ZESZYTY NAUKOWE POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ

DAGMARA TEJSZERSKA

MODELOWANIE SPRZĘŻONYCH DRGAŃ POPRZECZNO-WZDŁUŻNYCH UKŁADU WYCIĄGOWEGO



MECHANIKA z. 124

P. 3361/95

GLIWICE 1995

POLITECHNIKA ŚLĄSKA ZESZYTY NAUKOWE Nr 1297



P.3361/95

DAGMARA TEJSZERSKA

MODELOWANIE SPRZĘŻONYCH DRGAŃ POPRZECZNO-WZDŁUŻNYCH UKŁADU WYCIĄGOWEGO

Gliwice

1995

SPIS TREŚCI

	ZESTAWIENIE PODSTAWOWYCH OZNACZEŃ UMOWNYCH	9
1.	WPROWADZENIE	11
	1.1. Ziawiska dynamiczne w gómiczych układach wyciagowych	12
	1.7. Cel i zakres nracy	13
	1.2. Cer i zakies placy	
2.	MIEJSCE PROBLEMU W LITERATURZE	16
	2.1. Modele fizyczne układów wyciągowych	16
	2.2. Rozważane zjawiska, własności układu i wymuszenia	17
	2.3. Rozwiązywanie równań modelowych	18
3.	. PROCES MODELOWANIA DRGAŃ UKŁADU	20
	3.1. Założenia upraszczające i zakres stosowania modelu	20
	3.2. Model drgań lin	21
	3.2.1. Model fizyczny układu lin	21
	3.2.2. Równanie równowagi dynamicznej elementarnego odcinka liny	22
	3.2.3. Równanie równowagi dynamicznej odcinka liny nośnej współ- pracującego z kołem pędnym	24
	3.2.4. Równania równowagi dynamicznej odcinków dolnej pętli liny wyrównawczej	26
	3.2.5. Charakterystyka sprężysto-tłumieniowa liny	27
	3.3. Model drgań koła pędnego	27
	3.3.1. Równowaga dynamiczna koła pędnego	27
	3.3.2. Poślizg lin na kole pędnym	28
	3.4. Model drgań naczynia	30
	3.4.1. Równanie drgań wzdłużnych	30
	3.4.2. Analiza wpływu ruchomych zawiesi linowych	31
	3.4.3. Model drgań poprzecznych naczynia traktowanego jako ciało sztywne	32
	3.4.4. Siły oddziaływania naczynia na prowadnik	35
	3.4.5. Określenie sprężystości prowadników	37
	3.4.6. Model drgań poprzecznych naczynia odkształcalnego	39
	3.4.7. Sztywność naczynia odkształcalnego	41

OPINIODAWCY

Prof. zw. dr hab inż. Jerzy Antoniak Prof. dr hab. inż. Bohdan Mochnacki

KOLEGIUM REDAKCYJNE

REDAKTOR NACZELNY	-	Prof. dr hab. inż. Jan Bandrowski
REDAKTOR DZIAŁU	-	Dr hab. inż. Andrzej Buchacz - Prof. Pol. Śl.
SEKRETARZ REDAKCJI	-	Mgr Elżbieta Lesko

REDAKCJA

Mgr Anna Błażkiewicz

REDAKCJA TECHNICZNA

Alicja Nowacka

Wydano za zgodą Rektora Politechniki Śląskiej

PL ISSN 0434-0817

Wydawnictwo Politechniki Śląskiej ul. Kujawska 3, 44-100 Gliwice

Ark.wyd. 9

Nakł. 110 + 83 egz. Zam. 22.09.1995 Ark.druk.6

DATE-1

Papier offset 80g Cena 4.50 zł

22.09.1995 Podpis do druku 22.09.1995. Cena Fotokopie, druk i oprawę wykonano w Amgraf sc. Gliwice, ul. Jasna 8

3.5. Sprzężenie drgań poprzecznych i wzdłużnych	4 4
3.6. Formy wymuszenia drgań układu	44
3.6.1. Wymuszenie drgań wzdłużnych	44
3.6.2. Wymuszenie drgań poprzecznych	46
4. ROZWIĄZANIE RÓWNAŃ MODELOWYCH	47
4.1. Metodyka rozwiązywania	47
4.2. Algorytm programu	50
4.3. Dane wejściowe i rezultaty symulacji	53
5. SYMULACJA NUMERYCZNA DRGAŃ UKŁADU WYCIĄGOWEGO	57
5.1. Podstawowe parametry badanego układu	57
5.2. Przykładowe rezultaty eksperymentów numerycznych	58
6. PODSUMOWANIE	82
LITERATURA	83
STRESZCZENIA	90
	,,,

CONTENTS

	LIST	Γ OF M	IAIN SYMBOLS	9
١.	INT	RODU	CTION	11
	1.1.	Dynam	ic phenomena in mine hoists	12
	1.2.	The air	m and scope of the work	13
,	POS	NOLTIC	OF THE PROBLEM IN LITERATURE	16
۷.	IUL			16
	2.1.	Physic	al models of hoisting systems	10
	2.2.	Analys	ed phenomena, properties of the system and excitation of vibrations	17
	2.3.	Solutio	ns of the equations of models	18
3.	PRO	DCESS	OF MODELLING OF VIBRATIONS OF HOISTING SYSTEMS	20
	3.1.	Simpli	fying assumptions and range of application of the model	20
	3.2.	Model	of vibrations of the rope	21
		3.2.1.	Physical model of the system of ropes	21
		3.2.2.	The equation of dynamic equilibrium of elementary segment of the rope	22
		3.2.3.	The equation of dynamic equilibrium of segment of rope, mating with pulley	24
		3.2.4.	The equations of dynamic equilibrium of elements of the lower loop of balance rope	26
		3.2.5.	Elastic and damping characteristic of the rope	27
	3.3.	Model	of vibrations of the pulley	27
		3.3.1.	Dynamic balance of the pulley	27
		3.3.2.	Sliding of the rope on the pulley	28
	3.4.	Model	of vibrations of the cage	30
		3.4.1.	The equation of longitudinal vibrations of the cage	30
		3.4.2.	Analysis of influence of moving suspension gear	31
		3.4.3.	Model of transverse vibrations of the cage, treated as rigid body	32
		3.4.4.	The forces, interacting between cages and guides	35
		3.4.5.	Determination of flexibility of shaft guides	37
		3.4.6.	Model of transverse vibrations of the elastic cage	39
		3.4.7.	Flexibility of the elastic cage	41

3.4.7. Flexibility of the elastic cage

6

3.5. The coupling of transverse and longitudinal vibrations	44
3.6. The forms of excitement of vibrations of the system	44
3.6.1. Excitation of longitudinal vibrations	44
3.6.2. Excitation of transverse vibrations	46
4. SOLUTION OF EQUATIONS OF THE MODEL	47
4.1. Method of solution	47
4.2. Algorithm of the computer program	50
4.3. Necessary input data and obtained results	53
5. SIMULATION OF SYSTEM VIBRATIONS	57
5.1. Main parameters of investigated systems	57
5.2. Exemplary results of simulation	58
6. CONCLUSIONS	82
REFERENCES	83
SUMMARIES	90

44

50

		СОДЕРЖАНИЕ	
COCI	ГАВ УС	ловных обозначений	9
1. BBEZ	дение		11
1.1.	Динам устано	ические воздействия в шахтных подъёмных вках	12
1.2.	Цель и	объём работы	13
2. PAC	полож	ЕНИЕ ПРОБЛЕММЫ В ЛИТЕРАТУРЕ	16
2.1.	Физиче	ские модели подъёмных установок	16
2.2.	Рассма возмуш	триваемые явления, свойства системы и формы цения колебаний	17
2.3.	Решени	ие уравнений модели	18
3. ПРО	LECC M	ОДЕЛИРОВАНИЯ КОЛЕБАНИЙ УСТАНОВКИ	20
2.1		CHARK H OF BCTS TOHNOLOUNG NOZETH	20
3.1.	Модол		21
J.2.	3 2 1	ANALOGUNA KUNGIS	21
	3.2.2.	Уравнение динамического равновесия элемен- тарного отрезка каната	22
	3.2.3.	Уравнение динамического равновесия отрезка каната взаимодействующего с ведущим шкивом	24
	3.2.4.	Уравнения динамического равновесия нижней петли уравнительного каната	26
	3.2.5.	Характеристика жесткости и глушения колебаний в канате	27
3.3.	Модел	ь колебаний ведущего шкива	27
	3.3.1.	Динамическое равновесие ведущего шкива	27
	3.3.2.	Скольжение канатов на ведущем шкиве	28

	3.4.	Модель колебаний сосуда	30
		3.4.1. Уравнение продольных колебаний	30
		3.4.2. Анализ влияния подвижных подвесок сосуда	31
		3.4.3. Модель поперечных колебаний сосуда, считанного	
			32
		345 Провлетение жесткости носто нико	34
		34.6. Молеть поперенных котебаний упоуголо сосило	37
		3.4.7. Характеристика жесткости сосуда	41
	3.5.	Сопряжение поперечных и продольных колебаний	44
	3.6.	Формы возмущения колебаний установки	44
		3.6.1. Возмущение продольных колебаний	44
		3.6.2. Возмущение поперечных колебаний	46
4.	РЕШ	ение уравнений модели	47
	4.1.	Метод решения	47
	4.2.	Алгоритм программы ЭВМ	50
	4.3.	Необходимые входные данные и получаемые результаты	53
5.	ИМИ	АТАЦИОННОЕ ВЫЧИСЛЕНИЯ ПРОЦЕССА КОЛЕБАНИЙ	57
	5.1.	Основные параметры исследованных установок	57
	5.2.	Примерные результаты вычислений	58
5.	PE3K	OME	82
	ЛИТ	ЕРАТУРА	83
	COV		00
	COVE	тащения	90

ZESTAWIENIE PODSTAWOWYCH OZNACZEŃ UMOWNYCH

A	-	[m ²]	-	przekrój poprzeczny drutów liny,
С	-		-	współczynnik (C, - określający siłę oporu ruchu naczynia),
С	-	[N/m]	-	współczynnik sztywności prowadnicy lub prowadnika,
E	-	$[N/m^2]$	-	moduł Younga,
F	-	[N]	-	siła (F _L - siła rozciągająca linę),
g	-	$[m/s^2]$	-	przyspieszenie odpowiadające sile ciężkości,
h	-	[m]	-	wymiar naczynia,
I	-	[m ⁴]	-	moment bezwładności przekroju poprzecznego,
J	-	$[kg m^2]$	-	masowy moment bezwładności,
K	-	[m]	-	stosunek momentu odkrętu do siły w linie,
1	-	[m]	-	współrzędna pionowa - osi liny,
L	-	[m]	-	długość liny (L _{ok} - odstęp dźwigarów prowadników),
Μ	-	[N·m]	-	moment,
m	-	[kg]	-	masa,
N	-		-	liczba elementów układu,
n	-		-	liczba elementów dyskretyzacji liny,
t	-	[s]	-	czas,
u	-	[m]	-	przemieszczenie koła pędnego,
v	-	[m/s]	-	prędkość obwodowa koła pędnego,
x		[m]	-	przemieszczenie względne naczynia i liny podczas drgań wzdłużnych
				odniesione do ruchu unoszenia koła pędnego,
у	-	[m]	-	przemieszczenie poziome podczas drgań poprzecznych w kierunku
				prostopadłym do osi maszyny wyciągowej,
z	-	[m]	-	przemieszczenie podczas drgań poprzecznych w kierunku osi maszyny,
α	-	[rad]	-	kąt opasania liny na kole pędnym,
Δ	-	[m]	-	przemieszczenia w układzie prowadnica-prowadnik ($\Delta_{1-3,p}$),
Δ	-		-	różnica (At - krok czasowy, AL - długość elementarnego odcinka liny,
				Δy , Δz , $\Delta \psi$ - przemieszczenia glowic względem środka naczynia),
δ	-	[m]	-	nierówność prowadników (δ_{ok}), luz w układzie prowadnica - prowadnik
				$(\delta_{\mu,\nu})$, przemieszczenie związane z poślizgiem liny (δ_{μ}) ,
3			-	względna odchyłka promienia rowka koła pędnego dla danej liny,
v	-	[s]	-	współczynnik tłumienia wiskotycznego w linie lub prowadnicy,
ш	-		-	współczynnik tarcia w układzie prowadnica - prowadnik lub liny o koło
r.				pedne,
к	-		-	wskaźnik stopnia przejścia elementarnego odcinka liny przez punkt
				charakterystyczny (koło lub dolną pętlę),
σ		$\Gamma N/m^2$	_	napreżenie.
ρ		[kg/m ³]	-	gestość materialu liny,
ω	-	[1/s]	-	czestość drgań.
w.n.	φ.	[rad]	-	katy obrotu naczynia względem osi x, y, z,
41.0	Ŧ	[]		
a.b.			-	współczynniki, każdorazowo definiowane,
A.B.	-		-	macierze, każdorazowo definiowane.

i

Indeksy dolne

- b siła bezwładności,
- bg belka główna wzdłużna naczynia,
- bp belka poprzeczna naczynia,
- bw belka wzdłużna pomocnicza naczynia,
- d głowica dolna,
- dz dźwigar podtrzymujący prowadniki,
- g głowica górna,
 - liczba porządkowa elementarnego odcinka liny nośnej po jej dyskretyzacji (i_p - element aktualnie przechodzący przez kolo pędne),
- liczba porządkowa elementarnego odcinka liny wyrównawczej (j, dolna pętla),
- k liczba porządkowa liny nośnej w układzie wielolinowym,
- kk koło kierujące,
- kp koło pędne,
- L lina,
- Ln lina nośna,
- Lw lina wyrównawcza,
- liczba porządkowa liny wyrównawczej,
- ls luz prowadnicy ślizgowej,
- lt luz prowadnicy tocznej.
- max wartość maksymalna,
- min wartość minimalna,
- p prowadnica,
- pk prowadnik,
- prz przęsło prowadników pomiędzy dźwigarami,
- ps prowadnica ślizgowa,
- pt prowadnica toczna,
- r dolna pętla liny wyrównawczej,
- s naczynie (środek masy),
- sg zastępcza sztywność giętna naczynia,
- sl poślizg liny na kole pędnym,
- sr wartość średnia,
- ss zastępcza sztywność skrętna naczynia,
- t tarcie,
- x,y,z kierunek drgań lub mierzonego wymiaru,
- zw zawiesie,
- zast parametr zastępczy,
- 0 wartość podstawowa lub początkowa.

Indeksy górne

1	-	pochodna po czasie - prędkość,
~	-	druga pochodna po czasie - przyspieszenie,
0 '	-	wartości dla początku i końca kroku czasowego,
A	-	podnoszona gałąź układu,
R	-	opuszczana gałąź układu.

1. WPROWADZENIE

Obiektem badań jest wielolinowy górniczy układ wyciągowy, którego schemat przedstawiono na rysunku 1.1.



Rys. 1. 1. Schemat górniczego układu wyciągowego Fig. 1. 1. Scheme of the mine hoist

1.1. ZJAWISKA DYNAMICZNE W GÓRNICZYCH UKŁADACH WYCIĄGOWYCH

W trakcie eksploatacji i w sytuacjach awaryjnych w zespołach, podzespołach i elementach układu wyciągowego zachodzą oddziaływania dynamiczne, które można podzielić na trzy grupy:

- I. Drgania wzdłużne i skrętne układu podczas eksploatacji, obejmujące:
 - drgania wzdłużne oraz wzdłużno-skrętne lin nośnych i wyrównawczych,
 - drgania pionowe naczyń wydobywczych,
 - drgania kół kierujących i maszyny wyciągowej wokół ich osi obrotu.

Wymuszeniem tych drgań jest zmienny moment silnika maszyny wyciągowej lub hamulca, załadunek i wyładunek skipu oraz zmiany oporów ruchu, związane z drganiami poprzecznymi naczynia.

II. Drgania poprzeczne układu podczas eksploatacji, obejmujące:

drgania poprzeczne naczynia wydobywczego pomiędzy sprężystymi prowadnikami,
drgania poprzeczne lin.

Wywołane są one nierównościami prowadników, ekscentrycznością koła pędnego, niesymetrycznym rozłożeniem ładunku oraz dynamicznymi zmianami sił w linach, wynikającymi z drgań wzdłużnych.

III. Procesy dynamiczne w sytuacjach awaryjnych (obejmujące głównie drgania wzdłużne), wywołane działaniem urządzeń hamujących podczas hamowania awaryjnego w wolnych drogach przejazdu, klinowaniem się naczynia wydobywczego w prowadnikach, poślizgiem lin lub zerwaniem jednej z lin nośnych.

Podczas eksploatacji drgania wzdłużne i wzdłużno-skrętne lin wywołują ich zmęczeniowe zużycie, będące obok korozji główną przyczyną odkładania lin. Drgania wzdłużne zwiększają możliwość powstania poślizgu niesprężystego, szczególnie pojedynczych lin w układach wielolinowych o zróżnicowanym naciągu. Z drganiami wzdłużnymi związane jest również zjawisko poślizgu sprężystgo lin na kole pędnym oraz ruchy dźwigni zawiesi, zmieniające stosunki sił wzdłużnych w poszczególnych linach. Intensywność tych drgań podczas rozruchu i hamowania może być ograniczona przez odpowiedni dobór parametrów układu, a zwłaszcza postaci przebiegu zmian czasowych momentu silnika i hamulca.

Drgania poprzeczne naczyń są przyczyną powstawania dużych sił w miejscach kontaktu prowadnic z prowadnikami. Siły te zwiększają erozję prowadników i powodują zużycie zmęczeniowe prowadnic i głowicy naczynia.

Przebiegi procesów dynamicznych w sytuacjach awaryjnych determinują przetrwanie lub zniszczenie elementów układu i powinny być uwzględniane w obliczeniach wytrzymałościowych.

Najdokładniejsze informacje o wartościach parametrów dynamicznych można uzyskać przez pomiar ich przebiegu na obiektach rzeczywistych. W wypadku górniczych układów wyciągowych, będących w ciągłej eksploatacji, kompleksowe pomiary są nie tylko niezwykle pracochłonne i drogie, ale również trudne organizacyjnie. Pomiary poszczególnych parametrów drgań (np. przyspieszeń naczynia wydobywczego) są prostsze, lecz obrazują jedynie wycinek procesu. Pomiary w sytuacjach awaryjnych, a także badania wpływu projektowanych modyfikacji są zupełnie niemożliwe. Otrzymane na podstawie badań doświadczalnych wyniki, głównie stanu obciążenia i cech dynamicznych układu, stanowią punkt wyjścia do dalszych rozważań teoretycznych.

Badania teoretyczne, prowadzone na modelach sformułowanych dla danej klasy badanych obiektów, dostarczają informacji, umożliwiających szerszą ocenę jakościową i ilościową występujących zjawisk dynamicznych. Aktualny stan wiedzy z zakresu dynamiki układów wyciągowych i metod numerycznych oraz dostępny sprzęt komputerowy pozwalają na uwzględnienie w badaniach symulacyjnych możliwie maksymalnej liczby parametrów opisujących zachowanie obiektu. Można więc utworzyć i rozwiązać złożone modele matematyczne, które w znacznym stopniu odzwierciedlają procesy zachodzące w układzie rzeczywistym. W świetle przedstawionych problemów modelowanie matematyczne stanowi jeśli nie podstawową, to na pewno bardzo istotną metodę badań drgań górniczych układów wyciągowych.

Proces symulacji numerycznej, bazujący na opracowanych modelach, umożliwia określenie parametrów drgań lin, naczyń i pozostałych elementów badanego obiektu w różnych warunkach pracy.

Program symulacji numerycznej drgań górniczych układów wyciągowych powinien stanowić niezbędne narzędzie w ręku współczesnego projektanta. Umożliwia on zarówno dobór optymalnych parametrów projektowych, jak i kontrolę działania obiektów istniejących.

1.2. CEL I ZAKRES PRACY

Celem pracy jest utworzenie kompleksowego modelu dynamiki wielolinowego układu wyciągowego, uwzględniającego drgania wzdłużne lin, drgania poprzeczne odkształcalnego naczynia i wzajemne ich sprzężenie. W rozprawie podano przyjęte założenia, przedstawiono analizowany model fizyczny i jego opis matematyczny, metodę rozwiązywania równań modelowych, algorytm programu komputerowego symulacji numerycznej drgań badanego obiektu, zestawienie niezbędnych danych i uzyskiwanych wyników oraz przykładowe rezultaty przeprowadzonych eksperymentów numerycznych.

Spośród istotnych własności układu uwzględniono:

- zmienną długość obu gałęzi liny,
- zróżnicowanie własności sprężystych, naciągów wstępnych i promieni rowków koła linowego dla poszczególnych lin,
- nieliniowości związane ze zróżnicowanymi formami kontaktu prowadnic z prowadnikami i zależnością modułu Younga liny od naprężeń,
- opory ruchu, tłumienie wewnętrzne w linach i tarcie w prowadnicach,

- asymetrię naczynia i ładunku,
- możliwość poślizgu lin,
- ruch zawiesi.
- Rozważano odpowiedzi układu na zadane wymuszenia:
- dynamiczne w postaci momentu na kole pędnym,
- kinematyczne w postaci zadanego przebiegu przyspieszenia koła pędnego oraz rozkładu nierówności prowadników.
- Wynikiem obliczeń są przebiegi czasowe podstawowych parametrów:
- sił wzdłużnych w linach nośnych przy naczyniu, kole pędnym i w linach wyrównawczych.
- przyspieszeń i przemieszczeń dynamicznych naczyń,
- przyspieszeń i przemieszczeń stycznych koła pędnego,
- sił oddziaływania prowadnic na prowadniki,
- naprężeń w belkach nośnych naczynia wydobywczego,
- przemieszczeń ruchomych elementów zawiesia,
- przemieszczeń związanych z ewentualnym poślizgiem sprężystym lub niesprężystym lin na kole pędnym.

Schemat zakresu pracy przedstawia rys. 2.



Rys. 1.2. Schemat procesu modelowania sprzężonych drgań poprzeczno-wzdłużnych Fig. 1.2. Scheme of the process of modelling of coupled transverse and longitudinal vibrations

2.2. ROZWAŻANE ZJAWISKA, WŁASNOŚCI UKŁADU I WYMUSZENIA

2. MIEJSCE PROBLEMU W LITERATURZE

Formułowane modele matematyczne dynamiki układów wyciągowych, w zależności od celu, jaki mają spełniać, posiadają różny stopień złożoności i adekwatności, w kategoriach:

- cech konstrukcyjnych i własności inercyjno-sprężystych,
- właściwości układu i formy wymuszenia drgań,
- metodyki rozwiązywania równań modelowych.

2.1. MODELE FIZYCZNE UKŁADÓW WYCIĄGOWYCH

Najprostszy model, opisujący drgania wzdłużne. obejmuje jedną gałąż układu i traktuje wszystkie części ruchome jako masę skupioną, poruszającą się z zadanym przyspieszeniem koła pędnego na nieważkiej sprężynie [22]. W bardziej rozbudowanych modelach wyróżniano maszynę wyciągową i naczynie wydobywcze - jako masy skupione, połączone nieważkim elementem sprężystym, zastępującym linę nośną [23]. Wierniej istotę zjawiska odwzorowują modele. w których linę traktowano jako ciąg mas skupionych, połączonych elementami sprężystymi, o odpowiednich parametrach zastępczych [59], lub też jako masę rozłożoną w sposób ciągły [96]. Rozważano osobno każdą z gałęzi układu (podnoszoną lub opuszczaną), przy wymuszeniu kinematycznym w postaci przyspieszenia koła pędnego [13], albo cały układ równocześnie, przy wymuszeniu dynamicznym [51,57]. Układy wielolinowe przeważnie sprowadzano do jednolinowych, o zastępczych parametrach [28], choć pojawiły się również prace uwzględniające wielolinowość [27]. Podczas analizy drgań wzdłużnych naczynia traktowano jako ciała sztywne.

W opracowanych modelach układów wyciągowych, analizujących drgania poprzeczne, rozważano zazwyczaj albo ruch samej liny z siłowym wymuszeniem pochodzącym od oddziaływania naczynia [22], lub też ruch naczynia przy jego współpracy z prowadnikami, uznając drgania lin za niewspółmiernie małe [109]. Linę traktowano jako strunę, uwzględniając jej masę i siłę wzdłużną - przeważnie stałą, niezależną od położenia naczynia. Jedynie w kategorii prac dotyczących wyznaczania częstości drgań własnych rozważano linę drgającą jako element belkowy, wprowadzając jej sztywność giętną.

Modelując drgania poprzeczne naczynia wydobywczego, traktowano je najczęściej jako ciało sztywne, rozważając ruch w jednej płaszczyżnie lub w przestrzeni [103]. Analizowano również modele naczynia odkształcalnego w postaci zespołu ciał sztywnych, połączonych sprężystymi więzami [42]. Oddziaływanie prowadnic na prowadniki traktowano przeważnie jako więzy sprężyste o stałej charakterystyce, choć wykonano również prace, uwzględniające złożoność ich współpracy - istnienie luzów i możliwości współdziałania prowadnic tocznych i ślizgowych - ograniczających [41,63].

Przebieg drgań determinują nie tylko własności inercyjno-sprężyste obiektu, lecz również takie zjawiska, jak tłumienic, opory ruchu i zmienność parametrów układu. Tłumienie w układzie wyciągowym jest procesem złożonym, przyjmującym różne formy - od tarcia zbliżonego do Coulombowskiego w kontaktach prowadnic ślizgowych z prowadnikami, poprzez wiskotyczne w linach do silnie nieliniowego w bieżnikach gurnowych prowadnic tocznych [49]. W analizowanych modelach siły oporu pomijano albo wprowadzano jedynie tarcie lepkie.

W trakcie ruchu naczynia zmieniają się parametry układu - przede wszystkim sztywność lin i prowadników, rozdział obciążeń między linami i długości gałęzi lin. Stwierdzono wyraźną zależność modułu sztywności liny od występujących w niej naprężeń [29,32]. W części prac dotyczących drgań wzdłużnych zmienność tę uwzględniano, wprowadzając odrębne wartości dla każdej gałęzi, a nawet elementarnego odcinka dyskretyzacji liny [102].

Naciąg poszczególnych lin w układzie wielolinowym zależny jest od stosunków modułów Younga. Jest on również funkcją naciągu wstępnego i indywidualnego stopnia rozciągnięcia lin. Zmiany naciągu poszczególnych lin podczas ruchu układu mogą wiązać się z różnicami średnic rowków wykładzin kół pędnych [19], a także, w przypadku zainstalowania zawiesi ruchomych - z kompensującym ruchem ich elementów.

Z rozkładem sił wzdłużnych po obu stronach koła pędnego związany jest miejscowy "poślizg sprężysty" pojedynczych lin na kole pędnym. Zjawisko to rozważano przy bardzo uproszczonych modelach układu [25,39], natomiast w większości prac analitycznych pomijano, uznając, że nie stanowi ono bezpośredniego zagrożenia. Awaryjny "poślizg niesprężysty" całego układu, występujący jedynie w wyjątkowych sytuacjach, nie jest zwykle rozważany podczas modelowania, stanowi natomiast przedmiot normatywnej analizy projektowej, opartej na wzorze Eulera-Eytelweina [35].

W trakcie ruchu naczynia zmienna jest długość każdej gałęzi liny, silnie wpływająca na jej sztywność i częstości drgań. Uwzględnienie tego zjawiska wyraźnie komplikuje rozwiązywanie równań modelowych poprzez konieczność prowadzenia obliczeń przy zmiennych granicach całkowania. Dlatego też w większości modeli zmienność tę pomijano. W niektórych opracowaniach rozważano w zamian drgania w poszczególnych fazach ruchu, wprowadzając odrębne długości lin w każdej fazie. Tylko nieliczne prace, omówione w kolejnym podrozdziale, ujmują zagadnienie dokładniej.

Okresowa zmiana sztywności prowadników w miejscu kontaktu z prowadnicami wynika z własności wielopodporowej belki sprężystej. W trakcie analizy możliwości rezonansu parametrycznego związanego z tą zmiennością stwierdzono teoretyczną niestabilność układu bez tłumienia i pełną stabilność techniczną przy istnieniu choćby minimalnego tłumienia i luzów [43]. Podstawowym wzbudzeniem drgań wzdłużnych w warunkach eksploatacyjnych jest moment rozruchowy bądź hamujący silnika, a także oddziaływanie hamulca. Tematem szeregu rozważań modelowych były wykresy prędkości jazdy zarówno istniejących urządzeń [35], jak i modyfikowane [60] w celu zmniejszenia oddziaływań dynamicznych. Badano również wpływ załadunku i rozładunku skipu na zachowanie się układu [5,47].

Odrębną klasę zagadnień stanowią rozważania dotyczące stanów awaryjnych - przypadku hamowania hamulcem bezpieczeństwa lub też obciążenia naczynia dodatkowymi siłami, pochodzącymi od urządzeń zabezpieczających: pogrubianych prowadników, prętów przeciąganych lub rozciąganych albo innych elementów ciernych lub sprężystych [3,37]. Modelowaniu tych zjawisk poświęcone są prace [17,105].

2.3. ROZWIĄZYWANIE RÓWNAŃ MODELOWYCH

Drgania wdłużne układu i drgania poprzeczne lin, przy rozważaniu lin ważkich, opisane są układem równań różniczkowych cząstkowych. Uwzględnienie zmienności parametrów powoduje ich nieliniowość. Modele najprostsze w postaci mas skupionych na sprężynach - odwzorowują równania różniczkowe zwyczajne. Drgania poprzeczne naczyń opisane są układami równań różniczkowych zwyczajnych - liniowych albo, w bardziej złożonych modelach, nieliniowych.

Równania modelujące drgania wzdłużne rozwiązywane były metodami analitycznymi lub numerycznymi. Metody analityczne, obejmujące przede wszystkim rozwinięcia w szeregi i transformację Laplace'a, ściślej uwzględniają ciągłą naturę lin, wymagają jednak linearyzacji układu i silnego uproszczenia modelu fizycznego. Otrzymywane rozwiązania stają się niezwykle złożone dla bardziej rozbudowanych układów i wymagają uproszczeń, polegających na zastąpieniu prostymi funkcjami analitycznymi rozwiązań otrzymanych w postaci szeregów nieskończonych, albo na pominięciu ich wyższych wyrazów [55,56].

Klasyczną metodą rozwinięcia w szereg wyznaczono przebieg drgań wzdłużnych pojedynczej liny ważkiej z ciężarem na końcu, wywołanych skokową zmianą przyspieszenia lub masy naczynia [22]. W przypadku bardziej złożonym, dla układu o dwu linach - nośnej i odciążającej, z dwoma naczyniami, tą samą metodą określono częstości i postacie drgań własnych, symulując przebiegi w sposób silnie uproszczony, przy wykorzystaniu pierwszego wyrazu szeregu. Metodę transformacji Laplace'a z poszukiwaniem transformaty odwrotnej metodą residuów zastosowano do analizy hamowania awaryjnego pod wpływem skokowo przyłożonych sił, przy użyciu modelu obejmującego linę nośną i wyrównawczą o stałych parametrach [16,17]. Metodę równań różniczkowo-całkowych zastosowano do analizy drgań wzdłużno-skrętnych pojedynczej liny z naczyniem. Zagadnienie drgań wzdłużnych układu z uwzględnieniem zmiennej długości liny próbowano analitycznie rozwiązać w [28], dla pojedynczej liny z naczyniem, nie uzyskując ścisłych rozwiązań.

Wraz z rozwojem techniki komputerowej coraz większą rolę w modelowaniu drgań wzdłużnych odgrywać zaczęły metody różnicowe. Nie wymagają one liniowości układu równań i pozwalają na pełniejsze odwzorowanie złożonej konstrukcji układu i wprowadzenie opisu szeregu istotnych zjawisk.

Jak wspomniano uprzednio - uwzględniano w nich tarcie, wielolinowość układu i zmienność modułu Younga liny z obciążeniem. Zmienną długość liny odwzorowywano w sposób uproszczony [59], wprowadzając zmienne dla każdej chwili czasowcj masy elementarnych odcinków zdyskretyzowanej liny i podatności łączących je elementów sprężystych, przy zaniedbaniu wpływu zmian wymiarów elementów na przemieszczenia ich środków. Opracowano również metodę opartą na zmianie układu współrzędnych, w którym opisywano ruch liny [91].

Drgania poprzeczne lin analizowano metodami analitycznymi. Podstawowe prace dotyczą drgań własnych liny, obciążonej stałą siłą wzdłużną. Podano rozwiązanie metodą klasyczną, ograniczając się do pierwszego wyrazu szeregu, zaś wyrażenia na częstości przedstawiono w postaci funkcji Bessela. Bardziej rozbudowany model obejmuje analizę drgań wymuszonych w układzie wielolinowym, o zróżnicowanym naciągu, z linami traktowanymi jako struny o stałej długości [19], przy czym złożoność otrzymanych funkcji bardzo utrudnia ich praktyczne zastosowanie. Rozważając drgania samej liny, zastępowano oddziaływanie naczynia siłą harmoniczną, o częstości wynikającej z prędkości jazdy i rozstawienia dźwigarów prowadników. Badano również związek pomiędzy częstościami drgań własnych poziomych i pionowych liny i warunki rezonansu parametrycznego [22]. Nie spotkano prac poświęconych modelowaniu drgań poprzecznych lin metodami numerycznymi. Drgania te są mniej istotne, zaś dyskretyzacja równań trudniejsza niż równań opisujących drgania wzdłużne - ze względu na ich wyższy stopień, wyższe częstości drgań i większą liczbę niezbędnych elementów różnicowych.

Analizując drgania poprzeczne naczyń, wyznaczano charakterystyki częstotliwościowe i przebiegi czasowe. Charakterystyki częstotliwościowe naczynia, wspartego na sprężystych prowadnikach poprzez zespół prowadnic, wyznaczono poprzez transformację Laplace'a-Fouriera, poszukując odpowiedzi układu na przyjęte stochastyczne charakterystyki częstotliwościowe nierównomierności prowadników. Niezbędną dla transformacji linearyzację uzyskano wyodrębniając formy kontaktu prowadnic z prowadnikami, różniące się liczbą elementów współpracujących. Za pomocą maszyny analogowej symulowano także przebiegi czasowe [45]. Traktując naczynie jako symetryczny zespół sztywnych mas, połączonych zastępczą sprężystą belką i wyposażonych w prowadnice, bez luzów i nacisków wstępnych współpracujące z prowadnikami - wyznaczono charakterystyki częstotliwościowe. Zaproponowano także identyfikację współczynników charakteryzujących sztywność połączeń belek z masami, poprzez uzgadnianie charakterystyk doświadczalnych i obliczonych [65]. Obszerne badania drgań poprzecznych naczynia z zastosowaniem numerycznego rozwiązy wania układów równań zawierają prace [108,109].

Modelowaniu matematycznemu drgań układów wyciągowych poświęcono szereg wartościowych opracowań, analizujących poszczególne zagadnienia, związane z przebiegiem ruchu. Nie napotkano jednak na model, który ujmowałby łącznie drgania poprzeczne i wzdłużne, w ich wzajemnym sprzężeniu. Nie stwierdzono również istnienia modelu, który uwzględniałby jednocześnie istotne zjawiska, wymienione w podrozdziale 2.2, związane w szczególności ze zmiennością przejmowania obciążenia przez poszczególne liny, ich poślizgiem, wpływem zmiennej długości gałęzi lin i asymetrii układu, tłumieniem wewnętrznym i tarciem, a także złożonymi formami współpracy prowadnic z prowadnikami.

3. PROCES MODELOWANIA DRGAŃ UKŁADU

3.1. ZAŁOŻENIA UPRASZCZAJĄCE I ZAKRES STOSOWANIA MODELU

Analizując wykonane dotychczas prace, dotyczące modelowania matematycznego i symulacji numerycznej górniczych układów wyciągowych, nie napotkano na kompleksowy model matematyczny, ujmujący sprzężenia pomiędzy oddziaływaniami dynamicznymi, umożliwiający badanie zachowania się obiektu w trakcie eksploatacji i w stanach awaryjnych.

Do rozważań przyjęto model fizyczny układu, przedstawiony na rys.1.1, w którym wyróżniono:

- liny nośne i wyrównawcze,
- koło pędne wraz z maszyną wyciągową,
- koła kierujące,
- naczynia wydobywcze z zawiesiami i prowadnicami,
- prowadniki szybowe.

Przeanalizowano najistotniejsze w świetle istniejących opracowań ruchy, charakteryzujące dynamikę układu. W szczególności rozpatrzono: drgania wzdłużne lin nośnych i wyrównawczych, drgania poprzeczne naczynia wyciągowego oraz ich wzajemne sprzężenie.

Formulując model matematyczny przyjęto następujące założenia:

- układ lin dyskretyzuje się,
- koła kierujące i maszynę wyciągową wraz z kołem pędnym traktuje się jako ciała doskonale sztywne,
- naczynie wydobywcze traktuje się jako odkształcalne lub też sztywne.

Ponadto uwzględniono istotne własności układu, takie jak:

- zmianę długości wznoszącej i opadającej gałęzi liny wskutek ruchu naczynia,
- opory ruchu naczynia, obejmujące siły tarcia, zależne od aktualnych nacisków na prowadnice i opory aerodynamiczne,
- tłumienie wewnętrzne w linach i prowadnicach,
- zmienność modułu sprężystości w funkcji naprężenia w linie,
- możliwość ruchu elementów zawiesia,
- możliwość wystąpienia poślizgu pojedynczych lin na kole pędnym,
- występowanie luzów lub nacisków wstępnych prowadnic,
- współpracę prowadnic ślizgowych i tocznych, przy różnych formach kontaktu prowadnic ze sprężystymi prowadnikami,
- asymetrię obciążenia i konstrukcji naczynia,
- zróżnicowanie naciągu wstępnego, modułu sprężystości i promieni rowków koła pędnego poszczególnych lin,
- występowanie momentu odkrętu, będącego funkcją zmiennego naciągu liny.

Analizując odkształcenia dynamiczne sprężystych naczyń wydobywczych, założono, że:

- pomija się rozciąganie prętów łączących głowice naczynia, uwzględniając ich zginanie, przy sztywnym zamocowaniu na brzegach,
- głowicę górną i ramę dolną traktuje się jako ciała sztywne,
- pomija się sztywność poszycia ścian bocznych naczynia.

Przyjęto, że drgania układu spowodowane są:

- wymuszeniem kinematycznym, w postaci zadanych zmian przyspieszenia koła pędnego,
- wymuszeniem dynamicznym, w postaci zmian momentu wypadkowego maszyny wyciągowej i hamulca,
- nierównościami prowadników,
- hamowaniem awaryjnym,
- załadunkiem i wyładunkiem naczynia,
- poślizgiem lin na kole pędnym i ruchem elementów zawiesia.

Rozważono ponadto proces wzajemnego sprzężenia drgań wzdłużnych i poprzecznych, poprzez:

- zmiany sił w linach, wynikające z drgań wzdłużnych, a wywołujące drgania poprzeczne (poprzez zmiany wypadkowych momentów sił działających na naczynie, w tym również momentów odkrętu),
- zmiany sił tarcia naczynia o prowadnice, wynikające z drgań poprzecznych (oscylacji
- sił nacisku), a wywołujące drgania wzdłużne.

3.2. MODEL DRGAN LIN

3.2.1. Model fizyczny układu lin

Model fizyczny, przyjęty do badań, przedstawiono na rys.3.1. Rozważane są dwie gałęzie lin (w wielolinowym układzie wyciągowym o N_n linach nośnych i N_w linach wyrównaw-czych):

- gałąź A, z pełnym naczyniem podnoszonym,
- gałąź B, z pustym naczyniem opuszczanym.

Podział lin na elementy jest ciągły dla obu gałęzi.





3.2.2. Równanie równowagi dynamicznej elementarnego odcinka liny

Schemat sił działających na elementarny odcinek liny przedstawiono na rys.3.2.



Rys. 3.2. Schemat sił działających na elementarny odcinek liny Fig. 3.2. Diagram of forces, acting on element of rope Równanie różniczkowe, opisujące drgania wzdłużne ważkiego (ρ) i sztywnego (EA) elementu liny, przy uwzględnieniu tłumienia (ν) ma postać:

$$\rho \mathbf{A} \cdot \left[\frac{\partial^2 (\mathbf{x} + \mathbf{u})}{\partial t^2} \pm \mathbf{g} \right] + \mathbf{E} \mathbf{A} \cdot \left[\mathbf{1} + \mathbf{v} \frac{\partial}{\partial t} \right] \frac{\partial^2 \mathbf{x}}{\partial t^2} = 0 , \qquad (3.1)$$

przy czym siłę dynamiczną w linie F_L opisuje zależność:

$$F_{L} = EA \cdot \left(1 + v \frac{\partial}{\partial t}\right) \frac{\partial x}{\partial l} . \qquad (3.2)$$

Przechodząc do równania różnicowego, opisującego zachowanie "i-tego" dyskretnego elementu liny ΔL, przy wyodrębnieniu przemieszczeń x, stanowiących nadwyżkę dynamiczną nad przemieszczeniem unoszenia u, wynikającym z ruchu koła pędnego, otrzymujemy:

$$\Delta m \cdot (\ddot{x}_{i} + \ddot{u}) + \frac{EA}{\Delta L} \cdot (1 + \nu \frac{d}{dt}) \cdot (2 x_{i} - x_{i-1} - x_{i+1}) \pm \Delta m \cdot g = 0. \quad (3.3)$$

Wartości Δm , EA, ΔL dotyczą odpowiednio liny nośnej i wyrównawczej, zaś znak przy składniku Δm .g zależny jest od kierunku ruchu gałężi liny ("+" - gałąź A - podnoszona, "-" gałąź B - opuszczana). Elementy opisujące linę nośną przyjęto oznaczać indeksem "n", z iteracją po "i", natomiast elementy dotyczące liny wyrównawczej - indeksem "w", z iteracją po "j".

Zgodnie z rysunkiem 3.1 - między początkowym położeniem naczynia, oznaczonym indeksem 0, położeniem chwilowym, przemieszczeniem koła linowego u, liczbami elementów dyskretyzacji n_n , n_n oraz wymiarami elementów ΔL zachodzą następujące związki:

$$\Delta L_{n} = (L_{n}^{A} + L_{n}^{B} + L_{kk}^{A} + L_{kk}^{B}) / n_{n},$$

$$\Delta L_{w} = (L_{w}^{A} + L_{w}^{B}) / n_{w},$$

$$L_{n}^{A} = L_{n0}^{A} - u, \qquad L_{n}^{B} = L_{n0}^{B} + u,$$

$$L_{w}^{A} = L_{w0}^{A} + u, \qquad L_{w}^{B} = L_{w0}^{B} - u. \qquad (3.4)$$

Indeksy elementarnych odcinków liny, współpracujących w danej chwili czasowej z kołem pędnym (i_n) i przechodzących przez dolną pętlę liny wyrównawczej (j_r) wyrażają zależności:

$$\dot{J}_{p} = INT [(L_{n}^{A} + L_{kk}^{B}) / \Delta L_{n}] + 1,$$

 $\dot{J}_{r} = INT (L_{w}^{B} / \Delta L_{w}) + 1.$ (3.5)

Współczynniki określające stopień przemieszczenia tych elementów liny mają postać:

$$\kappa_{p} = i_{p} - (L_{n}^{A} + L_{kk}^{A}) / \Delta L_{n},$$

$$\kappa_{r} = j_{r} - L_{w}^{B} / \Delta L_{w}.$$
(3.6)

Równanie (3.3) słuszne jest dla elementów różnicowych lin, nie znajdujących się w bezpośrednim sąsiedztwie naczynia, koła pędnego lub dolnej pętli liny wyrównawczej. Ich równowaga opisywana jest odrębnymi wyrażeniami.

Dla elementów liny sąsiadujących z naczyniem zmianie ulegnie człon równania związany z siłami dynamicznymi. Konieczne jest uwzględnienie zmniejszonej odległości środka elementu od naczynia i wprowadzenie przemieszczenia naczynia x_s w miejsce $x_{i\pm 1}$.

3.2.3. Równanie równowagi dynamicznej odcinka liny nośnej współpracującego z kolem pędnym

Schematy równowagi dynamicznej elementu liny nośnej w sąsiedztwie koła pędnego, przy różnym stopniu jego przemieszczenia κ_p , przedstawiono na rys.3.3.



Rys. 3.3. Schemat elementarnych odcinków liny współpracujących z kulem pędnym Fig. 3.3. Diagram of elements of rope connected with pulley Przyjęto, że w umownym punkcie kontaktu liny z kołem pędnym następuje zrównanie ich prędkości. W celu wyeliminowania nieciągłości parametrów przy przechodzeniu środka elementu przez punkt kontaktu, które stanowiłyby pozorne wymuszenie drgań - wprowadzono odpowiednie linearyzacje.

Dla elementarnych odcinków liny, sąsiadujących z kołem pędnym $(i_p-1..i_p+1)$, równania równowagi dynamicznej przyjmują postać:

- dla elementu i_o-1:

$$0 = \Delta \mathbf{m}_{n} \left(\bar{\mathbf{x}}_{i_{p}-1}^{+} + \ddot{\mathbf{u}} \right) + \left(\frac{\mathbf{E}\mathbf{A}}{\Delta \mathbf{L}} \right)_{n}^{\mathbf{A}} \cdot \left(1 + \nu \frac{\mathbf{d}}{\mathbf{d}t} \right) \left(\mathbf{x}_{i_{p}-1}^{-} - \mathbf{x}_{i_{p}-2}^{-} \right) + \left(\frac{\Delta \mathbf{m}_{n}}{\Delta \mathbf{L}} \right) + \left(\frac{\mathbf{E}\mathbf{A}}{\Delta \mathbf{L}} \right)_{n}^{\mathbf{A}} \cdot \left(1 + \nu \frac{\mathbf{d}}{\mathbf{d}t} \right) \left(\mathbf{x}_{i_{p}-1}^{-} - \mathbf{x}_{i_{p}}^{-} \right) - \mathbf{d}\mathbf{l}\mathbf{a} \quad \kappa_{p} \le 0.5 ,$$
$$\Delta \mathbf{m}_{n} \cdot \mathbf{g} \cdot (2 - \kappa_{p}) + \left(\frac{\mathbf{E}\mathbf{A}}{\Delta \mathbf{L}} \right)_{n}^{\mathbf{A}} \cdot \left(1 + \nu \frac{\mathbf{d}}{\mathbf{d}t} \right) \frac{\mathbf{x}_{i_{p}-1}^{-} - \mathbf{x}_{i_{p}}}{1.5 - \kappa_{p}} - \mathbf{d}\mathbf{l}\mathbf{a} \quad \kappa_{p} \ge 0.5 ,$$

- dla elementu i_p (po pomnożeniu przez ; κ_p - 0.5 ;, w celu uniknięcia nieoznaczoności przy $\kappa_p = 0.5$):

$$0 = | 0,5-\kappa_{p} | \cdot \Delta m_{n} \cdot (\ddot{x}_{i_{p}}+\ddot{u}) +$$

$$\left[\begin{array}{c} \Delta m_{n} \cdot g \cdot \frac{0, 5 - \kappa_{p}}{0, 5} + \left(\begin{array}{c} \underline{EA} \\ \Delta L \end{array} \right)_{n}^{A} \cdot \left(\begin{array}{c} 1 + \nu \frac{d}{dt} \end{array} \right) \left[\left(\begin{array}{c} 0, 5 - \kappa_{p} \end{array} \right) \cdot \left(\begin{array}{c} x_{i_{p}} - x_{i_{p}-1} \end{array} \right) + \left. x_{i_{p}} \right) \right] \\ - d l a \ \kappa_{p} \le 0, 5 \ , \end{array} \right] \\ -\Delta m_{n} \cdot g \cdot \frac{\kappa_{p} - 0, 5}{0, 5} + \left(\begin{array}{c} \underline{EA} \\ \Delta L \end{array} \right)_{n}^{B} \cdot \left(\begin{array}{c} 1 + \nu \frac{d}{dt} \end{array} \right) \left[\begin{array}{c} x_{i_{p}} + \left(\kappa_{p} - 0, 5 \end{array} \right) \cdot \left(\begin{array}{c} x_{i_{p}} - x_{i_{p}+1} \end{array} \right) \right] \\ - d l a \ \kappa_{p} \ge 0, 5 \ , \end{array} \right]$$

dla elementu
$$\mathbf{i}_{p}+1$$
:

$$\mathbf{0} = \Delta \mathbf{m}_{n} \cdot \left(\ddot{\mathbf{x}}_{i_{p}+1}+\ddot{\mathbf{u}}\right) + \left(\frac{\mathbf{E}\mathbf{A}}{\Delta \mathbf{L}}\right)_{n}^{\mathbf{B}} \cdot \left(1+v\frac{\mathbf{d}}{\mathbf{d}t}\right) \left(\mathbf{x}_{i_{p}+1}-\mathbf{x}_{i_{p}-2}\right) + \left(-\Delta \mathbf{m}_{n} \cdot \mathbf{g} \cdot \left(1+\kappa_{p}\right) + \left(-\frac{\mathbf{E}\mathbf{A}}{\Delta \mathbf{L}}\right)_{n}^{\mathbf{B}} \cdot \mathbf{x}_{i_{p}+1} \cdot \frac{1}{0.5+\kappa_{p}} - d\mathbf{la} \quad \kappa_{p} \le 0.5$$

$$+ \left\{-\Delta \mathbf{m}_{n} \cdot \mathbf{g} \cdot \left(2-\kappa_{p}\right) + \left(\frac{\mathbf{E}\mathbf{A}}{\Delta \mathbf{L}}\right)_{n}^{\mathbf{B}} \cdot \left(\mathbf{x}_{i_{p}+1}-\mathbf{x}_{i_{p}}\right) - d\mathbf{la} \quad \kappa_{p} \ge 0.5$$

$$(3.7)$$

3.2.4. Równania równowagi dynamicznej odcinków dolnej pętli liny wyrównawczej

Nie rozważa się równowagi elementu przechodzącego w danej chwili przez dolną pętlę liny wyrównawczej, przyjmując, że w przekroju rozdzielającym obie gałęzie liny nie działa siła wzdłużna (rys.3.4). Masę tego elementu rozdziela się pomiędzy elementy sąsiednie.





Równania równowagi dynamicznej elementów liny wyrównawczej w pobliżu jej dolnej pętli mają postać:

- dla elementu j,-1:

$$\left(\begin{array}{c} \underline{\mathbf{EA}} \\ \underline{\Delta \mathbf{L}} \end{array} \right)_{\mathbf{w}}^{\mathbf{B}} \cdot \left(\begin{array}{c} 1 + \mathbf{v}_{\mathbf{w}} & \frac{\mathbf{d}}{\mathbf{dt}} \end{array} \right) \left(\begin{array}{c} \mathbf{x}_{j_{r}-1} - \mathbf{x}_{j_{r}-2} \end{array} \right) + \left[\begin{array}{c} \Delta \mathbf{m}_{\mathbf{w}} + \left(\begin{array}{c} 1 - \mathbf{\kappa}_{\mathbf{r}} \end{array} \right) \cdot \Delta \mathbf{m}_{\mathbf{w}}' \end{array} \right] \cdot \\ - \text{ dla elementu } \mathbf{j}_{r} + 1: & \cdot \left(\begin{array}{c} \mathbf{\ddot{x}}_{j_{r}-1} + \mathbf{\ddot{u}} - \mathbf{g} \end{array} \right) = \mathbf{0} , \\ \left(\begin{array}{c} \underline{\mathbf{EA}} \\ \underline{\Delta \mathbf{L}} \end{array} \right)_{\mathbf{w}}^{\mathbf{A}} \cdot \left(\begin{array}{c} 1 + \mathbf{v}_{\mathbf{w}} & \frac{\mathbf{d}}{\mathbf{dt}} \end{array} \right) \left(\begin{array}{c} \mathbf{x}_{j_{r}+1} - \mathbf{x}_{j_{r}+2} \end{array} \right) + \left(\begin{array}{c} \Delta \mathbf{m}_{\mathbf{w}} + \mathbf{\kappa}_{\mathbf{r}} \cdot \Delta \mathbf{m}_{\mathbf{w}} \end{array} \right) \cdot \left(\begin{array}{c} \mathbf{\bar{x}}_{j_{1}+1} + \mathbf{\ddot{u}} + \mathbf{g} \end{array} \right) = \mathbf{0} . \end{array}$$

W chwili gdy kolejny element j liny wyrównawczej zajmuje pozycję w dolnej jej pętli $(j=j_r)$ - oblicza się taką wartość Δm_w ', aby siła działająca na poprzedni element liny j_r-1 pozostawała niezmieniona:

$$\Delta m_w' = \Delta m_w + \frac{g - \ddot{x}_{j_i} - \ddot{u}}{g - \ddot{x}_{j_i-1} - \ddot{u}}$$
 (3.9a)

(3.8)

Równocześnie z elementu położonego za pętlą, przyjmującego indeks j,+2, wyodrębnia się nowy element j,+1, określając jego prędkość i przyspieszenie jako:

i obliczając przemieszczenie tak, by uwzględnić wydłużenie elementu, spowodowane ciężarem własnym i bezwładnością:

$$x_{j_{r}+1} = x_{j_{r}+2} - \frac{\Delta m_{w} \cdot (g + \bar{u} + \bar{x}_{j_{r}+2})}{(EA / \Delta L)_{w}}.$$
 (3.9c)

3.2.5. Charakterystyka sprężysto-tłumieniowa liny

Badania doświadczalne sztywności liny wykazują zależność modułu E od obciążenia. Przewidziano możliwość uwzględnienia wpływu odrębnego naprężenia średniego σ w każdej linie na jej sztywność, poprzez wprowadzenie wyrażenia parabolicznego [32]:

$$\mathbf{E} = \mathbf{E}_0 + \mathbf{E}_1 \cdot \boldsymbol{\sigma} + \mathbf{E}_2 \cdot \boldsymbol{\sigma}^2 \tag{3.10}$$

W równaniach, określających siły dynamiczne w linach (3.2) występuje współczynnik tłumienia v. Jego wartość, wyznaczana doświadczalnie w oparciu o dekrement tłumienia, zależy od konstrukcji i stanu liny. Przyjęto ją wg prac [22,30].

3.3. MODEL DRGAŃ KOŁA PĘDNEGO

3.3.1. Równowaga dynamiczna kola pędnego

Do rozważań przyjęto schemat sił działających na koło pędne, przedstawiony na rysunku 3.5.



Rys. 3.5. Schemat sił działających na kolo pędne Fig. 3.5. Diagram of forces, acting on pulley

Uwzględniając moment napędowy silnika M oraz siły w linach i redukując na oś silnika bezwładność koła pędnego wraz z maszyną wyciągową J_{kp} - otrzymuje się równanie równowagi dynamicznej koła pędnego wraz z elementami lin i_p aktualnie przez nie przechodzącymi:

$$\begin{split} \frac{M}{R} &= \frac{J_{kp} \cdot \vec{u}}{R^2} + \sum_{k=1}^{N_n} \Delta m_n \left(\vec{u} + \vec{x}_{i_p, k} \right) + N_n \cdot \Delta m_n \cdot g \frac{0.5 - \kappa_p}{0.5} + \\ &+ \left\{ + \sum_{k=1}^{N_n} \left(1 + \nu \frac{d}{dt} \right)_k / \Delta L_n \left[EA_n^A \cdot \left(x_{i_p} - x_{i_p-1} \right) - x_{i_p+1} \frac{EA_n^B}{0.5 + \kappa_p} \right] \\ &- dla \kappa_p \le 0.5 , \\ &+ \sum_{k=1}^{N_n} \left(1 + \nu \frac{d}{dt} \right)_k / \Delta L_n \left[EA_n^B \cdot \left(x_{i_p} - x_{i_p+1} \right) - x_{i_p-1} \frac{EA_n^A}{1.5 - \kappa_p} \right] \\ &- dla \kappa_p \ge 0.5 . \end{split}$$

$$(3.11)$$

3.3.2. Poślizg lin na kole pędnym

Różnica obciążenia liny po obu stronach koła pędnego jest przyczyną trzech istotnych zjawisk, związanych z drganiami wzdłużnymi układu. Są to:

- ruch "robaczkowy" liny,
- lokalny minipoślizg pojedynczej liny, zwany "poślizgiem sprężystym",
- awaryjny poślizg całego układu, zwany "poślizgiem niesprężystym".

Z różnicą obciążeń nieodłącznie związana jest różnica odkształceń, powodująca, że każdy element liny przechodząc przez koło musi przed zejściem z niego skrócić się lub wydłużyć, przesuwając się po wykładzinie koła na części jego obwodu. Zjawisko to zwane "ruchem robaczkowym" liny zachodzi stale. Ze względu na małą intensywność nie stanowi ono istotnego zagrożenia i w żadnym z dotąd opracowanych modeli dynamicznych nie było uwzględniane.

Przy znacznych różnicach obciążeń liny po obu stronach koła pędnego, występujących np. przy intensywnych drganiach - pojawić się może "poślizg sprężysty" pojedynczych lin, zmniejszający różnicę ich naciągów [38,39]. Nawet niewielki poślizg powoduje szybkie erozyjne zużycie lin i wykładzin kół.

Niebezpieczny "poślizg niesprężysty" całego układu może wystąpić przy oblodzeniu lin i hamowaniu awaryjnym.

Poślizg występuje, gdy stosunek sił w linach po obu stronach koła przekroczy wartość określoną równaniem Eulera-Eytelweina:

$$\mathbf{F}_{\max} / \mathbf{F}_{\min} = \exp(\mu \cdot \alpha) \tag{3.12}$$

w którym μ oznacza współczynnik tarcia między kołem a liną, zaś α jest kątem opasania liny.



Stan bez poślizgu Schemat poślizgu

Rys. 3.6. Rozkład sił w linach na kole pędnym

Fig. 3.6. Distribution of forces in ropes - without sliding and scheme of sliding

Stosunek sił w linach po osiągnięciu wartości określonej wyrażeniem (3.12) przestaje nadal wzrastać, zaś wpływ czynników dążących do jego zwiększenia jest kompensowany przez poślizg.

Związek wynikającego z poślizgu przemieszczenia liny po kole δ_{sl} ze zmianami sił ΔF w każdej z gałęzi liny opisuje zależność:

$$\Delta F = \delta_{sl} \cdot (EA / L). \qquad (3.13)$$

Wartość poślizgowego przemieszczenia liny po kole wyniesie więc:

$$\delta_{s1} = \frac{F^{A} - F^{B} \cdot \exp(\mu \cdot \alpha)}{(EA/L)^{A} + (EA/L)^{B}}, \qquad (3.14)$$

przy indeksach A,B oznaczających gałęzie liny.

Poślizg pojedynczych lin pojawia się przy intensywnych drganiach wzdłużnych i dużych, niezsynchronizowanych zmianach sił dynamicznych po obu stronach koła pędnego. Wywołują go także różnice średnic rowków koła dla poszczególnych lin, pogłębiane przez intensywne tarcie podczas poślizgu - erodujące wykładziny.

W opisie matematycznym procesu drgań lin wprowadzono przemieszczenie względne punktu kontaktu każdej liny z kołem δu_k , odniesione do ruchu unoszenia punktu na średnim promieniu koła. Stanowi ono liczoną od początku ruchu sumę wszystkich przesunięć poślizgowych δ_{sl} (3.14) oraz wartości, wynikającej ze zróżnicowania promieni koła pędnego dla poszczególnych lin ε_k i całkowitego przemieszczenia liny na kole pędnym u:

$$\delta u_{k} = \sum \delta_{st} + \varepsilon_{k} \cdot u , \qquad \varepsilon_{k} = 1 - R_{k} / R_{sr} . \qquad (3.15)$$

Wartość δu_k wprowadzana jest do równań opisujących równowagę koła pędnego (3.11) oraz elementów różnicowych liny (3.7), a także do wyrażeń określających siły w linach. W programie obliczeniowym zmniejszano przemieszczenie poślizgowe w stosunku do wartości wyrażonej wzorem (3.13), tak by uwzględnić bezwładność przesuwającej się liny.

3.4. MODEL DRGAŃ NACZYNIA

3.4.1. Równanie drgań wzdłużnych



Rys. 3.7. Schemat równowagi dynamicznej naczynia Fig. 3.7. Scheme of dynamic balance of cage

Równanie równowagi dynamicznej naczynia, zgodnie z rysunkiem 3.7, przy uwzględnieniu k $(1 \div N_n)$ lin nośnych oraz l $(1 \div N_w)$ lin wyrównawczych ma postać:

$$\mathbf{m}_{s} \cdot \left(\bar{\mathbf{x}}_{s}^{+} + \bar{\mathbf{u}} \right) + \sum_{k=1}^{N_{m}} \left[\frac{\mathbf{E}\mathbf{A}}{\Delta \mathbf{L}/2} \cdot \left(1 + v \frac{\mathbf{d}}{\mathbf{d}t} \right) \right]_{k} \left(\mathbf{x}_{s}^{-} - \mathbf{x}_{i=1, k} \right) + \\ + \sum_{l=1}^{N_{w}} \left[\frac{\mathbf{E}\mathbf{A}}{\Delta \mathbf{L}/2} \cdot \left(1 + v \frac{\mathbf{d}}{\mathbf{d}t} \right) \right]_{l} \left(\mathbf{x}_{s}^{-} - \mathbf{x}_{j-n_{w},1} \right) \pm \mathbf{m}_{s}^{+} \mathbf{g} + \mathbf{F}_{t} = 0 .$$

$$(3.16)$$

W skład masy naczynia wchodzi masa ładunku. W skrajnych położeniach naczynia do jego masy doliczana jest również odpowiednia część masy sąsiedniego elementu liny, a wyrażenia na siłę dynamiczną ulegają modyfikacji.

Siłę oporu ruchu naczynia F, można wyrazić za pomocą trzech składowych, związanych z tarciem posuwistym, tarciem lepkim (proporcjonalnym do prędkości ruchu naczynia) i oporem aerodynamicznym (proporcjonalnym do jej kwadratu):

$$F_{t} = \left[C_{0,t} + C_{2,t} \cdot (\dot{x}_{s} + \dot{u})^{2} \right] \cdot \text{sign} (\dot{x}_{s} + \dot{u}) + C_{1,t} \cdot (\dot{x}_{s} + \dot{u}) .$$
(3.17)

Jeśli symuluje się działanie urządzeń, służących do hamowania awaryjnego w wolnych drogach przejazdu, wówczas na właściwym odcinku drogi naczynia wprowadzany jest odpowiedni liniowy lub trapezowy przyrost pierwszej składowej siły tarcia $C_{0.r}$.

Opory ruchu naczynia w dużym stopniu zależą od konstrukcji układu, stanu prowadnic i prowadników. Przeciętne wartości współczynników C, określono, korzystając z literaturowych informacji o oporach ruchu naczynia przy różnej prędkości [112], odniesionych do masy naczynia. Dla ułatwienia obliczeń wprowadzono zlinearyzowaną formę zależności ze współczynnikiem $C_{1,t,z}$ określanym w każdym kroku czasowym w oparciu o przewidywaną, ekstrapolowaną wartość prędkości $|X_s + u|_0$:

$$F_{t} = C_{1,t,z} \cdot (\dot{x}_{s} + \dot{u}_{s}) ,$$

$$C_{1,t,z} = \frac{C_{0,t}}{|\dot{x}_{s} + \dot{\underline{u}}_{s}|_{0}} + C_{1,t} + C_{2,t} \cdot |\dot{x}_{s} + \dot{\underline{u}}_{s}|_{0}$$
(3.18)

Podczas łącznej symulacji drgań wzdłużnych i poprzecznych z uwzględnieniem ich sprzężenia - składowe tarcia wiskotycznego i posuwistego określane są nie za pomocą współczynników $C_{0,t}$, $C_{1,t}$ lecz w oparciu o aktualnie obliczone wartości sił nacisku naczynia na prowadnice F_p . Wyrażenie określające współczynnik $C_{1,tz}$ przyjmuje zmodyfikowaną formę:

$$C_{1,t,z} = \frac{\mu_0 \cdot \sum F_p}{|\dot{\mathbf{x}}_s + \dot{\mathbf{u}}_s|_0} + \frac{\mu_1 \cdot \sum F_p}{\dot{\mathbf{u}}_{max}} + C_{2,t} |\dot{\mathbf{x}}_s + \dot{\mathbf{u}}_s|_0 .$$
(3.19)

3.4.2. Analiza wpływu ruchomych zawiesi linowych

Elementem częściowo kompensującym zróżnicowanie sił w linach i ograniczającym występowanie zjawiska poślizgu jest zawiesie. Na rys.3.8 przedstawiono schemat typowego ruchomego zawiesia dźwigniowego wraz z oznaczeniami, używanymi podczas wyprowadzania zależności modelowych.



Rys. 3.8. Schemat ruchomego zawiesia Fig. 3.8. Scheme of moving suspension gear W modelu zawiesia uwzględniono istnienie momentów tarcia w łożyskach M_p, a także wynikające z konstrukcji ograniczenia maksymalnych przemieszczeń końców lin. Jeśli oddziałujący na dźwignię zawiesia moment, wynikający ze zróżnicowania sił w linach, przekroczy moment tarcia, a nie zostało jeszcze osiągnięte położenie graniczne - wówczas wystąpi obrót, zmieniający położenie końców lin i zmniejszający różnicę sił.

Dla pojedynczej dźwigni, przy podanych na rysunku 3.8 oznaczeniach położenia lin h_{Lnk} i osi zawiesia $h_{zw,0}$ - zmianę siły ΔF_{Lnk} w linie k, wynikającą z obrotu dźwigni o kąt $\delta \eta_{zw}$, wyraża zależność:

$$\Delta F_{Lnk} = (EA / L)_{Lnk} \cdot \delta \eta_{zw} \cdot (h_{Lnk} - h_{zw,o}), \qquad (3.20)$$

przemieszczenie końca liny przy naczyniu δx_{Lak} , związane z obrotem, wynosi:

$$\delta x_{Lnk} = \delta \eta_{zw} \cdot (h_{Lnk} - h_{zw,0}), \qquad (3.21)$$

zaś zmiana kąta obrotu dźwigni wynika z wyrażenia:

$$\partial \eta_{zw} = \frac{M_{zw} - M_{Lzw} \cdot \text{sign (} M_{zw})}{\sum_{k=1}^{N_{a}} \left[(EA / L)_{Lnk} \cdot (h_{Lnk} - h_{zw,o})^{2} \right]}$$

dzie :
$$M_{zw} = \sum_{k=1}^{N_{a}} F_{Lnk} \cdot (h_{Lnk} - h_{zw,o}) . \qquad (3.22)$$

Analogiczne wyrażenia określają zmianę położenia wszystkich dźwigni zawiesia. Przemieszczenia końców lin przy zawiesiu wprowadzane są do równań równowagi naczynia (3.16) i elementarnych odcinków lin przy naczyniu.

3.4.3. Model drgań poprzecznych naczynia traktowanego jako ciało sztywne

Rozważano równowagę dynamiczną naczynia współpracującego poprzez zespół prowadnic tocznych i ślizgowych z prowadnikami szybowymi (rys.3.9).

Analizowano dwa modele fizyczne naczynia wydobywczego. Pierwszy model stanowi ciało sztywne o pięciu stopniach swobody, określonych współrzędnymi y_s, z_s, ϕ_s , ψ_s , η_s . Szósta współrzędna - x_s - opisana jest równaniami drgań wzdłużnych. Drugi model - ciała odkształcalnego - omówiony jest w podrozdziale 3.4.4.





Model fizyczny naczynia sztywnego wraz ze schematem działających sił przedstawiono na rys.3.10.



Rys. 3.10. Schemat równowagi dynamicznej naczynia Fig. 3.10. Scheme of dynamic balance of cage Zgodnie z założeniami uwzględniono następujące siły dynamiczne występujące w procesie drgań poprzecznych: siły i momenty bezwładności (m y, m z, J_{sz} ϕ , J_{sy} η , J_{sx} ψ), siły naciągu lin (F_{Ln}, F_{Lw}), momenty odkrętu (K_{oLn}, K_{oLw}) oraz siły w prowadnicach, wraz z siłą tarcia (F_p, F_{pl}). Wprowadzono również możliwość asymetrii prowadnic i zawiesia oraz przesunięcia środka ciężkości naczynia y_s, z, względem jego środka geometrycznego, wynikające z asymetrii konstrukcji i niesymetrycznie rozłożonej masy ładunku. Przewidziano dowolną liczbę prowadnic N_{py}, N_{pz}, działających w kierunku y i z, o położeniu względem środka ciężkości określonym współrzędnymi h_{px}, h_{py}, h_{pz}, a także dowolną liczbę lin nośnych N_n i wyrównawczych N_w. Na rys.3.10 oznaczono dla czytelności tylko jedną prowadnicę i jedną linę nośną i wyrównawczą.

Równania równowagi dynamicznej naczynia mają postać:

$$\sum F_{y} = 0: \qquad m_{s} \ \bar{y}_{s} + \sum_{p=1}^{N_{py}} F_{py} = 0 ,$$

$$\sum F_{z} = 0: \qquad m_{s} \ \bar{z}_{s} + \sum_{p=1}^{N_{pz}} F_{pz} = 0 ,$$

$$\sum M_{x} = 0: \qquad J_{xx} \Psi + \sum_{p=1}^{N_{px}} F_{pz}h_{py} - \sum_{p=1}^{N_{py}} F_{py}h_{pz} + \\ + \sum_{k=1}^{N_{n}} K_{oLnk} F_{Lnk} - \sum_{l=1}^{N_{w}} K_{oLwl} F_{Lwl} = 0,$$

$$\sum M_{y} = 0: \qquad J_{xy} \bar{\eta} + \sum_{p=1}^{N_{px}} F_{pz} \left(h_{px} + \mu' h_{pz} \right) + \sum_{p=1}^{N_{py}} \mu' F_{py}h_{pz} + \\ + \sum_{k=1}^{N_{n}} F_{Lnk} \left(h_{Lnkz} + z_{Lnk} \right) - \sum_{l=1}^{N_{w}} F_{Lwl} \left(h_{Lwlz} + z_{Lwl} \right) = 0,$$

$$\sum M_{z} = 0: \qquad J_{sz} \bar{\varphi} + \sum_{p=1}^{N_{py}} F_{py} \left(h_{px} + \mu' h_{py} \right) + \sum_{p=1}^{N_{px}} \mu' F_{pz}h_{py} + \\ + \sum_{k=1}^{N_{n}} F_{Lnk} \left(h_{Lnky} + y_{Lnk} \right) - \sum_{l=1}^{N_{px}} F_{Lwl} \left(h_{Lwly} + y_{Lwl} \right) = 0.$$
(3.23)

Współczynnik tarcia prowadnic o prowadniki μ ' obejmuje człon opisujący tarcie posuwiste μ_0 oraz opisujący tarcie lepkie μ_1 , przy czym znak "+" dotyczy naczynia opuszczanego:

$$u' = \pm \left[\mu_0^+ \mu_1 \cdot (\dot{x}_s + \dot{u}) / \dot{u}_{max} \right]$$
(3.24)

Przemieszczenia y_A , z_A dowolnego punktu "A" naczynia (np. końca liny lub prowadnicy), odległego od jego środka ciężkości o h_{xA} , h_{yA} , h_{zA} - wyrazić można przez pięć podstawowych współrzędnych (y_s , z_s , ϕ , ψ , η):

$$y_{A} = y_{s} + \phi h_{xA} - \psi h_{zA} ,$$

$$z_{A} = z_{s} + \psi h_{yA} + \eta h_{xA} .$$
(3.25)

3.4.4. Siły oddziaływania naczynia na prowadnik

Na rys.3.11 przedstawiono schemat przemieszczeń i sił występujących między prowadnicami i prowadnikami (dla kierunku y):



Rys. 3.11. Siły działające między prowadnicami a prowadnikami Fig. 3.11. Forces acting on rollers and guides

W modelu rozważano kilka wariantów kontaktu naczynia z prowadnikami:

poprzez prowadnice toczne,

- poprzez prowadnice toczne i ślizgowe (przy intensywnych drganiach),
- przy występowaniu luzów lub nacisków wstępnych (δ_i) ,
- przy jednostronnym lub dwustronnym działaniu prowadnic.

Wzajemne położenie prowadnic i prowadników określono za pomocą wymiarów, ukazanych na rys.3.11:

- δ_h luz nominalny pomiędzy prowadnicą toczną a prowadnikiem (ujemny przy występowaniu nacisku wstępnego),
- δ_{ls} dodatkowy luz między prowadnicą toczną a ślizgową,
- δ_{pk} nierówność prowadnika odchylenie od nominalnej osi w punkcie oddziaływania prowadnicy,
- y_p przemieszczenie poprzeczne punktu naczynia, w którym umieszczona jest prowadnica,
- Δ_1 ugięcie prowadnika w miejscu oddziaływania prowadnicy,
- Δ_2 ugięcie prowadnicy tocznej,
- Δ_3 ugięcie prowadnicy ślizgowej,
- $\Delta_{\rm p}$ wynikające z aktualnego położenia naczynia łączne ugięcie układu prowadnic i prowadnika.

Stale zachodzą związki:

$$\Delta_{\mathbf{p}} = \mathbf{y}_{\mathbf{p}}^{-} \delta_{\mathbf{p}\mathbf{k}}^{-} - \delta_{\mathbf{h}}^{-} \cdot \operatorname{sign} \left(\mathbf{y}_{\mathbf{p}}^{-} - \delta_{\mathbf{p}\mathbf{k}}^{-} \right) = \Delta_{\mathbf{h}}^{-} + \Delta_{\mathbf{h}}^{-} . \quad (3.26)$$

Formułując wyrażenia określające siłę oddziaływania prowadnicy na prowadnik w funkcji położenia naczynia (przykładowo dla kierunku y i prowadnicy położonej po dodatniej stronie osi y) - rozpatrzono dwa warianty. Przy mniej intensywnych drganiach, gdy współpracują tylko prowadnice toczne, zachodzi:

$$F_{p} = \begin{cases} c_{pk} \cdot \Delta_{1} = 2 c_{pt} \cdot \Delta_{2} & - przy \mid y_{p} - \delta_{pk} \mid < \mid \delta_{lt} \mid, dla \text{ prowadnic dwustronnych ze wstępnym naciskiem,} \\ 0 & - przy \Delta_{p} < 0, dla prowadnic jednostronnych, lub przy \mid y_{p} - \delta_{pk} \mid < \mid \delta_{lt} \mid, dla prowadnic z luzem, \\ c_{pk} \cdot \Delta_{1} = c_{pt} \cdot \Delta_{2} & - dla pozostałych przypadków. \end{cases}$$

$$(3.27a)$$

Przy współpracy prowadnic tocznych i ślizgowych, gdy $\Delta_2 > \delta_{ls}$, można zapisać:

$$\Delta_1 + \Delta_3 + \delta_{1s} = \Delta_p, \qquad F_p = c_{pk} \cdot \Delta_1 = c_{pt} \cdot \Delta_2 + c_{ps} \cdot \Delta_3.$$
(3.27b)

Przy uwzględnieniu tłumienia v_p , oznaczeniu przez c_{pi} , c_{ps} , c_{pk} - sztywności prowadnicy tocznej, ślizgowej i prowadnika oraz wprowadzeniu sztywności zastępczych układu prowadnica - prowadnik c_{py} , c_{py} ", i c_{py} " - wyrażenie na siłę oddziaływania prowadnicy na prowadnik przyjmie poniższą postać:

- przy $|y_p \delta_{pk}| < |\delta_{lul}|$, dla prowadnic dwustronnych ze wstępnym naciskiem,

- przy $\Delta_p < 0$, dla prowadnicy jednostronnej, lub $|y_p - \delta_{pkl}| < |\delta_{hl}|$, dla prowadnic z luzem,

- przy $|\Delta_n| < \delta'_{is}$, oprócz powyższych,

$$\mathbf{c}_{py}^{\prime\prime} \cdot \left[\Delta_{p} - \delta_{ls}^{\prime\prime} - \operatorname{przy} \Delta_{p} > \delta_{ls}^{\prime} \right]$$
$$\cdot \operatorname{sign} \left(\Delta_{p} \right)$$

przy:

$$\delta_{1s}' = \delta_{1s} \cdot \left(1 + \frac{c_{pt}}{c_{pk}}\right), \qquad \delta_{1s}'' = \delta_{1s} \cdot \left(\frac{c_{ps}}{c_{ps} + c_{pt}}\right),$$

$$c_{py} = \frac{1}{\frac{1}{c_{pt}} + \frac{1}{c_{pk}}}, \quad c_{py}' = \frac{1}{\frac{1}{c_{pk}} + \frac{1}{2c_{pt}}}, \quad c_{py}'' = \frac{1}{\frac{1}{c_{pt} + c_{ps}} + \frac{1}{c_{pk}}}.$$
(3.28)

Analogiczne wzory obowiązują dla kierunku z.

3.4.5. Określenie sprężystości prowadników

Sprężystość prowadników jest jednym z parametrów istotnie wpływających na przebieg drgań poprzecznych, zwłaszcza w układach wyciągowych z prowadnicami o dużej sztywności. Prowadniki rozważano jako belki sprężyste, oparte na sprężystych dźwigarach (rys.3.12).

Sprężystość prowadnika w punkcie kontaktu z prowadnicą jest funkcją aktualnego położenia prowadnicy względem dźwigara. Analizę prowadzono przy dwóch punktach oddziaływania siły w prowadnicy F_p : w połowie przęsła i nad dźwigarem. Dla położeń pośrednich sztywność aproksymowano sinusoidą.

Rozważano zespół kilku przęseł prowadnika, dostatecznie oddalony od brzegu układu, obciążony siłą F_p. Równanie osi ugiętej sformułowano dla symetrycznej połowy zespołu, podzielonego w miejscu przyłożenia siły. Liczbę rozważanych przęseł w połowie zespołu N_{prz} dobrano tak, by nie pojawił się problem złego uwarunkowania równań, a równocześnie by znikomy był wpływ przyjęcia zerowych warunków brzegowych na końcu zespołu na odkształcenia początkowe. Równanie osi ugiętej scałkowano, otrzymując poszukiwaną sztywność c_{pk} (3.28) jako stosunek siły F_p do ugięcia Δ_1 w punkcie jej przyłożenia.





Rys. 3.12. Schemat ciągu prowadników Fig. 3.12. Scheme of shaft guides

C

Sztywność prowadnika cak określa wyrażenie:

$$b_{pk} = 2 \left[(a_1 b_2 - a_2 b_1) / (a_2 b_3 - a_3 b_2) \right]_{N_{pk}},$$
 (3.28a)

w którym współczynniki a_{Li} wyznaczane są z wyrażeń rekurencyjnych:

$$a_{L,i} = -\sum_{k=1}^{l-1} c_{dz} (i - k)^{3} L_{pk}^{3} a_{L,k} / 6 EI_{pk} + \begin{cases} 1 & -dla l = 1 \\ x_{i}^{2} / 2 EI_{pk} - dla l = 2 \\ x_{i}^{3} / 12 EI_{pk} - dla l = 3 \end{cases}$$
(3.28b)

zaś położenie końca przęsła x, i współczynniki b_{Nprz} opisują wzory:

$$x_{i} = [\xi + (i - 1)] L_{pk}, \quad \xi = \begin{cases} 0.5 & - \text{ dla siły położonej w środku przęsła,} \\ 1 & - \text{ dla siły nad dźwigarem,} \end{cases}$$
$$b_{l, N_{pm}} = -\sum_{k=1}^{N_{pm}-1} c_{dz} (N_{prz} - k)^{2} L_{pk}^{2} a_{l, k} / 2 EI_{pk} + \left[(0.5 - \xi) c_{dz} x_{N_{pm}}^{2} / 2 EI_{pk} - \text{ dla l} = 1 \\ x_{N_{pm}} / EI_{pk} - \text{ dla l} = 2 \\ x_{N_{pm}}^{2} / 4 EI_{pk} - \text{ dla l} = 3 \end{cases}$$

(3.28c)

3.4.6. Model drgań poprzecznych naczynia odksztalcalnego

Większość autorów modelując układy wyciągowe przyjmuje, że naczynie wydobywcze jest ciałem sztywnym [15,17,24,105]. Założenie to ściśle odzwierciedla rzeczywistość przy analizie drgań wzdłużnych, ponieważ odkształcenia naczynia przy jego rozciąganiu lub ściskaniu są minimalne w stosunku do odkształceń lin. W wypadku równoczesnej analizy drgań poprzecznych wskazane jest uwzględnienie sztywności giętnej naczynia (zwłaszcza skipu). Jest ona bowiem znacznie mniejsza od sztywności wzdłużnej. Istotne jest przede wszystkim rozważenie wzajemnych przemieszczeń punktów zamocowania prowadnic na głowicach naczynia - silnie wpływających na wielkość sił oddziaływania naczynia na prowadniki.

W modelu fizycznym, omówionym szczegółowo w rozdziale 3.4.7, przyjęto, że konstrukcja naczynia odkształcalnego to dwie sztywne ramy - głowica dolna i górna - połączone sprężystymi belkami wzdłużnymi, wzmocnionymi układem belek poprzecznych. W przypadku klatki belki poprzeczne tworzą sztywne ramy - stropy pięter. W modelu przyjęto więc, że belki wzdłużne ulegają jedynie odkształceniom giętnym, a ruch wzajemny głowic jest ruchem płaskim, przy zachowaniu ich stałej odległości od siebie równej długości belek łączących. Ruch ten opisano współrzędnymi Δy , Δz i $\Delta \psi$, pokazanymi na rys.3.13.





Z przeprowadzonej analizy równania osi ugiętej i równowagi dynamicznej belki wzdłużnej wynika, że z dostateczną dokładnością można przyjąć, iż wartości przemieszczeń jej końców, mierzone od osi belki nieodkształconej, są równe połowie przemieszczenia względnego środków głowic. Przyjmując założenia dotyczące naczynia odkształcalnego, podane w rozdziale 3.1, rozważono jego równowagę dynamiczną.

Zmodyfikowany układ równań, z wyodrębnieniem głowic o masie m_g , m_d , momentach bezwładności J_{gx} , J_{dx} i odległości od środka ciężkości określonej współrzędnymi h_{gx} , h_{dx} , przy zastępczej sztywności giętnej c_{sg} i skrętnej c_{sg} naczynia, przedstawiają wyrażenia (3.29a,b):

- dla całego naczynia wraz z głowicami:

$$\sum F_{y} = 0; \qquad m_{s} \ \bar{y}_{s} + (m_{g} - m_{d}) \ \frac{\Delta \ddot{y}}{2} + \sum_{p=1}^{N_{py}} F_{py} = 0 ,$$

$$\sum F_{z} = 0; \qquad m_{s} \ \bar{z}_{s} + (m_{g} - m_{d}) \ \frac{\Delta \ddot{z}}{2} + \sum_{p=1}^{N_{py}} F_{pz} = 0 ,$$

$$\sum M_{ix} = 0: \qquad J_{gx} \Psi + (J_{gx} - J_{dx}) \frac{\Delta \Psi}{2} + \sum_{p=1}^{N_{px}} F_{pz} h_{py} - \sum_{p=1}^{N_{py}} F_{py} h_{pz} + \sum_{r=1}^{N_{n}} K_{oLnk} F_{Lnk} - \sum_{l=1}^{N_{n}} K_{oLwl} F_{Lwl} = 0,$$

$$\sum M_{iy} = 0: \qquad J_{gy} \bar{\eta} + (m_{g} h_{gx} - m_{d} h_{dx}) \frac{\Delta \bar{z}}{2} + \sum_{r=1}^{N_{px}} F_{pz} (h_{px} + \mu' h_{pz})$$

$$+ \sum_{p=1}^{N_{py}} \mu' F_{py} h_{pz} + \sum_{k=1}^{N_n} F_{Lnk} (h_{Lnkz} + z_{Lnk}) - \sum_{l=1}^{N_w} F_{Lwl} (h_{Lwlz} + z_{Lwl}) = 0,$$

$$\sum M_{iz} = 0; \qquad J_{gz} \ddot{\varphi} + (m_g h_{gx} - m_d h_{dx}) \frac{\Delta \bar{y}}{2} + \sum_{p=1}^{N_{py}} F_{py} (h_{px} + \mu' h_{py}) + \\ + \sum_{p=1}^{N_{px}} \mu' F_{pz} h_{py} + \sum_{k=1}^{N_{a}} F_{Lnk} (h_{Lnky} + y_{Lnk}) - \\ - \sum_{l=1}^{N_{w}} F_{Lwl} (h_{Lwly} + y_{Lwl}) = 0,$$

(3.29a)

4

- oraz dla głowicy górnej:

$$\sum F_{y} = 0: \qquad m_{g} \left(\bar{y}_{s} + \frac{\Delta \bar{y}}{2} \right) + \left(m_{g} - m_{g} - m_{d} \right) \frac{\bar{y}_{g}}{2} + \\ + c_{sgy} \Delta y + \sum_{p=1}^{N_{pgp}} F_{py} = 0 ,$$

$$\sum F_{z} = 0: \qquad m_{g} \left(\bar{z}_{s} + \frac{\Delta \bar{z}}{2} \right) + \left(m_{g} - m_{g} - m_{d} \right) \frac{\bar{z}_{s}}{2} + \\ + c_{sgz} \Delta z + \sum_{p=1}^{N_{pgr}} F_{pz} = 0 ,$$

$$\sum M_{x} = 0: \qquad J_{gx} \left(\psi + \frac{\Delta \psi}{2} \right) + \left(J_{sx} - J_{gx} - J_{dx} \right) \frac{\bar{\psi}}{2} + c_{ss} \Delta \psi + \\ + \sum_{p=1}^{N_{pgz}} F_{pz} h_{py} - \sum_{p=1}^{N_{pgy}} F_{py} h_{pz} + \sum_{k=1}^{N_{n}} K_{o,Lnk} F_{Ln,k} = 0 .$$
(3.29b)

Przemieszczenia y_A , z_A dowolnego punktu "A" naczynia odkształcalnego, odległego od jego środka ciężkości o h_{xA} , h_{yA} , h_{zA} - wyrazić można w funkcji ośmiu podstawowych współrzędnych: pięciu określających ruch środka masy (y_s , z_s , ψ , η , ϕ) i trzech dla głowic (Δy , Δz , $\Delta \psi$):

$$y_{A} = y_{x} + \varphi h_{xA} - \psi h_{zA} + C_{g} (\Delta y - \Delta \psi h_{zA}) / 2,$$
$$z_{A} = z_{g} + \psi h_{yA} + \eta h_{xA} + C_{g} (\Delta z - \Delta \psi h_{yA}) / 2,$$

przy:

$$C_{g} = \begin{cases} 1 - dla punktu A na głowicy górnej, \\ 0 - dla punktu A w środku naczynia, \\ -1 - dla punktu A na głowicy dolnej. (3.30)$$

3.4.7. Sztywność naczynia odkształcalnego

Model fizyczny naczynia, stanowiący podstawę do obliczeń jego sztywności giętnej, przedstawiono na rys.3.14. Wyodrębniono dwie wzdłużne belki główne A i B, N_{bw} wzdłużnych belek pomocniczych oraz N_{bp} poziomych belek poprzecznych. Rozważania zmierzające do określenia zależności pomiędzy przemieszczeniem głowic Δy a siłami oddziaływania belek wzdłużnych F_{gy}, F_{dy} rozpoczęto od analizy zginania belek poprzecznych. Rozpatrzono działanie elementarnych sił, przedstawionych na rysunku 3.14.b, uwzględniając wpływ pomocniczych belek wzdłużnych na usztywnienie belek poprzecznych.



Rys. 3.14. Model naczynia, służący do analizy sztywności Fig. 3.14. Model of cage for flexibility analysis

Przy wykorzystaniu założonej symetrii układ równań wiążących krańcowe kąty ugięcia belki poprzecznej y_A ' i y_B ' z przyłożonymi momentami i siłami - ma postać macierzową [78]:

$$\begin{bmatrix} \mathbf{A} \\ \cdot \\ \begin{bmatrix} \mathbf{M}_{A,g}/\mathbf{L}_{bp}, \dots \\ \mathbf{M}_{A,k}/\mathbf{L}_{bp}, \dots \\ \mathbf{M}_{A,k}/\mathbf{L}_{bp}, \dots \\ \mathbf{M}_{A,k}/\mathbf{L}_{bp}, \dots \\ \mathbf{M}_{B,k}/\mathbf{L}_{bp}, \dots \\ \mathbf{M}_{B,k}/\mathbf{L}_{bp}, \dots \\ \mathbf{M}_{A,k}, \dots \\ \mathbf{M}_{B,k}, \dots \\ \mathbf{M}_{A,k}, \dots \\ \mathbf$$

przy czym elementy macierzy [A] i [B] zależą tylko od liczby pomocniczych belek wzdłużnych N_{bw} .

Rozwiązując numerycznie układ (3.31), stwierdzono, że potrzebną do dalszych rozważań zależność momentów od kątów ugięcia na skrajach belki można przedstawić w prostej postaci analitycznej, analogicznej dla skraju A i B. Przemieszczenia poprzeczne y_{Ak} i y_{Bk} związane są zależnością, wynikającą z rozciągania belki poprzecznej. Dla "k-tej" belki poprzecznej zachodzi:

$$M_{A,k} = -(EI/L)_{bp} \cdot [(4 + 6N_{bw}) \cdot y'_{Ak} + 2y'_{Bk}],$$

$$F_{Ak} = -F_{Bk} = (EA/L)_{bp} \cdot (y_{Ak} - y_{Bk}).$$
(3.32)

Następnie rozważano zginanie głównych belek wzdłużnych naczynia, o sztywności giętnej powiększonej o sztywność wzdłużnych belek pomocniczych. Do scałkowanych równań osi ugiętej dla poszczególnych odcinków belek wprowadzono związki (3.32), odzwzorowujące wpływ belek poprzecznych, a także warunki brzegowe - zerowych kątów ugięcia i różnic przemieszczeń przy głowicach. Otrzymany układ równań, pozwalający wyznaczyć wartości momentów $M_{A,k}$, $M_{B,k}$ i sił $F_{A,k}$, $F_{B,k}$ w poszczególnych punktach belek, wywołane parą sił $F_{g,y}$ i $F_{d,y}$, przyłożoną do głowic - ma poniższą postać macierzową [78]:

$$\mathbf{C} \quad \left] \cdot \left[\begin{array}{c} \mathbf{M}_{A,g}, \ \mathbf{M}_{A,N_{bp}}, \ \dots, \ \mathbf{M}_{A,d}, \ \mathbf{M}_{B,g}, \ \dots, \ \mathbf{M}_{B,d}, \ \mathbf{F}_{A,g}, \dots, \mathbf{F}_{A,k}, \ \dots, \ \mathbf{F}_{Ad} \end{array} \right]^{\mathsf{T}} = \\ + \left[\begin{array}{c} \mathbf{0}, \ \dots, \ \mathbf{0}, \ \mathbf{1} \end{array} \right]^{\mathsf{T}} \cdot \mathbf{F}_{gy}$$

$$(3.33)$$

Wartości elementów macierzy $\{C\}$ są funkcją sztywności belek głównych, poprzecznych i pomocniczych. Układ rozwiązywany jest numerycznie. Po wprowadzeniu obliczonych wartości sił i momentów do scałkowanych równań osi ugiętej otrzymuje się ugięcie końcowe Δy , odpowiadające sile $F_{d,y}$ i sztywność giętną naczynia c_{sgy} , będącą stosunkiem siły do ugięcia. Analogiczne obliczenia prowadzone są dla zginania w kierunku z.

Sztywność skrętna c_{ss}, będąca stosunkiem momentu oddziaływania belek naczynia na głowice do kąta ich skręcenia określana jest poprzez sumowanie momentów, pochodzących od zginania belek głównych wywołanego obrotem głowic. Przy oznaczeniu odległości belek głównych naczynia od jego pionowej osi przez h_{bgy}, h_{bgz} otrzyma się:

$$c_{ss} = 2 \left(c_{sgy} h_{bgz}^2 + c_{sgz} h_{bgy}^2 \right).$$
 (3.34)

Podczas obliczeń numerycznych sił w belkach wyznaczane są również stosunki naprężeń maksymalnych do ugięć, dla obu kierunków zginania. Są one używane do wyznaczania naprężeń maksymalnych w belkach wzdłużnych naczynia podczas numerycznej symulacji drgań.

3.5. SPRZĘŻENIE DRGAŃ POPRZECZNYCH I WZDŁUŻNYCH

Wpływ drgań wzdłużnych na poprzeczne przejawia się w formie oddziaływania zmiennych sił dynamicznych i momentów odkrętu w poszczególnych linach F_L , K_o , F_L na stan obciążenia naczynia. Wartości sił naciągu w linach wchodzą w skład równań drgań poprzecznych (3.23), (3.30). Zróżnicowanie sił w poszczególnych linach nośnych związane jest z drganiami wzdłużnymi lin, a także niejednakowymi wartościami modułów sprężystości poszczególnych lin, różnicami promieni rowków koła linowego, wynikającymi z nierównomiernego ścierania się wykładzin oraz ewentualnymi ruchami dźwigni zawiesia i poślizgiem pojedynczych lin.

Elementem wiążącym drgania poprzeczne z wzdłużnymi jest zmienna siła tarcia między naczyniem a prowadnikami. Występuje ona w równaniu równowagi dynamicznej naczynia dla kierunku wzdłużnego (3.16), w postaci pierwszych członów zależności, opisującej siłę oporu F_t (3.18), (3.19). Siła tarcia przyjmuje wartości zależne od oddziaływania prowadnic na prowadniki F_p . Związana jest ona z drganiami poprzecznymi, wynikającymi z nierówności prowadników i jest funkcją konstrukcji oraz stanu technicznego układu (podrozdział 3.4.4).

3.6. FORMY WYMUSZENIA DRGAŃ UKŁADU

3.6.1. Wymuszenie drgań wzdłużnych

Najistotniejszym wymuszeniem drgań wzdłużnych podczas eksploatacji jest zmienny moment silnika maszyny wyciągowej w okresach rozruchu i hamowania silnikiem, a także oddziaływanie hamulca. Amplitudy drgań są zależne nie tylko od wartości przyłożonych momentów, lecz przede wszystkim od przebiegu ich zmian. Podczas eksploatacji ruch maszyny prowadzony jest w ten sposób, by uzyskać określone przebiegi prędkości i przyspieszeń stycznych na kole pędnym. Dlatego w pracy jako podstawową formę przyjęto wymuszenie kinematyczne w postaci zmian przyspieszenia.

Przewidziano szereg wariantów modelowania przebiegu przyspieszenia - od najczęściej spotykanego, skokowego - do różnych postaci zmodyfikowanych, przedstawionych na rys.3.15. Proces podnoszenia naczynia podzielono na odcinki o zróżnicowanym przebiegu wymuszenia. Każdy z nich składać się może z kilku pododcinków o liniowych zmianach przyspieszenia w czasie, tworzących razem przebieg skokowy, trapezowy lub niepełny trapezowy. Zachowana jest ciągłość wartości prędkości i przyspieszenia na skrajach sąsiednich odcinków czasowych. Przebieg przyspieszeń w odcinku określa się podając przyspieszenia maksymalne i końcowe \ddot{u}_{max} , \ddot{u}_{konc} oraz tzw. zryw du/dt. Podać należy również przebytą w odcinku czasowym drogę Δu i prędkość końcową v_{konc} . Pozostałe parametry ruchu w odcinku określane są z podstawowych zależności kinematycznych. Program obliczeń dzieli każdy wprowadzony odcinek czasowy na poszczególne kroki, określając przez interpolację chwilowe parametry ruchu.

Przewidziano również rozważanie wymuszenia dynamicznego momentem maszyny wyciągowej i hamulca. Możliwe jest bezpośrednie zadawanie przebiegu momentu w postaci zestawu wartości dla skrajów odcinków czasowych. Ponieważ wielkość wymuszenia, zapewniająca prawidłowy przebieg ruchu, jest trudna do oszacowania, przewidziano możliwość zadania pożądanego przebiegu ruchu naczynia i obliczania momentu jako sumy jego składowej statycznej i dynamicznej, określanych w sposób uproszczony - bez uwzględniania drgań.





3.6.2. Wymuszenie drgań poprzecznych

Drgania poprzeczne układu wyciągowego ze sztywnymi prowadnikami wywoływane są przede wszystkim przez ich nierówności. Zródłem wzbudzenia tych drgań mogą być również zmiany sztywności prowadników i oporów ruchu. Nierówności prowadników wynikają z ruchów górotworu, powodujących przemieszczanie dźwigarów względem osi szybu, a także z niedokładności montażu.

Wyróżnić można kilka form nierówności [35]. Podstawową stanowią odchyłki od linii prostej poszczególnych punktów mocowania prowadników do dźwigarów. Mają one charakter stochastyczny, a ich maksymalne odchylenie standardowe jest znormalizowane. Konstrukcja zbrojenia szybu powoduje ograniczenie różnic pomiędzy odchyłkami poszczegónych prowadników na tej samej głębokości szybu. Odchylenia standardowe różnic odchyłek na poszczególnych poziomach są więc niewątpliwie mniejsze niż całościowe odchylenie standardowe, brak jest jednak ogólnego oszacowania tych zróżnicowań.

Drugą, bardzo istotną formę stanowią miejscowe nierówności na połączeniach prowadników. Ich wysokość jest znacznie mniejsza od odchyłek dźwigarów, natomiast oddziaływanie na ruch naczynia, a zwłaszcza na siły w prowadnicach, może być nawet większe, ze względu na szybkość narastania zmiany położenia prowadnicy i duże przyspieszenia.

W ciągu prowadników mogą pojawić się także pojedyncze duże nierówności, przekraczające wartości prawdopodobne, wynikające ze statystycznej normy. Powodują one gwałtowne uderzenia naczynia. Odrębnym zjawiskiem, wiążącym się z nierównościami prowadników, jest klinowanie się naczynia przy zmniejszeniu odległości pomiędzy naprzeciwległymi prowadnikami czołowymi. Może ono być planowe - jako sposób wyhamowania naczynia w wolnych drogach przejazdu, a także przypadkowe, związane z ciśnieniem górotworu i niedostateczną wytrzymałością zbrojenia. Wspomnieć należy także o możliwości istnienia globalnego odchylenia szybu od pionu, które jednak nie wpływa wyraźniej na drgania.

W pracy przyjęto, że nierówności prowadników opisywać się będzie liniami łamanymi, łączącymi punkty mocowania na dźwigarach. Nierówności miejscowe na połączeniach aproksymowano odcinkami o długości, wynikającej z drogi nachodzenia rolki prowadnicy na nierówność o przeciętnej wysokości.

Przewidziano dwa sposoby określania nierówności prowadników. Pierwszy z nich polega na podaniu ciągu wartości liczbowych dla istniejącego, analizowanego układu wyciągowego. Niestety, ze względu na duże trudności pomiarowe, brak jest zwykle odpowiednich danych.

Sposobem podstawowym, uwzględniającym stochastyczny charakter zjawiska, jest komputerowe generowanie rozkładów odchyłek punktów mocowania prowadników do dźwigarów i nierówności miejscowych. Są one tworzone w ten sposób, by posiadały zadane cechy statystyczne. Na tak wygenerowany rozkład można następnie nałożyć wartości pojedynczych dużych odchyłek, lub takiego ich układu, który wywołuje klinowanie się naczynia. Wprowadzane wartości, omówione szczegółowiej w podrozdziale 4.3, obejmują odchylenia standardowe: nierówności miejscowych, odchyłek od pionu punktów mocowania pojedynczego prowadnika do dźwigarów, różnic pomiędzy odchyłkami na tym samym poziomie oraz odchylenia szybu od pionu.

4. ROZWIĄZANIE RÓWNAŃ MODELOWYCH

4.1. METODYKA ROZWIĄZYWANIA

Zestawiając równania równowagi dla poszczególnych elementów modelu i zastępując pochodne po czasie odpowiednimi wyrażeniami różnicowymi, otrzymuje się dwa układy równań liniowych, obejmujące drgania wzdłużne i poprzeczne. Są one sprzężone poprzez wartości sił w linach i sił tarcia i rozwiązywane równocześnie. Przy pewnych uproszczeniach możliwa jest także odrębna symulacja drgań każdego rodzaju.

Analizując przebieg drgań w czasie, zastosowano metodę różnicową, opartą na odcinkowej aproksymacji parabolicznej przebiegu każdej z rozważanych wielkości $x_{i,k}$, $x_{j,l}$, y_s , z_s , ϕ , $\psi,..,\Delta\phi$ w poszczególnych przedziałach czasowych Δt . Wybraną zmienną (oznaczoną poniżej ogólnie jako x) można zapisać w postaci:

$$\mathbf{x}(\tau) = \mathbf{a} \cdot \tau^2 + \mathbf{b} \cdot \tau + \mathbf{c}, \qquad dla \ 0 < \tau < \Delta t \qquad (4.1)$$

Uwzględniając warunek ciągłości prędkości na granicach sąsiednich przedziałów czasowych Δt i oznaczając indeksami ° i ' wartości na skrajach przedziałów, otrzymuje się:

 $\mathbf{x}(\tau) = \left[\left(\mathbf{x}' - \mathbf{x}^{\circ} - \dot{\mathbf{x}}^{\circ} \cdot \Delta t \right) / \Delta t^{2} \right] \cdot \tau^{2} + \dot{\mathbf{x}}^{\circ} \cdot \tau + \mathbf{x}^{\circ} . \tag{4.2}$

Wartości średnie przemieszczenia i prędkości w przedziale czasowym Δt , wprowadzane do równań równowagi dynamicznej, wyrażono poprzez wartości skrajne, całkując zależności (4.2). Określono również przyspieszenie i prędkość na końcu przedziału:

$$\begin{aligned} \mathbf{x}_{sr} &= 1 / \Delta t \cdot \int_{0}^{\Delta t} \mathbf{x} (\tau) d\tau &= \mathbf{x}' / 3 + 2\mathbf{x}^{\circ} / 3 + \Delta t \cdot \mathbf{x}^{\circ} / 6 , \\ \dot{\mathbf{x}}_{sr} &= (\mathbf{x}' - \mathbf{x}^{\circ}) / \Delta t , \qquad \ddot{\mathbf{x}} = 2 (\mathbf{x}' - \mathbf{x}^{\circ} - \mathbf{x}^{\circ} \Delta t) / \Delta t^{2} , \\ \dot{\mathbf{x}}' &= 2 (\mathbf{x}' - \mathbf{x}^{\circ}) / \Delta t - \dot{\mathbf{x}}^{\circ} . \end{aligned}$$
(4.3)

Przeanalizowano kilka spośród jawnych metod całkowania równań, najdogodniejszych dla złożonych układów [98]. Po porównaniu dokładności wyników, czasochłonności obliczeń i stabilności metodę opartą na odcinkowej aproksymacji parabolicznej uznano za najwłaściwszą do celów tej pracy.

Ogólną postać układu dla drgań wzdłużnych, ukazującą strukturę rzadkiej macierzy i rozmieszczenie bloków, opisujących poszczególne elementy, przedstawia wyrażenie (4.4). Elementy macierzy korygowane są w kolejnych krokach wraz ze zmianą sztywności liny, związaną ze zmianami obciążeń. Każdorazowo obliczana jest macierz kolumnowa wyrazów wolnych, zawierająca wartości przemieszczeń i prędkości na początku chwili czasowej, aktualne wartości wymuszenia, a także siły tarcia wynikające z drgań poprzecznych.



Układ równań dla każdego kroku czasowego rozwiązywany jest numerycznie. Zastosowano metodę redukcji trójkątnej z pełnym wykorzystaniem informacji o zerowych blokach macierzy. Macierz jest dominująca diagonalnie. Po wykonaniu redukcji wyznacza się wartości przemieszczeń x', a następnie prędkości x' na końcu rozważanej chwili czasowej. Stają się one wartościami początkowymi w następnym kroku. W oparciu o nie określane są aktualne wartości sił w linach, naprężeń i przyśpieszeń.

Układ równań opisujących pojedynczy krok czasowy drgań poprzecznych każdego z naczyń przedstawia wyrażenie macierzowe (4.5).

$$\mathbf{D} \quad \left] \cdot \left[\begin{array}{c} \mathbf{y'}_{\mathbf{s}}, \mathbf{z'}_{\mathbf{s}}, \psi', \eta', \varphi', \Delta\psi', \Delta\eta', \Delta\varphi' \end{array} \right]^{\mathsf{T}} = \left[\begin{array}{c} \mathbf{E} \end{array} \right]^{\mathsf{T}} . \tag{4.5}$$

Podobnie jak dla drgań wzdłużnych, w każdym kroku obliczana jest macierz kolumnowa [E] wyrazów wolnych. Zawiera ona wartości przemieszczeń i prędkości na początku chwili czasowej, a także człony związane ze sztywnością i odchyłkami prowadników w miejscach ich kontaktu z prowadnicami. Elementy macierzy zmieniają się wraz z siłami wzdłużnymi w linach, wynikającymi z drgań wzdłużnych.

Podstawową trudność w rozwiązywaniu układu stanowi silna nieliniowość geometryczna kontaktu prowadnic z prowadnikami, związana z istnieniem luzów lub nacisków wstępnych i współpracą prowadnic tocznych ze ślizgowymi. Zmiana warunków kontaktu każdej z prowadnic wiąże się z dużymi zmianami wartości elementów macierzy układu. Po wyznaczeniu przemieszczeń na końcu kroku czasowego (4.5) obliczane są położenia wszystkich prowadnic i sprawdzane warunki kontaktu. Jeśli różnią się one od początkowych - określa się położenia graniczne, a następnie, korzystając z aproksymaty (4.2) - najwcześniejszą z chwil czasowych, odpowiadających zmianie warunków kontaktu. Po przeprowadzeniu interpolacji wszystkich położeń i prędkości dla tej chwili rozpoczyna się od niej kolejny krok obliczeń. Wyznaczone położenia i prędkości średnie służą do określenia aktualnych wartości sił w prowadnicach, naprężeń w elementach naczynia i przyśpieszeń.

Przed rozpoczęciem właściwej symulacji wykonywane są obliczenia stacjonarnego położenia naczyń w zespole prowadnic, naciągu lin i pozycji zawiesia. Są one niezbędne, by nie wprowadzać zaburzenia w postaci nieistniejącego wymuszenia na początku ruchu. Opierają się one na ogólnych układach równań dla stanu stacjonarnego [100] i są prowadzone iteracyjnie.

Krok czasowy, odrębny dla drgań wzdłużnych i poprzecznych, dobierany jest w zależności od okresu drgań układu. Częstość drgań własnych obliczana jest w sposób przybliżony. W przypadku drgań wzdłużnych uwzględniana jest najwyższa z częstości znajdującego się w skrajnym położeniu zespołu, składającego się z trzech mas - obu naczyń i koła pędnego, połączonych sprężystymi nieważkimi linami, o masach włączonych do naczyń, lub koła. Dla drgań poprzecznych obliczane są częstości drgań naczynia, traktowanego jako masa na sprężystych podporach prowadnic, przy przyjęciu przeciętnej formy ich kontaktu z prowadnikami. Krok czasowy symulacji drgań poprzecznych jest okresowo skracany w momencie przejazdu prowadnic dolnych lub górnych przez miejscową nierówność na połączeniu prowadników, tak by dostosować go do przeciętnego czasu najazdu i schodzenia rolki prowadnicy z nierówności.

4.2. ALGORYTM PROGRAMU

Sformułowany model matematyczny stanowił podstawę do opracowania programu komputerowej symulacji sprzężonych drgań poprzeczno-wzdłużnych wielolinowego układu wyciągowego. Program składa się z kilku segmentów. Służą one do właściwych obliczeń, tworzenia zestawów danych i graficznej prezentacji wyników. Segmenty napisane są w językach FORTRAN i TURBO PASCAL. Wersja źródłowa wszystkich segmentów zajmuje około 0.5 MB pamięci, wersja skompilowana prawie 1 MB, zaś pełen tabulogram mieściłby się na ponad 400 stronach. Program może być użytkowany na każdym komputerze osobistym, kompatybilnym z IBM.

Modelowanie komputerowe przebiegu drgań obejmuje przygotowanie danych, właściwą symulację i edycję wyników. Wprowadzane dane są podzielone są na trzy działy: dane konstrukcyjne, technologiczne oraz zestawienia nierówności prowadników. Omówiono je szerzej w podrozdziałe 4.3. W każdym z działów wyodrębnione są poszczególne warianty. Program umożliwia łatwą korektę danych i tworzenie nowych wariantów, a także symulację procesu ruchu układu przy użyciu dowolnej kombinacji danych. W miarę możliwości podpowiadane są wartości domyślne i przeprowadzana kontrola poprawności danych. Przygotowane zestawy danych przechowywane są w zbiorach dyskowych.

W celu skrócenia czasu obliczeń i ilości miejsca zajmowanego przez zbiory wyników, podczas modelowania przebiegów, które różnią się dopiero od pewnego momentu - przewidziano możliwość zapisu parametrów w wybranej chwili i rozpoczynania od niej szeregu dalszych wariantów symulacji, przy zmienionym wymuszeniu. W przypadku symulacji drgań wymuszonych kinematycznie możliwe jest ograniczenie się do modelowania tylko jednej, podnoszonej gałęzi układu. Program pozwala na rezygnację ze ścisłego rozważania wielolinowości układu i wprowadzenie lin zastępczych oraz na osobną symulację drgań wzdłużnych i poprzecznych, bez uwzględniania ich sprzężenia.

Czas obliczeń zależy od długości rozważanego procesu ruchu, konstrukcji układu, a zwłaszcza liczby lin i prowadnic, przyjętej dokładności, warunkującej długość kroku czasowego i elementarnego odcinka liny. Na komputerze klasy 486 nie przekracza on kilku minut.

Wyniki obliczeń, obejmujące osobne zbiory wartości parametrów drgań podłużnych i poprzecznych, zapisywane są na dysku, dla każdego wariantu obliczeń. Dokładniejsze omówienie zapamiętywanych zmiennych zawiera następny podrozdział.

Program graficznej prezentacji wyników umożliwia tworzenie wykresów porównawczych. Na jednym rysunku zestawić można przebiegi szeregu parametrów, wybranych z jednego lub kilku zbiorów wyników. Wykresy wykonywane są na ekranie komputera oraz na drukarce. Program zapewnia automatyczny dobór skali, możliwość prezentacji wybranych fragmentów w powiększeniu i podział przebiegu na kilka stron. Parametry określające strukturę poszczególnych wykresów są zapamiętywane, ułatwiając tworzenie różnych wariantów.

Algorytm programu, ukazujący jego ogólną strukturę i funkcje, przedstawiono poniżej.





4.3. DANE WEJŚCIOWE I REZULTATY SYMULACJI

Dane wejściowe podzielone są na trzy działy: dane konstrukcyjne, technologiczne oraz zestawienia nierówności prowadników. Dane konstrukcyjne obejmują podstawową, mało zmienną charakterystykę układu. W skład danych technologicznych wchodzą parametry wymuszenia, charakterystyki zróżnicowania parametrów elementów w stosunku do wartości średnich, a także wskaźniki dokładności i sposobu obliczeń. Zbiory odchyłek prowadników są zwykle tworzone przez program wprowadzania danych, w oparciu o podane wskaźniki statystyczne. W poniższych tablicach zestawiono informacje o wszystkich danych wejściowych potrzebnych do symulacji, a także o uzyskiwanych wynikach.

Tablica 4.1

Opis danych wejściowych symulacji

PARAMETRY KONSTRUKCYJNE	THE PARTY OF
PODSTAWOWE PARAMETRY KONSTRUKCYJNE UKŁADU	
LICZBA LIN nośnych i wyrównawczych ODLEGŁOŚCI skrajnych położeń NACZYNIA od koła linowego DŁUGOŚĆ liny WYRÓWNAWCZEJ w najniższym położeniu naczynia ODLEGŁOŚCI KÓŁ prowadzących od koła linowego PRZEKROJE poprzeczne drutów LINY nośnej i wyrównawczej MASY jednostkowe LINY nośnej i wyrównawczej WSPÓŁCZYNNIKI TARCIA wewnętrznego w LINACH ŚREDNICE KOŁA linowego i kół prowadzących MASA NACZYNIA pustego Zredukowana MASA maszyny WYCIĄGOWEJ i koła linowego Zredukowane MASY KÓŁ prowadzących	m m mm ² kg/m s m kg kg kg
MODUŁ SPRĘŻYSTOŚCI LIN i MOMENT ODKRĘTU Wartości przeciętne modułu YOUNGA LINY nośnej i wyrównawczej Współczynniki zależności modułu YOUNGA od NAPRĘŻEŃ (3.18) Współczynniki stosunków MOMENTU ODKRĘTU do sił w linach	N/mm² -,mm²/N m
CHARAKTERYSTYKA POŚLIZGU, PARAMETRY ZAWIESIA ILOCZYN współczynnika TARCIA i KĄTA OPASANIA liny na kole TYP ZAWIESIA - sztywne, dźwigniowe ODLEGŁOŚCI LIN od osi dźwigni zawiesi MOMENTY TARCIA w osiach zawiesi MAKSYMALNE PRZEMIESZCZENIA końców dźwigni zawiesia	- m N∙m mm

	PARAMETRY KONSTRUKCYJNE c.d.					
	PARAMETRY KONSTRUKCYJNE NACZYNIA RODZAJ NACZYNIA (klatka, skip) GABARYTY NACZYNIA - wysokość, szerokości w kierunku y,z MASY GŁOWIC - dolnej i górnej MOMENTY BEZWŁADNOŚCI NACZYNIA względem osi centralnych MOMENTY BEZWŁADNOŚCI GŁOWIC względem osi pionowej WZGLĘDNE przemieszczenia ŚRODKA CIĘŻKOŚCI naczynia ODLEGŁOŚCI punktów zaczepienia LIN nośnych i wyrównawczych	m kg kg·m² kg·m² m				
	PARAMETRY OKREŚLAJĄCE SZTYWNOŚĆ NACZYNIA LICZBA BELEK wzdłużnych na obu bokach naczynia, LICZBA BELEK poprzecznych na wysokości naczynia MOMENTY BEZWŁADNOŚCI przekrojów BELEK wzdłużnych i poprzecznych NACZYNIA wydobywczego - maksymalne i minimalne Wymiary PRZEKROJU POPRZECZNEGO BELKI wzdłużnej naczynia	- mm ² mm				
	WYMIARY UKŁADU PROWADNIKÓW LICZBA PROWADNIKÓW współpracujących z jednym naczyniem ODLEGŁOŚĆ pomiędzy DŹWIGARAMI prowadników ODLEGŁOŚCI OSI PROWADNIKÓW od osi naczynia, w kierunku y,z DŁUGOŚĆ DŹWIGARA Wskaźnik POŁOŻENIA PROWADNIKA na długości dźwigara MOMENTY BEZWŁADNOŚCI przekroju poprzecznego PROWADNIKA MOMENT BEZWŁADNOŚCI przekroju poprzecznego DŹWIGARA	- m m - mm ² mm ²				
	PARAMETRY PROWADNIC LICZBA PROWADNIC jednego naczynia - czołowych i bocznych, LICZBA PROWADNIC czolowych i bocznych na GŁOWICY górnej SZTYWNOŚCI PROWADNIC TOCZNYCH - czołowych i bocznych SZTYWNOŚCI PROWADNIC ŚLIZGOWYCH - czołowych i bocznych Współczynniki TŁUMIENIA wewnętrznego w prowadnicach Współczynniki TARCIA prowadnic czołowych i bocznych o prowadnik z wyodrębnieniem składowych zależnych i niezależnych od prędkości	N/mm N/mm s				
	POŁOŻENIE I LUZY POSZCZEGÓLNYCH PROWADNIC LUZ NOMINALNY prowadnicy TOCZNEJ (lub nacisk wstępny) LUZ NOMINALNY prowadnicy ŚLIZGOWEJ ODLEGŁOŚĆ prowadnicy od środka naczynia w kierunku pionowym x Numer współpracującego PROWADNIKA	mm mm m				

PARAMETRY TECHNOLOGICZNE					
PODSTAWOWE PARAMETRY RUCHOWE ŁADUNEK naczynia podnoszonego i opuszczanego POŁOŻENIA NACZYNIA na początku i końcu symulowanego ruchu Maksymalne PRZYSPIESZENIE rozruchu i OPÓŹNIENIE hamowania Przeciętna PRĘDKOŚĆ ruchu ustalonego	kg m m/s ² m/s				
POSTAWOWE PARAMETRY OKREŚLAJĄCE SPOSÓB PROWADZENIA SYMULACJI RODZAJ DRGAŃ (poprzeczno-wzdłużne, poprzeczne, wzdłużne) Rodzaj WYMUSZENIA drgań wzdłużnych (kinematyczne lub dynamicz- ne, z bezpośrednim wprowadzaniem momentu maszyny, lub jego obliczaniem z zadanego przebiegu przyspieszenia) Rodzaj POCZĄTKU SYMULACJI (od początku ruchu lub kontynuacja) Wskażnik istnienia SYMULACJI (od początku ruchu lub kontynuacja) Wskażnik istnienia SYMULACJI drgań naczynia OPUSZCZANEGO Wskażnik uwzględniania możliwości POŚLIZGU i ruchu ZAWIESIA Wskażnik uwzględniania zmienności SZTYWNOŚCI PROWADNIKÓW CZAS ZAŁADUNKU naczynia lub wskaźnik jego pominięcia Liczby KROKÓW CZASOWYCH symulacji drgań poprzecznych i wzdłużnych, przypadające na szacunkowy okres drgań Liczby ELEMENTARNYCH ODCINKÓW dyskretyzacji lin Liczby WYODRĘBNIONYCH LIN nośnych i wyrównawczych (możliwość wprowadzania lin zastępczych)	- - - - - - - - -				
CHARAKTERYSTYKA OPORÓW RUCHU NACZYNIA Wartości WSPÓŁCZYNNIKÓW $C_{0.2,v}$, we wzorze opisującym siłę tarcia (3.11) (przy symulacji drgań poprzeczno-wzdłużnych $C_{0,v}$, $C_{1,v}$ są zerowane, a siłę tarcia oblicza się jako funkcję sił w prowadnicach) Wartości współczynników charakteryzujących urządzenia hamowania awaryjnego w wolnych drogach przejazdu: DODATKOWA wartość $C_{0,v}$ (0 - brak symulacji ww. urządzeń) ODLEGŁOŚĆ początku hamowania od dolnego położenia naczynia DŁUGOŚĆ odcinka LINIOWEGO narastania siły hamującej DŁUGOŚĆ odcinka STAŁEJ wartości siły hamującej	- m m m				
ROZKŁAD ŁADUNKU W NACZYNIU Względne WYMIARY ŁADUNKU, odniesione do gabarytów naczynia, w kierunkach x,y,z, po stronie podnoszonej i opuszczanej Wskaźniki ASYMETRII ŁADUNKU - względne przesunięcia jego środka ciężkości w stosunku do środka geometrycznego naczynia, odniesione do gabarytów naczynia, w kierunkach x,y,z, po obu stronach					

.

PARAMETRY TECHNOLOGICZNE c.d.

CHARAKTERYSTYKA ZROZNI	COWANIA	LIN
------------------------	---------	-----

ODCHYŁKI PROMIENI rowków koła pędnego od wartości nominalnej, dla poszczególnych lin pośnych	mm
Wskaźniki NACIĄGU poszczególnych LIN nośnych, odniesione do naciagu nominalnego	-
Wskaźniki zróżnicowania MODUŁÓW YOUNGA poszczególnych lin nośnych i wyrównawczych, w stosunku do wartości nominalnej	-
Wskaźniki zróżnicowania MOMENTÓW ODKRĘTU poszczególnych lin nośnych i wyrównawczych, w stosunku do wartości nominalnej, z uwzględnieniem zwrotu (znaku) momentu - kierunku zwinięcia liny	
WSTĘPNE POŁOŻENIE POSZCZEGÓLNYCH LIN PRZY ROZWAŻANIU POŚLIZGU LIN I RUCHU ZAWIESIA	
na początku rozważanego ruchu zerowe, oszacowane lub wynikające z przebiegu poprzednich symulacji	
PRZEMIESZCZENIA LIN na kole pędnym, związane z POŚLIZGIEM POŁOŻENIA elementów ruchomych ZAWIESI	m m
PRZEBIEG WYMUSZENIA	
Liczba ODCINKÓW CZASOWYCH procesu o różnym wymuszeniu	-
PRĘDKOŚĆ na początku symulowanego ruchu	m/s
Dla POSZCZEGÓLNYCH ODCINKÓW CZASOWYCH :	
Przy zadawaniu PRZYSPIESZENIA, o przebiegu TRAPEZOWYM lub SKOKOWYM :	
Maksymalne PRZYSPIESZENIE lub OPÓŹNIENIE w odcinku	m/s ²
PRZYSPIESZENIE lub OPÓŹNIENIE na końcu odcinka czasowego	m/s ²
ZRYW - szybkość zmian przyspieszenia w czasie na skrajach odcinka	m/s ³
POŁOŻENIE NACZYNIA na końcu odcinka czasowego lub maksymaina połodzenie NACZYNIA na końcu odcinka (jeśli nie determinuje go podana prędkość i położenie początkowe - np. przy hamowaniu)	m/s m
Przy bezpośrednim zadawania MOMENTU maszyny wyciągowej lub PRZYSPIESZENIA - w postaci ŁAMANEJ:	
DŁUGOŚĆ ODCINKA CZASOWEGO	S
MOMENT wypadkowy maszyny wyciągowej i hamulca lub PRZYSPIESZENIE obwodowe KOŁA pędnego, na skrajach odcinka	N·m m∕s²

PARAMETRY NIEROWNOSCI PROWADNIKOW	
-----------------------------------	--

ZMIERZONE wartości ODCHYŁEK od pionu punktów mocowania PROWADNIKÓW do dźwigarów i NIERÓWNOŚCI miejscowych na połączeniach, dla wszystkich prowadników, dla kierunków y, z	mm
albo parametry do OBLICZEN STOCHASTYCZNYCH:	
Odchylenia standardowe ODCHYŁEK PROWADNIKA od pionu, dla kierunków y,z, określające sposób generowania odchyłek dla jednego podstawowego prowadnika	mm
Odchylenia standardowe RÓŻNIC odchyłek pomiędzy SĄSIEDNIMI PROWADNIKAMI na tym samym poziomie, określające sposób generowania odchyłek dla pozostałych prowadników	mm
Całkowite odchylenia OSI SZYBU od pionu na jego długości	mm
Odchylenie standardowe przeciętnej wysokości NIERÓWNOŚCI MIEJSCOWYCH w punktach łączenia prowadników	mm
Oraz, ewentualnie, wartości pojedynczych DUŻYCH NIERÓWNOŚCI, nanoszone w odpowiednim miejscu na wygenerowany rozkład odchyłek	mm

Tablica 4.2

Opis uzyskiwanych rezultatów symulacji

REZULTATY SYMULACJI NAPREŻENIA w poszczególnych LINACH obu gałęzi układu: - w linach NOŚNYCH przy NACZYNIU N/mm^2 - w linach NOŚNYCII przy KOLE PEDNYM N/mm² - w linach WYRÓWNAWCZYCH przy NACZYNIU N/mm² N SIŁY oddziaływania PROWADNIC na prowadniki NAPRĘŻENIA w belkach nośnych NACZYNIA wydobywczego N/mm² PRZYSPIESZENIA i nadwyżki dynamiczne PRZEMIESZCZEŃ $m/s^2,m$ wzdłużnych drgań obu NACZYŃ (x), PRZYSPIESZENIA i PRZEMIESZCZENIA, związane z poprzecznymi drganiami obu NACZYŃ, określające: $m/s^2,m$ - ruch POPRZECZNY środków mas naczyń - y, z, $1/s^{2},-$ - OBROTY naczyń - ϕ , η , ψ , $m/s^2,m$ - ruch względny GŁOWIC - Δy , Δz , $\Delta \phi$ m/s⁻,m PRZYSPIESZENIE, nadwyżka dynamiczna PRZEMIESZCZEŃ i PRĘDm/s KOŚĆ obwodowa KOŁA pędnego (przy wymuszeniu dynamicznym) N·m MOMENT wypadkowy od sił w linach na KOLE pędnym m PRZEMIESZCZENIA elementów ruchomych ZAWIESI, PRZEMIESZCZENIA lin na kole pędnym, związane z POŚLIZGIEM. m

5. SYMULACJA NUMERYCZNA DRGAŃ UKŁADU WYCIĄGOWEGO

Eksperymenty numeryczne, ukazujące własności modelu i możliwości programu symulacyjnego, przeprowadzono na wyciągu skipowym, zainstalowanym w szybie III KWK Bielszowice w Rudzie Śląskiej. Jedynie obliczenia weryfikacyjne dotyczą szybu Grunwald IV KWK Halemba, opisanego szczegółowo w [103].

5.1. PODSTAWOWE PARAMETRY BADANEGO UKŁADU

Podstawowe parametry badanego układu zestawiono w poniższej tablicy.

Tablica 5.1

Podstawowe parametry badanego układu wyciągowego KWK Bielszowice

Określenie	Symb.	Jedn.	Wartość	
Masa naczynia:	peinego pustego	m ^A s m ^B s	kg	33000 18000
Droga jazdy naczynia Prędkość jazdy ustalonej Przyspieszenia maksymaln Opóźnienie maksymalne h	e rozruchu amowania		m m/s m/s ² m/s ²	696 16 1.2 1.0
Liczba lin: Przekrój drutów liny: Ciężar jednostkowy liny:	nośnych wyrównawczych nośnej wyrównawczej nośnej wyrównawczej	$ \begin{array}{c} N_n \\ N_w \\ A_n \\ A_w \\ \rho A_n \\ \rho A_w \end{array} $	mm² mm² kg/m kg/m	4 2 677 1407 6.40 13.0
Liczba prowadników (współpraca z 1 naczyniem) Liczba prowadnic bocznych i czołowych		N _{pk} N _{py,z}	-	2 4/4
Wymiary naczynia		h _{sx,y,z}	m	18/1.2/3
Współczynniki tłumienia: Współczynniki tarcia i opo	w linach w prowadnicach rów ruchu	$v_{\nu_{p}} = \mu_{0,1}, C_{2,1}$	S S -	0.02 0.03 0.1/0.05/0.1

Jako podstawowe traktowano wymuszenie kinematyczne o skokowym przebiegu przyspieszenia rozruchu i opoźnienia hamowania. Rozważano również wymuszenie kinematyczne o trapezowym przebiegu przyspieszenia, przy prędkości jego zmian (zrywie) 0.2 [(m/s²)/s]. Podczas obliczeń weryfikacyjnych wprowadzano przebieg przyspieszenia opisany wieloodcinkową łamaną. Spośród szeregu możliwych form wymuszenia dynamicznego - w omawianym eksperymencie zastosowano obliczanie momentu wypadkowego maszyny wyciągowej i hamulca w ten sposób, by nadawał on kołu pędnemu prędkość zbliżoną do wartości wynikającej z zadanego, skokowego przebiegu przyspieszeń. Symulację prowadzono przede wszystkim dla układu o pewnej założonej asymetrii. Zróżnicowanie poszczególnych parametrów określano, generując losowy zestaw wartości, posiadający zadane odchylenie standardowe. Rozważano:

- zróżnicowanie modułów Younga i współczynników momentów odkrętu lin nośnych i wyrównawczych oraz wstępnych naciągów lin nośnych - przy odchyleniu 5%,
- zróżnicowanie promieni rowków koła pędnego dla poszczególnych lin przy odchyleniu l mm (na średnicy koła 4 m),
- przesunięcie środka masy naczynia pustego oraz samego ładunku względem środka geometrycznego naczynia - przy odchyleniu 5%.

Poza układem o podanej asymetrii rozważano także układ całkowicie symetryczny.

W celu ukazania wrażliwości układu wyciągowego na zmiany istotnych parametrów przeprowadzono eksperymenty numeryczne dla wartości występujących w badanym układzie i zmienianych, zestawionych w poniższej tablicy.

Tablica 5.2

Parametry układu zmieniane podczas eksperymentów

Zmieniany parametr	Symb.	Jedn.	Wart. podst.	Wartości zmieniane
Sztywność prowadników	Cp	kN/cm	5	2.5, 10
Odchylenie standard. Na długości prow. prowadników: Nierówność złącza	$\delta_{pk} \\ \delta_{pk,zl}$	mm mm	2 0.3	4 0.6
Odstęp dźwigarów prowadników	L _{pk}	m	3	6
Luzy i naciski w tocznych czołowych prowadnicach tocznych bocznych	δ _{itz} δ _{ity}	mm mm	2 -1	-5, 5 -5, 5
Współczynnik E _o liny nośnej modułu Younga liny wyrównawczej	E _{0,n} E _{0,*}	kN/mm ² kN/mm ²	64 52	130 100

5.2. PRZYKŁADOWE REZULTATY EKSPERYMENTÓW NUMERYCZNYCH

Opracowany model oraz program komputerowy umożliwiają symulację przebiegu drgań układu wyciągowego o dowolnych parametrach konstrukcyjnych i ruchowych. Za ich pomocą przeprowadzono szereg eksperymentów numerycznych. Poniżej zamieszczono przykładowy zespół otrzymanych wykresów, ukazujących możliwości programu i wrażliwość modelu na zmiany istotnych parametrów.

Wszystkie wyniki dotyczą drgań poprzeczno-wzdłużnych układu opisanego w poprzednim podrozdziale. Brak dodatkowych informacji oznacza, że wyniki dotyczą drgań strony podnoszonej, wywołanych zmianami przyspieszenia koła pędnego o przebiegu skokowym, przy podanej asymetrii układu i podstawowych wartościach parametrów.

W tablicy 5.3 zestawiono cel poszczególnych eksperymentów, określono zmienne przedstawiane na wykresach i opisano rezultaty. Podano również informacje o wartościach danych, zmienionych w stosunku do zestawu podstawowego.

Nr rys.	Cel eksperymentu numerycznego	Zespół parametrów przedstawionych na wykresie		Charakterystyka wyników eksperymentu	Zmienione parametry
5.1	Przykład weryfikacji doświadczalnej	Porównanie zmierzonego i symulowanego przebiegu przyspieszenia naczynia podnoszo- nego podczas rozruchu, wywołanego mierzo- nym przebiegiem przyspieszenia koła pędnego		Dobra zgodność symulowanych i doświadczalnych amplitud i częstości drgań - weryfikacja poprawności modelu	Układ badany wg pracy [59]
5.2	Postać zmian naprężeń wzdłużnych	Przebiegi naprężeń wzdłużnych w linach	po stronie podnoszonej	Zmiany stosunków naprężeń w linach (wskutek asymetrii) oraz	Wymuszenie trapezowe
5.3	wielolinowego	nośnych przy kole pędnym	po stronie opuszczanej	częstości drgań, przy zmianie położenia naczynia	
5.4	Wrażliwość układu na postać wymuszenia kinematycznego	Porównanie przebiegu przyspieszenia wzdłużnego naczynia podnoszonego przy skokowym i trapezowym przebiegu wymuszenia kinematycznego		Dominujący wpływ postaci wymuszenia na wielkość amplitud drgań - możliwość optymalizacji	Wymuszenie trapezowe
5.5	Przykład wymuszenia dynamicznego	Przebieg naprężeń w linach nośnych. Porównanie momentu wypadkowego od sił w linach przy kole pędnym, przy wymuszeniu kinematycznym i dynamicznym		Duży wpływ wymuszenia na intensywność drgań - j.w. Silne drgania przy skokowych zmia- nach momentu rozruchowego	Wymuszenie dynamiczne
5.6	Wrażliwość układu na moduł Younga liny	Porównanie przebiegu naprężeń w linie nośnej po obu stronach koła podczas rozruchu, przy podstawowym i podwojonym module Younga		Wzrost częstości i słaby spadek amplitud przy wzroście sztywności liny	Współczynnik $E_0 = 65, 130$ kN/mm^2
5.7	Przykład poślizgu pojedynczej liny	Przebiegi naprężeń w linie po obu stronach koła podczas rozruchu i przebicg "poślizgu sprężystego" pojedynczej liny		Możliwość poślizgu liny przy przesunięciu w czasie amplitud naprężeń po obu stronach koła	-

c.d.tablicy 5.3

Nr rys.	Cel eksperymentu numerycznego	Zespół parametrów przedstawionych na wykresie	Charakterystyka wyników eksperymentu	Zmieniane parametry
5.8	Przykłady przebiegu pozostałych parametrów charakteryzujących drgania wzdłużne	Przebiegi: naprężeń w linie wyrównawczej, przemieszczeń końców lin w ruchomym zawiesiu i przemieszczeń dynamicznych naczyń - w obu gałęziach układu	Przykłady możliwości obliczeniowych programu i rzędu wielkości parametrów	
5.9	Przykład wpływu drgań poprzecznych na wzdłużne	Fragment przebiegu sił we wszystkich prowadnicach (przy podwojonych odchyłkach prowadników) oraz przyspieszeń wzdłużnych naczynia	Wyraźne zmiany przyspieszeń wzdłużnych, odpowiadające gwałtownym zmianom sił w prowadnicach	(Podwojone odchyłki prowadników)
5.10	Przykład wpływu drgań wzdłużnych na poprzeczne	Porównanie przebiegu sił w prowadnicach czołowych przy wymuszeniu kinematycznym i dynamicznym - zróżnicowanych drganiach	Wyraźne różnice sił w prowadnicach przy różnym przebiegu drgań wzdłużnych	Wymuszenie dynamiczne
5.11	Wrażliwość układu na sztywność prowadnic	Porównanie przebiegu sił w prowadnicach czołowych przy różnej ich sztywności	Silna zależność - uderzenia o prow. ślizgowe przy małym c _p , wzrost średnich sił przy dużym	Sztywność c _p =2.5, 5, 10 kN/cm
5.12	Wrażliwość układu na asymetrię i zróżnicowanie parametrów	Porównanie przebiegu sił w prowadnicach górnych: czołowych i bocznej, w układzie symetrycznym i asymetrycznym (o asymetrii i zróżnicowaniu parametrów wg 5.2)	Silny wpływ asymetrii na wzrost amplitud i wartości sił w prowadnicach czołowych, słabszy w bocznych	Układ symetryczny
5.13	Wrażliwośc układu na wielkość luzów lub	Przebiegi sił przy w prowadnicach różnych luzach lub czołowych górnych	Wyraźny wpływ luzów, zdecydowany wzrost sił przy	Naciski lub luzy δ_{h} = -5, 2, 5 mm
5,14	nacisków wstępnych prowadnic tocznych	naciskach wstępnych (przy symetrii ładunku) w prowadnicy górnej bocznej	nadmiernych naciskach wstępnych	Naciski lub luzy δ_{k} = -5, -1, 5 mm

c.d.tablicy.5.3 8

Nr rys.	Cel eksperymentu numerycznego	Zespół parametrów przedstawionych na wykresie	Charakterystyka wyników eksperymentu	Zmieniane parametry
5.15	Wrażliwość układu na wielkość nierówności prowadników	Porównanie przebiegu sił w prowadnicach dołnych: czołowych i bocznej, przy podstawowej i podwojonej średniej wartości nierówności	Ponadproporcjonalny wpływ wzrostu nierówności, zwłaszcza przy wystąpieniu uderzeń o czołowe prowadnice ślizgowe	Podwojone średnie nierówności prowadników
5.16	Przykład wpływu pojedynczej dużej nierówności, klinowania, braku nierówności miejscowych	Przykłady przebiegu sił w prowadnicach czołowych górnych: przy braku nierówności miejscowych, pojedynczej dużej odchyłce (w postaci trapezu o wysokości 20 mm, na długości 20 m) oraz klinowaniu - przeciwnych dużych odchyłkach obu prowadnic.	Bardzo duże siły przy klinowaniu, mniejsze przy pojedynczej dużej nierówności, dość szybkie zanikanie wpływu pojedynczych nierówności	Pojedyncza odchyłka 20 mm Klinowanie 2.20 mm Brak miejscowych nierówności
5.17	Wrażliwość układu na odstęp dźwigarów prowadników	Porównanie przebiegu sił w prowadnicach górnych: czołowych i bocznej, po stronie opuszczanej, przy podstawowym i podwojonym odstępie dźwigarów	Wyraźnezmniejszenie amplitud i częstości sił w prowadnicach przy wzroście odstępu dźwigarów	Odstęp dźwigarów L _{pk} =3, 6 m
5.18	Przykład związku przyspieszeń poprzecznych naczynia i sił w prowadnicach	Porównanie przebiegów przyspieszeń poprzecznych i sił w prowadnicach czołowych (przy różnych odchyłkach prowadników)	Silna (choć mniej niż propor- cjonalna) zależność maksimów sił w prowadnicach i przyspie- szeń poprzecznych naczynia	(Podwojone odchyłki prowadników)
5.19	Przykłady naprężeń w belkach skipu i przemieszczeń poprzecznych	Przykłady przebiegów przemieszczeń poprzecznych i kątów obrotu głowic i całego skipu oraz maksymalnych naprężeń w belkach skipu	Przykłady możliwości obliczeniowych programu i rzędu wielkości parametrów	And a





63



Rys. 5.2. Przykład zmienności sił w linach nośnych przy kole po stronie podnoszonej, przy wymuszeniu kinematycznym o przebiegu trapezowym. (1-4) - kolejne liny

Fig. 5.2. Example of changes of forces in lifting ropes (1-4), in lifted branch A, near the pulley, caused by kinematic excitation, having trapezoid shape





Fig. 5.3. Example of changes of forces in lifting ropes (1-4) near the pulley in branch B, caused by stepwise kinematic excitation. Part A - startup. B - braking











Fig. 5.5. Comparison of resulting moment of forces in ropes acting on pulley, caused by dynamic (1) and kinematic (2) excitation. Example of stresses in lifting ropes in branch A, near the pulley, caused dynamically



0

Rys. 5.6. Porównanie naprężeń w linie nośnej przy kole, podczas rozruchu, po stronie podnoszonej (część A) i opuszczanej (B), przy podstawowej i podwojonej wartości współczynnika E_0 modułu Younga. (2,4) - $E_0=65$, (1,3) - $E_0=130$ kN/mm²

220 230 100

110 120

.

130 140

MAPREZ. & LINACH KOSNYCH przy KOLE CH/mm21

150 148

Fig. 5.6. Comparison of stresses in lifting rope near the pulley, during startup, in uplifted (part A) and falling branch (B), having basic and doubled value of coefficient E_0 of Young modulus (eq.3.10). Curve (2,4) - $E_0=65$, (1,3) - $E_0=130$ kN/mm²



Rys. 5.7. Przykład "poślizgu sprężystego" pojedynczej liny. Przebieg naprężeń w linie nośnej po obu stronach kola podczas rozruchu i przebieg jej poślizgu

Fig. 5.7. Example of sliding of single rope. Stresses in lifing rope on both sides of pulley and sliding of the rope

16

18

T [u] 29 _____

100 190

200

210

69



- Rys. 5.8. Przykład przebiegu pozostałych parametrów dynamicznych charakteryzujących drgania wzdłużne, w galęzi A (krzywe 1,3,4,7) i B (krzywe 2,5,6,8): naprężenia w linie wyrównawczej (1,2), przemieszczenia dynamiczne końców dwu lin w ruchomym zawiesiu (3-6) oraz przemieszczenia obu naczyń (7,8)
- Fig. 5.8. Examples of the rest of dynamic parameters, characterizing longitudinal vibrations, in branch A (curves 1,3,4,7) and B: stresses in balance rope (1,2), displacements of ends of two ropes in moving suspension gear (3-6) and of two cages (7,8)



- Rys. 5.9. Przykład wpływu drgań poprzecznych na wzdłużne. Zestawienie przebiegu sił w prowadnicach (przy podwojonych odchyłkach prowadników) i przyspieszeń wzdłużnych naczynia, wykazujących zależność od dużych zmian sił
- Fig. 5.9. Example of influence of transverse vibrations on longitudinal. Comparison of forces in rollers (caused by doubled irregularities of guides) and longitudinal acceleration of cage, showing dependence on great changes of forces

71





Fig. 5.10. Example of influence of longitudinal vibrations on transverse. Comparison of forces in upper frontal rollers, caused by different vibrations - excited dynamically (part A of graph) and kinematically (part B)



Rys. 5.11. Porównanie przebiegu sił w prowadnicach czołowych przy różnej sztywności prowadnic. Części wykresu: $A : c_p = 2.5, B : 5, C : 10 \text{ kN/cm}$

Fig. 5.11. Comparison of forces in frontal rollers, having different stiffness. Parts of graph: $A : c_p = 2.5$, B : 5, C : 10 kN/cm





Fig. 5.12. Comparison of forces in upper rollers - frontal (curves 1-4) and side (5,6), in symmetric and asymmetric hoisting system



Rys. 5.13. Porównanie przebiegu sił w prowadnicach czołowych górnych podczas rozruchu, przy istnieniu nacisku wstępnego 5 mm (krzywe 1-2) oraz luzu 2 mm (3,4) i 5 mm (5,6). Symetria ładunku

Fig. 5.13. Comparison of forces in upper frontal rollers during startup, in system having preliminary thrust 5 mm (curves 1-2) or clearances 2 mm (3,4) and 5 mm (5,6)

74

75



Rys. 5.14. Porównanie przebiegu sił w prowadnicy bocznej górnej podczas rozruchu, przy różnych naciskach wstępnych: 5 mm (krzywa 1) lub 1 mm (2) oraz przy istnieniu luzu 5 mm (3). Symetria ładunku

Fig. 5.14. Comparison of forces in upper side rollers during startup, in system having preliminary thrust 5 mm (1) and 1 mm (2) or clearance 5 mm (3). Symmetric load



Rys. 5.15. Porównanie przebiegu sił w prowadnicach dolnych: czołowych (krzywe 1-4) i bocznej (5-6), przy podstawowej (1,2,5) i podwojonej (3,4,6) wielkości średnich nierówności prowadników

Fig. 5.15. Comparison of forces in lower rollers: frontal (curves 1-4) and side (5,6), caused by basic (1,2,5) and doubled (3,4,6) irregularities of guides



- Rys. 5.16. Porównanie przebiegu sił w prowadnicach czołowych górnych, przy braku nierówności na zlączach prowadników (krzywe 1,2), klinowaniu naczynia w zaciśniętych prowadnikach (3,4), i pojedynczej 20 mm nierówności (5,6)
- Fig. 5.16. Comparison of forces in upper frontal rollers, caused by special forms of irregularities of guides: with smooth connections (1,2), with narrowed distance of guides, causing the wedging of cage (3,4), and with one 20 mm irregularity





Porównanie przebiegu sił w prowadnicach górnych: czołowych (krzywe 1-4) i bocznej (5,6), po stronie opuszczanej, przy podstawowym i podwojonym odstępie dźwigarów prowadników. Krzywe (1,2,5) : $L_{pk} = 3 m$, (3,4,6) : $L_{pk} = 6 m$

Fig. 5.17. Comparison of forces in upper rollers: frontal (curves 1-4) and side (5,6), in falling branch, in systems with basic and doubled distance of girders of guides. Curves (1,2,5): $L_{pk} = 3$ m, curves (3,4,6): $L_{pk} = 6$ m



80



- Rys. 5.18. Porównanie przebiegów przyspieszeń poprzecznych naczynia w kierunku osi maszyny i sił w prowadnicach czołowych - przy podstawowych (część A wykresu) i podwojonych (część B) odchyłkach prowadników
- Fig. 5.18. Comparison of transverse accelerations of cage (in direction of axis of winding machine) and of forces in frontal rollers - caused by basic (part A of graph) and doubled (part B) irregularities of shaft guides



6. PODSUMOWANIE

W niniejszej pracy sformułowano model sprzężonych drgań poprzeczno-wzdłużnych wielolinowego układu wyciągowego. Opracowano również bazujący na modelu program komputerowy, służący do symulacji procesów dynamicznych, zachodzących w układach wyciągowych o zróżnicowanych parametrach konstrukcyjno-technologicznych.

Tworząc model uwzględniano złożoność układu i różnorodność występujących zjawisk. Wyodrębniono poszczególne ważkie i sprężyste liny nośne i wyrównawcze, maszynę wyciągową, koło pędne i kierujące oraz odkształcalne naczynia. Rozważano współpracę sprężystych prowadnic tocznych, czołowych i bocznych z prowadnikami, uwzględniając występowanie luzów lub nacisków wstępnych, a także działanie zabezpieczających prowadnic ślizgowych. Prowadniki traktowano jako wieloprzęsłowe belki sprężyste oparte na sprężystych dźwigarach, o zmiennej efektywnej sztywności w punkcie kontaktu z prowadnicą.

Modelem objęto wpływ zmiennej w czasie długości gałęzi lin, a także zjawiska, związane ze zmiennością przejmowania obciążenia przez poszczególne liny, ich poślizgiem i ruchem elementów zawiesia. Wprowadzono wiskotyczne tłumienie wewnętrzne w linach i prowadnicach oraz opory ruchu, nieliniowo zależne od prędkości. Zamodelowano różne formy asymetrii układu - przesunięcie środka zawiesia, środka masy ładunku i naczynia względem jego środka geometrycznego oraz zróżnicowanie promieni rowków koła pędnego, własności sprężystych i naciągu wstępnego poszczególnych lin. Uwzględniono zależność modułu Younga liny od aktualnego naprężenia. Wprowadzono sprzężenie drgań wzdłużnych i poprzecznych, w postaci wpływu dynamicznie zmiennych sił w linach - na drgania poprzeczne, a tarcia, zależnego od oddziaływania prowadnic - na drgania wzdłużne.

Przewidziano symulację drgań wywołanych wymuszeniem kinematycznym lub dynamicznym - w postaci zadanego przebiegu czasowego przyspieszenia koła pędnego albo momentu maszyny wyciągowej i hamulca. Wprowadzono możliwość generowania rozkładów nierówności prowadników, przy podanych wartościach odchyleń standardowych.

Układy nieliniowych równań różniczkowych cząstkowych i zwyczajnych, tworzące sformułowany model, rozwiązywano numerycznie, stosując dyskretyzację lin. Przeprowadzono szereg eksperymentów numerycznych, ukazujących własności modelu i możliwości programu. Porównując rezultaty symulacji z opublikowanymi wynikami pomiarów zweryfikowano poprawność modelu. Ukazano istotny wpływ, jaki na wielkość sił, naprężeń i przyspieszeń mają parametry konstrukcyjne i technologiczne układu, wskazując na konieczność ich prawidłowego doboru. W szczególności przedstawiono znaczenie sposobu pracy maszyny wyciągowej, rozkładu nierówności prowadników, sprężystości prowadnic, asymetrii układu oraz odstępu dźwigarów i sprężystości liny. Zaprezentowano możliwość wystąpienia "poślizgu sprężystego" pojedynczych lin, wywołanego drganiami, oraz zmian rozkładu obciążenia pomiędzy poszczególnymi linami, związanego z asymetrią układu, a zwłaszcza z nierównomiernością promieni rowków koła pędnego. Ukazano istnienie niezbyt dużego, lecz nie zawsze pomijalnego, wzajemnego sprzężenia drgań wzdłużnych i poprzecznych.

Opracowany model i program stanowić może wartościowe narzędzie, pozwalające określać charakterystyki dynamiczne konkretnego obiektu w różnych warunkach pracy i dokonywać doboru jego najwłaściwszych parametrów. Model umożliwia również wykonanie obszernych badań optymalizacyjnych. Ich podjęcie planowane jest w najbliższej przyszłości.

LITERATURA

- [1] Antoniak J.: Badania teoretyczne i ruchowe rozkładu obciążenia na liny nośne w układach wyciągowych wielolinowych. ZN Pol.Sl., Górnictwo, z.23, Gliwice 1968.
- [2] Antoniak J.: Kierunki rozwoju naczyń skipowych. Mat. II Konf. Naukowo-Techn. "Kierunki rozwoju urządzeń wyciągowych", z.2., Gliwice 1972.
- [3] Antoniak J.: Cierny układ hamujący, wychwytujący naczynia wyciągowe na wolnych drogach przejazdu. ZN Pol.Śl., Górnictwo, z.193, s.7-12, Gliwice 1990.
- [4] Antoniak J., Fober S.: Pomiary drgań górniczych urządzeń wyciągowych. Mat.XII Sympozjonu "Drgania w układach fizycznych", Błażejewko 1986.
- [5] Antoniak J., Latka A.: Badania modelowe postaci konstrukcyjnej zasobnika skipu na charakter i natężenie wypływu masy węgla. ZN Pol.Śl., Górnictwo, z.80, s.46-52, Gliwice 1977.
- [6] Bebło W.S.: Sposób wyznaczania sił napinających liny w wielolinowych urządzeniach wyciągowych. Mech.i Aut.Górnictwa, nr 3 (212), s.80-84, 1977.
- [7] Biełobrow W.J., Iljin S.P.: Miechanika mnogokanatnych podjomnych ustanowok dla głubokich szacht i karjerow. ZN Pol.Śl., Górnictwo, z.193, s.35-362, Gliwice 1990.
- [8] Biełyj W.: Kanatnyje prowodniki szachtnych podjomnych ustanowok, Moskwa 1959.
- [9] Biezpałko W.W. i in.: O wyborie ekwiwalentnych szachtnych mnogokanatnych podjomnych ustanowok. Izw.Wuzow, Gornyj Żurnał, nr 1, 1974.
- [10] Bishop R.E.D. i in.: Macierzowa analiza drgań. WNT, Warszawa 1972.
- [11] Carbogno A., Czaja J.: Badanie obciążeń eksploatacyjnych zawieszenia liny wyrównawczej okragłej. Mech.i Aut.Górnictwa nr 10 (196), s.20-27, 1985.
- [12] Carbogno A., Konieczny S.: Problemy związane z trwałością stalowych prowadników szybowych w eksploatowanych urządzeniach wyciągowych Kopalni ROW, III Konf. "Kierunki rozwoju górniczych urządzeń wyciągowych", z.5, s.92-99, Kraków 1984.
- [13] Cekow C. i in.: Rezultati ot teoreticzni isledowanija na rudnicznite podjomni uredbi kato obiekti za uprawlenije. Godisznik na Wisszyja Minno-Geolożki Institut, 1985 -1986 cz.1. XXXII, s.249-255, Sofija 1986.
- [14] Cholewa W. i in.: Badania przydatności eksploatacyjnej materiałów wykładzin kół pędnych górniczych urządzeń wyciągowych. III Konf. "Kierunki rozwoju górniczych urządzeń wyciągowych", z.5, s.191-200, Kraków 1984.
- [15] Cholewa W., Kwiecień M.: Badania rozkładu sił w linach nośnych wieloliniowych urządzeń wyciągowych. III Konf. "Kierunki rozwoju górniczych urządzeń wyciągowych", z.5, s.131-140, Kraków 1984.
- [16] Czaja J.: Określenie przebiegów sił w linach nośnych i wyrównawczych urządzenia wyciągowego w stanie awaryjnym przy krańcowym położeniu naczyń wydobywczych ZN Pol. Śl. Górnictwo, z.80, s.80-93, Gliwice 1977.
- [17] Czaja J: Teoretyczne określenie przebiegów siły dynamicznej w linie nośnej na przykładzie awarii szybowej. III Konf. "Kierunki rozwoju górniczych urządzeń wyciągowych", z.5, s.140-148, Kraków 1984.

- 84
- [18] Dwornikow W.I.: Podstawy dynamiki kopalnianego transportu pionowego o dużej głębokości. ZN Pol. Śl. Górnictwo, z.193, s.101-106, Gliwice 1990.
- [19] Dwornikow W.I., Sitiew A.W.: Analiz rieszenija urawnienija dinamiki mnogokanatnych szachtnych ustanowok. Woprosy ekspluataciji szachtnych stacjonarnych ustanowok, s.10-28, Donieck 1985.
- [20] Engel Z., Woźniak A.: Badania doświadczalne wybranych wielkości dynamicznych urządzenia szybowego w warunkach rzeczywistych. Mat.XIII Konf.Dynamiki Maszyn "Interdynamics", s.143-152, 1981.
- [21] Engel Z., Zatońska M.: Model matematyczny układu lina-zawiesie-naczynieprowadzenie w urządzeniach wyciągowych. Mat.XIII Konf.Dynamiki Maszyn "Interdynamics", s.153-163, 1981.
- [22] Florinskij W.F.: Dinamika szachtnogo podjoma, Moskwa 1965.
- [23] Florinskij W.F. i in.: O dinamiczeskom anałogie podjomnoj ustanowki. Stalnyje kanaty, nr 10, Kijew 1972.
- [24] Garkusza N.F., Dwornikow W.I.: Urawnienija dwiżenija szachtnogo podjomnogo sosuda kak odnomiernoj uprugoj konstrukciji. Prikładnaja miechanika, tom V, Kijew 1965.
- [25] Gerlach A., Horstmann R.: Seilrutsverhalten von Treibscheibenanlagen unter berücksichtigung dynamischer Vorgange, Glückauf-Forschungshefte 54, nr 5, 1993.
- [26] Gołowin F.J.: Dinamika kanatow i cepiej. Metallurgizdat, Moskwa 1962.
- [27] Gornik A.J.: Priedochranitielnoje tormożenije mnogokanatnych podjomnych ustanowok w pieriod razgona. Woprosy ekspłuataciji szachtnych stacjonarnych ustanowok, s.92-103, Donieck 1985.
- [28] Goroszko O.A., Sawin T.N.: Wwiedienije w miechaniku dieformirujemych odnomiernych tieł pieriemennoj dliny. Wibracii w tiechnikie, tom 3: Kolebanija maszin, konstrukcii i ich clementow, Maszinostrojenije, Moskwa 1980.
- [29] Hankus J.: Moduł sprężystości górniczych lin wyciągowych w warunkach obciążeń statycznych. Biuletyn GIG, 4, 1978.
- [30] Hankus J.: Badania zmęczeniowe górniczych lin wyciągowych o średnicy ponad 50 mm, Mech.i Aut.Górn. 1 (199), s.34-42, 1986.
- [31] Hankus J.: Modele wzdłużnych odkształceń liny stalowej. ZN Pol.Śl. Mechanika, z.115, s.121-131, Gliwice 1994.
- [32] Hankus J., Minch K.: Badania modulu sprężystości lin wyciągowych w warunkach obciążeń dynamicznych. Biuletyn GIG, 3, 1979.
- [33] Hansel J. i in.: Zagadnienie oceny stanu eksploatacyjnego prowadzenia naczyń. III Konf. "Kierunki rozwoju górniczych urządzeń wyciągowych", z.5, s.117-127, Kraków 1984.
- [34] Hansel J. i in.: Nowe metody projektowania naczyn wyciągowych oraz zbrojenia szybowego. Rozprawy, Monografie AGH, z.16, Kraków 1994.
- 35] Hansel J., Kawecki Z.: Transport pionowy, Cz 1. Wyd.AGH, Kraków 1989.
- [36] Hansel J., Oleksy W.: Rozwój metod projektowania lin o liniowym styku drutów i ich wpływ na trwałość lin. Mat.Konf. "Jakość, niezawodność oraz bezpieczeństwo lin i urządzeń transportu linowego", z.2, s.13-25, Kraków 1994.

- [37] Hansel J., Wójcik M.: Cierny układ hamujący górnicze naczynia wyciągowe. Mech.i Aut.Górnictwa, nr 3, s.73-78, Katowice 1987.
- [38] Karge A.: Nowoczesne urządzenia wyciągowe. Katowice 1977
- [39] Karge A.: Hipoteza przyczyn wędrówki obciążenia pomiędzy linami wyciągów wielolinowych. Bezpieczeństwo pracy w górnictwie, WUG nr 3, s.25-28, Katowice 1972.
- [40] Kawulok S.: Dynamika naczynia wyciągowego przejeźdżającego wzdłuż pojedynczych nierówności na prowadnicach. ZN Pol.Śl., Górnictwo, z.80, s.180-195, Gliwice 1977.
- [41] Kawulok S.: Badania modelowe dynamiki układu naczynie wyciągowe zbrojenie szybowe. III Konf. "Kierunki rozwoju górniczych urządzeń wyciągowych", z.3, s.155-165, Kraków 1984.
- [42] Kawulok S.: Wpływ podatności naczynia wyciągowego na dynamikę jego prowadzenia w szybie. Biuletyn GIG, nr 2 (94), 1987.
- [43] Kawulok S.: Oddziaływanie zbrojenia szybowego na mechanikę prowadzenia naczynia wyciągowego. Prace GIG, Katowice 1989.
- [44] Kawulok S.: Dynamika prowadzenia naczynia wyciągowego w szybie. ZN Pol.Śl., Górnictwo, z.192, s.149-160, Gliwice 1990.
- [45] Kawulok S.: Dynamiczne obciążenie zbrojenia szybu spowodowane prowadzeniem naczyn wyciągowych. ZN Pol.Śl., Mechanika, z.115, s.165-172, Gliwice 1994.
- [46] Klich A. i in.: Badania dynamiczne prototypowych prowadnic krążkowych naczyń wyciągowych o znacznym udźwigu i prędkości. Prace Inst.Masz.Górn., Przeróbczych i Aut. AGH, Kraków 1976.
- [47] Klich A. i in.: Określenie obciążeń naczyń skipowych w czasie załadunku i wyładunku. Prace Inst.Masz.Górn., Przeróbczych i Aut. AGH, Kraków 1978.
- [48] Klich A., Ptak J.: Overwind conveyance arresting equipment and its applications. Mechanika - kwart.AGH, z.2, t4, s.137-145, Kraków 1985.
- [49] Klich A., Wolny S.: Drgania parametryczne w układzie naczynie wydobywcze zbrojenie szybowe. ZN Pol.Śl., Górnictwo, z.80, Gliwice 1977.
- [50] Klich A., Wójcik M.: Modelowanie mechaniczne urządzeń wyciągowych dla analizy procesów awaryjnych. ZN Pol.Śl., Górnictwo, z.81, s.9-13, Gliwice 1977.
- [51] Klinienkow G.W.: Wlijanije zakona priloženija momienta k organu nawiwki podjomnoj masziny na amplitudu kolebanij dinamiczeskich usilij w kanatie. Gornyj Żurnał, nr 9, s.78-80, 1986.
- [52] Klimow B.G.: Opriedielenije dinamiczeskich nagruzok na prowodniki żestkoj armirowki wiertikalnych szachtnych stwołow. Gornyj Żurnał, nr 5, s.63-64, 1986.
- [53] Konstantinow M.J., Nowikow A.F.: Normy na dopustimuju nierawnomiernost raspriedielenija nagruzki mieżdu gołownimi kanatami mnogokanatnoj podjomnoj ustanowki. Woprosy ekspłuatacii szachtnych stacj.ustanowok, s.28-34, Donieck 1985.
- [54] Kowaczew B., Głabadanidis J.: Opriedelanie na maksimalnite priemiestranija na podjomnija sid pri dwiżenije po wzenije wodacza. Godisznik na Visszyja Minno-Geolożki Institut, 1985 - 1986 cz.I. XXXII, Sofija 1986.

86

- [55] Kruszewski J., Witttbrodt E.: Drgania układów mechanicznych w ujęciu komputerowym. T.1. Zagadnienia liniowe. WNT, Warszawa 1992.
- [56] Kruszewski J., Wittbrodt E.: Drgania układów mechanicznych w ujęciu komputerowym. T.2. Zagadnienia wybrane. WNT, Warszawa 1993.
- [57] Liberus Z., Kalinowski K.: Problemy optymalizacji momentu dynamicznego maszyny wyciągowej szybu głębokiego. ZN Pol.Śl., Górnictwo, z.81, s.26-32, Gliwice 1977.
- [58] MacDuff J., Curreri J.: Drgania w technice. PWT, Warszawa 1960.
- [59] Meder A.: Badania symulacyjne drgań wielolinowego układu wyciągowego. Praca doktorska, Gliwice 1984.
- [60] Meder A. i in.: Modyfikacja cykli wyciągowych urządzeń skipowych. III Konf. "Kierunki rozwoju górniczych urządzeń wyciągowych", z.2, s.79-91, Kraków 1984.
- [61] Mendera Z.: Problemy obliczeń elementów urządzeń wyciągowych. Mat.Sem.Pol. Krakowskiej, Kraków 1988.
- [62] Pichot G.: Cable d'extraction. Revue de l'industrie minerale, z 1, Document SIM, s.126-145, Saint Etienne 1959.
- [63] Płachno M.: Zagadnienie doboru parametrów dla elementów układu prowadzenia szybowego z prowadnikami na dźwigarach. Mat.III Konf. "Kierunki rozwoju górn. urządzeń wyciąg." z.3, s.137-152, Kraków 1984.
- [64] Płachno M.: Zagadnienie ograniczenia wpływu masy i prędkości naczyń wyciągowych. Mech.i Aut.Górnictwa, s.75-79, 1987.
- [65] Płachno M.: Zagadnienie drgań poprzecznych naczyń wyciągowych. ZN Pol.Śl., Górnictwo, z.180, s.147-160, Gliwice 1989.
- [66] Rżysko I. i in. : Kryteria doboru funkcji przybliżonych służących do budowy modelu drgań podłużnych liny wyciągowej. ZN Pol.Śl., Górnictwo, z.81, s.79-91, Gliwice 1977.
- [67] Sabela Z.: Cile a vysledki komplexnich tenzometričkich mereni dynamiki težnych zariženi. Sbornik prednosek "Dynamika težnich zariženi", Dum techniky, CSVTS, Ostrava 1989.
- [68] Sabela Z.: Investigation on dynamics of mining winding gears. ZN Pol.Śl., Górnictwo, z.181, s.23-34, Gliwice 1989.
- [69] Salichow Z.G. i in.: Dopustimyje zamiedlenija podjomnych sosudow i tormoznyje usilija mnogokanatnoj ustanowki s pieriemiennym ugłom obchwata szkiwa trienija. Gornoj Żurnał, nr 3, s.86-91, 1986.
- [70] Salichow Z.G, Katasonow W.N.: Raspriedielenije usilij w kanatach i metodika rasczota osnownych konstruktiwnych paramietrow rudnicznoj podjomnoj ustanowki s dwumia szkiwami trienija, Gornoj Żurnał, nr 2, 1986.
- [71] Siemieniec A., Wolny S.: Dynamiczne problemy w eksploatacji urządzeń pracujących w przemyśle górniczym i hutniczym. ZN AGH, Mechanika, t.10, z.3, Kraków 1991.
- [72] Sinkarienko N.A. i in.: Osobiennosti naładki skipovych mnogokanatnych podjomnych ustanowok. Woprosy ekspluatacii szachtnych stacjonarnych ustanowok, s.56-63, Donieck 1985.

- [73] Stiepanow A., Martdiemianow S.: Procesy poślizgu lin w urządzeniach wyciągowych wielolinowych. ZN Pol.Śl., Górnictwo, z.183, s.145-160, Gliwice 1990.
- [74] Stolarczuk P.W.: Opriedielenije dinamiczeskich usilij w kanatie podjomnych maszin dla pierioda tormożenija. Gornyj Żurnał, nr 5, s.65-69, 1986.
- [75] Szklarski L. i in.: Modelowanie napędu maszyny wyciągowej z uwzględnieniem sprężystości liny. ZN Pol.Śl., Górnictwo, z.87, s.93-103, Gliwice 1977.
- [76] Szklarski L., Skalny A.: Teoretyczne zagadnienia maszyn wyciągowych. PWN, Warszawa 1976/77.
- [77] Świtoński E. i in.: Analiza dynamiczna maszyn i urządzeń górniczych. Praca BW Katedry Mechaniki Technicznej Pol.Śl., Gliwice 1992.
- [78] Świtoński E. i in.: Modelowanie układów dynamicznych maszyn górniczych. Praca BW Katedry Mechaniki Technicznej Pol.Śl., Gliwice 1993.
- [79] Świtoński E. i in.: Analiza stereomechaniczna wybranych układów maszynowych. Praca BW Katedry Mechaniki Technicznej Pol.Śl., Gliwice 1994.
- [80] Tejszerska D.: Analiza dynamiczna górniczego ukladu wyciągowego. Praca BW Katedry Mechaniki Technicznej Pol.Śl., Gliwice 1991.
- [81] Tejszerska D.: Modelowanie drgań poprzecznych naczynia wydobywczego. ZN Pol.Śl, Mechanika, z.113, s.115-122, Gliwice 1993.
- [82] Tejszerska D.: Computer analysis of mine hoists dynamics. Mat.Konf. "Dynamicka a pevnostni analyza pohonovych systemu", s.286-289, Srvatka-Brno 1993.
- [83] Tejszerska D.: Dinamika szachtowych pidjomnikiw. Miżnarodnyj simpozjum ukrainskich inżenieriw-miechanikiw, s.138, Lwiw 1993.
- [84] Tejszerska D.: Modelowanie drgań wzdłużnych układu wyciągowego. Mat.Konf. "Problems of designing, production and exploitation of mining equipment and automation devices", s.181-188, Gliwice 1993.
- [85] Tejszerska D.: Dynamics of mine hoists. Mat.Konf. "Achievements in Mechanical and Material Engineering", s.233-238, Gliwice 1993.
- [86] Tejszerska D.: Sprzężone drgania poprzeczno-wzdłużne górniczego układu wyciągowego. ZN Pol.Śl, Mechanika, z.115, s.385-382, Gliwice 1994.
- [87] Tejszerska D.: Sprzężone drgania poprzeczno-wzdłużne górniczego układu wyciągowego w aspekcie procesu rozruchu i hamowania. Mat.Międzynarodowego seminarium NT "Brakes for transport devices", s.113-130, Gliwice 1994.
- [88] Tejszerska D.: Wpływ parametrów układu napędowego koło pędne-lina na obciążenie dynamiczne układu napędowego. ZN Pol.Śl, Mechanika, z.121, s.311-316, Gliwice 1995.
- [89] Tejszerska D.: Analiza dynamiczna górniczego układu wyciągowego. Mat.Konf. "O projektowaniu i eksploatacji maszyn", s.75, Gliwice 1995.
- [90] Tejszerska D.: Influence of the slide of single rope on dynamic forces in multirope mine hoists. Wyd.Techn.Univ.Ostrava, 1995, w druku.
- [91] Tejszerska D., Wojnarowski J.: Modelowanie drgań układów wyciągowych z uwzględnieniem zmiennej długości liny. Mat. Symp. "Wpływ wibracji na otoczenie", s.93-98, Kraków 1983.

- [92] Tejszerska D., Wojnarowski J.: Metoda wyznaczania odpowiedzi liniowego układu mechanicznego na podstawie przekształceń charakterystyki częstotliwościowej. Zbiór ref. XXII Sympozjonu "Modelowanie w mechanice", Wisła 1983.
- [93] Tejszerska D., Wojnarowski J.: Symulacyjne metody wyznaczania sił dynamicznych w wieloliniowych układach wyciągowych. Mat.III Konferencji Kierunki Rozwoju Górniczych Urządzeń Wyciągowych, z.3, s.181-189, AGH, Kraków 1984.
- [94] Tejszerska D., Wojnarowski J.: Mathematical model of longitudinal vibrations of mine hoists. Mat.Konf. "Drgania w ukladach fizycznych", Błażejewko-Poznań 1987.
- [95] Tejszerska D., Wojnarowski J.: Mathematical model of transverse vibrations of mine hoists, coupled with longitudinal vibrations. ZN Pol.Śl, Górnictwo, z.181, s.107-117, Gliwice 1989.
- [96] Wojnarowski J., Tejszerska D.: Modelowanie wielolinowych układów wyciągowych. ZN Pol.Śl, Górnictwo, z.81, s.165-179, Gliwice 1977.
- [97] Wojnarowski J., Tejszerska D.: Opis dynamiczny pracy wyciągu w trakcie eksploatacji, przy działaniu hamulca bezpieczeństwa, przy hamowaniu awaryjnym. Praca NB IM i PKM Pol.Śl., Gliwice 1986.
- [98] Wojnarowski J., Tejszerska D.: Modelowanie drgań naczynia wyciągowego podczas jego jazdy w szybie, cz.I: Model matematyczny. Praca NB IMiPKM Pol.Śl., Gliwice 1987.
- [99] Wojnarowski J., Tejszerska D.: Modelowanie drgan naczynia wyciągowego podczas jego jazdy w szybie, cz.II: Program obliczeń. Praca NB IMiPKM Pol.Śl., Gliwice 1988.
- [100] Wojnarowski J., Tejszerska D.: Symulacja numeryczna dynamiki wybranych urządzeń wyciągowych i wstępne badania wpływu parametrów. Praca NB IMiPKM Pol.Śl., Gliwice 1989.
- [101] Wojnarowski J., Meder A., Tejszerska D.: Modelowanie wielolinowych układów wyciągowych. Zbiór ref. XVI Sympozjonu "Modelowanie w Mechanice", PTMTS z.39, Wisła 1977.
- [102] Wojnarowski i in.: Pewne problemy modelowania wielolinowych układów wyciągowych. ZN IPKM Pol.Śl. nr 25/59, 1976.
- [103] Wojnarowski i in.: Optymalizacja cyklu urządzeń wyciągowych o dużej głębokości. Praca NB IMiPKM Pol.Śl., Gliwice 1980/81.
- [104] Wolny S.: Analiza dynamiczna sztywnego prowadzenia naczyń wydobywczych z prowadnicami krążkowymi. Praca doktorska, Kraków 1971.
- [105] Wolny S.: Wybrane problemy dynamiki awaryjnego hamowania. ZN AGH, Mechanika, z.7, Kraków 1985.
- [106] Vondrak I. i in.: Matematičke modelovani jizdy dopravni nadoby težni jamou. Uhli, 34, nr 9, s.387-390, 1986.
- [107] Vondrak I.: Využiti simulačniho experimentu k priprave mereni dynamiki nadoby. Sbornik prednosek "Dynamika težnich zariženi", Dum techniky, CSVTS, Ostrava 1989.

- [108] Vondrak I.: System of computer modelling of skip dynamics in shaft. ZN Pol.Śl, Górnictwo, z.180, s.161-167, Gliwice 1989.
- [109] Vondrak I., Sabela Z.: Počitačovy system modelovani dynamiki težni a jeho overovani. Uhli, 37, nr 8, s.362-367, 1989.
- [110] Wójcik M.: Problemy analizy i syntezy awaryjnego hamowania urządzeń wyciągowych, na wolnych drogach przejazdu. III Konf. "Kierunki rozwoju górn. urządzeń wyciągowych" z.3, s.11-17, Kraków 1984.
- [111] Wójcik M.: Dynamic analysis of overwind arresting device as a base for the design of arresting systems. Zesz.AGH, Mechanika, t.4, z.2, s.129-138, Kraków 1985.
- [112] Wojnicki R.:Niektóre zagadnienia dynamiki maszyn wyciągowych z napędem prądu stałego w układzie Leonarda, związane z hamowaniem bezpieczeństwa. ZN AGH, Elektryfikacja i Mechanizacja Górnictwa i Hutnictwa, z.23, Kraków 1967.

STRESZCZENIE

W trakcie eksploatacji i w sytuacjach awaryjnych w elementach układu wyciągowego zachodzą intensywne oddziaływania dynamiczne. Drgania wzdłużne, zależne przede wszystkim od przebiegu rozruchu i hamowania, wywołują zmęczeniowe zużycie, będące obok korozji główną przyczyną odkładania lin. Zwiększają one także możliwość powstania poślizgu pojedynczych lin, erodującego wykładziny kół. Drgania poprzeczne naczyń, zależne od konstrukcji układu i stanu prowadników, powodują powstawanie dużych sił, których skutkiem jest erozja prowadników i zużycie zmęczeniowe elementów naczynia. Zjawiska dynamiczne w sytuacjach awaryjnych mogą spowodować uszkodzenie układu.

Aktualny stan wiedzy z zakresu dynamiki układów wyciągowych i metod numerycznych oraz dostępny sprzęt komputerowy pozwalają na sformułowanie i rozwiązanie złożonego modelu, dobrze odzwierciedlającego procesy zachodzące w układzie rzeczywistym i umożliwiającego ich ocenę jakościową i ilościową. Wśród wielu wartościowych opracowań symulacyjnych, analizujących poszczególne zjawiska, związane z przebiegiem ruchu układu, nie napotkano na model, który ujmowałby łącznie całość procesu drgań poprzecznych i wzdłużnych w ich wzajemnym sprzężeniu.

W niniejszej pracy sformułowano model sprzężonych drgań poprzeczno-wzdłużnych układu wyciągowego, wywoływanych przez określony rozkład nierówności prowadników i przebieg momentu albo przyśpieszenia maszyny wyciągowej. Rozważano układ wielolinowy ze sprężystymi naczyniami, wyposażonymi w prowadnice toczne i ślizgowe, współpracujące ze sprężystymi prowadnikami. Wprowadzono sprzężenie obu rodzajów drgań w postaci oddziaływań dynamicznie zmiennych sił w linach na drgania poprzeczne oraz tarcia, zależnego od sił oddziaływania prowadnic - na drgania wzdłużne. Modelem objęto zjawiska związane ze zmiennością przejmowania obciążenia przez poszczególne liny, ich poślizgiem i ruchem elementów zawiesia. Uwzględniono wpływ zmiennej w czasie długości gałęzi i sprężystości poszczególnych lin, możliwość asymetrii układu, zjawiska tłumienia wewnętrznego i tarcia. Rozważono złożone formy współpracy prowadnic z prowadnikami - istnienie luzów lub nacisków wstępnych, współpracę obu rodzajów prowadnic i zmienną sztywność prowadników w przesuwającym się miejscu kontaktu prowadnic.

Nieliniowe układy równań różniczkowych cząstkowych i zwyczajnych, tworzące sformułowany model, rozwiązywano numerycznie. Opracowano program, realizujący stworzony model na komputerze. W pracy przedstawiono ogólne równania modelu, postać zależności dla elementarnych odcinków zdyskretyzowanych lin i dla całego układu oraz metodykę rozwiązywania otrzymanych równań. Podano algorytm programu i zestawienie niezbędnych danych oraz otrzymywanych wyników. Przeprowadzono symulację numeryczną przebiegu ruchu układu wyciągowego, przy różnych wartościach istotnych parametrów. Wykonano porównanie otrzymanych rezultatów z publikowanymi wynikami pomiarów tego samego obiektu, uzyskując zadowalającą zgodność.

Przedstawione przykładowe rezultaty symulacji ukazują możliwości sformułowanego modelu i opracowanego programu. Przewiduje się ich użycie do obszernych badań wpływu parametrów procesu na przebieg drgań. Wydaje się, że wykorzystanie stworzonego programu może ułatwiać zarówno dobór optymalnych parametrów technologicznych i konstrukcyjnych projektowanych układów wyciągowych, jak i kontrolę działania obiektów istniejących.

MODELLING OF COUPLED TRANSVERSE AND LONGITUDINAL VIBRATIONS OF HOISTING SYSTEM

SUMMARY

Serious dynamic interactions occur in elements of hoisting systems, during normal operation and in emergency states. Longitudinal vibrations, mainly dependent on processes of starting and braking, cause fatigue wear of ropes, which, apart from corrosion, is a main reason of their replacement. They increase the intensity of sliding of single ropes, which erode pulleys lining. Transverse vibrations, which depend on the design of cage and condition of shaft guides, cause large forces, resulting in erosion of guides and fatigue wear of cage elements. Dynamic effects in emergency states can cause failure of the hoisting system.

The present state of knowledge of dynamics of hoisting systems and numerical methods, together with the available modern computer hardware - enable to formulate and solve complex models, which precisely represent processes occurring in a real system and allow qualitative and quantitative evaluation. Among many valuable works, which analyse particular dynamic phenomena in hoisting systems, it was not found the model, simulating jointly the whole process of transverse and longitudinal vibrations, with their mutual coupling.

The model of coupled transverse and longitudinal vibrations of hoisting system, caused by determined course of winding machine driving moment or acceleration, and by stochastic distribution of irregularities of shaft guides is presented in this work. Multirope system, with flexible cages, equipped with rollers and slide shoes, interacting with flexible shaft guides is analysed. The coupling between two forms of vibrations is introduced, in the form of impact of dynamically varying forces in ropes - on the transverse vibrations, and of the friction forces, resulting from rollers interactions - on the longitudinal vibrations. The phenomena connected with variations of load, carried by each rope, sliding of ropes and movement of suspension elements are included. The effects of variations of length of branches and stiffness of individual ropes, friction and internal damping and the possibility of system assymetry were taken into account. Complex form of interaction between rollers and guides, including existence of clearances or preliminary thrust, mating of rollers and slide shoes and various stiffness of shaft guides in the points of their contact with rollers were considered.

Nonlinear systems of partial and ordinary differental equations, which define the behaviour of the model, were solved numerically. The computer program, simulating the model, was developed. General equations of the model, relations describing the movement of elementary segments of discretized ropes and of the whole system, and the methods of solving them are described. The algorithm of program, a list of necessary data and obtained results are presented. The operation of hoisting system in different conditions was simulated on the computer. The results were compared with published experimental data, measured in the same hoisting system, and good agreement was obtained.

Exemplary results of simulation demonstrate the possibilities of developed model and computer program. The use of the model for an extensive investigation of influence of parameters of the system on its vibrations is planned. It seems, that the use of elaborated program may facilitate the selection of optimal parameters of designed hoisting systems as well as checking the operation of systems existing.

МОДЕЛИРОВАНИЕ СОПРЯЖЕННЫХ ПРОДОЛЬНО-ПОПЕРЕЧНЫХ КОЛЕБАНИЙ ПОДЪЁМНОЙ УСТАНОВКИ

РЕЗЮМЕ

Во время эксплуатации и в аварийных обстановках, в элементах шахтной польёмной установки происходят интенсивные динамические воздействия. Продольные колебания, зависимые главным образом от режима разгона и торможения, вызывают усталостный износ, который вместе с коррозией вынуждает обмен канатов. Колебания повышают возможность скольжения отдельных канатов, эродирующего футеровку колеса. Поперечные колебания сосуда, зависящие от конструкции системы и состояния проводников, вызывают большие усилия, которых результатом является эрозия проводников и усталостный износ элементов сосуда. Динамические воздействия в аварийных ситуациях могут довести до повреждения установки.

Современное состояние знаний в области динамики подъёмных установок и вычислительных методов и современный уровень ЭВМ делают возможным создание и решение уравнений сложной модели, которая хорошо отражает процессы, происходящие в реальной установке и делает возможным их качественный и количественный анализ. Среди многих работ, посвященных симуляции на ЭВМ отдельных явлений, связанных с движением установки, не найдено модели, охватывающей вместе совокупность процессов продольных и поперечных колебаний, в их взаимном сопряжении.

В настоящей работе создано модель сопряженных поперечнопродольных колебаний подъёмной установки, вызванных определённым расположением неравностей проводников и заданным моментом или ускорением подъёмной машины. Рассмотрено многоканатную установку, с упругими сосудами, оборудованными направляющими качения и скольжения, воздействующими на упругую армировку ствола. Введено сопряжение обоих родов колебаний, в виде влияния переменных усилий в канатах на поперечные колебания сосуда а также трения, зависимого от взаимодействия направляющих и армировки на продольные колебания. Модель охвативает явления, связанные с переменами расположения нагрузки между отдельными канатами, их скольжением и движением элементов подвески клети. Учитывается влияние перемен длины ветвей канатов и упругости отдельных канатов, возможность асимметрии системы, явления трения и затухания колебаний. Рассмотрено сложные формы взаимодействия направляющих с армировкой ствола - существование зазоров или предварительного нажима, взаимодействие обеих родов направляющих и переменную жесткость проводников в подвижном месте контакта направляющих.

Нелинейные системы частных и обыкновенных дифференциальных уравнений, входящие в состав созданной модели решено числительно, разделяя канаты на элементарные отрезки. Разработано программу, реализирующую модель на ЭВМ. В работе представлено общие уравнения модели, форму зависимостей для элементарных отрезков канатов и всей системы, а также метод их решения, алгоритм программы, состав нужных данных и получаемых результатов.

Проведено имитационные вычисления работы установки в различных условиях. Хорошая совместимость итогов симуляции и представленныж в литературе результатов измерений подтверждает правильность модели. Примерные результаты вычислений указывают возможности созданной модели и разработанной программы.

Предусматривается применение модели в обстоятельных исследованиях влияния параметров на процесс колебаний. Использование программы может облегчить так подбор оптимальных параметров проектированных подъёвмных установок как и контроль работы действующих.

BIBLIOTEKA GŁÓWNA Politechniki Śląskiej 7.3361/95 124