie, Ustroń (2007), s. 36–42.
- [50] Kondratenko M., *Ocenka geometričeskih parametrov tâgovogo ustrojstva pri dviženii po zakrugleniâm monorel'sovogo puti (po rosyjsku)*. Vestnik Doneckogo Nacional'nogo Tehničeskogo Universiteta, 2 (2019), s. 33–40.
- [51] Konopko W., *Bezpieczeństwo pracy w kopalniach węgla kamiennego*. GIG, Katowice (2013).
- [52] Korolew W., Czerniak D., Szkudlarek Z., *Mobilne urządzenie typu MUC do oczyszczania środka szyny trasy kolejek podwieszonych*. Maszyny Górnicze 34, 4 (2016), s. 44–57.

- [53] Kuziak R., Żak A., Woźniak D., Rotkegel M., Grodzicki M., Nawrot J., *Odrzwia obudowy chodnikowej ze stali II generacji*. Prace Instytutu Metalurgii Żelaza 64 (2012), s. 4–17.
- [54] Łaboński S., Stałęga S., Malara L., *Wpływ górniczych kolejek podwieszonych na obudowę chodnikową*. WUG: bezpieczeństwo pracy i ochrona środowiska w górnictwie, 6 (1998), s. 21–27.
- [55] Marghitu D. B., Dupac M., *Machine Component Analysis with MATLAB*. Butterworth-Heinemann, 2019.
- [56] Matyga J., *Dobór wysokojakościowego elastomeru poliuretanowego do produkcji i regeneracji ekstremalnie obciążonych okładzin kół pędnych dla górniczych kolejek podwieszanych*. Transport Przemysłowy i Maszyny Robocze, 1 (2010), s. 52–56.
- [57] Michalak R. (et. al.), *Nowe urządzenia transportowe z agregatem spalinowo-hydraulicznym firmy Pioma*. [W:] Konferencja Komtech 2006 (Zakopane 14-16.11, 2006), vol. 2, s. 173–182.
- [58] Minaker B. P., *Fundamentals of Vehicle Dynamics and Modelling: A Textbook for Engineers With Illustrations and Examples*. John Wiley & Sons, 2019.
- [59] *Ministerstwo Górnictwa i Energetyki. Szczegółowe przepisy prowadzenia ruchu i gospodarki złożem w podziemnych zakładach górniczych wydobywających węgiel kamienny i brunatny. Katowice 1984 r.*
- [60] Mrowiec H., Drobisz M., Raszka W., *Wózki hamulcowe oraz inne urządzenia hamowania awaryjnego w transporcie kolejkami podwieszonymi z napędem własnym w świetle obowiązujących przepisów i norm*. [W:] VII Międzynarodowa Konferencja Bezpieczeństwo pracy urządzeń transportowych w górnictwie, Centrum Badań i Dozoru Górnictwa Podziemnego (2011), Ustroń.
- [61] Mrowiec H., Raszka W., Dyrda J., *Zawiesia torów jezdnych szynowych kolejek podwieszonych*. [W:] VI Międzynarodowa Konferencja Bezpieczeństwo pracy urządzeń transportowych w górnictwie, Centrum Badań i Dozoru Górnictwa Podziemnego (2010), Ustroń.

- [62] Neuhäuser Bergbau- und Tunneltechnik, *Rail system I140V+N*. <https://neuhaeuser.com/bergbau25en/index.php/en/140vn>. Dostęp 23.02.2020.
- [63] Nikon Inc., *KeyMission 360 Tech Spec*. <https://www.nikonusa.com/en/nikon-products/product/action-camera/keymission-360.html#tab-ProductDetail-ProductTabs-TechSpecs>. Dostęp 30.01.2017.
- [64] Nos V., Aizenshtok L., *Clearance in mine roadways during suspended monorail transport*. *Bezопасnost' truda v promyshlennosti* 2 (Feb 1982), s. 47–48.
- [65] Pavlović G., Savković M., Zdravković N., Bulatović R., Marković G., *Analysis and Optimization Design of Welded I-girder of the Single-beam Bridge Crane*. [W:] The 4th International Conference Mechanical Engineering in XXI Century (2018), s. 145–150.
- [66] Plucińska A., Pluciński E., *Probabilistyka: statystyka matematyczna, procesy stochastyczne, rachunek prawdopodobieństwa*. Wydawnictwo Naukowe PWN, 2017.
- [67] *PN-EN 10025-2:2019. Wyroby walcowane na gorąco ze stali konstrukcyjnych – Część 2: Warunki techniczne dostawy stali konstrukcyjnych niestopowych*.
- [68] *PN-G-46701:1997. Łańcuchy ogniwowe górnicze*.
- [69] *PN-H-84042:2009. Stale mikrostopowe na kształtowniki i akcesoria górnicze*.
- [70] *PN-H-93441-10:1994. Kształtowniki stalowe walcowane na gorąco dla górnictwa – Dwuteownik typu I 155 na jezdnie kolei podwieszonych – Wymiary*.
- [71] Popowicz A., Sanetra A., *Stanowisko do dynamicznych badań wózków hamulcowych*. Zeszyty Naukowe. Transport/Politechnika Śląska (1998), s. 147–156.
- [72] Prorem sp. z o.o., *Wciągniki ręczne łańcuchowe dźwigniowe WL-G*. http://www.prorem.pl/files/Wciagniki_lancuchowe_dzwigniowe_WL-G.pdf. Dostęp 11.12.2019.

- [73] Pytlik A., *Tests of steel arch and rock bolt support resistance to static and dynamic loading induced by suspended monorail transportation*. *Studia Geotechnica et Mechanica* 41, 2 (2019), s. 81–92.
- [74] Pytlik A., Rotkegel M., et al., *Badania wpływu prędkości kolejek podwieszonych na siły w wybranych elementach trasy*. *Przegląd Górniczy* 72, 11 (2016), s. 30–37.
- [75] Rao S. S., *The finite element method in engineering*. Butterworth-Heinemann, 2017.
- [76] Remasz Sp. z o.o., *Wózek hamulcowy WHR-1/N*. <http://www.remasz.com/wozki-hamulcowe.html>. Dostęp 11.12.2019.
- [77] Reznichenko M., Reznichenko O., *Yssledowanye raboty monorelsowoho puty pry peremennomj nahruzke (po ukraińsku)*. *Maszynobuduwannia*, 23 (2019), s. 144–148.
- [78] Ricker D. T., *Tips for avoiding crane runway problems*. *Engineering Journal* 19, 4 (1982), s. 181–205.
- [79] Robert Bosch GmbH, *Elektronarzędzia i Osprzęt Bosch Professional*. <https://shop.bosch-professional.com/pl/pl/produkty/dalmierz-laserowy-glm-50-c-38361-0601072C00>. Dostęp 30.01.2017.
- [80] Rossi A., Ferreira F. P. V., Martins C. H., Júnior E. C. M., *Assessment of lateral distortional buckling resistance in welded I-beams*. *Journal of Constructional Steel Research* 166 (2020), s. 105924.
- [81] Rotkegel M., *ŁPw steel arch support–designing and test results*. *Journal of Sustainable Mining* 12, 1 (2013), s. 34–40.
- [82] Rotkegel M., Szot Ł., Kapała M., Dras M., *Nowa konstrukcja szyn kolejek podwieszonych jako przykład typizacji rozwiązań dla transportu podziemnego w kopalniach JSW SA*. *Przegląd Komunikacyjny* 72, 5 (2017), s. 21–25.
- [83] *Rozporządzenie Ministra Energii z dnia 23 listopada 2016 r. w sprawie szczegółowych wymagań dotyczących prowadzenia ruchu podziemnych zakładów górniczych*. *Dz. U. z 2017 r. poz. 1118*.

- [84] *Rozporządzenie Ministra Gospodarki z dnia 28 czerwca 2002 r. w sprawie bezpieczeństwa i higieny pracy, prowadzenia ruchu oraz specjalistycznego zabezpieczenia przeciwpożarowego w zakładach górniczych wydobywających kopaliny otworami wiertniczymi. Dz. U. z 2002 r. poz. 961.*
- [85] Rusin A., *Sposób usprawnienia transportu kolejkami podwieszonymi w kopalni węgla kamiennego Barbara-Chorzów*. Wiadomości Górnicze 30, 8/9 (Sie 1979), s. 254–259.
- [86] Rusinek J., Zasadni W., *Zastosowanie napędu zębatego w systemach transportu kolejkami podwieszonymi z napędem własnym*. Inżynieria Górnicza, 1 (2014), s. 18–22.
- [87] Sahmel P., *Zur Berechnung der durch Laufkatzen hervorgereufenen Biegebeanspruchungen in Trägerflanschen*. Fördern und heben 19, 14 (1969), s. 866–868.
- [88] Scott A., *Rail for a suspended rail system*, Apr. 7 2015. US Patent App. 29/425,178.
- [89] Siedlar A., Furmanik K., Maziarz M., *Możliwości eksploatacyjne napędów ciernych i zębatych kolejek podwieszanych i spągowych*. Mechanizacja i Automatyzacja Górnictwa, 1 (2000), s. 7–13.
- [90] Sigma S.A., *Szyny toru jezdnego kolejki podwieszanej SKP-110*. <https://www.sigmasa.pl/produkt/szyny-toru-jezdnego-kolejki-podwieszanej-skp-110>. Dostęp 13.01.2020.
- [91] SMT Scharf Group, *Materiały techniczno-handlowe*. <https://www.mining-technology.com/future-of-mining/productivity-benefits-of-electric-vehicles-for-underground-mines>. Dostęp 14.01.2020.
- [92] Song Z., Jiang F., *Hydraulic system elaboration and simulation for single-drive light-load monorail locomotive in fully mechanized coal mining applications*. [W:] IOP Conference Series: Materials Science and Engineering (2019), vol. 474, IOP Publishing, s. 012006.
- [93] Stalpol Sp. z o.o., *Organizacja transportu kolejkami podwieszonymi w chodniku kopalni*. Materiały niepublikowane, 2016.

- [94] Stotko J., *Stabilizacja tras szynowych kolejek podwieszanych z napędem własnym i linowym*. Materiały niepublikowane, 2019.
- [95] Szewerda K., *Metoda analizy kinematyki i dynamiki układów wieloczłonowych do identyfikacji sił w modułowych zestawach nośnych*. Maszyny Górnicze 32 (2014), s. 3–10.
- [96] Szewerda K., *Supporting development of suspended underground monorails using virtual prototyping techniques*. [W:] IOP Conference Series: Materials Science and Engineering (2019), vol. 545, IOP Publishing, s. 1–10.
- [97] Szewerda K., Tokarczyk J., Pytlik A., *Suspended monorail emergency braking trolley computational model verification based on bench tests*. [W:] IOP Conference Series: Earth and Environmental Science (2019), vol. 261, IOP Publishing, s. 12–52.
- [98] Szyrin Ł.N., Korowiaka Je.A., Posuńko Ł.M., Rascwietajew W.O., Szarina B.C., *Poszyrennia oblasti efektywnoho zastosuwannia pidwysnyh monorejkowych dorih w umowach widpraciuwannia pochył (po ukraińsku)*. Zbirnyk naukowych prac Nacionalnoho Hirnyczoho Uniwersytetu, 55 (2018), s. 255–266.
- [99] Tokarczyk J., *Method for identification of results of dynamic overloads in assessment of safety use of the mine auxiliary transportation system*. Archives of Mining Sciences 61, 4 (2016), s. 765–777.
- [100] Tokarczyk J., Dudek M., Szewerda K., Turewicz A., *Stan i kierunki rozwoju systemu wspomagania prac inżynierskich pomocniczego transportu kopalnianego Safe Trans Design (STD)*. Maszyny Górnicze 32, 2 (2014), s. 30–36.
- [101] Tokarczyk J., Dudek M., Szewerda K., Turewicz A., *Metody i narzędzia wspomagające projektowanie bezpiecznych środków technicznych do transportu materiałów i przewozu osób w kopalniach węgla kamiennego*. Maszyny Górnicze, 1 (2015), s. 45–52.
- [102] Tokarczyk J., Kania J., *Systems and tracks of self-powered suspended monorails for transportation of people in horizontal workings and workings with inclination up to 45°*. Mining-Informatics, Automation and Electrical Engineering 54 (2016), s. 31–39.

- [103] Tokarczyk J., Szewerda K., *Identyfikacja obciążeń dynamicznych działających na elementy nośne tras kolejek podwieszonych*. Maszyny Górnicze 29, 2 (2011), s. 12–17.
- [104] Tokarczyk J., Turewicz A., Dudek M., *Safe Trans Design – system wspomagania prac inżynierskich dla podwieszonego transportu kopalnianego*. Bezpieczeństwo pracy urządzeń transportowych w górnictwie (2014), s. 84–89.
- [105] Tokarczyk J., Turewicz A., Dudek M., Szewerda K., Pieczora E., *Komputerowe wspomaganie procesu konfiguracji i oceny środków pomocniczego transportu górniczego*. Napędy i Sterowanie 20, 7/8 (2018), s. 70–75.
- [106] Topkaya C., *A numerical study on linear bifurcation web buckling of steel I-beams in the sidesway mode*. Engineering structures 28, 7 (2006), s. 1028–1037.
- [107] Transl v.o.s., *Trať závěsné dráhy*. <http://www.transl.cz>. Dostęp 22.04.2020.
- [108] Winkler T., Tokarczyk J., Chuchnowski W., Dudek M., *Kształtowanie bezpiecznych warunków pracy w transporcie kopalnianym z użyciem kolejek podwieszonych i spagowych*. Maszyny Górnicze 28, 3–4 (2010), s. 67–74.
- [109] Winner L., Department of Statistics, University of Florida, *Critical values for the Hartley test*. <http://users.stat.ufl.edu/~winner/tables/hartley.pdf>. Dostęp 28.11.2019.
- [110] Wostal Sp. z o.o., *Produkty dla górnictwa węgla kamiennego*. <http://www.wostal.pl/produkty/zawiesia-i-odciagi-dla-gornictwa-weglowego/>. Dostęp 11.12.2019.
- [111] Woszczyński M., Tokarczyk J., Mazurek K., Andrzej P., *Monitorowanie obciążeń w obudowie łukowej z zastosowaniem przetworników strunowych*. Mining–Informatics, Automation and Electrical Engineering 57, 1 (2019), s. 59–69.
- [112] Wyższy Urząd Górniczy, *Pismo z dnia 11.07.2012 r. znak GEM.021.30.2012. L.dz. 2928/07/2012/SK w sprawie ograniczeń w stosowaniu zawiesi*.

-
- [113] Wytyczne Urzędu Okręgowego w Arnsbergu, Wydziału Górnictwa i Energii Nadrenii Północnej-Westfalii, dla szynowych kolejek podwieszonych (niem. EHB) z akumulatorowymi i spalinowymi wózkami napędowymi eksploatowanych w podziemnych kopalniach węgla kamiennego z 14.12.2005 r. dla jednoszynowych kolejek podwieszonych.
- [114] Yu B. K., *Section Analysis of EMS Rail by Finite Element Analysis*. Transactions of the KSME C: Industrial Technology and Innovation 3, 1 (2015), s. 63–69.
- [115] ZEPWN J. Czerwiński i Wspólnicy, *Rejestratory do czujników tensometrycznych*. <http://www.zepwn.com.pl/offer/index,9,4,,rejestratory-do-czujnikow-tensometrycznych.html#main>. Dostęp 30.01.2017.

Dynamiczne obciążenie zawiesi generowane podczas jazdy zestawu transportowego z napędem własnym po trasie kolejki podwieszanej w wyrobisku

Streszczenie

Celem pracy było określenie wartości sił przenoszonych przez zawiesia trasy kolejki podwieszanej w czasie przejazdu zestawu z napędem spalinywym. Podjęty problem jest ważny z powodu tendencji zwiększania masy ładunku przewożonego środkami transportu poziomego w kopalniach. Ponadto, w przypadkach określonych przepisami prawa, wymagane jest obliczenie wartości maksymalnych sił przenoszonych na odrzwia obudowy wyrobiska.

Przeprowadzono teoretyczne analizy statycznego obciążenia elementów zawieszenia (poczynając od wózków i szyn) trasy, które następnie weryfikowano w trakcie bezpośrednich pomiarów sił występujących w poszczególnych cięgnach zawiesi. Dzięki opomiarowaniu zawiesi czujnikami siły na odcinku trasy dłuższym niż długość ciągnika kolejki podwieszanej, możliwe było również porównywanie maksymalnych łącznych reakcji w zawiesiach do wartości obliczonych.

W wyniku badań stwierdzono, że na wartości sił dynamicznych generowanych w zawiesiach ma wpływ masa najcięższego wózka oraz sam fakt jego przemieszczania się po trasie. Zgodnie z modelami teoretycznymi, siła w konkretnym zawiesiu była tym większa im większy był kąt, pod którym było ono zamontowane. Zmienne niezależne, takie jak: prędkość i kierunek jazdy zestawu (po upadzie/ wzniosie), miały mniejszy wpływ na generowanie siły w zawiesiach. Zwiększenie całkowitej masy zestawu oraz związane z tym większe wartości siły napędowej, działającej w kierunku wzdłuż trasy, nie miały istotnego wpływu na obciążenie zawiesi. Zaobserwowano mniejszą amplitudę zmian sił w zawiesiach dla większych prędkości przejazdu zestawu. Obciążenie dynamiczne zawiesi można wyliczać w oparciu o rozwiązania zagadnień statycznych skorygowane o współczynnik, którego wartość wyznaczono.

Słowa kluczowe: transport w kopalni, kolejka spalinowa, upad, wznios, zawiesie

Dynamic load of suspension chains generated during the movement of the self-powered diesel transportation system on a suspended monorail track in the mining excavation

Summary

The objective of this study was to determine the values of forces transferred through suspension chains of a suspended monorail track during the drive of a self-powered diesel transportation system. The presented issue is vital due to tendencies to increase the loading weight transported by the means of horizontal transport in mines. Moreover, in the cases laid down by the law it is required to calculate the maximum forces carried by the heading support.

Theoretical analyses of static load on suspension elements (trolleys and rails) of the track, then verified by the means of direct measurements of the forces occurring in each leg of the suspension chain. Using sensors located on a section of the track longer than drivetrain of suspended monorail also allowed one to compare the maximum joint reactions in suspension chains and the calculated values.

As a result of the research conducted it was stated that the values of the dynamic forces in suspension chains are influenced by the heaviest trolley as well as the fact of its movement. According to the theoretical models, force in certain suspension chains increased along with the angle at which the suspension chain was mounted. Independent variables such as speed and the direction of the travel of the system (decline/incline) had a less significant influence on occurrence of forces in suspension chains. Increasing the total weight of the system and therefore increased drive force acting along the track did not have a significant influence on the load of suspension chains. A smaller amplitude of changes to the forces in suspension chains for higher speeds of the system. Dynamic load of the suspension chains can be calculated based on the solutions of the statistical problems corrected by the determined coefficient.

Keywords: mine transportation, diesel monorail, decline, incline, suspension chain