

**Dagmara Tejszerska
Krzysztof Turewicz**



**OBLICZENIA
WYTRZYMAŁOŚCIOWE
LINOPĘDNI
MASZYN WYCIĄGOWYCH
Z UWZGLĘDNIENIEM
WYBRANYCH OBCIĄŻEŃ
DYNAMICZNYCH**

**Prace Naukowe - Monografie
ITG KOMAG**



Dagmara TEJSZERSKA
Krzysztof TUREWICZ

Obliczenia wytrzymałościowe linopędni maszyn wyciągowych z uwzględnieniem wybranych obciążeń dynamicznych

Autorzy:

prof. dr hab. inż. Dagmara Tejszerska – Politechnika Śląska
dr inż. Krzysztof Turewicz – Instytut Techniki Górniczej KOMAG

Komitet redakcyjny:

prof. dr hab. inż. Adam Klich
prof. dr hab. inż. Zdzisław Kłeczek
prof. dr inż. Włodzimierz Sikora

Recenzenci:

prof. dr hab. inż. Józef Hansel – Akademia Górniczo-Hutnicza
dr h.c. prof. zw. dr hab. inż. Eugeniusz Świtoński – Politechnika Śląska

Sekretarz redakcji:

mgr inż. Romana Zając

Copyright by

Instytut Techniki Górniczej KOMAG, Gliwice

Praca naukowa finansowana ze środków na naukę jako projekt badawczy nr 4 T12A 006 30

ISBN 978-83-60708-31-6

Wydawca:

Instytut Techniki Górniczej KOMAG
ul. Pszczyńska 37, 44-101 Gliwice

SPIS TREŚCI

	str.
Zestawienie oznaczeń umownych, indeksy dolne	1
1. Wstęp	3
2. Przegląd literatury	6
2.1. Obliczenia wytrzymałościowe linopędni	6
2.2. Modelowanie dynamiki górniczego wyciągu szybowego	9
3. Budowa górniczego wyciągu szybowego i rodzaje ruchu	10
3.1. Budowa górniczego wyciągu szybowego	10
3.1.1. Maszyna wyciągowa	11
3.1.2. Naczynia wyciągowe i ich wyposażenie	17
3.1.3. Liny nośne i wyrównawcze	18
3.1.4. Koła linowe	18
3.1.5. Prowadniki szybowe	18
3.2. Warunki ruchu	19
4. Modelowanie układów rzeczywistych	22
5. Wielomasowy model dynamiki górniczego wyciągu szybowego	24
5.1. Założenia do modelu	24
5.2. Model matematyczny górniczego wyciągu szybowego	26
5.3. Sztywność i tłumienie lin	28
5.4. Moduł sprężystości lin nośnych	30
5.5. Tłumienie lin nośnych	32
5.6. Wynikowy układ równań różniczkowych ruchu górniczego wyciągu szybowego	33
5.7. Komputerowa implementacja modelu matematycznego górniczego wyciągu szybowego	35
5.8. Weryfikacja wielomasowego modelu dynamiki górniczego wyciągu szybowego w odniesieniu do warunków ruchowych	37

5.9. Weryfikacja modelu wielomasowego w odniesieniu do hamowania bezpieczeństwa w oparciu o wartości opóźnień linopędni	47
5.10. Weryfikacja wielomasowego modelu dynamiki górniczego wyciągu szybowego w odniesieniu do hamowania bezpieczeństwa w oparciu o wartości sił w linach	58
6. Modelowanie MES linopędni maszyny wyciągowej	63
6.1. Wprowadzenie	63
6.2. Zakładanie warunków brzegowych	65
6.3. Analizy wytrzymałościowe – statyczne obciążenie linopędni	69
6.4. Modelowanie obciążeń dynamicznych	80
7. Pomiary i weryfikacja modelu MES linopędni obciążonego dynamicznie	88
7.1. Układ pomiarowy	88
7.2. Wyniki analiz dynamicznych MES linopędni	98
8. Podsumowanie, wnioski, kierunki dalszych badań	102
Literatura	104

Zestawienie oznaczeń umownych:

A, B		– macierze każdorazowo definiowane,
A, A_w, A_n	$[m^2]$	– pole przekroju liny,
a_L	$[m/s^2]$	– przyspieszenie liniowe na obwodni linopędni,
$b_{Anz}, b_{Bnz}, b_{An}, b_{Bn}$	$[Ns/m]$	– tłumienie lin nośnych,
$b_{Awz}, b_{Bwz}, b_{Aw}, b_{Bw}$	$[Ns/m]$	– tłumienie lin wyrównawczych,
D	$[m]$	– średnica linopędni,
d	$[m]$	– średnica liny,
E, E_w, E_n	$[Pa]$	– moduł sprężystości wzdłużnej liny,
E_d	$[Pa]$	– dynamiczny moduł sprężystości liny,
g	$[m/s^2]$	– przyspieszanie ziemskie,
H_{AH}, H_{BH}	$[m]$	– długość lin nośnych nad naczyniem w chwili rozpoczęcia hamowania: AH – naczynia podnoszonego, BH – naczynia opuszczanego,
H_{An}, H_{Bn}	$[m]$	– długość odcinka liny nośnej między naczyniem wyciągowym a osią linopędni,
H_{Aw}, H_{Bw}	$[m]$	– długość odcinka liny wyrównawczej między naczyniem wyciągowym a jej dolnym skrajnym położeniem,
J	$[kg\ m^2]$	– masowy moment bezwładności,
$k_{Anz}, k_{Bnz}, k_{An}, k_{Bn}$	$[N/m]$	– sztywność lin nośnych,
$k_{Awz}, k_{Bwz}, k_{Aw}, k_{Bw}$	$[N/m]$	– sztywność lin wyrównawczych,
m_A, m_B	$[kg]$	– całkowita masa naczynia wyciągowego,
$m_{Anz}, m_{Bnz}, m_{An}, m_{Bn}$	$[kg]$	– masa dyskretnego odcinka liny nośnej między naczyniem wyciągowym, a osią linopędni,
$m_{Awz}, m_{Bwz}, m_{Aw}, m_{Bw}$	$[kg]$	– masa dyskretnego odcinka liny wyrównawczej między naczyniem wyciągowym a jej dolnym skrajnym położeniem,
M_h	$[Nm]$	– moment hamowania wywołany hamulcem mechanicznym,
m_K	$[kg]$	– zredukowana masa elementów wirujących,
N_{An}, N_{Bn}		– liczba elementów na które podzielono linę nośną,
N_{Aw}, N_{Bw}		– liczba elementów na które podzielono linę wyrównawczą,
P, P_S, P_L, P_A, P_B	$[Pa]$	– nacisk lin nośnych na linopędnię: S – średni, L – liniowy, A – po stronie podnoszonej, B – po stronie opuszczanej,
Q	$[kg]$	– sumaryczna masa zawieszona na końcu liny,
q, q_n, q_w	$[kg/m]$	– masa jednostkowa liny,
R	$[m]$	– promień linopędni,
R_s	$[m]$	– promień środkowej,
R_w	$[m]$	– promień rowka wykładziny

S_A	[N]	– siła w linie nośnej po stronie podnoszenia w miejscu jej styku z linopędnia,
S_B	[N]	– siła w linie nośnej po stronie opuszczania naczynia w miejscu jej styku z linopędnia,
S_d	[N]	– siła docisku szczęk hamulcowych hamulca,
S_h	[N]	– siła hamująca hamulca,
S_L	[N]	– siła w linie,
S_r	[N/m]	– siła promieniowa,
S_{zw}	[m]	– szerokość posadowienia wykładziny,
t	[s]	– czas,
t_h	[s]	– czas „wejścia” pełnej siły hamującej,
t_{h_0}	[s]	– czas „dojścia” szczęk hamulcowych,
t_s	[s]	– czas wyłączenia silnika,
V_u	[m/s]	– prędkość jazdy ustalonej,
x_A, x_B, x_i, x_k	[m]	– przemieszczenie,
$\dot{x}_A, \dot{x}_B, \dot{x}_i, \dot{x}_k$	[m/s]	– prędkość,
$\ddot{x}_A, \ddot{x}_B, \ddot{x}_i, \ddot{x}_k$	[m/s ²]	– przyspieszenie,
ΔS	[N]	– różnica sił w obu gałęziach liny nośnej (nawaga statyczna),
α	[°]	– kąt opasania liny nośnej na linopędni,
μ		– współczynnik tarcia między liną a wykładziną linopędni,
ϕ	[°]	– kąt obrotu linopędni,
v, v_w, v_n	[s]	– współczynnik tłumienia wiskotycznego w linie,
ω	[1/s]	– częstość drgań.

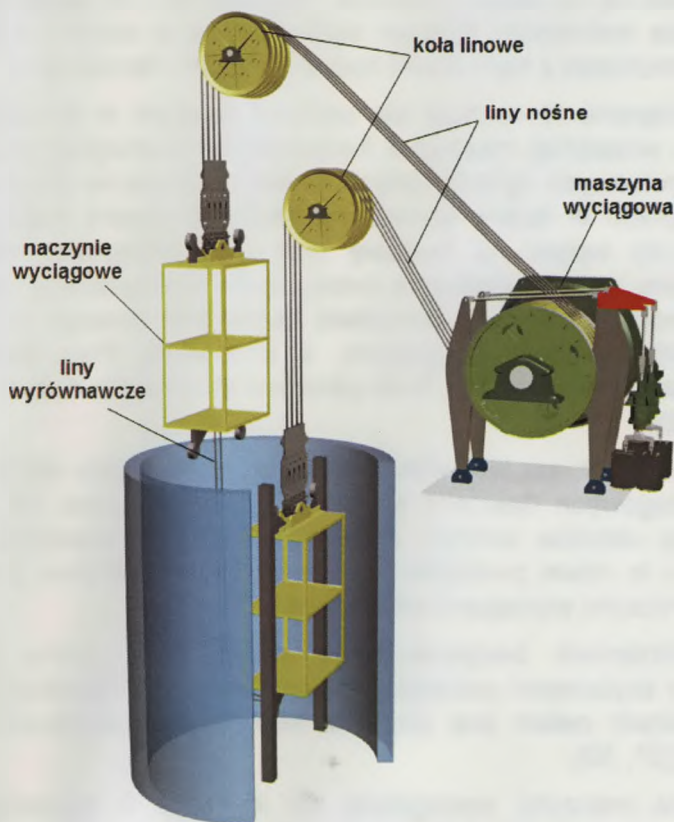
Indeksy dolne:

A	– naczynie podnoszone,
An	– lina nośna w podnoszonej gałęzi układu,
Anz	– parametr zastępczy gałęzi podnoszonej,
Aw	– lina wyrównawcza w podnoszonej gałęzi układu,
B	– naczynie opuszczane,
Bn	– lina wyrównawcza w opuszczanej gałęzi układu,
Bw	– lina wyrównawcza w opuszczanej gałęzi układu,
Bwz	– parametr zastępczy gałęzi opuszczanej,
i	– indeks elementu liny po jej dyskretyzacji,
k	– linopędnia,
kl	– koła linowe,
n	– lina nośna,
w	– lina wyrównawcza.

1. Wstęp

Górnice wyciągi szybowe (rys. 1.1), w krajowych podziemnych zakładach górniczych, stanowią podstawowy środek transportu pomiędzy powierzchnią kopalni, a wyrobiskami podziemnymi. Za pomocą górniczych wyciągów szybowych realizowany jest transport urobku, materiałów i urządzeń oraz prowadzona jest jazda ludzi. Liczba górniczych wyciągów szybowych eksploatowanych obecnie w Polsce, w podziemnych zakładach górniczych sięga 388, z tego: 208 wyciągów w szybach z jazdą ludzi, 115 w szybach bez jazdy ludzi i 65 pomocniczych – przewoźnych (stan na 1 stycznia 2008).

W szybach eksploatowane są również inne, pomocnicze urządzenia transportu pionowego, służące do np. rewizji szybów, działań ratowniczych, prac remontowych.



Rys.1.1. Schemat górnicego wyciągu szybowego

Maszyny wyciągowe stanowią jeden z podstawowych elementów urządzenia wyciągowego. Obecnie eksploatowane maszyny są bardzo zróżnicowane, co wynika z konieczności ich dostosowania do określo-

nych wymagań wydajnościowych wyciągu szybowego, a także różnego okresu ich powstania. Czas ich eksploatacji sięga kilkudziesięciu lat. Dlatego też obecnie spotykane są sporadycznie czynne maszyny wyciągowe zaprojektowane nawet na początku XX wieku.

Zdecydowany rozwój konstrukcji maszyn wyciągowych, oparty o krajową myśl techniczną, rozpoczął się w latach 50. i 60. XX wieku i trwa do chwili obecnej. Jednym z ważniejszych ośrodków projektowych maszyn wyciągowych były Zakłady Konstrukcyjno-Mechanizacyjne Przemysłu Węglowego w Gliwicach (obecnie Instytut Techniki Górniczej KOMAG). Maszyny wyciągowe produkowano w krajowych zakładach produkcyjnych, takich jak: Huta Zygmunt, Zakłady Urządzeń Technicznych ZGODA, Rybnicka Fabryka Maszyn RYFAMA.

Do końca lat 80. ubiegłego wieku produkcja maszyn wyciągowych kształtowała się na stałym poziomie. W latach 70. i 80. pojawiły się nowe rozwiązania techniczne maszyn wyciągowych, w których zastosowano układy hamulcowe z hamulcami hydraulicznymi – tarczowymi.

Rozwiązanie to cechuje się wieloma zaletami w stosunku do stosowanych wcześniej maszyn z hamulcami pneumatycznymi – o biegniach hamulcowych cylindrycznych. Nowe rozwiązanie układu hamulcowego wpłynęło w istotny sposób na kształt linopędni maszyny wyciągowej. Duży wpływ na budowę maszyny wyciągowej ma również zastosowany do jej napędzania rodzaj silnika elektrycznego. Stosowanie silników wolnoobrotowych umożliwia budowanie maszyn wyciągowych bez przekładni między napędem, a linopędną. Przy zastosowaniu silników szybkoobrotowych niezbędne jest stosowanie dużych przekładni zębatych.

W latach 90. zaczęto wdrażać nowoczesne układy sterowania maszyn wyciągowych oparte o sterowniki programowalne, co umożliwiło rozbudowę układów kontroli, zabezpieczeń i monitorowania działania. Umożliwiło to nowe podejście do kwestii bezpieczeństwa prowadzenia ruchu górnictwami wyciągami szybowymi.

Zagadnieniom bezpieczeństwa prowadzenia ruchu górnictwami wyciągami szybowymi poświęca się wiele uwagi. Prowadzone są liczne prace, których celem jest poprawa standardów bezpieczeństwa tych urządzeń [27, 30].

Awaria maszyny wyciągowej lub któregoś z elementów układu wyciągowego może powodować nie tylko przestoje wiążące się z ograniczeniem wydobywania i kosztami jej usunięcia, lecz także zagrożenie życia transportowanej załogi lub poważne w skutkach uszkodzenie całego górnictwa urządzenia wyciągowego. Najpoważniejsze awarie, obejmujące np. zerwanie lin nośnych mogą nawet zagrozić przyszłości

kopalni. Usuwanie ich skutków trwa bowiem wiele miesięcy, a w przypadku wyciągu skipowego, stanowiącego główną lub jedyną drogę transportowania urobku z wyrobisk podziemnych na powierzchnię awaria paraliżuje pracę kopalni i powoduje wielomilionowe straty finansowe.

Wobec wszystkich urządzeń układu wyciągowego stawiane są wysokie wymagania związane z ich bezpieczną eksploatacją. Wymagania te zawarte są w stosownych przepisach odnoszących się do ich budowy jak również sposobu eksploataowania. Podstawowym obowiązującym dokumentem jest: *„Rozporządzenie Rady Ministrów z dnia 30 kwietnia 2004 r. w sprawie dopuszczania wyrobów do stosowania w zakładach górniczych (Dz.U. Nr 99, poz. 1003 z późn. zm.) wraz z załącznikami – w tym załącznik nr 2 pt. „Wymagania techniczne dla wyrobów, których stosowanie w zakładach górniczych wymaga, ze względu na potrzebę zapewnienia bezpieczeństwa ich użytkowania w warunkach zagrożeń występujących w ruchu zakładów górniczych, wydania dopuszczenia”*.

W projektowaniu nowoczesnych konstrukcji maszyn wyciągowych obecnie stosuje się coraz doskonalsze metody projektowania wirtualnego. Głównie opierają się one na metodach komputerowych zarówno w zakresie projektowania poszczególnych elementów (dokumentacja rysunkowa wykonawcza), jak i analiz wytrzymałościowych. Produkcja maszyn wyciągowych ma zwykle charakter jednostkowy. Nie ma, więc możliwości budowania, testowania i korygowania prototypu wyrobu przed jego wdrożeniem do produkcji seryjnej. W tej sytuacji celowym jest stosowanie prototypowania wirtualnego.

Numeryczną analizę wytrzymałościową prowadzi się zwykle metodą elementów skończonych (MES). Metodę tę stosuje się bezwzględnie do projektowania najważniejszych elementów maszyny wyciągowej o złożonej konstrukcji, których analiza wytrzymałościowa za pomocą przybliżonych metod analitycznych jest zbyt niedokładna. Takim elementem jest między innymi linopędnia maszyny wyciągowej.

Prawidłowa analiza wytrzymałościowa wymaga zarówno budowy dokładnego modelu konstrukcji, jak i ścisłego określenia warunków obciążenia jego elementów. W przypadku wału głównego i linopędni maszyny wyciągowej niezbędne jest określenie warunków obciążeń występujących podczas normalnej pracy, jak również w warunkach zerwania (lin) liny nośnej.

Wymagania dotyczące wytrzymałości linopędni i wału głównego maszyny wyciągowej, określone są w punktach [71]:

1.1.1.1. *Maszyny wyciągowe powinny sprostać obciążeniom ruchowym występującym w czasie rozruchu, jazdy ustalonej, dojazdu, a także w czasie hamowania,*

1.1.1.2. *Maszyzny wyciągowe powinny być tak zbudowane, aby linopędnie (koła pędne, bębny pędne, bębny nawojowe, bobiny) oraz ich wały i łożyska, łącznie z przynależnymi kotwieniami, nie uległy uszkodzeniu (trwałemu odkształceniu) w przypadku zerwania lin nośnych.*

Stosowane obecnie metody określają powyższe warunki w sposób uproszczony, w związku, z czym poszukuje się dokładniejszych metod, dzięki którym analizy wytrzymałościowe staną się bardziej wiarygodne, umożliwiając zmniejszenie „stopnia przewymiarowania” elementów maszyn.

W niniejszej monografii podjęto próbę kompleksowego podejścia do zamodelowania górniczego wyciągu szybowego w aspekcie analiz wytrzymałościowych podstawowego i najbardziej złożonego konstrukcyjnie elementu maszyny wyciągowej, jakim jest linopędnia.

Analizy te przeprowadzono w odniesieniu do wybranych obciążeń obejmujących typowe warunki ruchowe oraz warunki, jakie zachodzą podczas realizowania tzw. hamowania bezpieczeństwa.

2. Przegląd literatury

2.1. Obliczenia wytrzymałościowe linopędni

W budowie linopędni można wyróżnić następujące elementy: płaszcz, pobocznica (dyski boczne), tarcza lub bieźnia hamulcowa, żebra wzdlużne i poprzeczne.

Wobec złożonej geometrii linopędni podejmowano na przestrzeni lat szereg prób w zakresie obliczeń wytrzymałościowych. Do pierwszych teoretycznych prac na temat wytrzymałości płaszcza bębna nawojowego oraz wielolinowego koła pędnego należą publikacje O.Popowicza [65, 67], B.Ł.Dawydowa [19]. W pracach tych rozpatrywano model płaszcza, jako walcowo-kolistą powłokę zginaną i podpartą na krawędziach tarczami. Tarcze w kierunku promieniowym przyjmowano jako sztywne, przez co ich ugięcia są bliskie zeru, natomiast w kierunku osiowym zakładano jako sztywne lub podatne. Dla modelu płaszcza koła pędnego, przy założeniu równości sił napinających linę i kącie opasania 180° , wyprawdzono teoretyczne wzory na obliczanie w płaszczyznach równoleżnikowych: ugięć promieniowych, momentów gnących, sił błonowych.

Do obliczeń momentów w płaszczyznach południowych przyjęto wzór Timoszenki dla belki nieskończenie długiej, spoczywającej na sprężystym podłożu. Metoda obliczeń opracowana przez O.Popowicza była weryfikowana doświadczalnie [66]. Bazując na rozważaniach

O.Popowicza, J.Koszelski opublikował szereg prac dotyczących wytrzymałości wielolinowego koła pędnego [41, 42, 43], w których opisywał również badania modelu linopędni wykonanego z metapleksu. Dużym wkładem w analizę wytrzymałościową linopędni jest praca B.Skalmierskiego pt.: „Obliczenia wytrzymałościowe bębnow wielolinowych” wykonana w Instytucie Mechaniki Teoretycznej Politechniki Śląskiej w Gliwicach w 1987 roku, która opiera się na rozwiązaniu podwójnych szeregów Fouriera.

W wyżej wymienionej pracy problem analizy linopędni potraktowano ogólnie zarówno, co do sposobu obciążenia, jak i rozmieszczenia żeber i dysków bocznych. Bazując na teorii cienkich, sprężystych powłok uzyskano rozwiązanie przemieszczeń, a następnie wyznaczono naprężenia, stosując algorytm obliczeń numerycznych oraz program na mikrokomputer IBM PC/XT/AT.

Weryfikacja algorytmu numerycznego została wykonana i opisana w pracy pt.: „Pomiary i weryfikacja eksperymentalna obliczeń wytrzymałościowych bębnow wielolinowych” wykonanej pod kierownictwem B. Skalmierskiego w Instytucie Mechaniki Teoretycznej Politechniki Śląskiej w Gliwicach w 1988 roku. W pracy tej autor przedstawił porównanie badań eksperymentalnych wykonanych na obiektach rzeczywistych, dwóch linopędni maszyn wyciągowych, tj.: 4L-4000/3000 oraz 2L-5000/2000 z wynikami symulacji komputerowych wykonanych za pomocą opracowanego algorytmu obliczeń.

Zastosowanie w procesie konstrukcyjnym uproszczonych metod obliczeń wytrzymałościowych w odniesieniu do skomplikowanego obiektu geometrycznego, jakim jest linopędnia spowodowało, że była ona niejednokrotnie przeszywniona.

Przeszywnienia konstrukcji linopędni skutkowały bardzo groźnymi pęknięciami i narażały zakłady górnicze na straty związane z przestojami w pracy i naprawami uszkodzeń. Niekorzystny wpływ przeszywnień w konstrukcji linopędni wykazał S.Bućko w opracowaniu [8]. W pracy [7] S.Bućko przedstawił metodę analizy wytrzymałościowej linopędni z zastosowaniem podwójnych szeregów Fouriera do równań równowagi powłoki walcowej kulistej, zapisanych z zastosowaniem przemieszczeń, w postaci zaproponowanej przez W. Flügge [20]. Rozwiązanie równań równowagi powłoki za pomocą podwójnych szeregów Fouriera daje możliwość rozdzielenia wszystkich składowych sił wewnętrznych w powłoce i oddzielnego przedstawienia wynikającego z ich działania naprężeń, co pozwala na lepsze zrozumienie mechaniki powłoki bębna oraz elementów z nią współpracujących. Prace badawcze S.Bućki zaowocowały również powstaniem nowatorskiej konstrukcji linopędni o skośnych

dyskach bocznych. Obecnie tego typu linopędnie zabudowane są w trzech maszynach wyciągowych w Polsce.

Podobnie jak w przypadku linopędni w literaturze można odszukać również prace związane z analizą bębnow nawojowych. Metody obliczeń bębnow nawojowych konstrukcji są bardzo podobne do metod obliczeniowych linopędni. Zmianie ulega jedynie sposób obciążenia płaszcza bębna.

Rosnące wymagania przepisów [71] odnośnie wytrzymałości linopędni są powodem do ciągłego doskonalenia metod ich obliczeń wytrzymałościowych.

Obecnie w procesie projektowym linopędni maszyn wyciągowych w odniesieniu do obliczeń wytrzymałościowych, wykorzystuje się powszechnie Metodę Elementów Skończonych (MES). Liczne przykłady analiz można znaleźć w publikacjach S.Bućki i M.Trzebickiego [7, 8, 10, 11, 12, 13, 89, 90] z Politechniki Krakowskiej oraz w pracach wykonanych pod kierownictwem J.Hansła w Katedrze Transportu Linowego Wydziału Inżynierii Mechanicznej i Robotyki Akademii Górniczo-Hutniczej w Krakowie.

Zastosowanie MES do analiz linopędni związane jest z coraz doskonalszym oprogramowaniem inżynierskim CAE (Computer Aided Engineering) oraz rosnącymi możliwościami obliczeniowymi komputerów pozwalających na przeprowadzanie analiz skomplikowanych zagadnień wytrzymałościowych modeli o złożonej budowie geometrycznej. Metoda elementów skończonych przewyższa znacznie wcześniej stosowane metody uproszczone, dając możliwość przeprowadzania analiz globalnych całej linopędni, jak i lokalnych miejsc spiętrzenia naprężeń.

O dokładności uzyskanych wyników analiz MES decyduje szereg czynników, spośród których, jednym z najważniejszych, jest właściwe określenie warunków brzegowych. We wszystkich wspomnianych pracach z zakresu wytrzymałości linopędni, obciążenie od lin nośnych uwzględnione było w sposób uproszczony, pomijając dynamiczny charakter pracy wyciągu szybowego. Wobec uproszczonego sposobu zdefiniowania warunków brzegowych obciążeń wyniki analiz MES są już na wejściu obarczone błędem. Dlatego doskonalenie metod definiowania warunków brzegowych obciążeń stanowi ważny element w procesie analiz wytrzymałościowych linopędni maszyn wyciągowych.

W tym celu przy definiowaniu warunków brzegowych obciążeń linopędni można posłużyć się modelami opisującymi dynamikę górniczego wyciągu szybowego. Wpływ zmian dynamicznych lin nośnych na linopędnię opisał A.Karge w pracy [34].

2.2. Modelowanie dynamiki górniczego wyciągu szybowego

Na przestrzeni lat powstało wiele różnych modeli matematycznych dynamiki górniczego wyciągu szybowego. Warto wspomnieć o licznych pracach wykonanych przez J.Wojnarowskiego, które oparte były na modelach zarówno o parametrach skupionych [97, 100], jak i rozłożonych w sposób ciągły [101]. Duży wkład w analizę dynamiki wyciągu szybowego mają prace D.Tejszerskiej oraz E.Świtońskiego, w których podjęto problem modelowania sprzężenia części mechanicznej urządzenia wyciągowego z jego częścią elektryczną [81, 88]. Na uwagę zasługują również prace H.Knopa [40]. Modele dynamiki górniczego wyciągu szybowego miały różny stopień złożoności w zależności od tego, jakie zjawisko miały opisywać. Niektóre modele opisują wyłącznie część mechaniczną, inne uwzględniają zarówno część mechaniczną, jak i elektryczną [82].

Najprostszy model opisujący drgania wzdłużne górniczego wyciągu szybowego, uwzględnia jedną gałąź układu, a wszystkie części ruchome zredukowane są do masy skupionej, poruszającej się z zadany przyśpieszeniem linopędni. Masa zredukowana zaczepiona jest na nieważkiej sprężynie stanowiącej linę nośną [72]. Bardziej rozbudowanym modelem jest model trójmasowy, w którym wyróżniono masy skupione maszyny wyciągowej i naczyń wyciągowych, połączone nieważkimi elementami sprężystymi, zastępującymi linę nośną. Masę liny wyrównawczej najczęściej dodawano do odpowiedniego naczynia wyciągowego.

Dobrze zjawiska dynamiczne górniczego wyciągu szybowego odwzorowują modele wielomasowe, w których wyróżniono masy skupione zarówno maszyny wyciągowej, jak i naczyń wyciągowych, natomiast liny nośne i wyrównawcze traktowane są jako ciąg mas skupionych, połączonych elementami sprężystymi, o odpowiednich parametrach zastępczych [99, 100]. Rozważano również linę nośną jako masę rozłożoną w sposób ciągły [105]. Układy wielolinowe redukowano najczęściej do jednolinowych, o zastępczych parametrach. Pojawiły się również prace uwzględniające wielolinowość [60, 82, 83]. Ciekawą pracą dotyczącą drgań wzdłużnych jest analiza za pomocą elementów czasoprzestrzennych [96].

Analizując drgania poprzeczne rozważano ruch samej liny z siłowym wymuszeniem pochodzącym od oddziaływania naczynia [70] lub ruch naczynia przy współpracy z przewodnikami, uznając drgania liny za pomijalnie małe. Linę traktowano jako strunę uwzględniając jej masę i siłę wzdłużną niezależną od położenia naczynia. Jedynie w pracach związanych z wyznaczeniem częstości drgań własnych rozważano linę nośną jako element belkowy, wprowadzając jej sztywność giętą.

Podczas analizy drgań wzdłużnych i poprzecznych naczynia wyciągowe traktowano przeważnie jako ciała sztywne [35]. Pojawiły się również prace, w których rozważano naczynie wyciągowe jako ciąg mas sztywnych połączonych więzami sprężystymi [82].

Jeden z bardziej rozbudowanych modeli górniczego wyciągu szybowego opisany w pracy [83] uwzględnia sprzężone drgania wzdłużne i poprzeczne, a naczynie wyciągowe jako ciało odkształcalne. W modelu tym uwzględniano dodatkowo opory ruchu naczynia wyciągowego związanego z tarciem wywołanym naciskiem na prowadnice oraz opory aerodynamiczne, poślizg liny na linopędni, a także tłumienie wewnętrzne w linach i prowadnikach. Uwzględniono także liny nośne i wyrównawcze jako elementy dyskretne, natomiast moduł sprężystości i odkrętu lin uzależniono od naprężenia w linie. Uzupełnienie powyższego modelu o część elektryczną maszyny wyciągowej opisano w [81].

Pojawiły się również prace związane z optymalizacją dynamiki górniczych wyciągów szybowych, co zostało opisane w [75, 82].

Budowa modeli urządzeń wyciągowych ułatwia poznanie dynamiki procesów, które zachodzą w czasie ich ruchu. Szczególnego znaczenia nabierają te opracowania wówczas, gdy z przyczyn technicznych nie ma możliwości lub są trudne i kosztowne badania na obiektach rzeczywistych. Badania modelowe umożliwiają prowadzenie analiz oddziaływań zachodzących w odniesieniu do stanów awaryjnych, np. zerwania cięgieł łączących głowicę z koszem jadącego w dół ładunku [18], przejechania poziomów skrajnych [39, 104, 107, 108], zatrzymanie w belkach odbojowych [69] oraz hamowania bezpieczeństwa [44, 94].

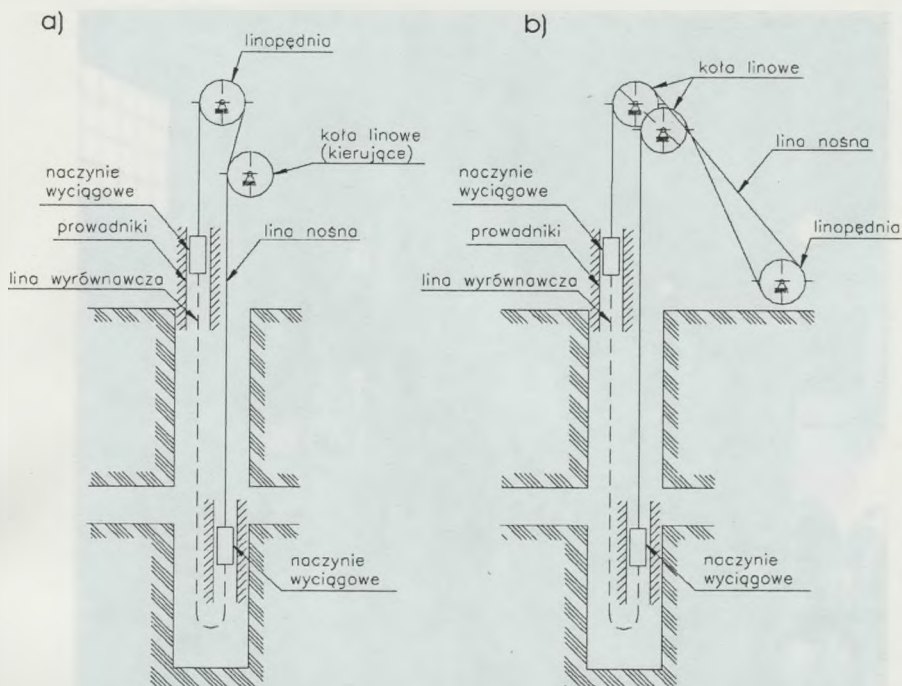
3. Budowa górniczego wyciągu szybowego i rodzaje ruchu

3.1. Budowa górniczego wyciągu szybowego

Stosowane w polskich kopalniach górnicze wyciągi szybowe ze względu na miejsce zabudowania maszyny wyciągowej podzielić można na dwa rodzaje:

- z maszyną wyciągową zabudowaną na wieży szybowej (rys. 3.1a),
- z maszyną wyciągową zabudowaną na zrębie szybu (rys. 3.1b).

Podstawowymi elementami górniczego wyciągu szybowego są: maszyna wyciągowa, koła linowe (zwane kierującymi w przypadku maszyn zabudowanych na wieży szybowej), naczynia wyciągowe wraz z elementami prowadzenia naczyń w szybie i zawieszaniami lin nośnych i wyrównawczych, liny nośne i wyrównawcze oraz prowadniki.



Rys.3.1. Schemat górniczego wyciągu szybowego: a) maszyna wyciągowa zabudowana w wieży, b) maszyna wyciągowa zabudowana na zrębie

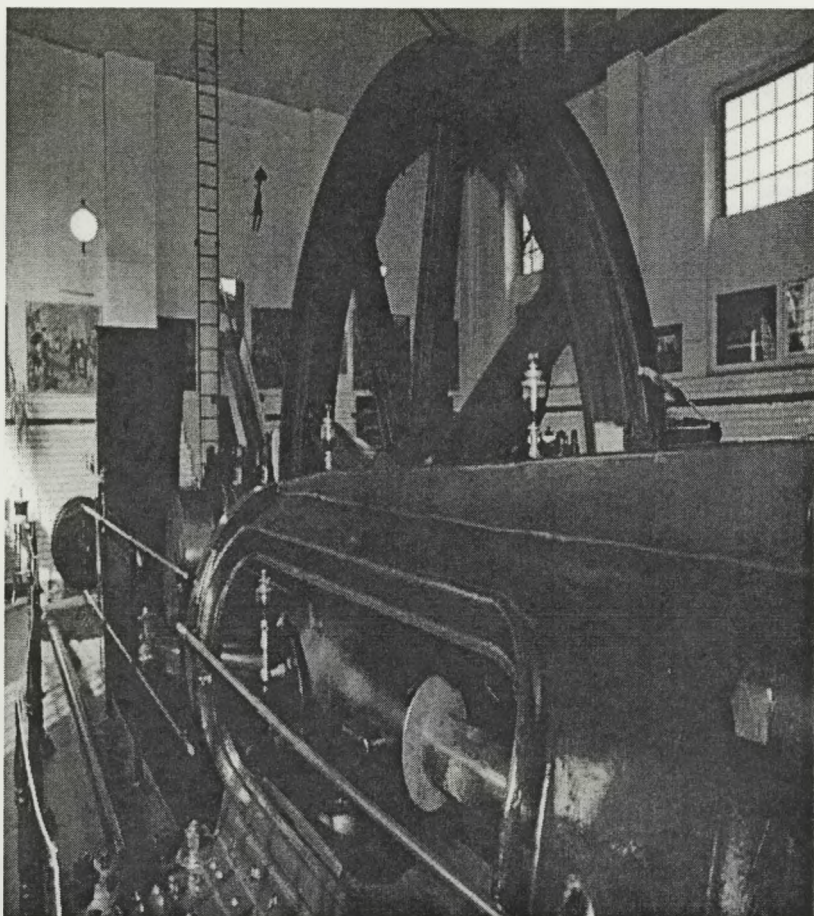
3.1.1. Maszyna wyciągowa

Budowa maszyn wyciągowych stosowanych w polskich kopalniach jest bardzo zróżnicowana. Średni czas ich eksploatacji wynosi kilkadziesiąt lat, sporadycznie sięgając nawet stu lat. Przykładem może tu być ciągle czynna maszyna wyciągowa parowa będąca ewenementem na skalę światową (rys. 3.2).

Jednak w zdecydowanej większości przypadków w polskich kopalniach stosowane są maszyny zaprojektowane i wybudowane w drugiej połowie XX wieku oraz nowe maszyny budowane od lat 90. ubiegłego wieku oparte na nowoczesnych układach zasilania i sterowania.

W zakresie części mechanicznej maszyny wyciągowe zachowują podobne cechy konstrukcyjne. Istotną zmianą było wprowadzanie w latach 70. XX wieku maszyn wyposażonych w hydrauliczne hamulce tarczowe (rys. 3.3).

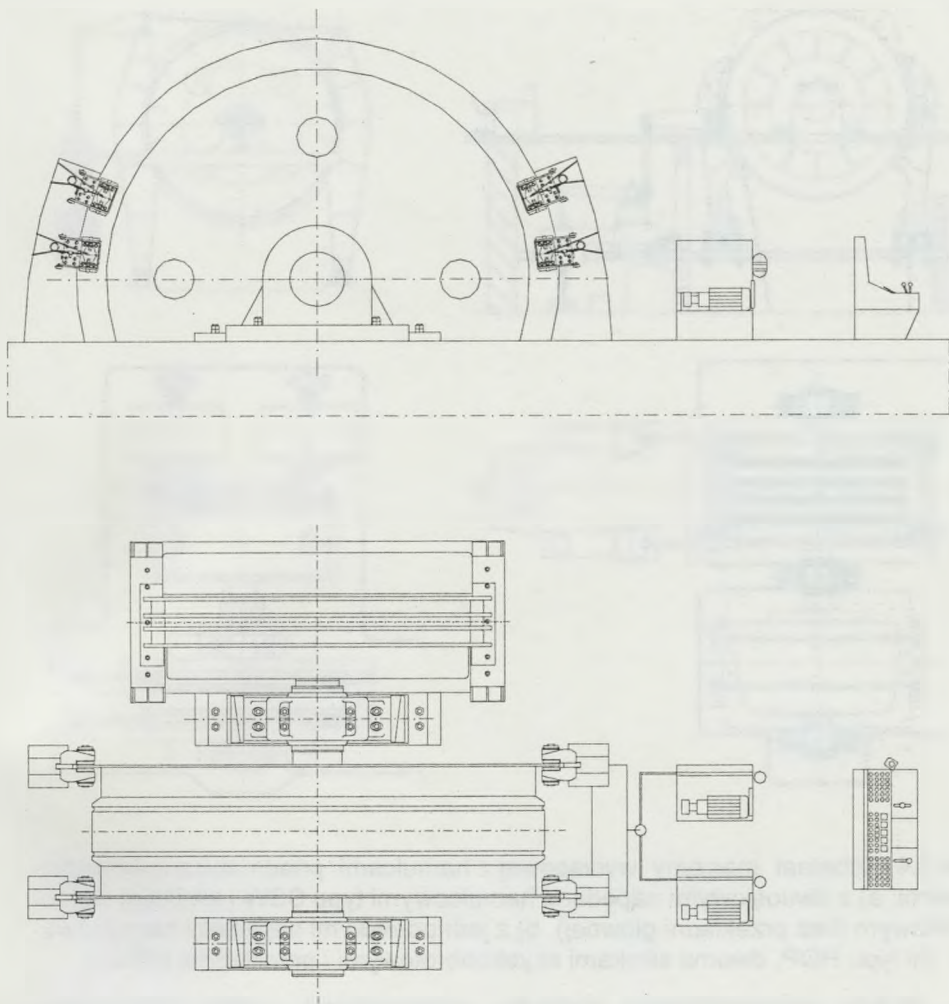
Wcześniej budowane maszyny wyposażone były w hamulce pneumatyczne o bieżniach cylindrycznych (rys. 3.4). Zmiana układu hamulcowego wpłynęła zwłaszcza na budowę linopędni.



Rys.3.2. Maszyna wyciągowa parowa [110]

Rozwój napędów elektrycznych oraz ich sterowania również w istotny sposób wpływał na kształt całej maszyny wyciągowej. Zastosowanie szybkoobrotowych silników elektrycznych prądu zmiennego wymuszało użycie przekładni dużych mocy. Kolejnym krokiem w rozwoju napędów maszyn wyciągowych było wykorzystanie silników wolnoobrotowych prądu stałego z wirnikiem silnika bezpośrednio osadzonym na wale głównym maszyny wyciągowej. Obecne trendy rozwoju maszyn wyciągowych w zakresie ich napędów wskazują na powrót szybkoobrotowych nowoczesnych silników zarówno prądu zmiennego jak i stałego wraz z nowoczesnymi przekładniami zębatymi dużych mocy.

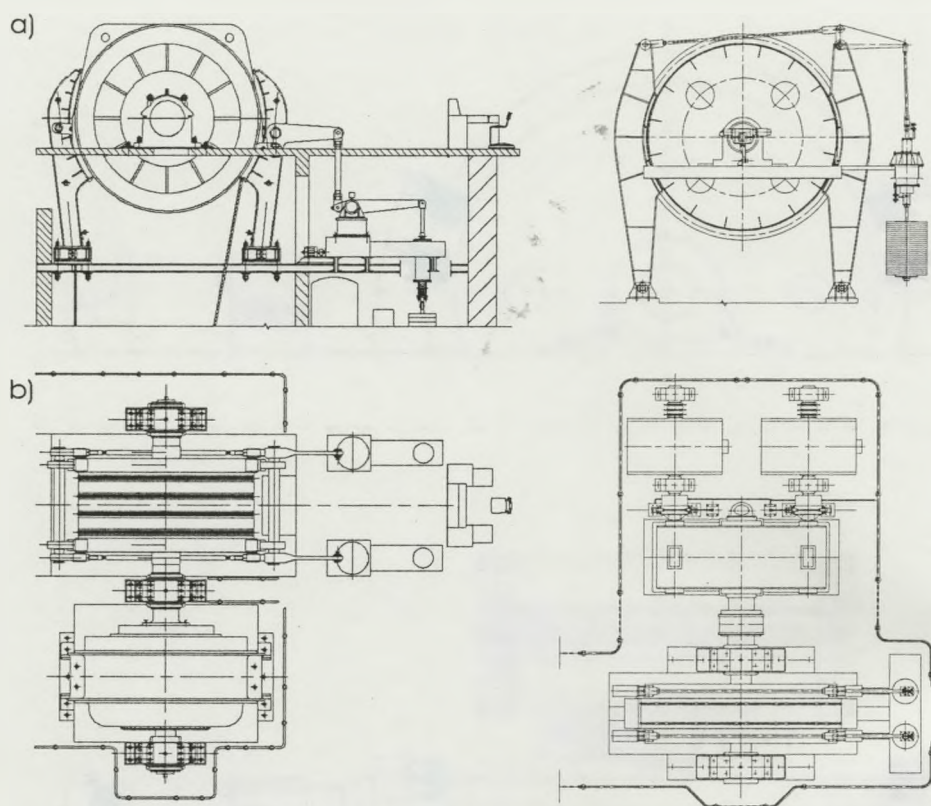
W nowych maszynach wyciągowych są często stosowane silniki synchroniczne (dużych i średnich mocy) z częstotliwościowym sterowaniem obrotów pędni linowych. W takich maszynach nie stosuje się przekładni zębatej.



Rys.3.3. Schemat maszyny wyciągowej z hamulcami hydraulicznymi i silnikiem wolnoobrotowym (bez przekładni głównej)

Elementami napędzającymi linę nośną (jedną lub kilka) są linopędnie, których zadaniem jest przekształcenie ruchu obrotowego napędu na ruch liniowy podnoszenia lub opuszczania naczyń wyciągowych przez linę nośną. Można tu dokonać zasadniczego podziału na maszyny wyciągowe z linopędnią, którą stanowi:

- bęben nawojowy,
- koło (układ jednolinowy) lub bęben pędny (układ wielolinowy) gdzie przeniesienie ruchu obrotowego na ruch liniowy odbywa się poprzez sprzężenie cierne pomiędzy wykładziną linopędni a liną (system typu Koepe – jednolinowy – wdrożony po raz pierwszy w 1877 r.).



Rys.3.4. Schemat maszyny wyciągowej z hamulcami pneumatyczno-obciążnikowymi: a) z dwuosiowymi napędami hamulcowymi typu SSW i silnikiem wolnoobrotowym (bez przekładni głównej), b) z jednoosiowymi napędami hamulcowymi typu HOP, dwoma silnikami szybkoobrotowymi i przekładnią główną

Wybór odpowiedniego sposobu przeniesienia ruchu obrotowego w głównej mierze uzależniony jest od głębokości szybu. W szybach płyt-kich (do około 300 m) najefektywniejsze jest stosowanie maszyn z bęb-nami nawojowymi. Rozwiązanie to sprawdza się również w szybach głębokich i bardzo głębokich powyżej 1500 m, aż do ponad 3000 m.

W polskim górnictwie, gdzie większość pokładów zalega na pozi-omach od 400 do 1300 metrów najefektywniejszym i najczęściej stoso-wanym układem jest system ze sprzężeniem ciernym (rys. 3.5). W Polsce maszyny z bęb-nami nawojowymi stosuje się w szybach płyt-kich oraz w maszynach przeznaczonych do prowadzenia głąbienia i po-głąbienia szybów. Bębny nawojowe stosowane są również w maszynach specjalnych, przeznaczonych do prowadzenia rewizji szybów, akcji rato-wniczych, prac remontowych w szybach.

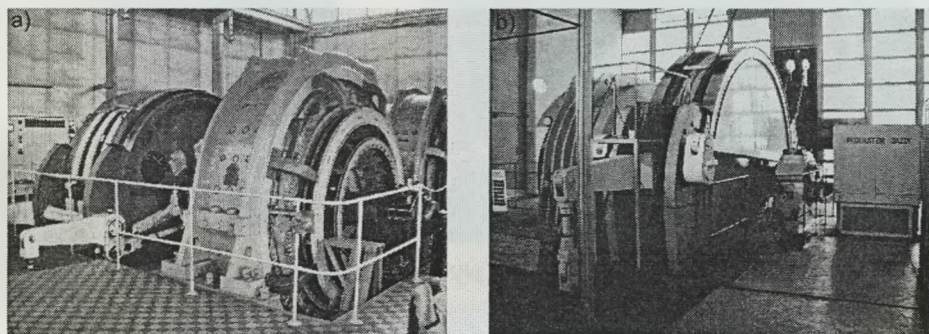
Do zalet systemu ze sprzężeniem ciernym należy zaliczyć:

- małe wymiary w stosunku do przenoszonych ciężarów użytecznych, pozwalające na instalowanie na wieży szybowej,
- niskie momenty bezwładności, co korzystnie wpływa na dynamikę instalacji wyciągowej,
- możliwość łatwego zastosowania napędu wielolinowego, co poprawia niezawodność i bezpieczeństwo eksploatacji.

Wadami tego systemu są:

- niebezpieczeństwo poślizgu liny nośnej na linopędni w przypadku niewłaściwych parametrów pracy urządzenia wyciągowego,
- niemożność odcinania liny nośnej do badań okresowych,
- konieczność stosowania lin wyrównawczych, doprowadzających do pełnego lub prawie pełnego zrównoważenia układu kinematycznego instalacji, co oznacza, że jedyną nadwagą jest ciężar transportowanego ładunku.

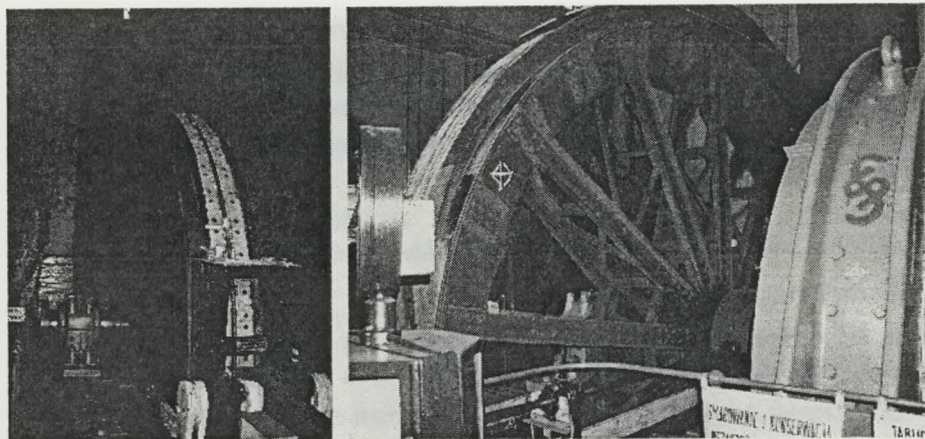
Pierwsza maszyna wyciągowa z wielolinowym kołem pędnym pojawiła się w Polsce w latach sześćdziesiątych XX wieku.



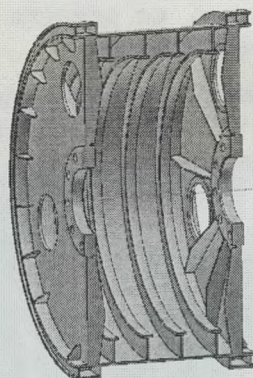
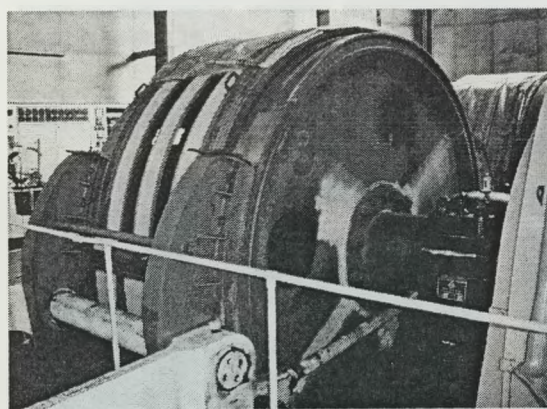
Rys.3.5: a) Wieżowa maszyna wyciągowa z kołem pędnym 4 linowym i szczękowym hamulcem, b) zrębowa maszyna wyciągowa z kołem pędnym jednolinowym i szczękami hamulcowymi

Kształt linopędni na przestrzeni lat ulegał zmianom i modyfikacjom. Związane to było przede wszystkim z doskonaleniem obliczeń wytrzymałościowych oraz technologią produkcji. Pierwsze linopędnie były konstrukcji szprychowej nitowane lub spawane, najczęściej jednolinowe. Maszyny wyciągowe z linopędniami konstrukcji szprychowej są dziś rzadko spotykane (rys. 3.6).

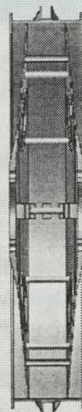
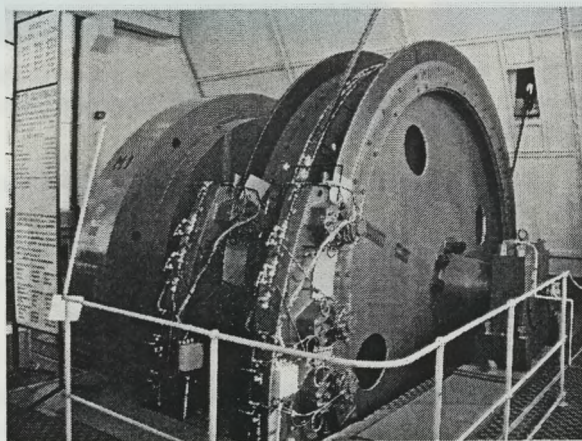
W związku z potrzebą zwiększania wydajności urządzeń wyciągowych, a co za tym idzie także i udźwigu zastosowano rozwiązania wielolinowe o 2, 4 lub nawet 12 linach nośnych, dostosowując odpowiednio kształt linopędni. W linopędniami tych zrezygnowano ze szprych, zastępując je dyskami bocznymi (rys. 3.7).



Rys.3.6. Linopędnia konstrukcji szprychowej – nitowana



Rys.3.7. Linopędnia konstrukcji płytowo-powłokowej 4L-3400



Rys.3.8. Linopędnia konstrukcji płytowo-powłokowej o skośnych dyskach bocznych K-5000

W zależności od sposobu montażu linopędnie są wykonywane jako dzielone (spawane lub skręcane) lub niedzielone. Unikalną konstrukcją jest linopędnia o skośnych dyskach bocznych (rys. 3.8).

Duży wpływ na kształt linopędni miało zastosowanie w maszynach wyciągowych hamulców tarczowych, które stały się alternatywą dla stosowanych wcześniej hamulców szczękowych.

3.1.2. Naczynia wyciągowe i ich wyposażenie

Do transportu urobku, materiałów, górniczych maszyn i urządzeń oraz prowadzenia jazdy ludzi stosuje się naczynia wyciągowe różnego typu.

Stosowane naczynia wyciągowe to:

- skipy – przeznaczone do transportu urobku,
- skipo-klatki – przeznaczone do transportu urobku oraz jazdy ludzi,
- klatki – przeznaczone do transportu ludzi, urobku w wozach, materiałów,
- inne jak np. klatki wielkogabarytowe, skipy materiałowe, drzewne, kubły i naczynia wyciągowe specjalnego przeznaczenia.

Najczęściej w górniczym wyciągu szybowym na linach zawieszone są naczynia tego samego rodzaju (przeznaczenia) – np. skip-skip, klatka-klatka – tworząc układ zrównoważony. W niektórych przypadkach stosowany jest układ niezrównoważony np. klatka-przeciwciężar, skip-przeciwciężar.

Każde z naczyń posiada odpowiednią dla siebie przestrzeń ładunkową (transportową) oraz wyposażenie dodatkowe takie jak: zawieszania lin nośnych i wyrównawczych, prowadnice toczne lub ślizgowe zabudowane na górnej części naczynia tzw. głowicy i ramie dolnej.

Zabudowane na głowicy naczynia zawieszania lin nośnych może być: jednolinowe lub wielolinowe. W zawieszeniach układów wielolinowych instalowane są coraz częściej urządzenia do pomiaru sił w linach. Urządzenia te ułatwiają zrównoważenie obciążeń przypadających na poszczególne liny pozwalając na ich właściwą eksploatację. Niewyrównoważenie obciążenia w układzie wielolinowym powoduje zdecydowanie szybsze zużywanie się lin nośnych, co przekłada się na skrócenie czasu ich eksploatacji, a tym samym poniesienie znacznych kosztów finansowych zwianych z zakupem nowych lin. Urządzenie do pomiaru sił w linach nośnych opracowane zostało na początku lat osiemdziesiątych [5, 15] w Katedrze Transportu Linowego Wydziału Inżynierii Mechanicznej i Robotyki Akademii Górniczo-Hutniczej w Krakowie. Czujniki pomiarowe w tych urządzeniach umieszczane są w zawieszeniach naczyń w miejscu typowych wkładek dystansowych, co jest ich zaletą, gdyż nie wyma-

ga to wprowadzania żadnych zmian konstrukcyjnych w zawieszeniu naczynia [63].

Do ramy dolnej naczynia wyciągowego zamocowane jest zawieszenie jednej lub kilku lin wyrównawczych.

Prowadnice toczne lub ślizgowe zabudowane na ramie górnej i dolnej naczynia wyciągowego, współpracują z prowadnikami sztywnymi lub linami prowadniczymi zabudowanymi w rurze szybowej.

Ponadto naczynia wyciągowe wyposażone są w dodatkowe elementy niezbędne do realizowania przewidzianych dla danego naczynia zadań.

3.1.3. Liny nośne i wyrównawcze

Do przeniesienia ruchu obrotowego linopędni maszyny wyciągowej na ruch liniowy naczynia wyciągowego stosuje się liny nośne. Obecnie stosuje się w polskich kopalniach liny nośne okrągłe o różnych średnicach i wytrzymałości, odpowiednio dobranych do przewidzianych dla nich obciążeń. Konstrukcje lin nośnych są zróżnicowane: stosowane są liny nośne jednowarstwowe lub wielowarstwowe, współzwite lub przeciżwite [23, 24].

Zadaniem lin wyrównawczych jest zrównoważenie udziału lin nośnych w układzie wyciągowym, zmniejszając wartość nadwagi statycznej.

Nadwaga statyczna (wyliczana w odniesieniu do określonych warunków ruchowych dla danego wyciągu szybowego na postoju), jest to różnica sił w linach nośnych po obu stronach linopędni, na którą składają się: niewyrównoważenie naczyń, niewyrównoważenie ładunków znajdujących się w naczyniach oraz niewyrównoważenie mas lin zawieszonych po obu stronach linopędni.

3.1.4. Koła linowe

Zadaniem kół linowych jest właściwe naprowadzenie liny lub lin nośnych na płaszczyznę tarczy szybu tak, aby naczynia wyciągowe przemieszczały się w określonych przestrzeniach szybu. W przypadku maszyny wyciągowej położonej na zrębie, koła linowe umieszczone są powyżej linopędni na wieży wyciągowej nad rurą szybową. W przypadku maszyny wyciągowej znajdującej się na wieży szybowej koła linowe (kierujące) znajdują się poniżej linopędni. Konstrukcje kół linowych i ich średnice są odpowiednio dobrane do układów jedno lub wielolinowych.

3.1.5. Prowadniki szybowe

Zadaniem prowadników szybowych jest zapewnienie bezpiecznego prowadzenia naczyń wyciągowych w szybie. Mają one przede wszyst-

kim zabezpieczyć naczynie wyciągowe przed przypadkowym zderzeniem ze zbrojeniem szybu. Prowadniki szybowe mogą być wykonane z profili stalowych, belek drewnianych lub lin rozpiętych wzdłuż szybu (tzw. prowadzenie linowe).

3.2. Warunki ruchu

Normalny cykl pracy maszyny wyciągowej odbywa się według zaprogramowanego wykresu jazdy i obejmuje następujące fazy: rozruch, jazda ustalona, zwalnianie oraz postój technologiczny związany z załadunkiem i wyładunkiem. Oprócz stanu normalnej pracy zaistnieć mogą sytuacje awaryjne, które wymagają bezwzględnego zatrzymania wyciągu.

Rozruch wyciągu jest pierwszą fazą jazdy maszyny wyciągowej i ma na celu rozpędzenie układu do prędkości jazdy ustalonej. W zależności od rodzaju wyciągu i warunków pracy oraz ograniczeń prawnych faza rozruchu ma różny przebieg. Rozruch może być realizowany ze stałym przyspieszeniem, aż do osiągnięcia prędkości jazdy ustalonej, lub może być realizowany z przyspieszeniem narastającym liniowo. Różne sposoby rozruchu są związane z minimalizacją obciążeń dynamicznych występujących w tej fazie ruchu.

Podczas fazy jazdy ustalonej, która jest zazwyczaj najdłuższym okresem ruchu w czasie cyklu wydobywczego, przyspieszenie wyciągu jest stałe i równe zero, natomiast prędkość ruchu osiąga maksymalną wartość. W tej fazie ruchu naczynia wyciągowe pokonują najdłuższą drogę w szybie. Obciążenia dynamiczne przenoszone na maszynę wyciągową w porównaniu z fazą rozruchu maleją.

Zwalnianie wyciągu jest normalnym etapem pracy maszyny wyciągowej i ma na celu zatrzymanie będącego w ruchu układu. Rozpoczyna się ono, gdy naczynia wyciągowe zbliżają się do swych poziomów załadunkowych lub rozładunkowych. Zwalnianie odbywa się poprzez oddziaływanie na układ momentu hamującego silnika elektrycznego. Hamulec mechaniczny maszyny wyciągowej w tym czasie nie oddziałuje na układ. Mechaniczny moment hamujący pochodzący od hamulca maszyny wyciągowej wprowadzany jest w końcowej fazie zwalniania wyciągu, kiedy prędkość linopędni jest bliska, bądź równa 0 m/s i spełnia wówczas rolę elementu unieruchamiającego układ, zapewniając jednocześnie wymagane przepisami pewności statyczne. Pewność statyczna wyciągu określana jest wzorem:

$$n_{st} = \frac{2 \cdot M_h}{\Delta S \cdot D} \quad (3.1)$$

W odniesieniu do sytuacji awaryjnych, w których wymagane jest zazwyczaj zatrzymanie w szybie wyciągu na możliwie najkrótszym od-

cin ku drogi jazdy hamowanie można podzielić na tzw. hamowanie bezpieczeństwa oraz hamowanie w ciernych układach hamujących (na krańcach).

Wymagania odnośnie procesu hamowania bezpieczeństwa są podane w przepisach [71], według których:

1.1.4.5.1. Hamowanie bezpieczeństwa powinno nastąpić samoczynnie w przypadkach wymagających bezwzględnego, niezwłocznego zatrzymania i unieruchomienia maszyny wyciągowej w możliwie najkrótszym czasie. Rozpoczęcie hamowania bezpieczeństwa następuje z chwilą przesterowania elementów łączeniowych inicjujących działanie hamulca mechanicznego.

Zainicjowanie hamowania bezpieczeństwa może nastąpić w wyniku zadziałania zabezpieczeń, lub też może zostać zainicjowane przez operatora, obsługującego maszynę.

1.1.4.5.4. Hamowanie bezpieczeństwa powinno nastąpić samoczynnie, co najmniej w następujących przypadkach:

- 1) zaniku napięć zasilających maszynę wyciągową,*
- 2) przekroczenia granicy prądowej przeciążalności silnika napędowego występującej w normalnych warunkach pracy,*
- 3) przejazdu wyłączników krańcowych,*
- 4) zadziałania zabezpieczeń przed niesprawnym działaniem hamulca,*
- 5) spadku prądu wzbudzenia silnika napędu maszyny wyciągowej wartości zadanej o 10% wartości znamionowej,*
- 6) zadziałania czujnika kontroli prędkości obrotowej przetworznic w maszynach wyciągowych z układem Leonarda,*
- 7) zadziałania zabezpieczeń przed przekroczeniem prędkości,*
- 8) nieskutecznego awaryjnego zatrzymania maszyny wyciągowej za pomocą jej napędu,*
- 9) zaniku stanu załączenia rodzaju pracy maszyny wyciągowej w czasie jazdy,*
- 10) zaniku stanu załączenia rodzaju sterowania maszyny wyciągowej w czasie jazdy,*
- 11) zadziałania zabezpieczeń napędu,*
- 12) niewyłączenia hamowania generatorowego w odpowiedniej odległości od poziomu końcowego w napędach z silnikiem asynchronicznym,*
- 13) odhamowania maszyny wyciągowej w stanie jej zablokowania,*
- 14) niezamierzonego hamowania lub odhamowania maszyny wyciągowej,*

- 15) *zadziałania elementów kontroli pracy nadajników sygnału proporcjonalnego do prędkości jazdy, o których mowa w pkt 1.1.3.7,*
- 16) *przerwania ciągłości napędu elementów odwzorowania drogi jazdy,*
- 17) *zadziałania zabezpieczeń przeciwko nadmiernemu rozsynchronizowaniu cyfrowego układu regulacji prędkości,*
- 18) *ruchu maszyny wyciągowej w kierunku przeciwnym do zadanego przy sterowaniu automatycznym.*

Po hamowaniu bezpieczeństwa i usunięciu przyczyny jego zainicjowania, maszyna powinna być zdolna do kontynuowania dalszego ruchu, wynikającego z normalnego cyklu pracy.

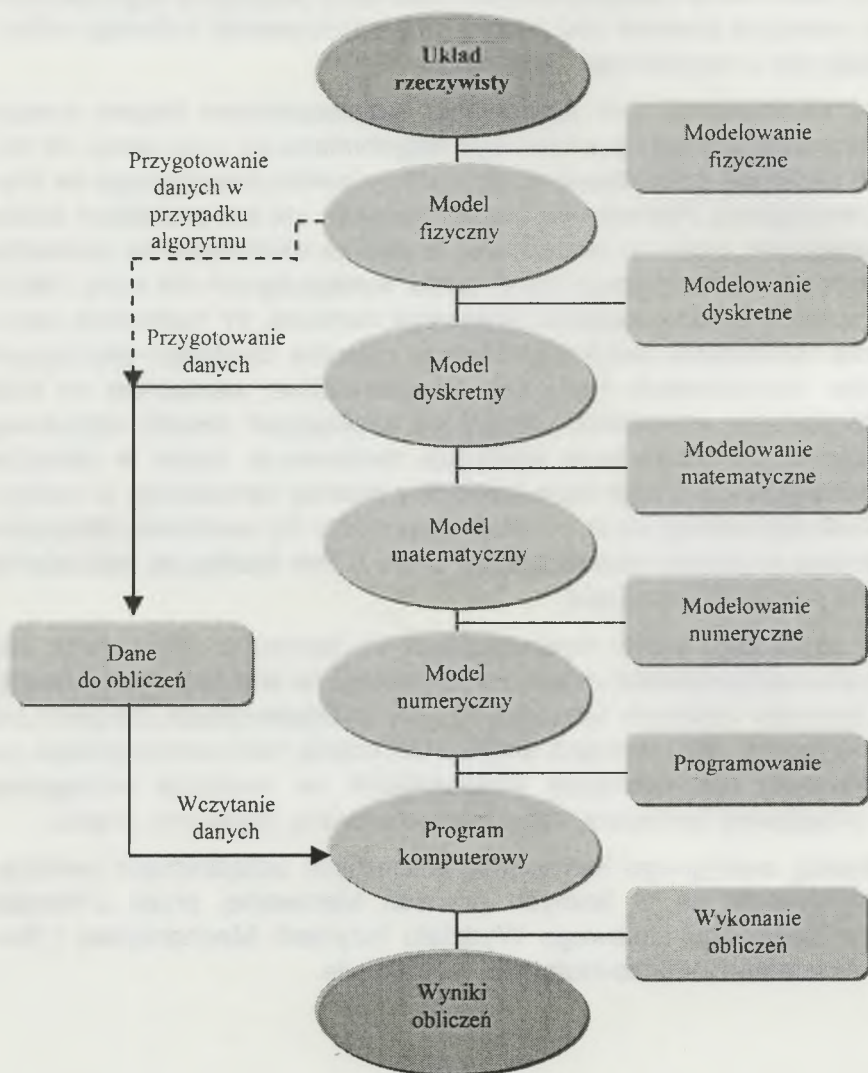
Po zainicjowaniu tzw. hamowania bezpieczeństwa dopływ energii do silnika napędowego powinien być natychmiastowo przerwany. W ten sposób unika się oddziaływania momentu elektrodynamicznego na maszynę wyciągową. Hamowanie bezpieczeństwa ma być procesem ściśle mechanicznym, czyli ma następować w wyniku oddziaływania momentu hamującego, pochodzącego od sił tarcia występujących na styku bieżni hamulcowej i okładzin zespołu roboczego hamulca. W momencie zainicjowania hamowania bezpieczeństwa w układzie zasilająco-sterującym napędów hamulcowych następuje przesterowanie elementów na tryb automatycznego sterowania ciśnieniem zasilającym zespół napędowy hamulca. W pierwszej fazie następuje skasowanie luzów w układzie oraz zetknięcie się szczęk hamulcowych z bieżnią hamulcową, a następnie narost siły hamującej do określonej wartości. Po zwolnieniu linopędni do wartości prędkości obwodowej do około 0 m/s następuje zadziałanie hamulca pełną siłą hamującą.

W przypadku braku wystarczającej skuteczności hamowania lub jego braku zahamowanie układu wyciągowego na krańcach może nastąpić w ciernych układach hamujących [31] zainstalowanych zarówno na wieży szybowej, jak i w rzapiu szybu. Ten rodzaj hamowania polega na oddziaływaniu siłą hamującą bezpośrednio na naczynia wyciągowe przez urządzenie hamujące, zabudowane w wieży szybowej i rzapiu.

Analizy awaryjnego hamowania w ciernych urządzeniach hamujących opisywane są w licznych pracach kierowanej przez J.Hansla Katedry Transportu Liniowego Wydziału Inżynierii Mechanicznej i Robotyki Akademii Górniczo-Hutniczej w Krakowie.

4. Modelowanie układów rzeczywistych

Proces modelowania rzeczywistych układów dynamicznych związany jest z obliczaniem ich drgań. Pod pojęciem układu rzeczywistego rozumieć należy obiekt techniczny, istniejący w rzeczywistości lub w postaci projektu technicznego. W chwili obecnej do obliczeń drgań złożonych układów mechanicznych i elektromechanicznych, w tym również górniczych wyciągów szybowych, wykorzystywane są metody komputerowe. Schemat postępowania przy komputerowych obliczeniach drgań układów mechanicznych przedstawiono na rysunku 4.1.



Rys.4.1. Schemat postępowania podczas procesu modelowania drgań układów mechanicznych [21]

Model fizyczny jest to wyidealizowany układ fizyczny (twór abstrakcyjny), który dla danego zagadnienia odpowiada rzeczywistemu układowi tylko pod względem jego cech istotnych lub cech, które z jakiś powodów są interesujące. Model fizyczny otrzymywany jest w wyniku wielu uproszczeń układu rzeczywistego. W odniesieniu do analizy drgań, uproszczenia powinny być dokonywane w taki sposób, aby ruch modelu fizycznego różnił się od ruchu układu rzeczywistego w granicach dopuszczalnego błędu [55].

Położenie modelu fizycznego w przestrzeni określają współrzędne w przyjętym układzie odniesienia. Współrzędne te mogą być w postaci przesunięć (współrzędne translacyjne) lub kątów (współrzędne rotacyjne). Jeżeli współrzędne są od siebie niezależne i w jednoznaczny sposób określają położenie modelu fizycznego w przestrzeni to są określane współrzędnymi uogólnionymi, a ich liczbę nazywa się liczbą stopni swobody. Modele fizyczne wymagające nieskończenie wielu współrzędnych dla jednoznacznego określenia ich położenia w przestrzeni, nazywane są modelami ciągłymi. Przykładem modeli ciągłych są układy belkowe, płytowe i powłokowe o rozłożonej masie. Równania ruchu układów ciągłych są opisane równaniami różniczkowymi cząstkowymi [55].

Ponieważ znacznie prostsze jest rozwiązanie, przy zastosowaniu metod komputerowych równań różniczkowych zwyczajnych, dlatego model fizyczny ciągły można zastąpić w wyniku dyskretyzacji modelem o parametrach skupionych – model fizyczny dyskretny. Model dyskretny w odróżnieniu do modelu ciągłego ma skończoną liczbę stopni swobody. Najbardziej znanymi metodami dyskretyzacji modeli ciągłych są: metoda różnic skończonych i metoda elementów skończonych [55].

Równania opisujące ruch modelu dyskretnego nazywane są modelem matematycznym. Równania ruchu modelu dyskretnego są równaniami różniczkowymi zwyczajnymi i mogą być o stałych lub zmiennych współczynnikach. W celu rozwiązania równań ruchu modelu matematycznego tworzony jest model numeryczny, którym jest algorytm tworzący macierze równań ruchu modelu dyskretnego oraz rozwiązujący te równania [55].

Utworzony model matematyczny służy do opracowania programu komputerowego, który umożliwia przeprowadzenie analizy drgań układu rzeczywistego.

Wyniki analiz dynamicznych powinny być weryfikowane, ponieważ na każdym etapie procesu modelowania powstają błędy wynikające z:

- zastąpienia układu rzeczywistego uproszczonym układem fizycznym,
- dyskretyzacji modelu fizycznego,

- uproszczeń przy tworzeniu modelu matematycznego,
- dokładności rozwiązania równań różniczkowych metodami numerycznymi,
- identyfikacji parametrów.

Weryfikacja procesu modelowania i obliczeń polega na porównaniu wyników obliczeń z wynikami pomiarów. Ze względu na to, iż zarówno wyniki pomiarów, jak i wyniki obliczeń obarczone są błędami celem poprawnej weryfikacji jest stwierdzenie, na jakim etapie powstają największe błędy.

5. Wielomasowy model dynamiki górniczego wyciągu szybowego

5.1. Założenia do modelu

Występujące podczas pracy górniczego wyciągu szybowego drgania można podzielić na [82]:

1. Drgania wzdłużne i skrętne lin nośnych i wyrównawczych, drgania pionowe naczyń wyciągowych, drgania wirnika silnika maszyny wyciągowej, linopędni, kół kierujących i (jeśli występują) wałów przekładni wokół ich osi obrotu oraz procesy nieustalone zachodzące w obwodach elektrycznych i układzie sterowania maszyny wyciągowej. Podstawową przyczyną drgań wzdłużnych jest zmienny moment silnika maszyny wyciągowej lub hamulca, występujący głównie w fazie rozruchu i hamowania wyciągu, jak również procesy dynamiczne zachodzące w sytuacjach awaryjnych. Obejmują one przede wszystkim intensywne drgania wzdłużne, najczęściej wywołane działaniem hamulca w procesie tzw. hamowania bezpieczeństwa, lub urządzeń hamujących podczas hamowania awaryjnego w wolnych drogach przejazdu. Przebiegi procesów dynamicznych w sytuacjach awaryjnych zwłaszcza w przypadku hamowania w wolnych drogach przejazdu determinują przetrwanie lub zniszczenie elementów układu wyciągowego i winny być uwzględniane w obliczeniach wytrzymałościowych. Przyczynami drugorzędnymi są zmiany obciążenia układu podczas załadunku i rozładunku skipu, a także sprzężenia z drganiami poprzecznymi naczyń podczas ruchu. Drgania poprzeczne powodują zmiany nacisku naczyń na prowadniki i związanych z nimi sił tarcia, które stanowią dodatkowe wymuszenia drgań wzdłużnych. Drgania wzdłużne układu są główną przyczyną zmęczeniowego i ściernego zużycia lin. Ponadto wpływają na zjawisko pełzania lin na kole pędym oraz mogą spowodować poślizg lin na linopędni. Mają także istotny wpływ na obciążenia linopędni.

II. Drgania poprzeczne i skrętne naczyń wyciągowych, opierających się na przewodnikach za pośrednictwem zespołu sprężystych przewodnic oraz drgania poprzeczne lin. Przyczyną ich powstania są nierówności przewodników wynikające ze złego ich wykonania oraz zużycia, jak również ruchów górotworu. Przyczyną drugorzędną powstawania drgań poprzecznych może być ekscentryczność linopędni. Drgania poprzeczne wywoływane są także przez sprzężenie z drganiami wzdłużnymi. Dynamiczne zmiany sił i momentów odkrętu w linach, wynikające z drgań wzdłużnych, powodują obracanie niesymetrycznie obciążonego naczynia. Poprzeczne i skrętne drgania naczyń powodują znaczne naprężenia w konstrukcji naczynia i duże siły pomiędzy przewodnikami i prowadnicami. Wywołują one zużycie ścierne przewodników i zużycie zmęczeniowe elementów naczynia.

Z powyższej charakterystyki procesów dynamicznych wynika, iż największy wpływ na obciążenie linopędni mają drgania wzdłużne, które przenoszone są poprzez liny nośne.

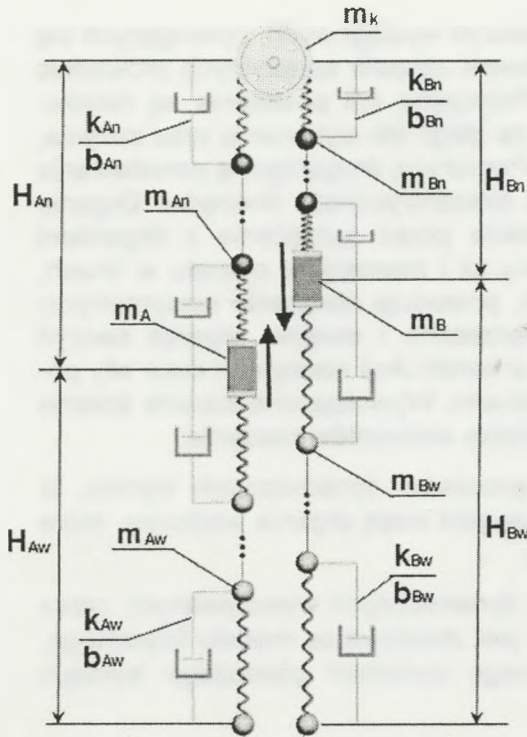
W celu wyznaczenia obciążeń dynamicznych wywoływanych przez liny nośne na linopędnię, pomocne jest zbudowanie modelu fizycznego, a następnie modelu matematycznego dynamiki górniczego wyciągu szybowego.

Podczas budowy modelu przyjęto następujące założenia upraszczające:

- rozważano model o parametrach skupionych,
- w modelu uwzględniono wyłącznie część mechaniczną urządzenia wyciągowego pomijając część elektryczną ze względu na niewielki jej wpływ na drgania wzdłużne, a tym samym obciążenie linopędni,
- w przyjętym modelu wyróżniono elementy opisujące naczynia wyciągowe oraz elementy wirujące, traktując je jako elementy sztywne nieodkształcalne,
- liny nośne i wyrównawcze potraktowano jako ciąg mas skupionych połączonych nieważkimi elementami sprężysto-tłumiącymi o odpowiednich parametrach sztywności i tłumienia, zmiennych w czasie i zależnych od ich długości,
- uwzględniono wielolinowość poprzez wprowadzenie parametrów zastępczych.

W modelu pominięto:

- opory ruchu oddziaływujące na naczynia wyciągowe,
- poślizg liny na kole pędnym,
- przenoszenie drgań z jednej strony układu na drugą poprzez liny wyrównawcze,
- odkształcenia koła pędnego i wykładziny.



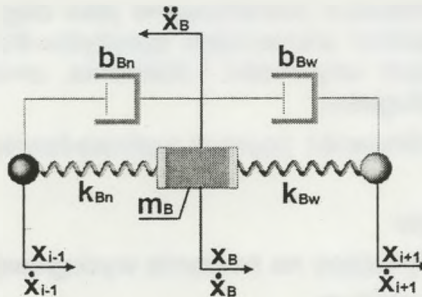
Do realizacji zadania wybrano wielomasowy model fizyczny górniczego wyciągu szybowego, przedstawiony na rysunku 5.1.

Rys.5.1. Wielomasowy model górniczego wyciągu szybowego

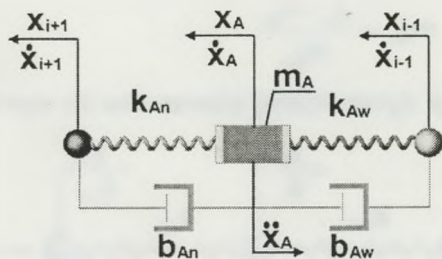
5.2. Model matematyczny górniczego wyciągu szybowego

Uwzględniając założenia podane w rozdziale 5.1, model matematyczny górniczego wyciągu szybowego opisano układem równań różniczkowych zwyczajnych o zmiennych w czasie współczynnikach sztywności i tłumienia. Poszczególne równania modelu mają następującą postać:

- równania równowagi dynamicznej naczyń wyciągowych:

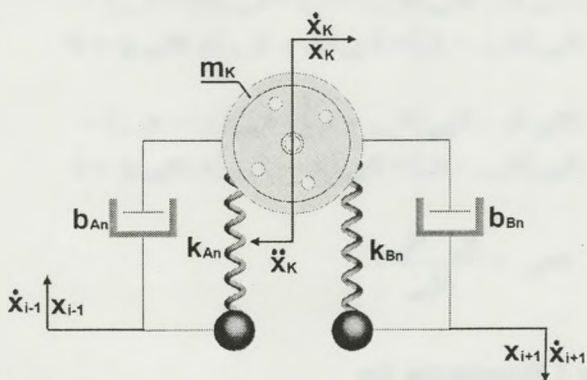


$$\begin{aligned}
 m_B \ddot{x}_B - k_{Bw}(x_{i+1} - x_B) + k_{Bn}(x_B - x_{i-1}) - \\
 b_{Bw}(\dot{x}_{i+1} - \dot{x}_B) + b_{Bn}(\dot{x}_B - \dot{x}_{i-1}) + m_B g = 0
 \end{aligned} \quad (5.1)$$



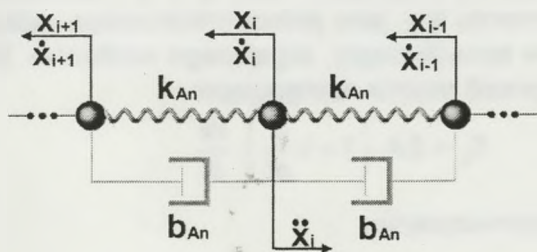
$$m_A \ddot{x}_A - k_{An}(x_{i+1} - x_A) + k_{Aw}(x_A - x_{i-1}) - b_{An}(\dot{x}_{i+1} - \dot{x}_A) + b_{Aw}(\dot{x}_A - \dot{x}_{i-1}) - m_A g = 0 \quad (5.2)$$

– równanie równowagi dynamicznej koła pędnego:



$$m_K \ddot{x}_K - k_{Bn}(x_{i+1} - x_K) + k_{An}(x_K - x_{i-1}) - b_{Bn}(\dot{x}_{i+1} - \dot{x}_K) + b_{An}(\dot{x}_K - \dot{x}_{i-1}) + M = 0 \quad (5.3)$$

– równanie równowagi dynamicznej elementów lin nośnych:

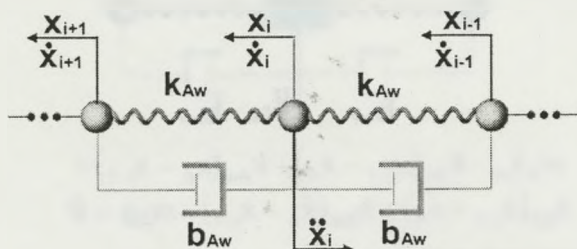


$$m_{An} \ddot{x}_i - k_{An}(x_{i+1} - x_i) + k_{An}(x_i - x_{i-1}) - b_{An}(\dot{x}_{i+1} - \dot{x}_i) + b_{An}(\dot{x}_i - \dot{x}_{i-1}) \pm m_{An} g = 0 \quad (5.4)$$

$$m_{Bn} \ddot{x}_i - k_{Bn}(x_{i+1} - x_i) + k_{Bn}(x_i - x_{i-1}) - b_{Bn}(\dot{x}_{i+1} - \dot{x}_i) + b_{Bn}(\dot{x}_i - \dot{x}_{i-1}) \pm m_{Bn} g = 0$$

gdzie: $m_{An} = \frac{q_n \cdot H_{An}}{N_{An}}$, $m_{Bn} = \frac{q_n \cdot H_{Bn}}{N_{Bn}}$

– równanie równowagi dynamicznej elementów lin wyrównawczych:



$$m_{Aw} \ddot{x}_i - k_{Aw} (x_{i+1} - x_i) + k_{Aw} (x_i - x_{i-1}) - b_{Aw} (\dot{x}_{i+1} - \dot{x}_i) + b_{Aw} (\dot{x}_i - \dot{x}_{i-1}) \pm m_{Aw} g = 0 \quad (5.5)$$

$$m_{Bw} \ddot{x}_i - k_{Bw} (x_{i+1} - x_i) + k_{Bw} (x_i - x_{i-1}) - b_{Bw} (\dot{x}_{i+1} - \dot{x}_i) + b_{Bw} (\dot{x}_i - \dot{x}_{i-1}) \pm m_{Bw} g = 0$$

gdzie:

$$m_{Aw} = \frac{q_w \cdot H_{Aw}}{N_{Aw}}, \quad m_{Bw} = \frac{q_w \cdot H_{Bw}}{N_{Bw}}$$

5.3. Sztywność i tłumienie lin

Występujące w równaniach równowagi dynamicznej współczynniki sprężystości „k” i tłumienia lin „b” opisują własności lepko-sprężyste lin nośnych i wyrównawczych.

W celu wyznaczenia współczynników „k” i „b” rozważono równowagę dynamiczną elementu liny, jako jednowymiarowego układu o parametrach rozłożonych w sposób ciągły, drgającego wzdłużnie. Wówczas siłę wzdłużną w linie wyrazić można następująco:

$$S_L = EA \cdot \left(1 + v \frac{d}{dt} \right) \cdot \frac{\partial x}{\partial l} \quad (5.6)$$

Wprowadzając uproszczenia:

$$\frac{\partial x}{\partial l} \approx \frac{\Delta x}{\Delta l}, \quad \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial x}{\partial l} \right) = \frac{\partial \dot{x}}{\partial l} \approx \frac{\Delta \dot{x}}{\Delta l}$$

otrzymano:

$$S_L = \frac{EA}{\Delta L} \Delta x + \frac{vEA}{\Delta L} \Delta \dot{x} \quad (5.7)$$

W modelach o parametrach skupionych siła wzdłużna w linie wynosi:

$$S_L = k(x_i - x_{i+1}) + b(\dot{x}_i - \dot{x}_{i+1}) = k\Delta x + b\Delta \dot{x} \quad (5.8)$$

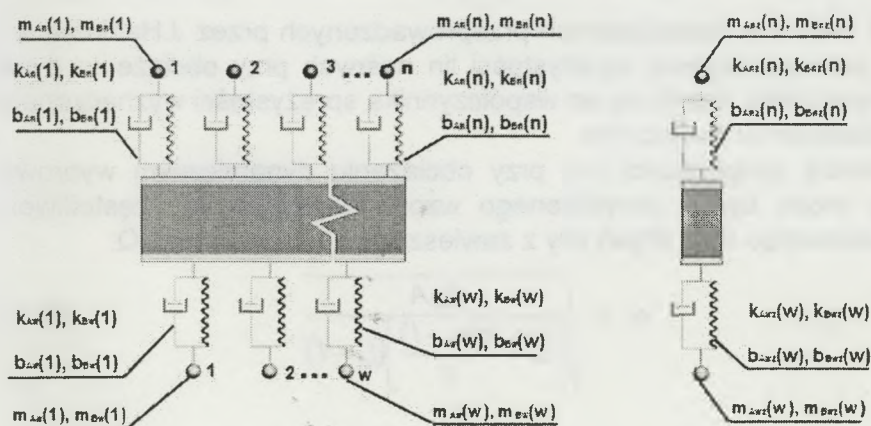
Porównując zależności (5.7) i (5.8) otrzymano zależności opisujące współczynniki sprężystości i tłumienia w następującej postaci:

$$k = \frac{EA}{\Delta L} \left[\frac{N}{m} \right], \quad b = \frac{EA\nu}{\Delta L} \left[\frac{N \cdot s}{m} \right] \quad (5.9)$$

W odniesieniu do oznaczeń przyjętych podczas definiowania modelu wielomasowego otrzymano:

$$\begin{aligned} b_{An} &= \frac{E_n \cdot A_n \cdot \nu_n}{H_{An}} \left[\frac{N \cdot s}{m} \right], & b_{Aw} &= \frac{E_w \cdot A_w \cdot \nu_w}{H_{Aw}} \left[\frac{N \cdot s}{m} \right] \\ b_{Bn} &= \frac{E_n \cdot A_n \cdot \nu_n}{H_{Bn}} \left[\frac{N \cdot s}{m} \right], & b_{Bw} &= \frac{E_w \cdot A_w \cdot \nu_w}{H_{Bw}} \left[\frac{N \cdot s}{m} \right] \\ k_{An} &= \frac{E_n \cdot A_n}{H_{An}} \left[\frac{N}{m} \right], & k_{Aw} &= \frac{E_w \cdot A_w}{H_{Aw}} \left[\frac{N}{m} \right] \\ k_{Bn} &= \frac{E_n \cdot A_n}{H_{Bn}} \left[\frac{N}{m} \right], & k_{Bw} &= \frac{E_w \cdot A_w}{H_{Bw}} \left[\frac{N}{m} \right] \end{aligned} \quad (5.10)$$

W układach wielolinowych, podstawowy układ równań różniczkowych ruchu pozostaje taki sam jak dla układu jednolinowego. Konieczne jest natomiast wyznaczenie zastępczych współczynników sztywności i tłumienia oraz dyskretnych elementów masowych, lin nośnych i wyrównawczych.



Rys.5.2. Redukcja układu wielolinowego do jednolinowego

$$\begin{aligned}
 k_{Anz} &= \sum_{j=1}^n k_{An}(j), & k_{Awz} &= \sum_{j=1}^w k_{Aw}(j), \\
 b_{Anz} &= \sum_{j=1}^n b_{An}(j), & b_{Awz} &= \sum_{j=1}^w b_{Aw}(j), \\
 m_{Anz} &= \sum_{j=1}^n m_{An}(j), & m_{Awz} &= \sum_{j=1}^w m_{Aw}(j) \\
 k_{Bnz} &= \sum_{j=1}^n k_{Bn}(j), & k_{Bwz} &= \sum_{j=1}^w k_{Bw}(j), \\
 b_{Bnz} &= \sum_{j=1}^n b_{Bn}(j), & b_{Bwz} &= \sum_{j=1}^w b_{Bw}(j), \\
 m_{Bnz} &= \sum_{j=1}^n m_{Bn}(j), & m_{Bwz} &= \sum_{j=1}^w m_{Bw}(j)
 \end{aligned} \tag{5.11}$$

5.4. Moduł sprężystości lin nośnych

Budowa liny nośnej sprawia, że wyznaczenie jej modułu sprężystości jest złożone. Duży wkład w wyznaczenie własności mechanicznych lin nośnych mają prace badawcze J.Hankusa. W pracy [23], autor podaje m.in. uproszczone funkcje regresji do obliczeń prawdopodobnych wartości modułu sprężystości lin nośnych różnych konstrukcji. Funkcje te ujęto w tabeli 5.1.

Wyznaczone na podstawie zależności z tabeli 5.1 wartości modułu sprężystości lin nośnych odnoszą się do ich obciążenia statycznego.

Z badań doświadczalnych przeprowadzonych przez J.Hankusa wynika, że współczynnik sprężystości lin nośnych przy obciążeniu dynamicznym może różnić się od współczynnika sprężystości wyznaczonego przy obciążeniu statycznym.

Moduł sprężystości liny przy obciążeniu dynamicznym wyprowadzony może być z przybliżonego wzoru Rayleigha na częstotliwość podstawowego tonu drgań liny z zawieszoną na końcu masą Q :

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{E_d A}{\left[Q + \frac{q(l_0 - l)}{3} \right] (l_0 - l)}} \tag{5.12}$$

Moduł sprężystości lin wstępnie obciążonych

Tabela 5.1

Lp.	Konstrukcja liny	Liczba warstw drutów iw	Funkcja regresji	Średnica lin d [mm]	Zakres zmiany naprężenia [MPa]	Wartość stałej C
1	2	3	4	5	6	7
1	Liny trójkątno-splotkowe	$\frac{1}{2}$ $\frac{2}{3}$	$E = 972,3\sigma - 5,99\sigma^2 - 118,78d + C$	$\frac{25}{26-54}$ $\frac{26-54}{26-65}$	50-800	66700 74000 80000
2	Liny okrągłosplotkowe o liniowym styku drutów współzwite	$\frac{2}{3}$	$E = 1001\sigma - 6,01\sigma^2 + 191,9d - 29,11d^2 + C$	20-26 28-60	50-800	$\frac{47800}{42300}$
3	Liny okrągłosplotkowe o punktowym styku drutów współzwite	$\frac{2}{3}$		20-40 40-60		$\frac{46800}{41300}$
4	Liny dwuwarstwowe okrągłosplotkowe 6x19+12x7+Ao	2/1	$E = 972,3\sigma - 5,99\sigma^2 - 118,78d + C$	22-32	50-800	58400
5	Liny dwuwarstwowe owalnosplotkowe 4x10+6x10+Ao	1		22-32		59500
6	Liny trzywarstwowe owalnosplotkowe 4x7+5x20+7x24+Ao	2		36-62		55400
Naprężenie σ podstawia się w daN/mm ²						

Po podstawieniu $(l_0 - l) = L = \text{const}$ i przekształceniu otrzymuje się:

$$E_d = \frac{\left(Q + \frac{qL}{3}\right)L\omega_i^2}{A} \quad (5.13)$$

Na podstawie badań przeprowadzonych przez J.Hankusa dla liny trójkątносplotkowej o średnicy 56 mm statyczny współczynnik sztywności był mniejszy od dynamicznego o około 20% w odniesieniu do naczyń pustych oraz o około 25-30% w przypadku naczyń pełnych. Zwiększenie dynamicznego modułu sztywności nad statycznym związane jest m. in. z tym, że w czasie drgań przebiegająca w linie główna fala sprężysta jest falą wywołującą rozciąganie z dokręcaniem liny. Przy dokręceniu lina skracą się, co zmniejsza ogólnie jej wydłużenie od osiowej siły dynamicznej i wywołuje zwiększenie sztywności wzdłużnej liny. W modelu matematycznym górniczego wyciągu szybowego sformułowanego w niniejszej monografii przyjęto moduł sprężystości wzdłużnej liny nośnej wyliczany za pomocą zależności według tabeli 6.1. Sztywność dynamiczna określona została w oparciu o przeprowadzone pomiary sił w linach nośnych na obiekcie rzeczywistym w trakcie tzw. hamowania bezpieczeństwa.

5.5. Tłumienie lin nośnych

Pojawiające się podczas pracy górniczego wyciągu szybowego drgania w linie nośnej są tłumione i po pewnym czasie zanikają. Zakładając, że opory wewnętrzne układu, takie jak tarcie prowadnic o prowadniki oraz opory ruchu powietrza w szybie są pomijalnie małe, można stwierdzić, że przyczyną zanikania drgań jest tarcie wewnętrzne (lepkie) liny. Współczynnik tarcia lepkiego jest określany jako:

$$\nu = \frac{2 \cdot \ln k_t}{\omega_1^2 n_t T} \quad (5.14)$$

gdzie:

- okres podstawowych drgań zanikających:

$$T = \frac{t}{n_t} \quad (5.15)$$

n_t – liczba drgań w czasie t ,

- częstotliwość podstawowego tonu drgań:

$$\omega_1 = \frac{2\pi}{T} \quad (5.16)$$

- krotność zmniejszenia się amplitudy drgań w czasie n_t okresów:

$$k_t = \frac{A_{m1}}{A_{mn}} \quad (5.17)$$

Przeprowadzone badania doświadczalne wykonane przez J.Hankusa [25] wykazały niewielkie różnice współczynnika tarcia lepkiego liny ν w odniesieniu do jej obciążenia naczyniem wyciągowym pełnym i pustym. Wyniki obliczeń współczynnika tarcia lepkiego ν dla liny trójkątnospłotkowej o średnicy 56 mm zaczerpnięte z [24], przedstawiono w tabeli 5.2.

Wyniki obliczeń współczynnika tarcia lepkiego liny trójkątnospłotkowej $\varnothing$ 56

Tabela 5.2

Naczynie puste						Naczynie pełne				
Lp.	n_t	T	ω_1	k_t	ν	n_t	T	ω_1	k_t	ν
1	7	1,343	4,676	3,00	0,0107	10	1,620	3,877	3,60	0,0105
2	7	1,328	4,729	3,00	0,0099	9	1,6000	3,925	4,50	0,0099
3	7	1,357	4,628	2,67	0,009	7	1,628	3,857	2,67	0,0116
4	8	1,325	4,739	2,40	0,0089	8	1,587	3,957	2,74	0,0101
5	7	1,343	4,676	3,00	0,0107	9	1,611	3,998	3,21	0,0106
6	8	1,319	4,761	2,962	0,0089	7	1,628	3,857	2,50	0,0108
7	7	1,343	4,676	2,67	0,0095	8	1,625	3,865	3,00	0,0113
8	8	1,331	4,718	2,67	0,0083	8	1,625	3,865	3,17	0,0119
9	8	1,325	4,739	2,40	0,0086	8	1,637	3,836	3,064	0,0116
10	9	1,333	4,711	3,20	0,0087	9	1,600	3,925	3,00	0,099
$\bar{\nu} = 0,0094$						$\bar{\nu} = 0,0108$				

Ze względu na niewielkie różnice we współczynnikach tarcia lepkiego dla naczynia pełnego i pustego, podczas modelowania drgań wzdłużnych w niniejszej monografii przyjęto stały współczynnik tarcia lepkiego lin nośnych.

5.6. Wynikowy układ równań różniczkowych ruchu górniczego wyciągu szybowego

Układ równań różniczkowych ruchu w postaci macierzowej przyjmuje następującą formę:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{X}} + \mathbf{B}\dot{\mathbf{X}} + \mathbf{K}\mathbf{X} = \mathbf{F} \quad (5.18)$$

gdzie:

M – macierz bezwładności układu [kg],

B – macierz tłumienia układu [Ns/m],

K – macierz sztywności układu [N/m],

F – macierz sił $[N]$.

Macierze $\mathbf{M}$, $\mathbf{B}$ i $\mathbf{K}$ są $[n \times n]$ wymiarowe, gdzie n oznacza liczbę wszystkich elementów masowych opisujących układ. Macierz $\mathbf{F}$ jest macierzą jednokolumnową $[n \times 1]$. Podstawowe macierze w odniesieniu do wielomasowego modelu sformułowanego w monografii przedstawiono poniżej.

Macierz bezwładności jest diagonalna i zawiera elementy masowe zdyskretyzowanych odcinków lin nośnych i wyrównawczych oraz naczyń wyciągowych i linopędni.

[illegible]

Macierz sił układu wielomasowego jest macierzą jednokolumnową.

$$F = \begin{bmatrix} -m_{Aw} & \dots & -m_A & \dots & -m_{An} & \sum m_A - \sum m_B & m_{Bn} & \dots & m_B & \dots & m_{Bw} \end{bmatrix} \cdot g$$

Macierz sztywności jest pasmowa zawierająca elementy sztywności lin nośnych i wyrównawczych.

$$K = \begin{bmatrix} k_{Aw} & -k_{Aw} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -k_{Aw} & (k_{Aw}+k_{Aw}) & -k_{Aw} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \dots & \dots & \dots & \dots & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -k_{Aw} & (k_{Aw}+k_{An}) & -k_{An} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -k_{An} & (k_{An}+k_{An}) & -k_{An} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \dots & \dots & \dots & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -k_{An} & (k_{An}+k_{Bn}) & -k_{Bn} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -k_{Bn} & (k_{Bn}+k_{Bn}) & -k_{Bn} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \dots & \dots & \dots & \dots & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -k_{Bn} & (k_{Bn}+k_{Bw}) & -k_{Bw} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -k_{Bw} & (k_{Bw}+k_{Bw}) & -k_{Bw} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \dots & \dots & \dots & -k_{Bw} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -k_{Bw} & k_{Bw} \end{bmatrix}$$

Macierz tłumienia jest pasmowa zawierająca elementy tłumienia lin nośnych i wyrównawczych.

$$B = \begin{bmatrix} b_{Aw} & -b_{Aw} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -b_{Aw} & (b_{Aw}+b_{Aw}) & -b_{Aw} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \dots & \dots & \dots & \dots & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -b_{Aw} & (b_{Aw}+b_{An}) & -b_{An} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -b_{An} & (b_{An}+b_{An}) & -b_{An} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \dots & \dots & \dots & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -b_{An} & (b_{An}+b_{Bn}) & -b_{Bn} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -b_{Bn} & (b_{Bn}+b_{Bn}) & -b_{Bn} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \dots & \dots & \dots & \dots & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -b_{Bn} & (b_{Bn}+b_{Bw}) & -b_{Bw} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -b_{Bw} & (b_{Bw}+b_{Bw}) & -b_{Bw} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \dots & \dots & \dots & -b_{Bw} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -b_{Bw} & b_{Bw} \end{bmatrix}$$

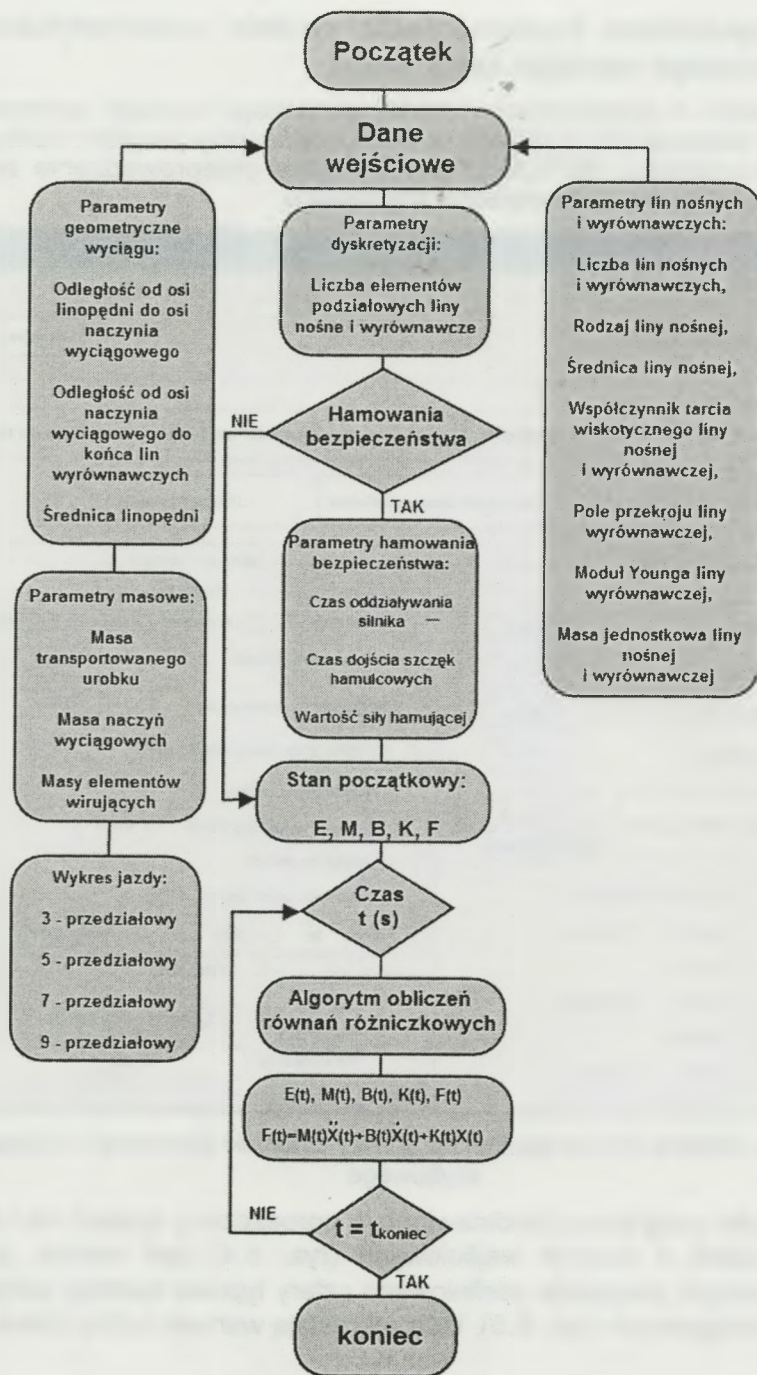
Podczas realizacji symulacji numerycznej, sformułowanym w monografii modelem wielomasowym, na skutek związanego z ruchem skracania i wydłużania się odpowiednich odcinków lin, elementy macierzy **M**, **K**, **B** i **F** zmieniają swoje wartości. W każdym kroku obliczeń wyznaczana jest nowa wartość masowych zdyskretyzowanych odcinków lin nośnych i wyrównawczych oraz ich współczynniki sztywności i tłumienia.

5.6. Komputerowa implementacja modelu matematycznego górniczego wyciągu szybowego

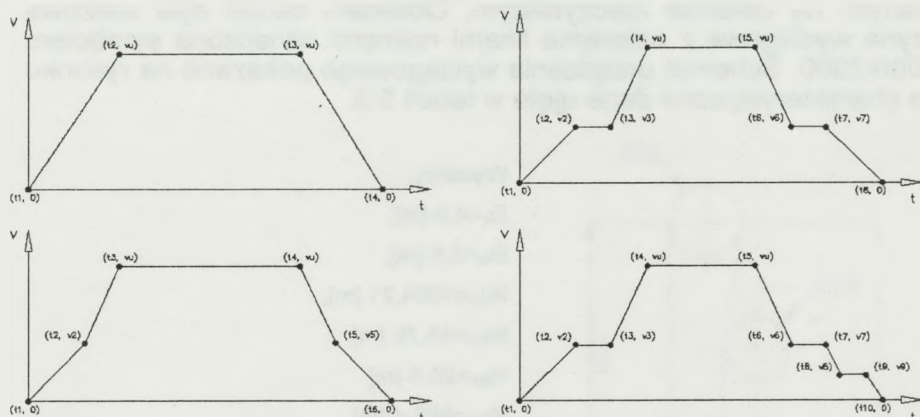
W oparciu o matematyczny model górniczego wyciągu szybowego opisany w powyższych punktach, został opracowany program komputerowy (w środowisku MATLAB), umożliwiający przeprowadzenie analiz dynamicznych górniczego wyciągu szybowego.

Rys.5.3. Główne okno programu do analizy dynamiki górniczego wyciągu szybowego

Algorytm programu przedstawiono w uproszczony sposób na rysunku 5.4. Jedną z danych wejściowych (rys. 5.4) jest wykres jazdy. W opracowanym programie zdefiniowano cztery typowe wykresy jazdy dla maszyn wyciągowych (rys. 5.5), które określają warunki ruchu układu.



Rys.5.4. Algorytm programu do symulacji dynamiki górniczego wyciągu szybowego



Rys.5.5. Wykresy jazdy definiowane podczas analizy dynamicznej: 3-przedziałowy, 5-przedziałowy, 7-przedziałowy, 9-przedziałowy

Program umożliwia rozwiązanie równań różniczkowych ruchu jedną z poniżej podanych metod:

- Ode23, Ode45 – zmodyfikowane metody Rungego-Kutty,
- Ode113 – metoda Adamsa-Bashfortha-Moultona,
- Ode23s – metoda Gear'a dla układów sztywnych,
- Ode23t – metoda trapezowa, dla układów umiarkowanie sztywnych,
- Ode23tb – połączenie metody trapezowej, jak w ode23t, po czym stosuje się metodę wstęcznego różniczkowania drugiego rzędu.

Opracowany program umożliwia analizę dynamiczną górniczego wyciągu szybowego w odniesieniu do warunków ruchu podczas normalnej pracy oraz warunków podczas procesu tzw. hamowania bezpieczeństwa.

Wynikami analizy są m.in.:

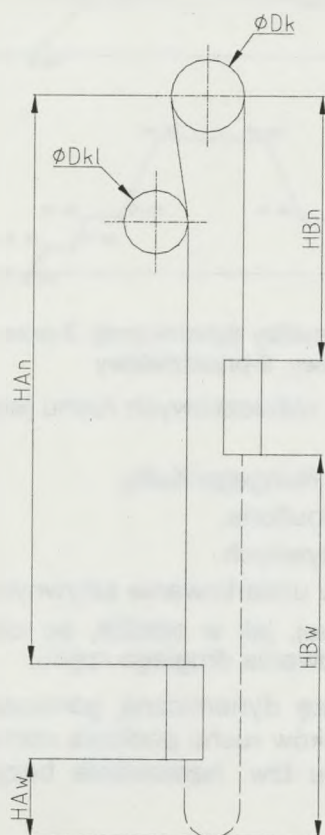
- przemieszczenia, prędkości i przyspieszenia wszystkich skupionych elementów masowych opisujących model,
- siły w elementach sprężystych charakteryzujących liny nośne i wyrównawcze,
- nacisk lin nośnych na linopędnię.

Program generuje zbiór wyników stanowiących warunki brzegowe (dane wejściowe) do analizy dynamicznej MES linopędni.

5.8. Weryfikacja wielomasowego modelu dynamiki górniczego wyciągu szybowego w odniesieniu do warunków ruchowych

Weryfikację modelu matematycznego górniczego wyciągu szybowego przeprowadzono w oparciu o wyniki badań doświadczalnych zrea-

lizowanych na obiekcie rzeczywistym. Obiektem badań była wieżowa maszyna wyciągowa z czterema linami nośnymi oznaczona symbolem 4L-4000/2900. Schemat urządzenia wyciągowego pokazano na rysunku 5.6, a charakterystyczne dane ujęto w tabeli 5.3.



Wymiary:

$$D_k = 4,0 \text{ [m]},$$

$$D_{kl} = 3,5 \text{ [m]},$$

$$H_{An} = 1004,21 \text{ [m]},$$

$$H_{Aw} = 18,79 \text{ [m]}$$

$$H_{Bn} = 26,6 \text{ [m]}$$

$$H_{Bw} = 996,4 \text{ [m]}$$

Rys.5.6. Schemat urządzenia wyciągowego

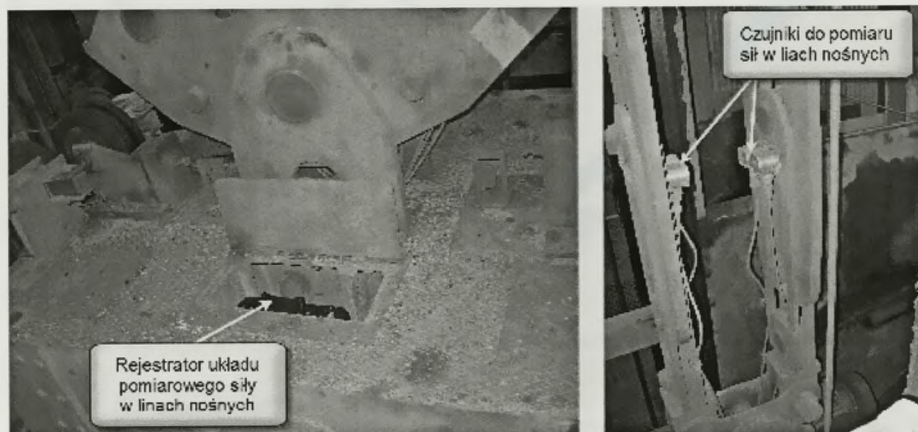
Dane urządzenia wyciągowego

Tabela 5.3

Masa skipu z zawieszzeniami	17000	kg
Masa ładunku użytecznego	16000	kg
Masa jednego metra liny nośnej o średnicy $d_n = 40 \text{ mm}$	6,4	kg/m
Liczba lin nośnych	4	
Masa jednego metra liny wyrównawczej o średnicy $d_w = 58 \text{ mm}$	11,9	kg/m
Liczba lin wyrównawczych	2	
Masa koła pędnego z wałem zredukowana na średnicę nawijania liny	12150	kg
Masa kół dociskowych zredukowana na średnicę nawijania liny	3940	kg
Masa wirnika silnika zredukowana na średnicę nawijania liny	8125	kg
Prędkość jazdy ustalonej urobku	16	m/s

Na badanym obiekcie przeprowadzono pomiary zmienności sił w linach nośnych.

Do rejestracji obciążeń wykorzystano układ pomiaru bezpośredniego sił w linach nośnych górniczych wyciągów szybowych firmy TEMIX. Czujniki mierzące siłę w linach nośnych zamontowano w zawieszeniu linowym, natomiast urządzenie rejestrujące umieszczono w specjalnej obudowie i zabudowano na naczyniu wyciągowym. Zamontowane w zawieszeniu linowym czujniki do pomiaru sił w linach pokazano na rysunku 5.7.



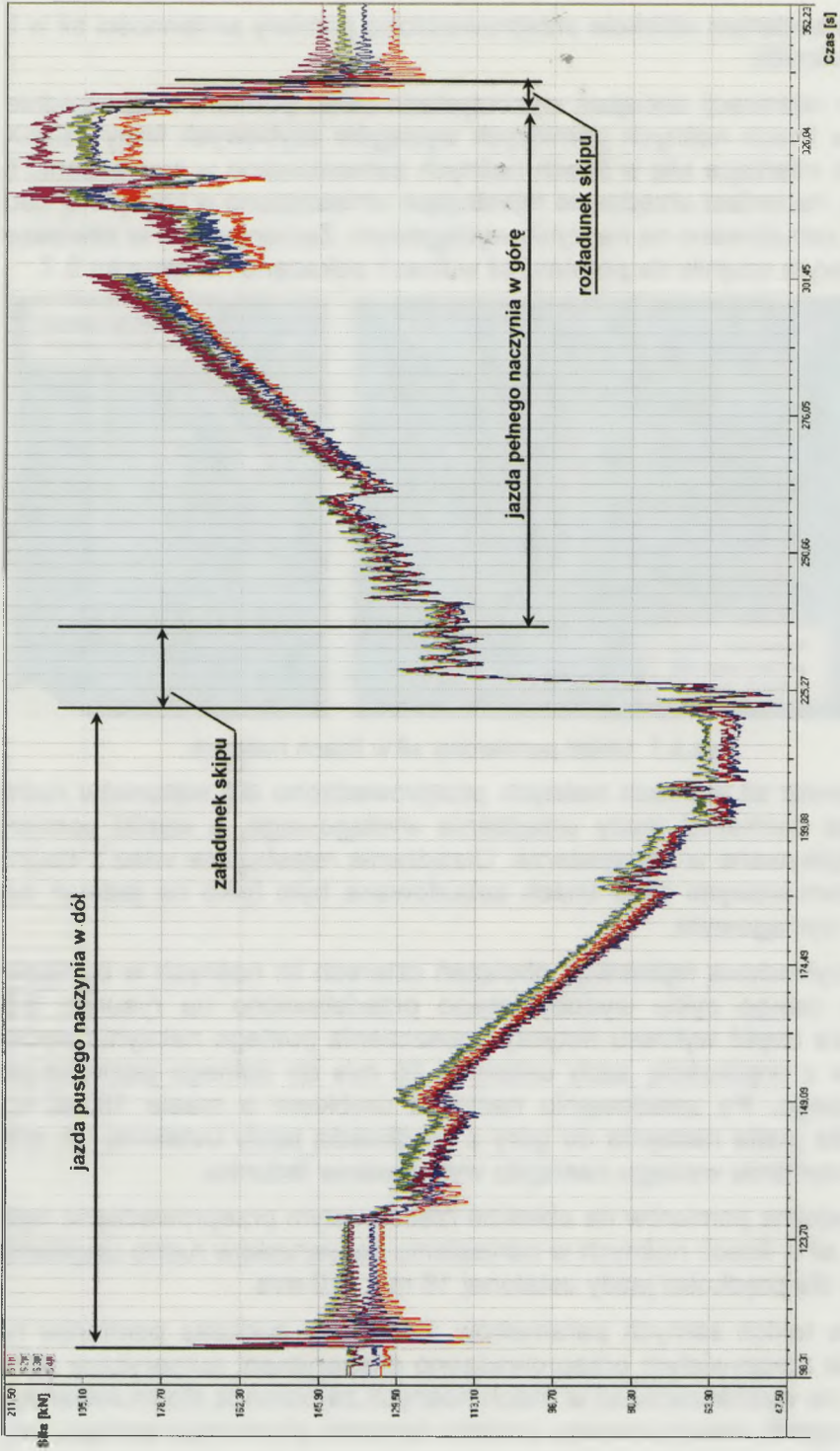
Rys.5.7. Układ pomiarowy sił w linach nośnych

Pomiar sił w linach nośnych przeprowadzono dla warunków ruchu podczas normalnej pracy urządzenia wyciągowego, a wyniki pomiaru były zapisywane w rejestratorze. Urządzenie rejestrujące wraz z czujnikami pomiarowymi sił w linach zabudowane było tylko na jednym naczyniu wyciągowym.

Przykładową rejestrację obciążeń czterech lin nośnych w odniesieniu do całego cyklu wydobywczego przedstawiono na rysunku 5.8. Pierwsza część wykresu dotyczy opuszczania pustego naczynia wyciągowego z prędkością jazdy ustalonej 16 m/s do dolnego poziomu załadunkowego. Po załadowaniu naczynia urobkiem o masie 16000 kg, nastąpiła jazda naczynia do góry z prędkością jazdy ustalonej 16 m/s. Po zatrzymaniu wyciągu nastąpiło wyładowanie ładunku.

Podczas pomiarów na obiekcie rzeczywistym przeprowadzono rejestrację sił w linach nośnych w odniesieniu do warunków ruchu ciągnięcia urobku dla prędkości jazdy ustalonej 16 m/s i 10 m/s.

Dla takich samych parametrów układu jak podczas pomiarów na obiekcie rzeczywistym przeprowadzono eksperyment numeryczny polegający na wyznaczeniu sił w linach nośnych za pomocą sformułowanego w monografii wielomasowego modelu dynamiki górniczego wyciągu szybowego.



Rys.5.8. Przebieg sił w linach nośnych podczas całego cyklu wydobywczego

W tabeli 5.4 przedstawiono parametry uwzględnione podczas obliczeń numerycznych.

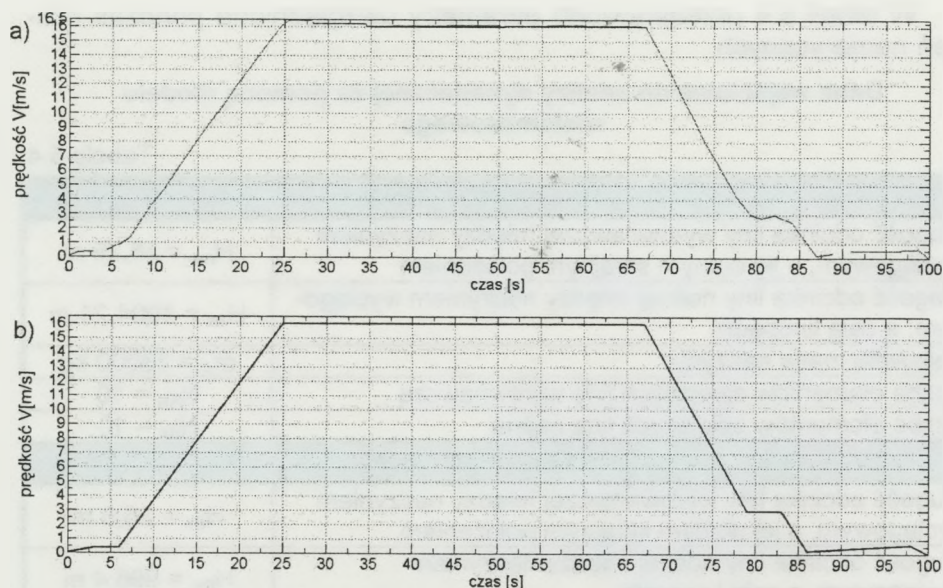
Dane wejściowe do analizy dynamicznej za pomocą modelu wielomasowego

Tabela 5.4

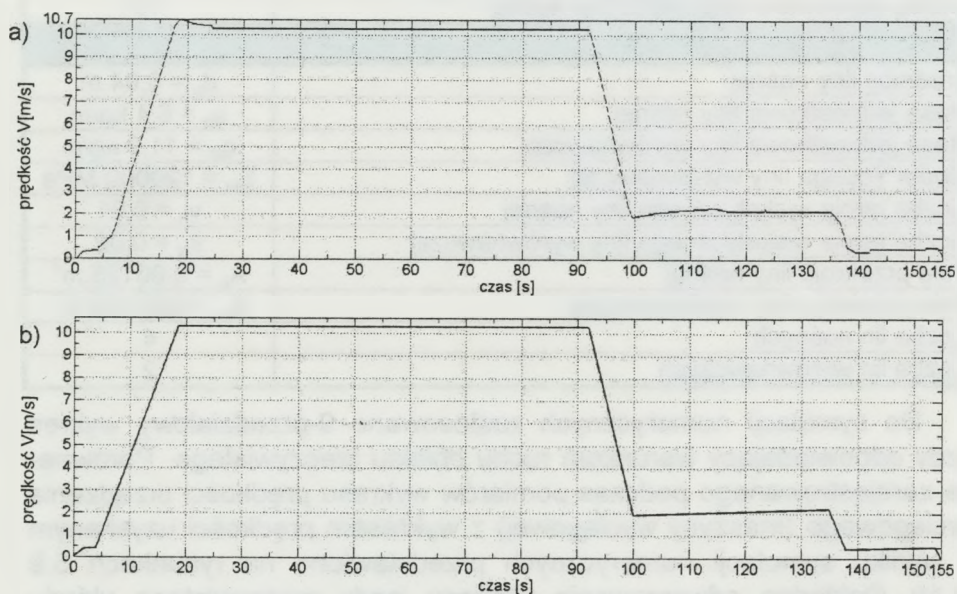
STRONA PODNOSZONA	
Długość odcinka liny wyrównawczej między naczyniem wyciągowym, a jej dolnym skrajnym położeniem	$H_{Aw} = 18,79 \text{ m}$
Długość odcinka liny nośnej między naczyniem wyciągowym, a osią linopędni	$H_{An} = 1004,21 \text{ m}$
Całkowita masa naczynia	$m_A = 33000 \text{ kg}$
Liczba elementów dzielących linę wyrównawczą	$N_{Aw} = 10$
Liczba elementów dzielących linę nośną	$N_{An} = 10$
STRONA OPUSZCZANA	
Długość odcinka liny wyrównawczej między naczyniem wyciągowym, a jej dolnym skrajnym położeniem	$H_{Bn} = 26,6 \text{ m}$
Długość odcinka liny nośnej między naczyniem wyciągowym, a osią linopędni	$H_{Bw} = 996,4 \text{ m}$
Całkowita masa naczynia	$m_B = 17000 \text{ kg}$
Liczba elementów dzielących linę wyrównawczą	10
Liczba elementów dzielących linę nośną	10
LINY	
Średnica liny nośnej	$d_n = 0,04 \text{ m}$
Masa jednostkowa liny nośnej	$q_n = 6,4 \text{ kg/m}$
Masa jednostkowa liny wyrównawczej	$q_w = 11,9 \text{ kg/m}$
Moduł Younga liny wyrównawczej	$E_w = 120000 \text{ MPa}$
Liczba tarcia wiskotycznego liny nośnej	$v_n = 0,01$
Liczba tarcia wiskotycznego liny wyrównawczej	$v_w = 0,02$
Pole przekroju liny nośnej	$A_n = 0.00125 \text{ m}^2$
Pole przekroju liny wyrównawczej	$A_w = 0.00120 \text{ m}^2$
Liczba lin nośnych	4
Liczba lin wyrównawczych	2

Do symulacji numerycznych zastosowano 9-przedziałowy wykres jazdy odpowiadający warunkom ruchu obiektu rzeczywistego. Porównanie zarejestrowanego podczas pomiarów wykresu prędkości urządzenia wyciągowego (maszyny wyciągowej) z wykresem prędkości uzyskanym w wyniku symulacji numerycznych przedstawiono na rysunkach 5.9 i 5.10. Dokładne odwzorowanie wykresu jazdy rzeczywistego układu w procesie symulacji numerycznej ma istotne znaczenie na dokładność uzyskiwanych wyników.

Bezpośrednio z rozwiązania równania różniczkowego ruchu wielomasowego modelu górniczego wyciągu szybowego otrzymano wartości prędkości oraz przemieszczenia wszystkich mas dyskretnych modelu.



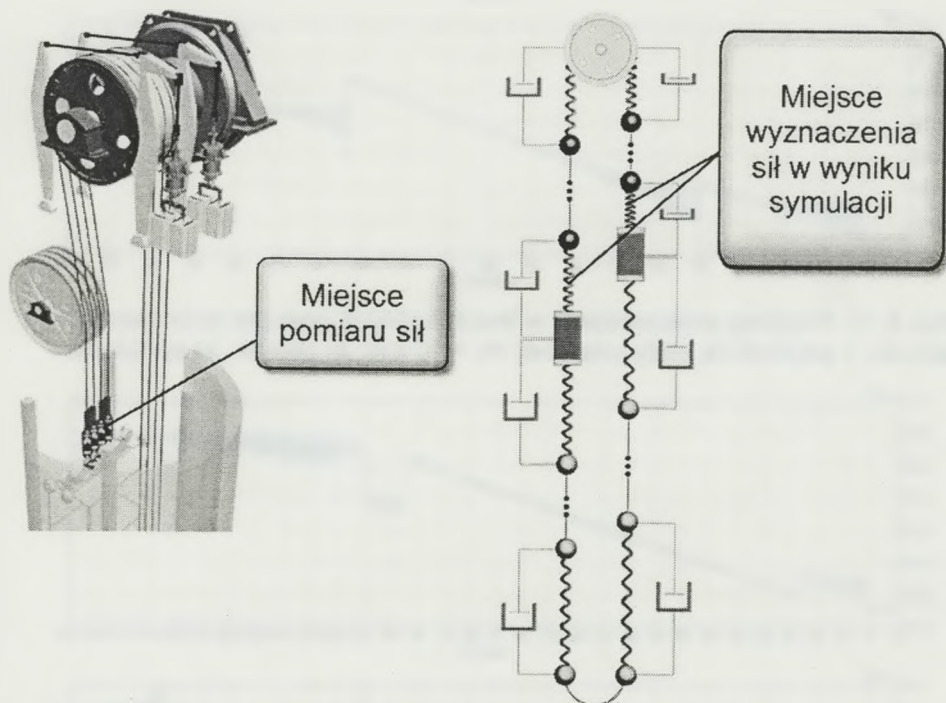
Rys.5.9. Wykres jazdy maszyny wyciągowej dla prędkości jazdy ustalonej $V_u = 16$ m/s: a) pomiar, b) symulacja



Rys.5.10. Wykres jazdy maszyny wyciągowej dla prędkości jazdy ustalonej $V_u = 10$ m/s: a) pomiar, b) symulacja

W celu wyznaczenia wartości siły w linie nośnej, która w przyjętym modelu zastąpiona jest nieważkim elementem sprężysto-tłumiącym, konieczne jest zastosowanie zależności (5.7).

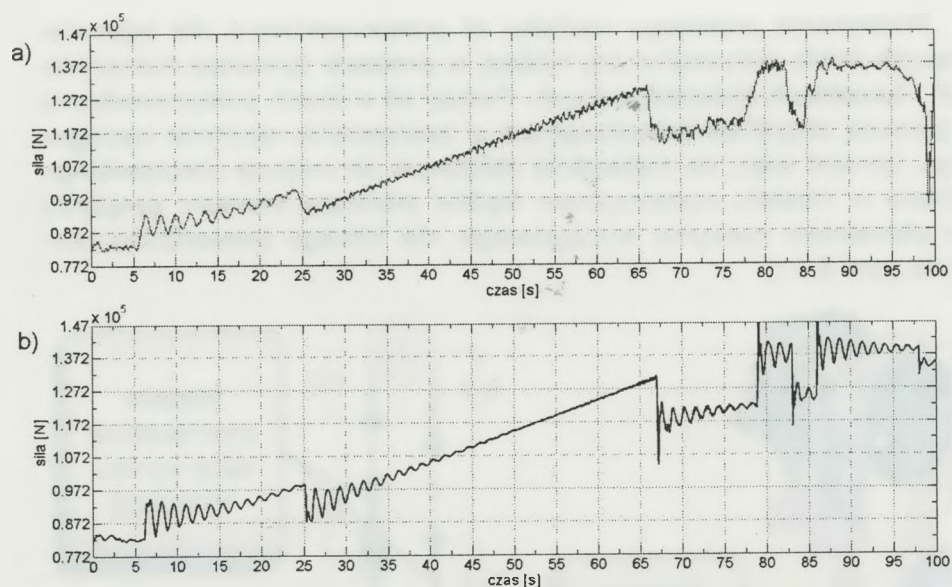
Porównanie przebiegu wartości sił przeprowadzono dla odpowiadających sobie przekrojów liny nośnej w procesie symulacji numerycznych i badaniach doświadczalnych. Pomiar sił w linach przeprowadzono za pomocą czujników zabudowanych w zawieszeniu naczynia wyciągowego, uznano więc, że najbardziej zbliżonym do miejsca rzeczywistego pomiaru w modelu numerycznym będzie pierwszy element sprężysty nad elementem naczynia wyciągowego, dla którego prowadzono obliczenia (rys. 5.11).



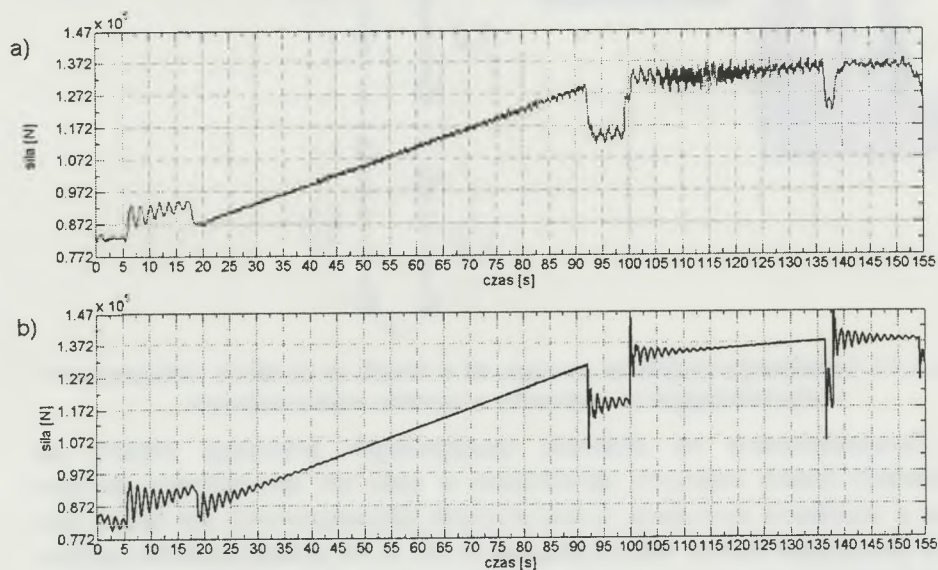
Rys.5.11. Lokalizacja czujników pomiaru sił w linach na obiekcie rzeczywistym i odpowiadające im elementy w modelu wielomasowym

Zarejestrowane na obiekcie rzeczywistym przebiegi zmiany sił w czterech linach nośnych uśredniono w celu ich łatwiejszego porównania z wynikami symulacji numerycznych prowadzonych dla takich samych warunków ruchu. Na rysunkach 5.12 i 5.13 przedstawiono porównanie średniej wartości siły w linach nośnych zarejestrowane na obiekcie rzeczywistym z wynikami symulacji numerycznych wykonanych za pomocą sformułowanego w monografii modelu wielomasowego.

Porównując uzyskane wyniki pomiarów i symulacji można stwierdzić, że model wielomasowy sformułowany w monografii w dostateczny sposób odzwierciedla zjawiska dynamiczne zachodzące w linie nośnej podczas normalnego ruchu górniczego wyciągu szybowego.



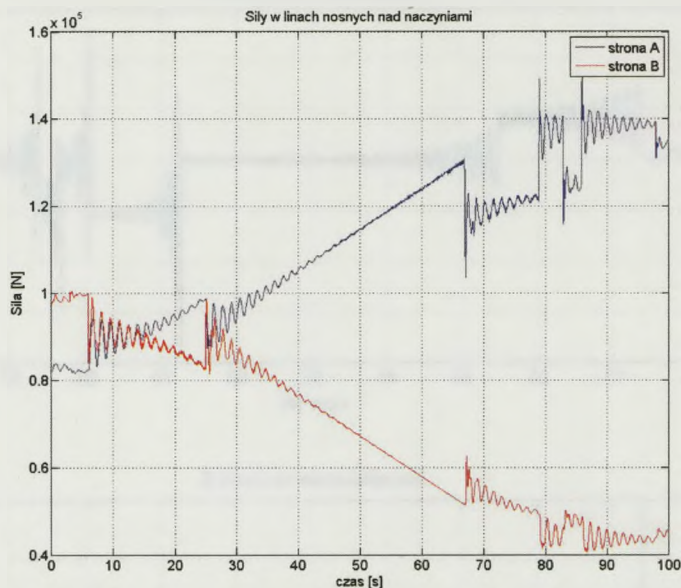
Rys.5.12. Przebieg zmienności sił w linach nośnych podczas podnoszenia ładunku z prędkością jazdy ustalonej $V_u = 16$ m/s: a) pomiar, b) symulacja



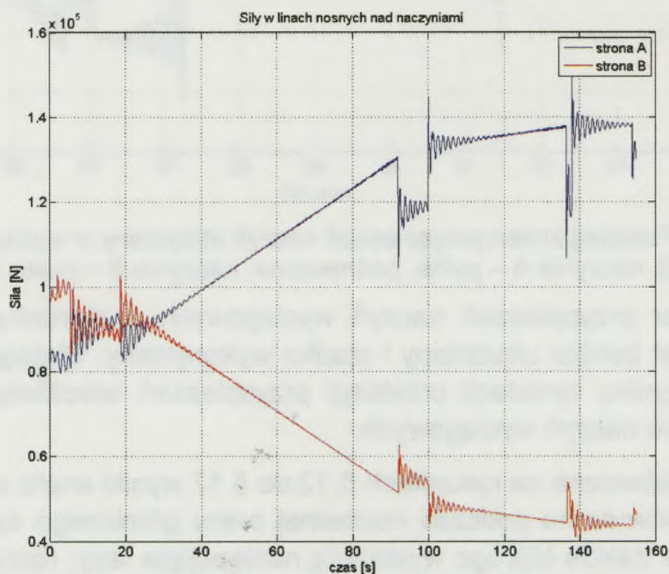
Rys.5.13. Przebieg zmienności sił w linach nośnych podczas podnoszenia ładunku z prędkością jazdy ustalonej $V_u = 10$ m/s: a) pomiar, b) symulacja

Zamontowane w zawieszeniu linowym czujniki umożliwiają pomiar wyłącznie w odniesieniu do jednej gałęzi wyciągu. Za pomocą modelu wielomasowego można wyznaczyć siłę dynamiczną w odniesieniu do dowolnego przekroju lin nośnych i wyrównawczych w obu gałęziach układu.

Na rysunkach 5.14 i 5.15 przedstawiono przebiegi sił w linach nośnych w obu gałęziach układu w pierwszym elemencie sprężystym nad naczyniem podnoszonym i opuszczanym.

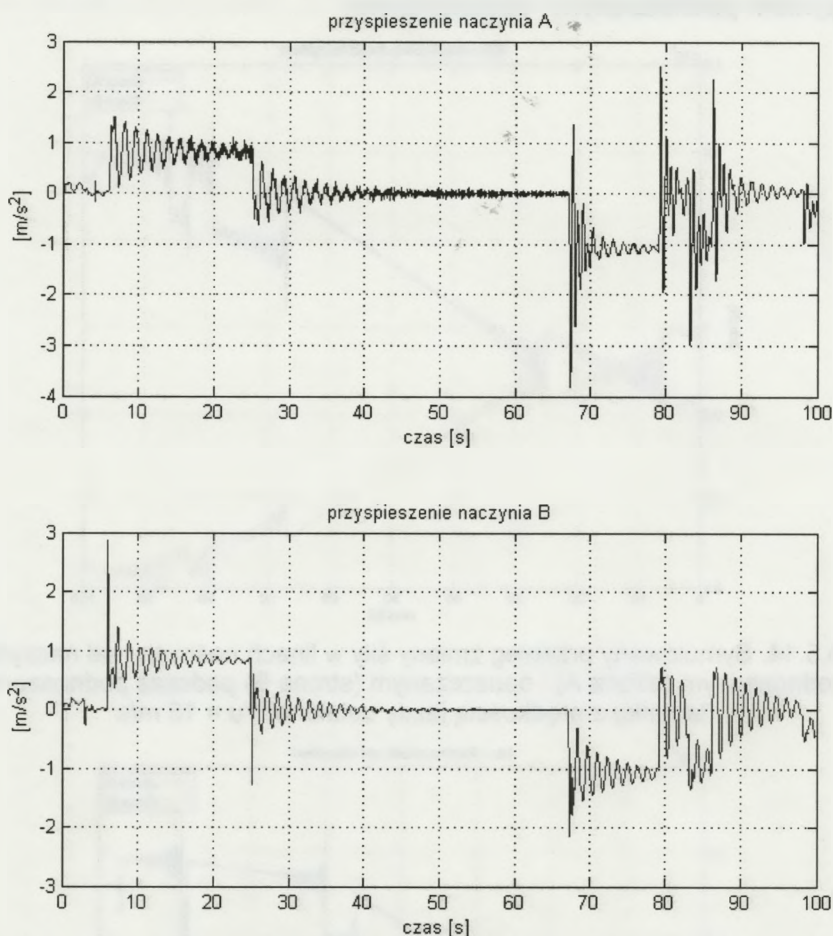


Rys.5.14. Symulowany przebieg zmiany siły w linach nośnych nad naczyniem podnoszonym (strona A) i opuszczanym (strona B) podczas podnoszenia ładunku z prędkością jazdy ustalonej $V_u = 16$ m/s



Rys.5.15. Symulowany przebieg zmiany siły w linach nośnych nad naczyniem podnoszonym (strona A) i opuszczanym (strona B) podczas podnoszenia ładunku z prędkością jazdy ustalonej $V_u = 10$ m/s

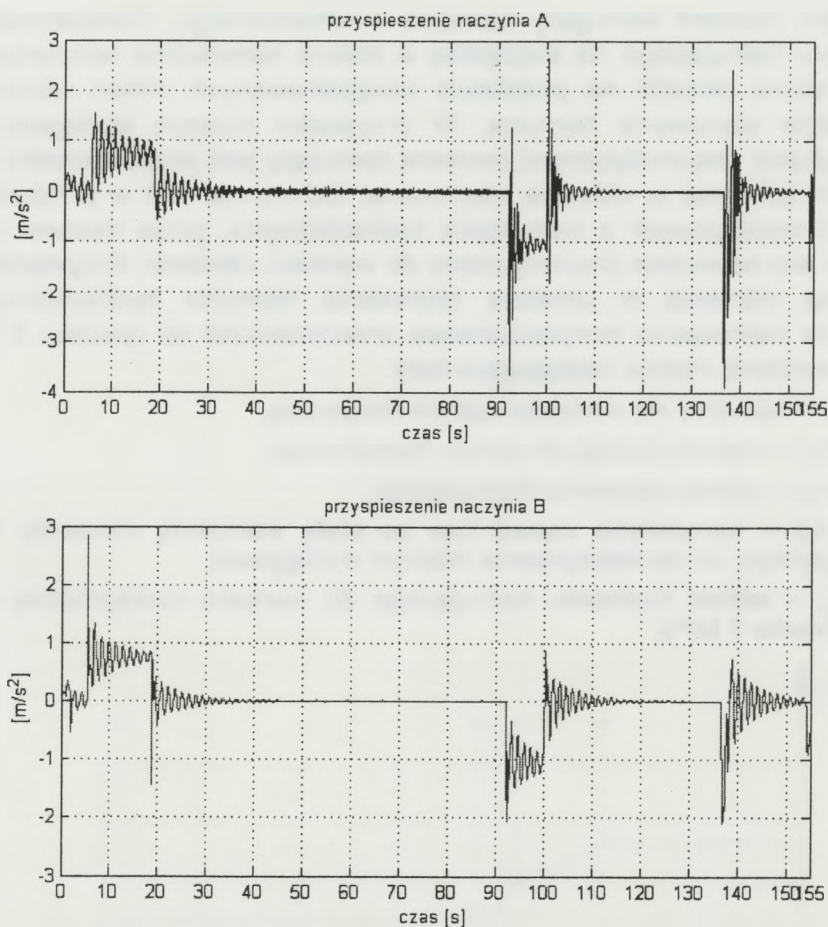
Na rysunkach 5.16 i 5.17 przedstawiono otrzymane w wyniku symulacji numerycznej przebiegi przyspieszeń obu naczyń wyciągowych.



Rys.5.16. Przebieg zmian przyspieszeń naczyń otrzymany w wyniku symulacji, $V_u=16$ [m/s], naczynie A – pełne, podnoszone, naczynie B – puste, opuszczane

Pomiar przyspieszeń naczyń wyciągowych w warunkach rzeczywistych jest bardzo utrudniony i rzadko wykonywany. Dlatego też uzyskane w wyniku symulacji przebiegi przyspieszeń umożliwiają analizowanie ruchu naczyń wyciągowych.

Przedstawione na rysunkach 5.12 do 5.17 wyniki analiz odnoszą się do warunków ruchu podczas normalnej pracy górniczego wyciągu szynowego, w trakcie którego występują następujące fazy: rozruch – jazda ustalona – zwalnianie.



Rys.5.17. Przebieg zmian przyspieszeń naczyń otrzymany w wyniku symulacji, $V_u=10$ [m/s], naczynie A – pełne, podnoszone, naczynie B – puste, opuszczane

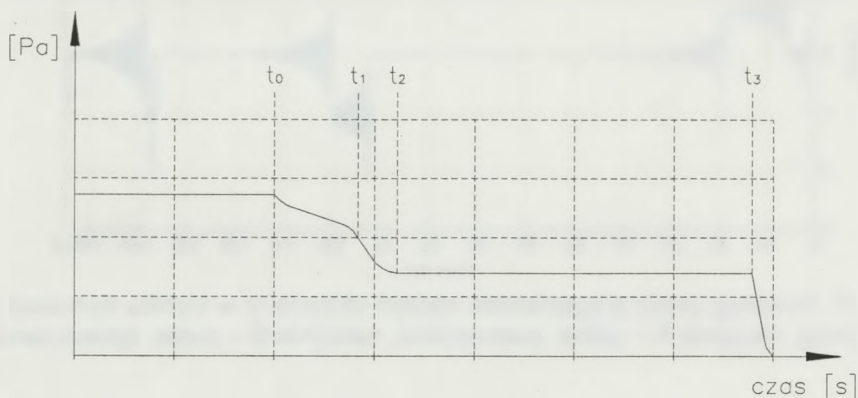
5.9. Weryfikacja modelu wielomasowego w odniesieniu do hamowania bezpieczeństwa w oparciu o wartości opóźnień linopędni

Utworzony wielomasowy model dynamiki górniczego wyciągu szynowego poddano weryfikacji w odniesieniu do procesu tzw. hamowania bezpieczeństwa maszyny wyciągowej. Symulacja numeryczna wykonana za pomocą sformułowanego w monografii modelu wielomasowego, odwzorowuje rzeczywisty proces hamowania, w którym uwzględniono oddziaływanie napędu (silnika elektrycznego) oraz hamulca na linopędnię maszyny wyciągowej.

W chwili zainicjowania hamowania bezpieczeństwa, moment napędu maszyny wyciągowej gwałtownie zanika, natomiast pojawia się na

linopędni moment hamujący hamulca mechanicznego. Oddziaływanie momentu hamującego na linopędnię w trakcie hamowania bezpieczeństwa można określić na podstawie zarejestrowanych zmian ciśnienia w układzie sterowania hamulca. W przypadku maszyn wyciągowych z hamulcami pneumatycznymi moment hamujący jest proporcjonalny do wartości ciśnienia w układzie sterowania. Odmienne jest w przypadku maszyn wyciągowych z hamulcami hydraulicznymi, gdzie moment hamujący jest odwrotnie proporcjonalny do wartości ciśnienia. Przykładowy przebieg ciśnienia w układzie sterowania hamulca hydraulicznego w trakcie hamowania bezpieczeństwa przedstawiono na rysunku 5.18, gdzie wyróżnić można następujące fazy:

- $< t_0$ – hamulec nie oddziałuje na linopędnię,
- $(t_0 \div t_1)$ – dojście szczęk do tarczy hamulcowej,
- $(t_1 \div t_2)$ – wzrost momentu hamującego,
- $(t_2 \div t_3)$ – hamowanie zasadnicze ze stałą wartością momentu hamującego, aż do zatrzymania maszyn wyciągowej,
- $> t_3$ – wzrost momentu hamującego do wartości maksymalnej dla ciśnienia 0 MPa.



Rys.5.18. Przykładowy przebieg ciśnienia w układzie zasilająco-sterującym hamulca hydraulicznego maszyny wyciągowej w trakcie hamowania bezpieczeństwa

W odniesieniu do maszyny wyciągowej 2L-5000/2500 przeprowadzono symulację numeryczną hamowania bezpieczeństwa za pomocą sformułowanego w monografii modelu wielomasowego. Parametry analizowanej maszyny zestawiono w tabeli 5.5. Analizę przeprowadzono dla następujących warunków ruchu: podnoszenie nadwagi, jazda pustymi naczyniami, opuszczanie nadwagi. Hamowanie bezpieczeństwa w modelu wielomasowym symulowano poprzez zanik momentu silnika w zadanym czasie t_s i wymuszenie ze zwłoką t_{h0} odpowiedniej siły hamującej S_h .

Dane maszyny wyciągowej 2L-5000/2500

Tabela 5.5

Maszyna wyciągowa 2L-5000/2500	
Przeznaczenie wyciągu szybowego	transport urobku / jazda ludzi
Układ naczyń wyciągowych	klatka-klatka
Usytuowanie maszyny wyciągowej	zrąb
Moc silnika napędowego	2500 kW
Średnica linopędni / średnica kół linowych	5 m / 5 m
Maksymalna prędkość jazdy	16 m/s
Liczba lin nośnych / średnica lin nośnych	2 / $\phi 50$
Liczba lin wyrównawczych	2
Kąt opasania linopędni	182°49'
Współczynnik tarcia liny o wykładzinę linopędni	0,25
Droga jazdy	556 m
Długość lin powyżej górnego położenia naczyń	21 m
Długość lin poniżej dolnego położenia naczyń	26 m
Długość odcinków lin skośnych	55 m
Całkowita masa naczynia wyciągowego	
Transport urobku / jazda ludzi	15878 kg / 12705 kg
Maksymalna masa transportowana / Masa ludzi	10000 kg / 66000 kg
Masa jednego metra kompletu lin nośnych	20,0 kg/m
Masa jednego metra kompletu lin wyrównawczych	19,6 kg/m
Masa wirnika silnika	5080 kg
Masa linopędni z wałem głównym i sprzęgłem	12000 kg
Masa kół linowych	5120 kg
Agregat zasilająco-sterujący	BOSCH
Typy siłowników	8SM7622
Liczba par siłowników	4
Maksymalne ciśnienie zasilania siłowników	23,5 MPa
Maksymalna siła docisku szczęk hamulcowych	920000 N

Do symulacji numerycznej przyjęto wartości parametrów zestawionych w tabeli 5.6.

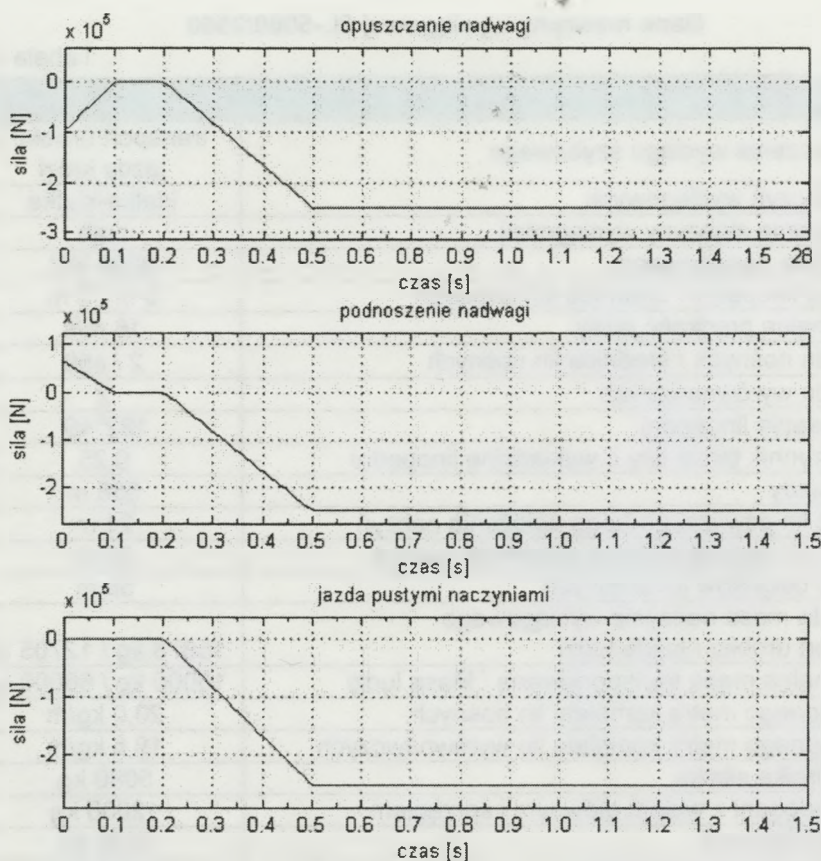
Dane wejściowe do symulacji

Tabela 5.6

Nr analizy	S_h [kN]	m_k [kg]	m_A [kg]	m_B [kg]	H_{AH} [m]	H_{BH} [m]	V_u [m/s]	t_s [s]	th_0 [s]	th [s]	[Mg]
1	250	22200	15878	25878	300	200	11,0	0,1	0,2	0,3	↓10
2	250	22200	12705	12705	300	200	15,5	0,1	0,2	0,3	P
3	250	22200	19305	12705	200	300	11,0	0,1	0,2	0,3	↑6,6

Oznaczenia: ↑ - podnoszenie nadwagi, ↓ - opuszczanie nadwagi, P – puste naczynie

Wartości t_s , th_0 , th i S_h wyznaczono na podstawie zarejestrowanych przebiegów podczas wykonanych na obiekcie prób hamowania.

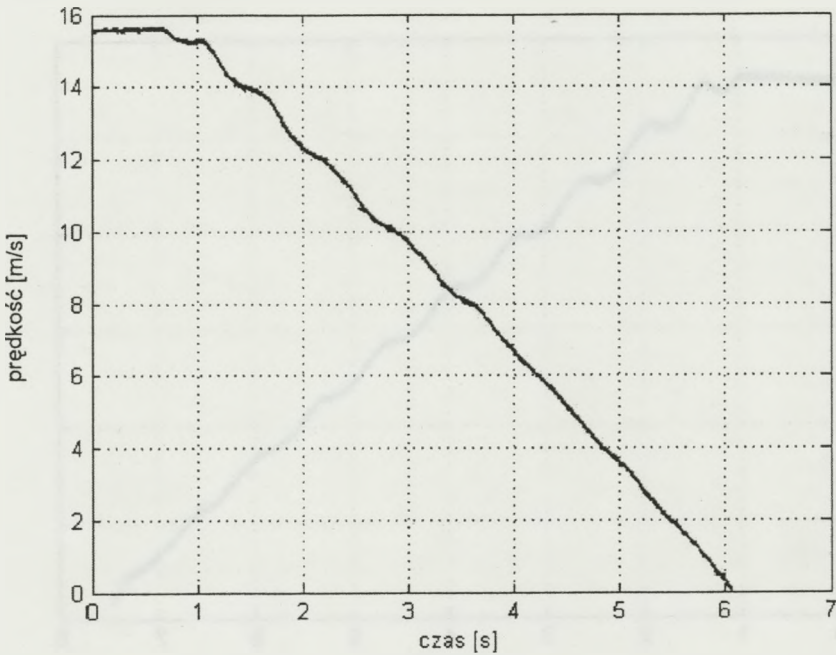


Rys.5.19. Przebieg sił wypadkowych działających na linopędnię podczas hamowania bezpieczeństwa zastosowanych w procesie symulacji numerycznych wykonanych modelem wielomasowym

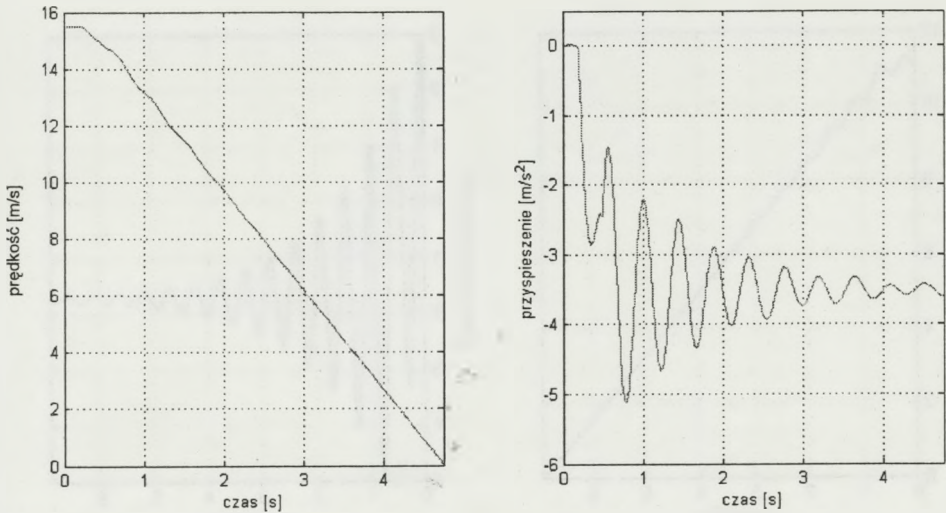
Na rysunkach 5.20 do 5.25 przedstawiono przykładowe przebiegi prędkości linopędni uzyskane podczas pomiarów na obiekcie rzeczywistym oraz wyniki odpowiadających im symulacji numerycznych wykonanych sformułowanym w monografii modelem wielomasowym.

Podczas hamowania opuszczanej nadwagi zaobserwowano chwilowe przyspieszenie linopędni, co jest wynikiem rozkładu chwilowych wartości sił, działających w linach po obu stronach linopędni. Nadanie przyspieszenia kątownego obracającym się elementom (linopędni połączonej sztywno z wałem głównym i wirnikiem silnika), o masowym momencie bezwładności J , w czasie oddziaływania na układ siły hamującej hamulca, wiąże się z pojawieniem w opuszczanej gałęzi liny siły o chwilowej wartości:

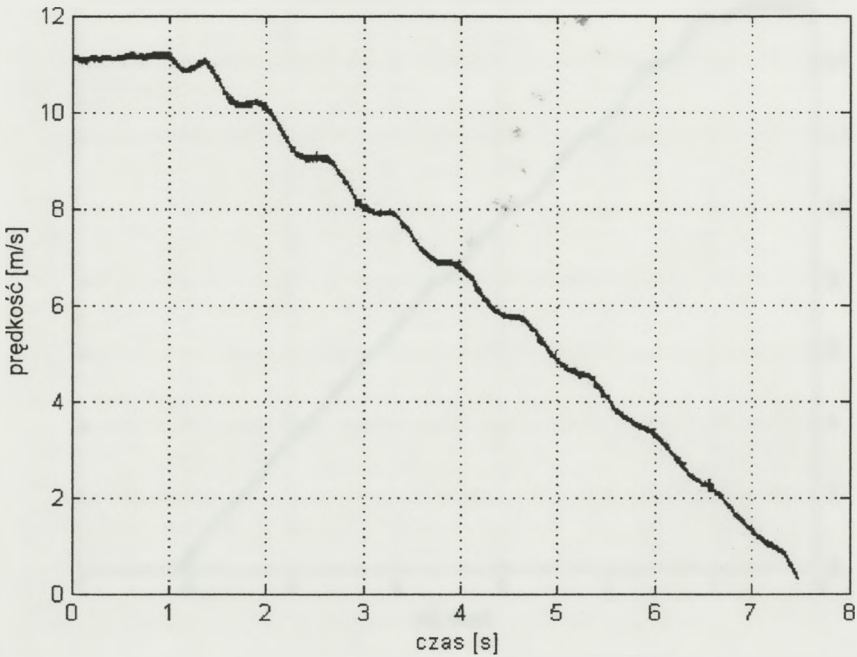
$$S_B = S_d \cdot \mu + a_L \cdot \frac{J}{R^2} + S_A \quad (5.19)$$



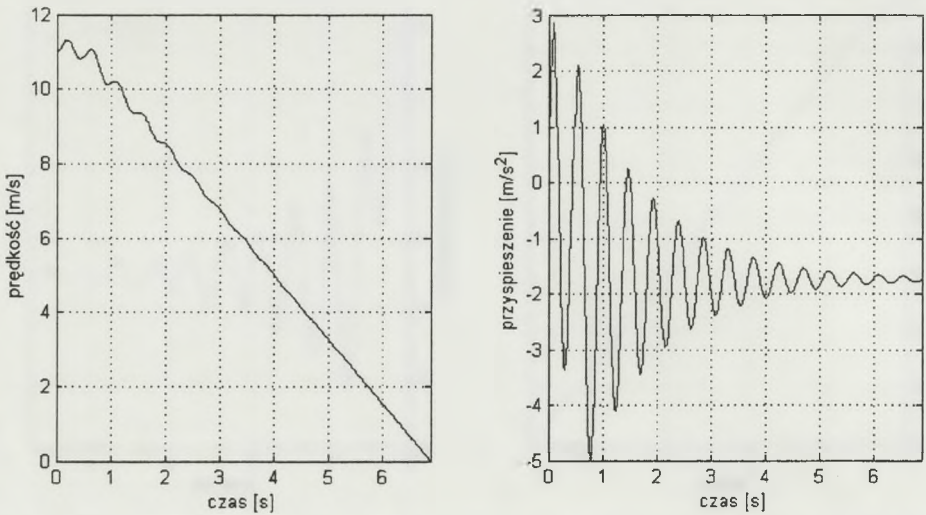
Rys.5.20. Przebieg prędkości linopędni podczas hamowania bezpieczeństwa uzyskany podczas pomiarów w odniesieniu do jazdy pustymi naczyniami



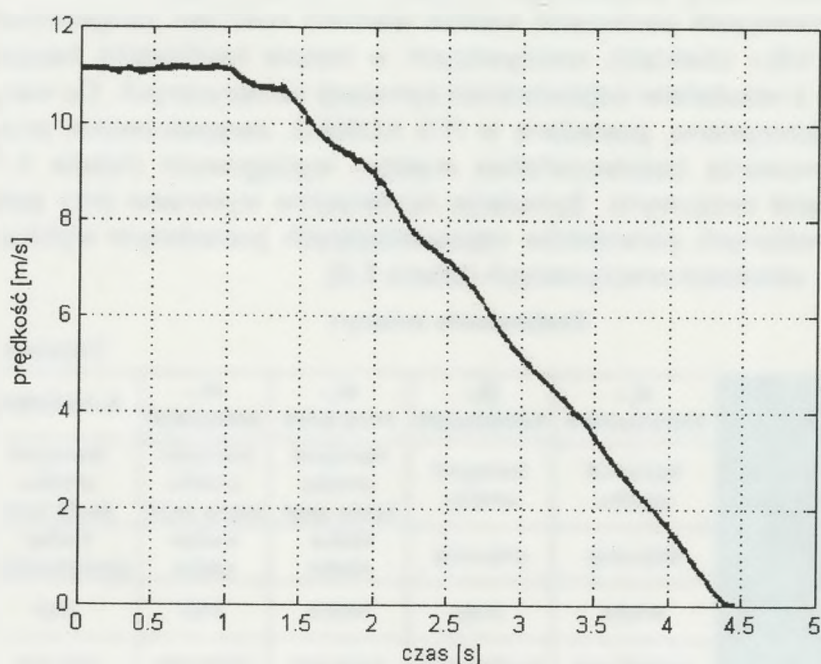
Rys.5.21. Przebieg prędkości i przyspieszeń linopędni podczas hamowania bezpieczeństwa uzyskany w wyniku symulacji numerycznej wykonanej za pomocą modelu wielomasowego w odniesieniu do jazdy pustymi naczyniami



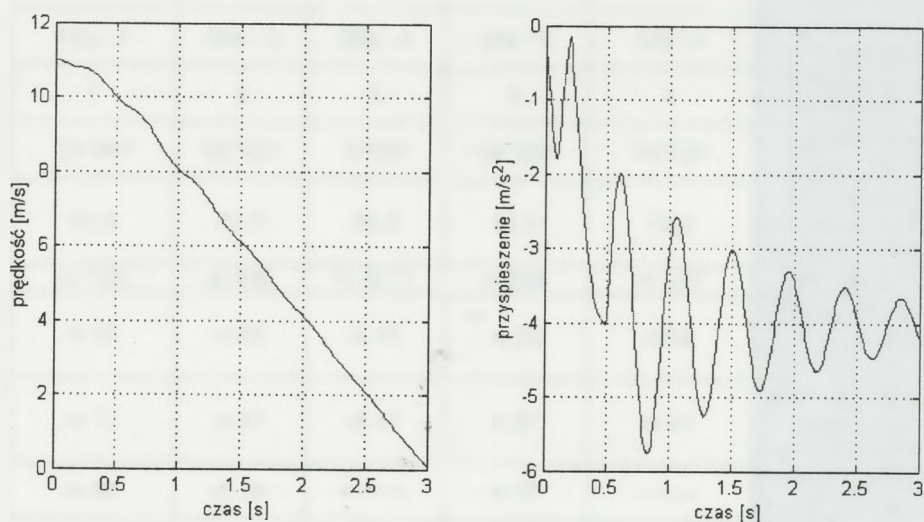
Rys.5.22. Przebieg prędkości linopędni podczas hamowania bezpieczeństwa uzyskany podczas pomiarów w odniesieniu do opuszczania nadwagi 6,6 Mg



Rys.5.23. Przebieg prędkości i przyspieszeń linopędni podczas hamowania bezpieczeństwa uzyskany w wyniku symulacji numerycznej wykonanej za pomocą modelu wielomasowego w odniesieniu do opuszczania nadwagi 6,6 Mg



Rys.5.24. Przebieg prędkości linopędni podczas hamowania bezpieczeństwa uzyskany podczas pomiarów w odniesieniu do podnoszenia nadwagi 10,0 Mg



Rys.5.25. Przebieg prędkości i przyspieszeń linopędni podczas hamowania bezpieczeństwa uzyskany w wyniku symulacji numerycznej wykonanej za pomocą modelu wielomasowego w odniesieniu do podnoszenia nadwagi 10 Mg

W celu oceny przydatności modelu wielomasowego sformułowanego w monografii porównano średnie wartości opóźnień zarejestrowanych na kilku obiektach rzeczywistych w trakcie hamowania bezpieczeństwa z rezultatami odpowiednich symulacji numerycznych. Do weryfikacji wykorzystano, posiadane w ITG KOMAG, zarejestrowane, przebiegi hamowania bezpieczeństwa maszyn wyciągowych (tabela 5.7) z hamulcami tarczowymi. Symulacje numeryczne wykonano przy założeniu określonych parametrów odpowiadających posiadanym wynikom badań na obiektach rzeczywistych (tabela 5.8).

Zestawienie maszyn

Tabela 5.7

Typ maszyny	4L- 5000/2x2900	2L- 6000/2x200	4L- 3400/2400	4L- 3400/2400	K-5000/900
Przeznaczenie wyciągu szybowego	transport urobku	transport urobku	transport urobku jazda ludzi	transport urobku jazda ludzi	transport urobku jazda ludzi
Układ naczyń wyciągowych	skip-skip	skip-skip	klatka-klatka	klatka-klatka	klatka-przeciwciężar
Usytuowanie maszyny wyciągowej	wieża	zrąb	wieża	zrąb	zrąb
Moc silnika napędowego	2x2900 kW	2x2000 kW	2400 kW	2000 kW	900 kW
Średnica linopędni/ średnica kół linowych	5 m / 5 m	6 m / 6,3 m	3,4 m / 3,4 m	5 m / 5 m	5 m / 5 m
Maksymalna prędkość jazdy	16 m/s	16 m/s	11 m/s	13 m/s	8 m/s
Liczba lin nośnych/ średnica lin nośnych	4 / $\phi 52$	2 / $\phi 62$	4 / $\phi 36$	2 / $\phi 48$	1 / $\phi 50$
Liczba lin wyrównawczych	4	4	2	2	1
Kąt opasania linopędni	195°25'	182°40'	190°3'	192°25'	186°42'
Współczynnik tarcia liny o okładzinę linopędni	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25
Droga jazdy	753 m	495 m	1130 m	905 m	537 m
Długość lin powyżej górnego położenia naczyń	49 m	22 m	35 m	20 m	25 m
Długość lin poniżej dolnego położenia naczyń	14 m	16 m	15 m	16 m	17 m
Długość odcinków lin skośnych	-----	70 m	-----	40 m	42 m
Całkowita masa naczynia wyciągowego Transport urobku / jazda ludzi	32700 kg	27216 kg	18930 kg / 14414 kg	19130 kg / 16140 kg	7400 kg / 7600 kg

Maksymalna masa transportowana / Masa ludzi	25000 kg	22500 kg	10000 kg / 6300 kg	7500 kg / 6750 kg	10000 kg / 3000 kg
Masa jednego metra kompletu lin nośnych	44,6 kg/m	33,0 kg/m	22,0 kg/m	16,6 kg/m	10,7 kg/m
Masa jednego metra kompletu lin wyrównawczych	42,0 kg/m	32,8 kg/m	24,4 kg/m	19,4 kg/m	9,7 kg/m
Masa wimika silnika	10400 kg	3530 kg	6750 kg	5080 kg	3682 kg
Masa linopędni z wałem głównym i sprzęgłem	22520 kg	21460 kg	14300 kg	13200 kg	10243 kg
Masa kół linowych	8800 kg	6780 kg	1900kg	5120 kg	2561 kg
Agregat zasilająco-sterujący	ASEA	Bosch	ASEA	BOSCH	BOSCH
Typy siłowników	BSFG 408	SH-100	SH-100	8SM7622	SH-100
Liczba par siłowników	14	10	6	4	4
Maksymalne ciśnienie zasilania siłowników	14 MPa	13,0 MPa	13,0 MPa	22,0 MPa	14,0 MPa
Maksymalna siła docisku szczęk hamulcowych	2268000 N	1620000 N	972000 N	920000 N	648000 N

Zestawienie danych wejściowych do analizy numerycznej

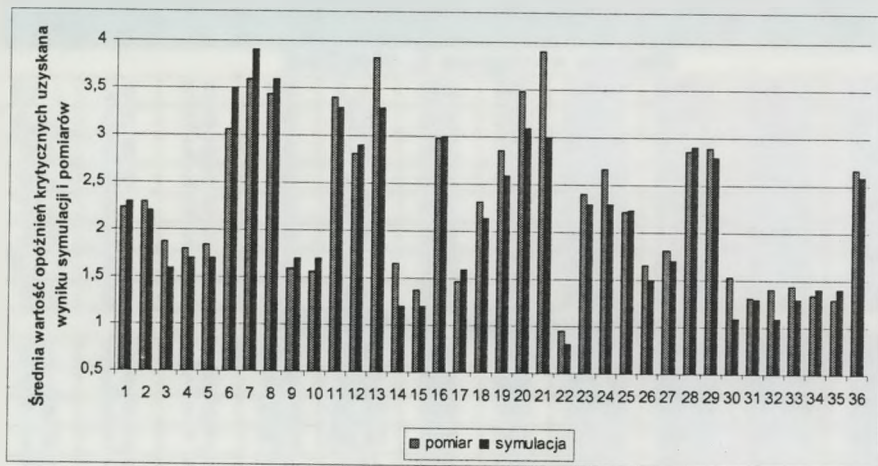
Tabela 5.8

Lp.	S_h [kN]	m_k [kg]	m_A [kg]	m_B [kg]	H_{AH} [m]	H_{BH} [m]	V_u [m/s]	t_s [s]	t_{h0} [s]	t_h [s]	[Mg]
Maszyna wyciągowa 2L-5000/2500											
1	250	22200	12705	19305	300	200	11,2	0,1	0,3	0,2	↓ 6,6
2	250	22200	12705	19305	300	200	5,6	0,1	0,2	0,3	↓ 6,6
3	250	22200	15878	25878	300	200	5,7	0,1	0,2	0,3	↓ 10
4	250	22200	15878	25878	300	200	11,0	0,1	0,2	0,3	↓ 10
5	250	22200	15878	25878	300	200	5,6	0,1	0,2	0,3	↓ 10
6	250	22200	12705	12705	300	200	15,5	0,1	0,2	0,3	N 0
7	250	22200	19305	12705	200	300	11,0	0,1	0,2	0,3	↑ 6,6
8	250	22200	25878	15878	200	300	16,0	0,1	0,2	0,3	↑ 10
Maszyna wyciągowa 4L-5000/2x2900											
9	590	41720	32700	57700	400	300	8,0	0,01	0,1	0,3	↓ 25
10	590	41720	32700	57700	400	300	12,0	0,1	0,1	0,3	↓ 25
11	590	41720	32700	32700	400	300	16,00	0,01	0,1	0,3	N 0
12	520	41720	32700	32700	400	300	16,00	0,01	0,1	0,3	N 0
13	520	41720	57700	32700	300	400	16,0	0,3	1,7	0,3	↑ 25
Maszyna wyciągowa 2L-6000/2x200											
14	400,6	31770	27216	49716	250	150	4,2	0,01	0,1	0,3	↓ 22,5
15	400,6	31770	27216	49716	250	150	4,2	0,1	0,1	0,3	↓ 22,5
16	400,6	31770	27216	27216	250	150	8,2	0,1	0,8	0,3	N 0

Maszyna wyciągowa 4L-3400/2400											
17	300	22950	18930	28930	700	300	8,0	0,1	0,2	0,3	↓10
18	300	22950	14414	20714	700	300	8,0	0,1	0,2	0,3	↓6,3
19	300	22950	14414	14414	700	300	8,0	0,1	0,2	0,3	N 0
20	300	22950	20714	14414	300	700	8,0	0,1	0,2	0,3	↑6,3
21	300	22950	28930	18930	300	700	11,0	0,1	0,2	0,3	↑10
22	300	22950	28930	18930	300	700	9,5	0,1	11,0	0,3	↑10
Maszyna wyciągowa 4L-3400/2400											
23	210	23400	16140	16140	250	550	12,0	0,1	0,1	0,1	N 0
24	210	23400	16140	16140	250	550	12,0	0,1	0,1	0,3	N 0
25	210	23400	16140	16140	250	550	12,2	0,1	0,3	0,4	N 0
26	230	23400	19130	26630	550	250	13,5	0,1	0,1	0,3	↑7,5
27	230	23400	16140	22890	550	250	12,0	0,1	0,1	0,3	↓6,75
28	230	23400	22890	16140	250	550	12,0	0,1	0,1	0,3	↑6,75
29	230	23400	26630	19130	250	550	13,5	0,1	0,1	0,3	↑7,5
Maszyna wyciągowa K-5000/900											
30	125	16486	7400	13000	200	300	2,2	0,1	0,35	0,3	↓5,6
31	125	16486	7400	13000	200	300	2,2	0,1	0,4	0,35	↓5,6
32	125	16486	7400	13000	200	300	2,2	0,1	0,55	0,4	↓5,6
33	125	16486	7400	13000	200	300	2,2	0,1	0,65	0,5	↓5,6
34	125	16486	7400	13000	200	300	8,3	0,1	0,35	0,3	↓5,6
35	125	16486	7400	13000	200	300	8,7	0,1	0,35	0,3	↓4,4
36	125	16486	17400	13000	200	300	8,0	0,1	0,35	0,3	↑4,4

Oznaczenia: ↑ - podnoszenie nadwagi, ↓ - opuszczanie nadwagi, N - nadwaga

W celu porównania wyników symulacji z wynikami pomiarów na obiektach przeprowadzono analizę statystyczną średnich wartości opóźnień podczas hamowania bezpieczeństwa. Postawiono hipotezę, że różnica wartości analizowanych wielkości uzyskanych w porównywalnych warunkach wejściowych badawczych i symulacyjnych jest równa zero.



Rys. 5.26. Porównanie wartości średnich opóźnień hamowania maszyny wyciągowej otrzymanych w wyniku symulacji modelem wielomasowym i pomiarów na obiektach rzeczywistych w trakcie realizowania hamowania bezpieczeństwa w określonych warunkach ruchu

Przyjęto hipotezę zerową: $H_0 (b = 0)$;

gdzie: $b = b(\text{śr})p - b(\text{śr})s$,

$b(\text{śr})p$ - średnia wartość opóźnienia uzyskana z pomiarów,

$b(\text{śr})s$ - średnia wartość opóźnienia uzyskana z symulacji.

Weryfikację hipotezy przeprowadzono na poziomie istotności $\alpha = 0,005$ przyjmując, że zbiór krytyczny ma postać:

$$K = (-\infty; -k) \cup (k; \infty) \quad (5.20)$$

a sprawdzianem jest statystyka:

$$U_n = \frac{\bar{X}_n - m_0}{\sigma} \sqrt{n} \quad (5.21)$$

gdzie:

U_n - wartość testu,

n - liczba prób,

x - wartość próby,

m_0 - wartość oczekiwana,

$\bar{X}_n$ - wartość średnia wyników prób,

σ - wartość odchylenia standardowego

$$\sigma = \sqrt{\frac{n \sum_{i=1}^n x_i^2 - \left(\sum_{i=1}^n x_i \right)^2}{n^2}} \quad (5.22)$$

Korzystając z tablic [57] określono zbiór krytyczny K :

$$k_{(1-\alpha/2)} = k_{(0,9975)} = 2,81,$$

$$K = (-\infty; -2,81) \cup (2,81; \infty), \quad \bar{X}_{nb} = 0,107, \quad \sigma_b = 0,249$$

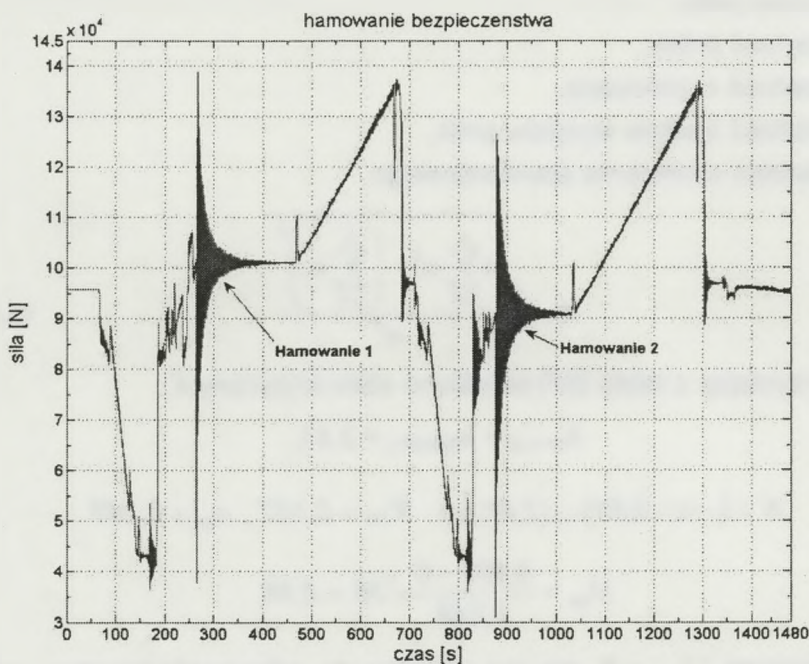
$$U_{nb} = \frac{0,107 - 0}{0,249} \sqrt{36} = 2,58$$

Ponieważ $U_{36b} \notin K$ nie ma podstaw do odrzucenia hipotezy zerowej H_0 , czyli można uznać, że średnie chwilowe wartości opóźnień podczas hamowania uzyskane w wyniku symulacji komputerowych są zbieżne z wynikami pomiarów na obiektach rzeczywistych.

5.10. Weryfikacja wielomasowego modelu dynamiki górniczego wyciągu szybowego w odniesieniu do hamowania bezpieczeństwa w oparciu o wartości sił w linach

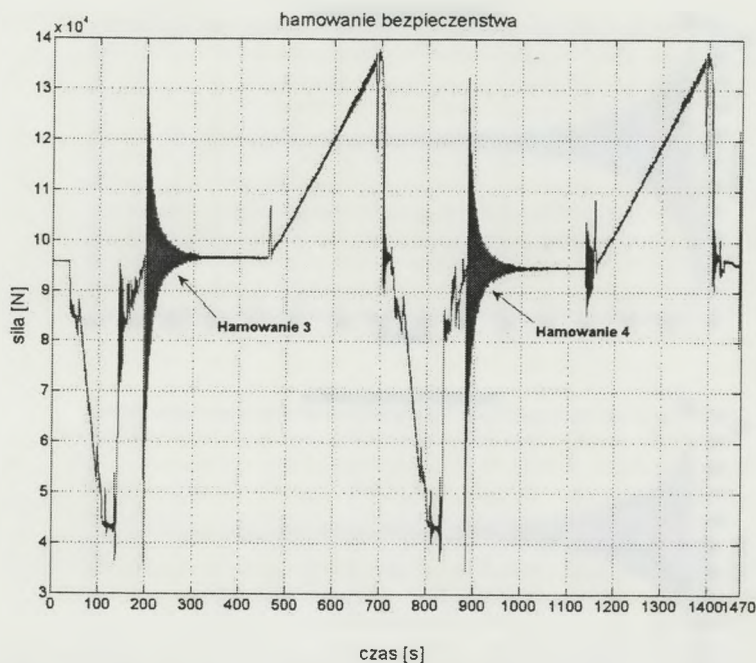
Weryfikację wielomasowego modelu sformułowanego w monografii przeprowadzono również porównując przebiegi wartości sił w linach nośnych podczas hamowania bezpieczeństwa, zmierzonych na obiekcie rzeczywistym z wynikami uzyskanymi z przeprowadzonych symulacji numerycznych.

Na rysunkach 5.27 i 5.28 przedstawiono rejestrację przebiegu sił w linach nośnych podczas hamowania bezpieczeństwa maszyny wyciągowej 4L-4000/2900. Przedstawione przebiegi sił są średnią arytmetyczną wartością z czterech lin nośnych. Pomiar wykonano przy podnoszeniu ładunku 16000 kg z prędkością jazdy ustalonej około 8 m/s. Pierwsze i trzecie hamowanie bezpieczeństwa nastąpiło po czasie około 50 s, natomiast drugie i czwarte po około 30 s od momentu ruszenia naczynia wyciągowego z dolnego poziomu załadunkowego.

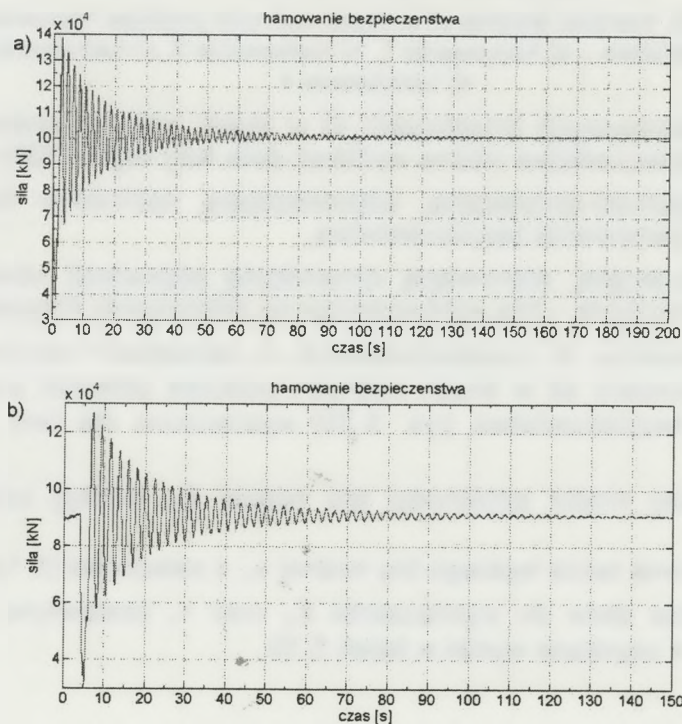


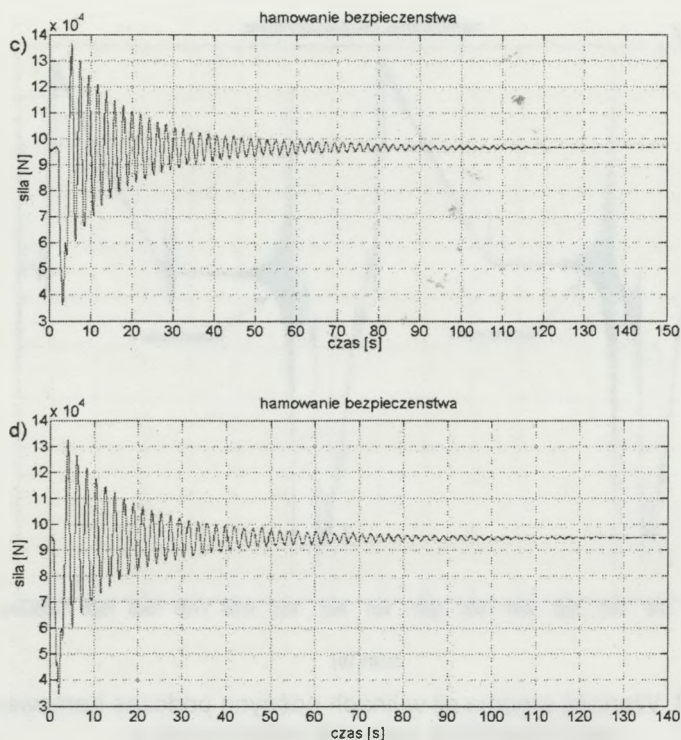
Rys.5.27. Wartość średnia sił w linach nośnych podczas hamowania bezpieczeństwa naczynia podnoszonego

Na rysunku 5.29 przedstawiono powiększone fragmenty wykresów zarejestrowanych sił w linach.



Rys.5.28. Wartość średnia sił w linach nośnych podczas hamowania bezpieczeństwa naczynia podnoszonego





Rys.5.29. Wartość średnia sił w linach nośnych podczas hamowania bezpieczeństwa – a) hamowanie 1, b) hamowanie 2, c) hamowanie 3, d) hamowanie 4

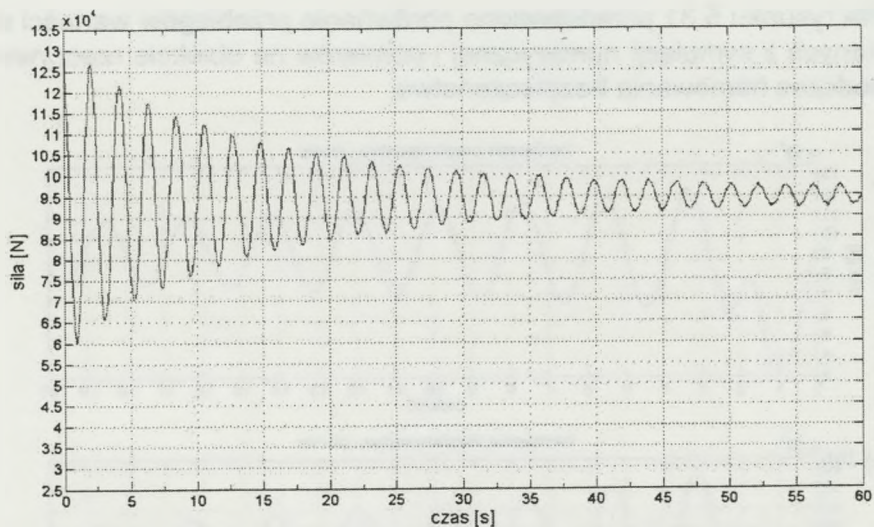
W zarejestrowanych przebiegach sił w linach nośnych podczas hamowania bezpieczeństwa można wyróżnić dwie fazy drgań [107]:

- fazę trapezowo-oscylacyjną, odpowiadającą opóźnieniu linopędni podczas hamowania bezpieczeństwa,
- fazę oscylacyjną, stanowiącą dynamiczną odpowiedź układu lina nośna – naczynie – lina wyrównawcza po zatrzymaniu linopędni.

W odniesieniu do zarejestrowanych w warunkach rzeczywistych przebiegów zmiany sił w linach nośnych podczas czterech pomiarów hamowania bezpieczeństwa (rys. 5.29) wyznaczono dla fazy oscylacyjnej:

- dynamiczny moduł sztywności liny nośnej E_d , według zależności (5.12),
- współczynnik tarcia lepkiego liny nośnej v_n , z zależności (5.14).

Niezbędne dane do wyznaczenia E_d oraz v_n zestawione zostały w tabeli 5.9, a uzyskane wyniki w tabeli 5.10.



Rys.5.30. Siła w linach nośnych – faza oscylacyjna pomiar – hamowanie 3

Dane wejściowe do wyznaczania E_d i ν

Tabela 5.9

Hamowanie	n_t	t [s]	T [s]	ω_1 [1/s]	Q [kg]	L [m]	A [m ²]	a_i	a_{i+n_t}	k_t
1	30	60	2,0	3,14	10359,84	665	0,001257	37,73	2,08	18,13942
2	27	58,51	2,17	2,9	9293,578	787		31,35	2,99	10,48495
3	28	58,71	2,1	2,99	9832,824	783		33,37	2,39	13,96234
4	28	59,25	2,12	2,96	9591,233	780		32,05	2,74	11,69708
a_i – amplituda maksymalna drgań, a_{i+n_t} – amplituda drgań po czasie t .										

Wyznaczone wartości E_d i ν

Tabela 5.10

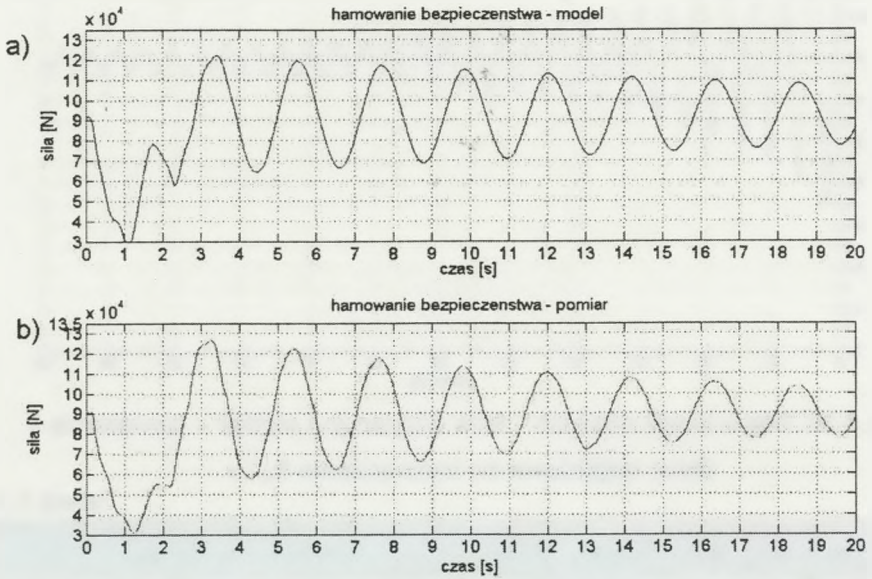
Hamowanie	E_d [Pa]	ν_n
1	61457,37	0,009798
2	57793,59	0,009538
3	64080,61	0,01003
4	61211,85	0,009457

Średnie wartości dynamicznego modułu sztywności lin nośnych i współczynnika tarcia lepkiego na podstawie przeprowadzonych pomiarów wyniosły:

$\bar{E}_d = 61136 \text{ [MPa]} , \quad \bar{\nu}_n = 0,00971$

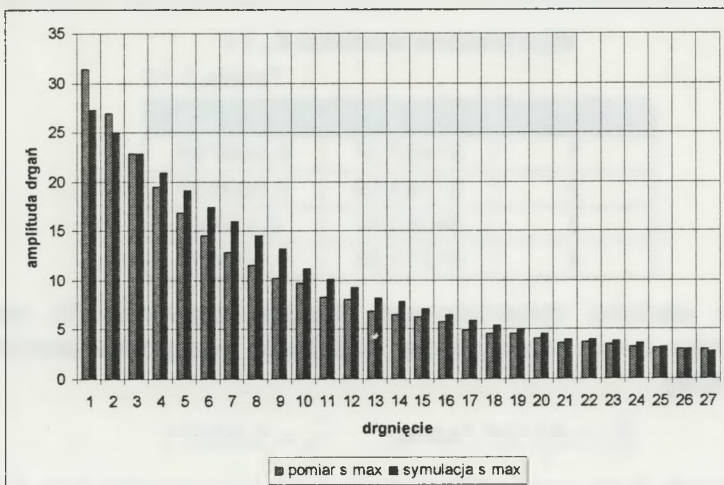
Wartości te wykorzystano jako parametry materiałowe w symulacjach komputerowych wykonanych za pomocą modelu wielomasowego górniczego wyciągu szybowego sformułowanego w monografii.

Na rysunku 5.31 przedstawiono porównanie przebiegów wartości sił uzyskanych z symulacji numerycznej i pomiarów na obiekcie rzeczywistym podczas hamowania bezpieczeństwa.



Rys.5.31. Siły w linach nośnych podczas hamowania bezpieczeństwa: a) symulacja, b) pomiar - hamowanie 2 (z rys. 5.27)

Na rysunku 5.32 przedstawiono porównanie zakresu zmian amplitud w fazie oscylacyjnej procesu hamowania, uzyskanych z pomiarów i symulacji modelem wielomasowym.



Rys.5.32. Zakres zmian amplitud uzyskanych z badań doświadczalnych i symulacji numerycznych

Z przeprowadzonych w punktach 5.8, 5.9, 5.10 weryfikacji sformułowanego w monografii wielomasowego modelu dynamiki górniczego wyciągu szybowego z wynikami pomiarów przeprowadzonych na obiektach rzeczywistych w odniesieniu do:

- warunków ruchowych (punkt 5.8) – weryfikacja oparta na porównaniu sił w linach nośnych,
- procesu hamowania bezpieczeństwa (punkt 5.9) – weryfikacja oparta o porównanie wartości średnich opóźnień linopędni,
- procesu hamowania bezpieczeństwa (punkt 5.10) – weryfikacja oparta o porównanie sił w linach nośnych,

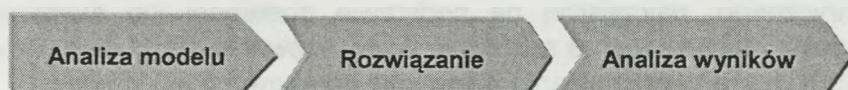
stwierdzono, że uzyskane wyniki symulacji numerycznych ruchu mogą być wykorzystane jako dane wejściowe do analiz wytrzymałościowych MES.

6. Modelowanie MES linopędni maszyny wyciągowej

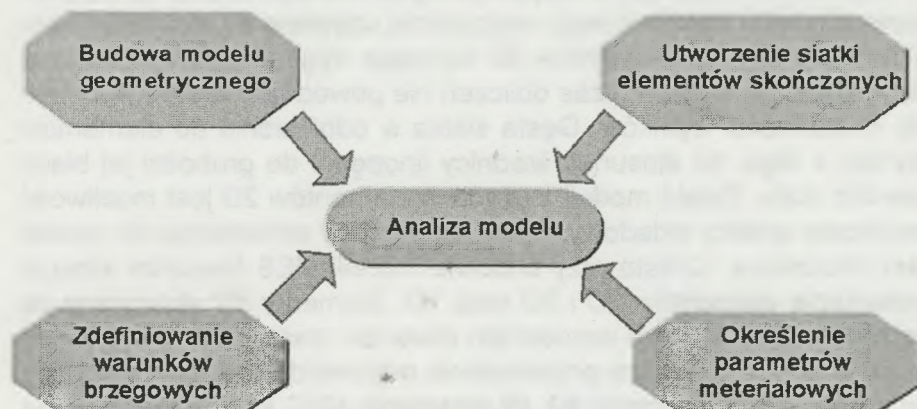
6.1. Wprowadzenie

Stosowanie metody elementów skończonych (MES) w odniesieniu do obliczeń wytrzymałościowych linopędni jest obecnie często stosowane. Prace badawcze dotyczące tego tematu prowadzone m.in. w Politechnice Krakowskiej i AGH w KTL potwierdzają dużą przydatność MES w procesie projektowo-konstrukcyjnym linopędni maszyn wyciągowych.

Proces modelowania MES niezależnie od obiektu analizy podzielić można na trzy etapy (rys. 6.1):



Rys.6.1. Etapy analizy MES



Rys.6.2. Etapy analizy modelu

Analiza modelu, której składowe elementy przedstawiono na rysunku 6.2 jest pierwszym etapem w procesie modelowania MES mającym duży wpływ na wyniki obliczeń.

W każdym z elementów analizy modelu, określane są założenia upraszczające, które wpływają na końcowy wynik analizy MES. Uproszczenia dotyczące modelu geometrycznego polegają zazwyczaj na pominięciu szczegółów geometrycznych nie mających większego wpływu na wyniki analizy, a które utrudniają lub czasami nawet uniemożliwiają utworzenie poprawnej siatki elementów skończonych. Model geometryczny może zostać wykonany bezpośrednio w programie MES w tzw. preprocesorze lub zostać importowany ze środowiska CAD (Computer Aided Design).

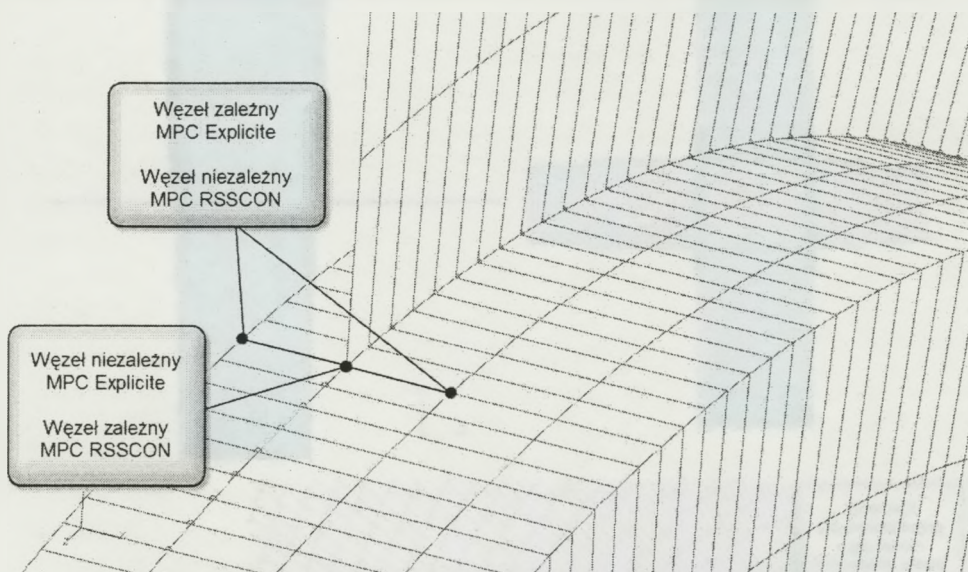
Uproszczenia dotyczące warunków brzegowych mają istotny wpływ na wynik analizy MES, a są zazwyczaj spowodowane brakiem dostatecznych informacji na temat panujących rzeczywistych obciążeń, jakim poddawany jest analizowany obiekt. W związku z przyjętymi założeniami upraszczającymi wynik analizy MES jest zawsze przybliżony i powinien być w miarę możliwości weryfikowany na obiektach rzeczywistych w celu określenia wielkości błędu.

Właściwe zdefiniowanie modelu MES jest istotne w odniesieniu do elementów takich jak linopędnia maszyny wyciągowej, której awaria może być niebezpieczna dla zdrowia i życia ludzi lub spowodować poważne straty materialne.

Proces budowy modelu MES linopędni obejmuje wykonanie modelu geometrycznego, najczęściej na podstawie dostępnej lub tworzonej dokumentacji technicznej, a następnie wygenerowanie siatki elementów skończonych oraz zdefiniowanie warunków brzegowych.

Ponieważ konstrukcja, linopędni jest płytowo-powłokowa to do definiowania modelu obliczeniowego najczęściej używane są elementy płaskie 2D. Zastosowanie elementów 3D wymaga wygenerowania znacznie gęstszej siatki, co wydłuża czas obliczeń nie powodując istotnego zwiększenia dokładności wyników. Gęsta siatka w odniesieniu do elementów 3D wynika z tego, że stosunek średnicy linopędni do grubości jej blach jest bardzo duży. Zaletą modeli z użyciem elementów 2D jest możliwość szczegółowej analizy składowych naprężeń, co w odniesieniu do modeli 3D jest utrudnione. Często przy budowie modeli MES linopędni stosuje się połączenie elementów 2D i 3D oraz 1D. Elementy 3D stosowane są w miejscach np. piasty lub wzmocnień otworów rewizyjnych. Połączenie elementów 2D i 3D wymaga przeniesienia odpowiednich stopni swobody z elementów 2D na elementy 3D. W programie MSC.Patran realizowane jest to przez zastosowanie specjalnych elementów zastępczych MPC

(Multi – Point Constraints) typu Explicite lub RSSCON Surf-Vol (rys. 6.3). Elementy 1D są stosowane do modelowania wału głównego.



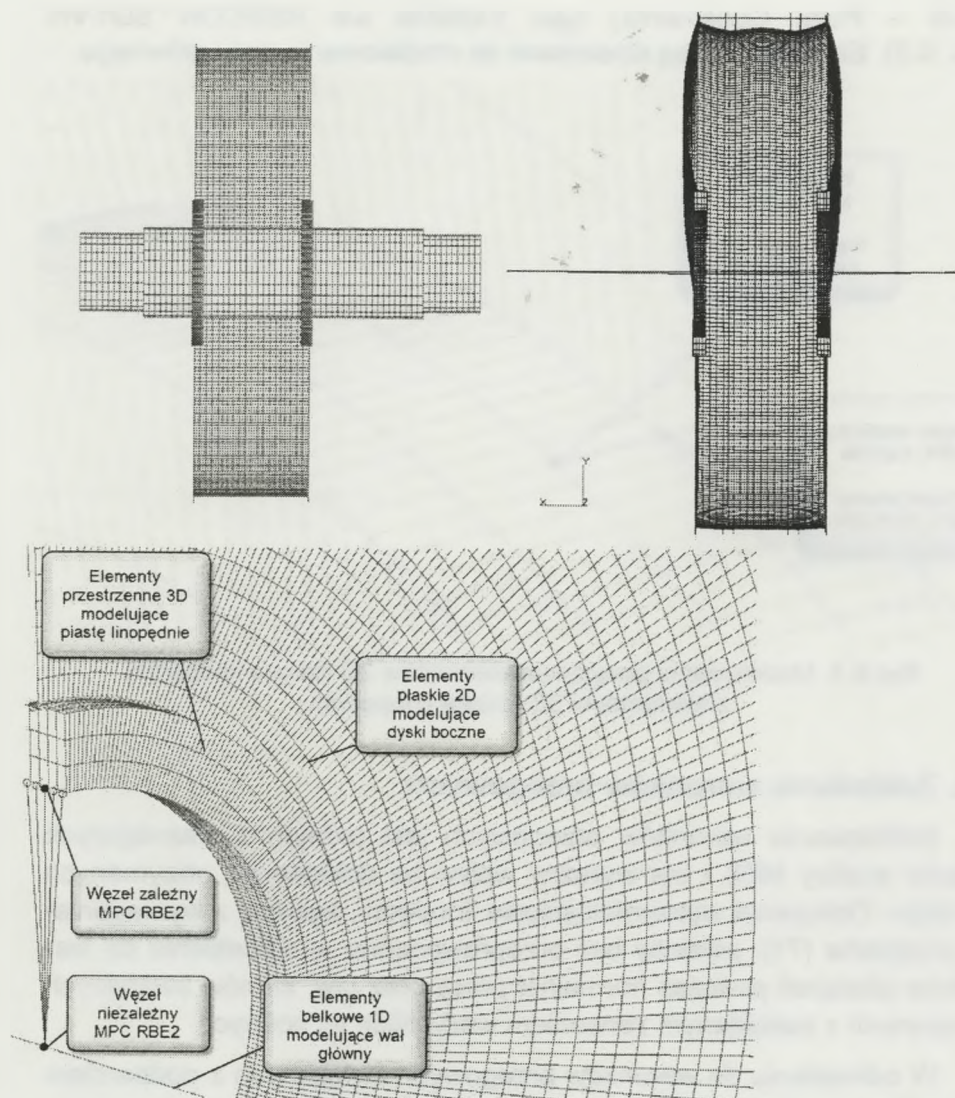
Rys.6.3. Modelowanie połączenia elementów 2D (tarcza linopędni) z elementami 3D (piasta linopędni)

6.2. Zakładanie warunków brzegowych

Definiowanie warunków brzegowych jest jednym z ważniejszych etapów analizy MES i ma wyraźny wpływ na dokładność otrzymanych wyników. Obliczenia wytrzymałościowe linopędni, zgodnie z wymaganiami przepisów [71], powinny być przeprowadzone w odniesieniu do warunków obciążeń podczas normalnej pracy oraz tzw. stanów awaryjnych związanych z zakładanym zerwaniem wszystkich lin nośnych.

W odniesieniu do warunków brzegowych związanych z podparciem linopędni w modelu MES odbierane są odpowiednie stopnie swobody węzłom modelu (w okolicy piasty linopędni), które w rzeczywistym obiekcie łączą się z wałem głównym maszyny wyciągowej. Innym sposobem połączenia wału głównego z linopędną jest modelowanie wału za pomocą elementów belkowych i przeniesienia odkształceń wału na piastę linopędni. W programie MSC.Patran realizowane jest to najczęściej poprzez elementy MPC typu RBE2 (rys. 6.4).

Kolejnym sposobem modelowania współpracy linopędni z wałem głównym jest modelowanie wału elementami 3D.



Rys.6.4. Modelowanie wału głównego za pomocą elementów belkowych i MPC RBE2

Warunki brzegowe w odniesieniu do obciążeń zewnętrznych wywieranych na linopędnię można podzielić na warunki związane z:

- naciskiem, jaki wywierają liny nośne bezpośrednio na rowek wykładziny a przez nią na płaszczyznę linopędni,
- siłami stycznymi wynikającymi z sił tarcia lin o wykładzinę,
- oddziaływaniem szczęk hamulcowych na tarczę hamulcową linopędni - nacisk szczęk na tarczę hamulcową można rozważyć bez uwzględnienia zjawisk termicznych lub jak w przypadku opisanym m.in. w [80] z pełną analizą termiczną,

- montażem wykładzin pod liny nośne - przykład takiej analizy jest opisany w [91].

Pośród wymienionych powyżej rodzajów obciążeń linopędni, największe znaczenie na jej wytrzymałość mają obciążenia związane z naciskiem lin nośnych na wykładzinę, a przez nią na płaszcz linopędni.

Kąt opasania lin nośnych w wyciągach wielolinowych oraz jedno-linowych Koepe wynosi około 180° . W przypadku maszyn wyciągowych wieżowych kąt opasania jest nieco większy i może dochodzić do 195° . Liny nośne opasając linopędnę, wywierają na wykładzinę siłę promieniową, która w odniesieniu do długości obwodu styku w przekroju prostopadłym do osi linopędni wynosi:

$$S_r = \frac{S_L}{R_w} \left[\frac{N}{m} \right] \quad (6.1)$$

W procesie modelowania obciążeń zewnętrznych pochodzących od lin nośnych w praktyce obliczeń wytrzymałościowych linopędni spotykane są najczęściej trzy sposoby.

Pierwszy z nich, najczęściej stosowany, uwzględnia średni nacisk powierzchniowy dla różnych wartości sił w linach nośnych po obu stronach linopędni, który liczony jest według zależności:

$$P_s = \frac{S_A + S_B}{S_{zw} \cdot D} [Pa] \quad (6.2)$$

Drugim możliwym sposobem modelowania obciążeń zewnętrznych na linopędnę jest zastosowanie liniowej zmiany obciążeń na kącie opasania liny nośnej według zależności:

$$P_A = \frac{S_A}{R \cdot S_{zw}} [Pa], \quad P_B = \frac{S_B}{R \cdot S_{zw}} [Pa] \quad (6.3)$$

W trzecim możliwym do zastosowania sposobie modelowania obciążeń linopędni wykorzystuje się wzór Eulera odnośnie przekładni pasowej. Wówczas siła w linie bardziej obciążonej wyznaczana jest następująco:

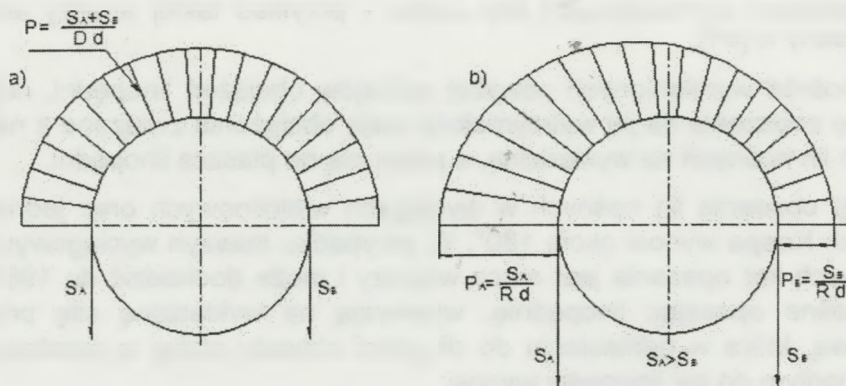
$$S_A = S_B \cdot e^{\alpha \mu} [N] \quad (6.4)$$

gdzie:

μ – współczynnik tarcia wyznaczany według zależności:

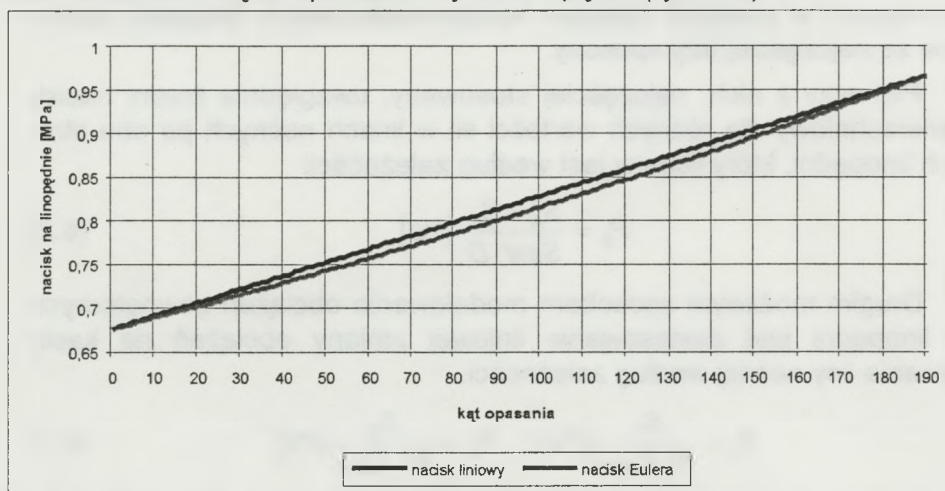
$$\mu = \frac{1}{\alpha} \ln \frac{S_B}{S_A} \quad (6.5)$$

Opisane powyżej sposoby obciążeń linopędni przedstawiono na rysunku 6.5.



Rys.6.5. Schemat obciążeń linopędni naciskiem średnim i liniowym

Rozkłady nacisków liniowego i wyznaczonego wg zależności Eulera (6.4) są do siebie zbliżone. Nieznaczne są jedynie różnice, co do wartości nacisku na kącie opasania liny na linopędni (rys. 6.6).



Rys.6.6. Porównanie rozkładu nacisków liniowego i Eulera na kącie opasania lin nośnych na linopędni

W odniesieniu do obliczeń wytrzymałościowych linopędni przy wyznaczaniu jej obciążeń przyjmowane są przeważnie maksymalne statyczne wartości sił w linach nośnych po obu stronach linopędni. Pomijane są natomiast dynamiczne zmiany obciążeń lin nośnych związane z ruchem elementów wyciągu szybowego opisanych w niniejszej monografii, w rozdziale 5.

W związku z powyższym istotne jest opracowanie metody definiowania obciążeń dynamicznych występujących na linopędni, wyznaczonych z modeli dynamiki górniczego wyciągu szybowego, co opisano w rozdziale 3 niniejszej monografii.

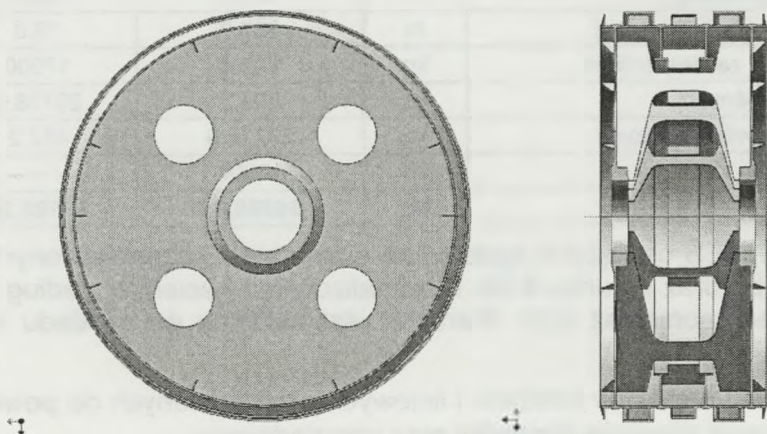
6.3. Analizy wytrzymałościowe – statyczne obciążenie linopędni

Analizom wytrzymałościowym MES poddano linopędnię 4L-4000 (rys. 6.7). Analizy wytrzymałościowe przeprowadzono w odniesieniu do warunków ruchowych, dla których wyznaczono obciążenia:

- według powszechnie stosowanej metody opartej na zależności 6.3 lub 6.4, zwanej dalej w monografii metodą tradycyjną,
- z wykorzystaniem obciążeń dynamicznych wyznaczonych na drodze symulacji modelem wielomasowym.

Dodatkowo przeprowadzono analizę wytrzymałościową w odniesieniu do hamowania bezpieczeństwa, wyznaczając obciążenia zewnętrzne linopędni za pomocą modelu wielomasowego. W przeprowadzonych analizach, warunki brzegowe obciążeń linopędni zakładano w sposób statyczny, bez uwzględniania ich zmienności w czasie. Przeprowadzono analizy porównawcze w odniesieniu do różnego sposobu:

- wyznaczenia obciążeń linopędni,
- rozkładu obciążeń na modelu MES linopędni.



Rys.6.7. Przekrój i widok linopędni 4L-4000

W celu wyznaczenia obciążeń linopędni według metody tradycyjnej niezbędne jest wyznaczenie sił w linach nośnych po obu stronach linopędni. Siły wyznaczono dla dwóch wariantów położenia naczyń:

- 1 wariant - naczynie obciążone znajduje się w dolnym, a puste w górnym położeniu,
- 2 wariant - naczynie obciążone znajduje się w górnym, a puste w dolnym położeniu.

Zestawienie mas elementów górniczego wyciągu szybowego przedstawiono w tabeli 6.1.

Dane geometryczne i masowe wyciągu

Tabela 6.1

		Strona obciążona	Strona nieobciążona
Liczba lin nośnych	szt.	4	
Liczba lin wyrównawczych	szt.	2	
Masa 1 metra liny nośnej $\varnothing 40$	kg/m	6,4	
Masa 1 metra liny wyrównawczej $\varnothing 58$	kg/m	11,9	
Kąt opasania lin nośnych	°	190	
Wariant 1			
Długość liny nośnej	m	1005,0	27,0
Długość liny wyrównawczej	m	19,0	997,0
Masa skipu z zawieszzeniami	kg	17000	17000
Masa 4 lin nośnych	kg	25728,0	691,2
Masa 2 lin wyrównawczych	kg	452,2	23728,6
Masa ładunku	kg	16000	-----
Suma mas	kg	59180,20	41419,80
Wariant 2			
Długość liny nośnej	m	27,0	1005,0
Długość liny wyrównawczej	m	997,0	19,0
Masa skipu z zawieszzeniami	kg	17000	17000
Masa 4 lin nośnych	kg	691,2	25728,0
Masa 2 lin wyrównawczych	kg	23728,6	452,2
Masa ładunku	kg	16000	-----
Suma mas	kg	56288,24	43180,20

Model MES obciążono zgodnie ze schematem przedstawionym na rysunku 6.5a oraz rysunku 6.5b. Nie analizowano nacisków według rozkładu Eulera ponieważ jego charakter jest zbliżony do rozkładu linowego.

Wartości nacisków średnich i liniowych zredukowanych do powierzchni środkowej płaszcza linopędni przy uwzględnieniu:

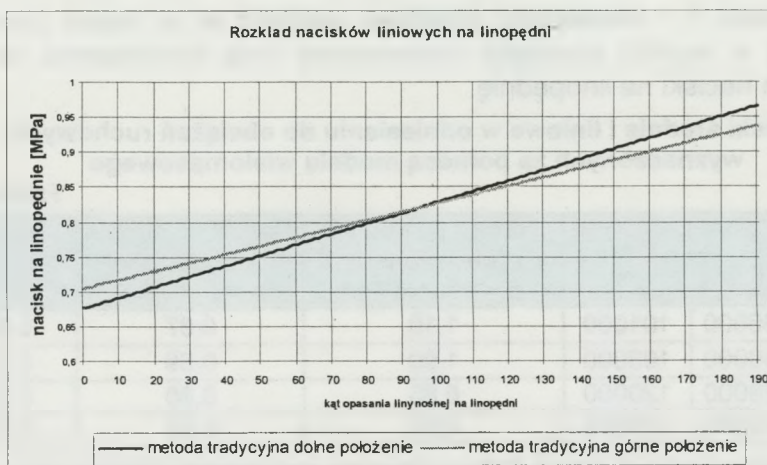
- promienia, płaszcza linopędni $R_s = 1,878$ m,
- szerokość, posadowienia wykładziny $S_{zw} = 0,08$ m,

zestawiono w tabeli 6.2.

**Naciski średnie i liniowe w odniesieniu do tradycyjnej metody
wyznaczania obciążeń**

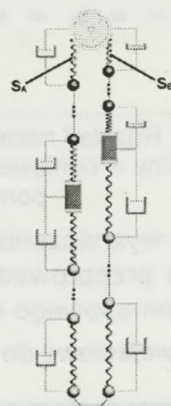
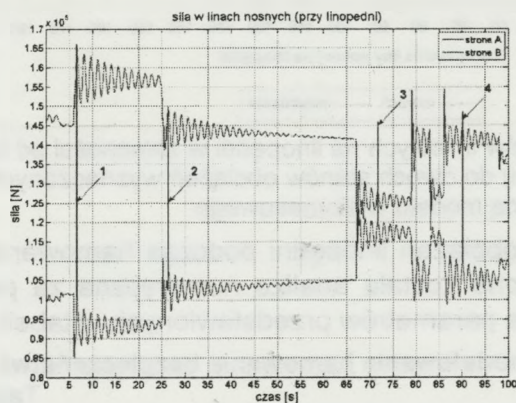
Tabela 6.2

Wariant obciążeń	Nacisk średni [MPa]	Nacisk po stronie obciążonej $\alpha = 190^\circ$ [MPa]	Nacisk po stronie nieobciążonej $\alpha = 0^\circ$ [MPa]
1	0,82	0,97	0,68
2	0,82	0,94	0,70



Rys.6.8. Rozkład nacisków liniowych na linopędni w zależności od kąta opasania liny w odniesieniu do dwóch stanów obciążeń wyznaczonych metodą tradycyjną

W odniesieniu do obciążeń dynamicznych linopędni naciski, wyznaczone zostały na drodze symulacji numerycznych wykonanych za pomocą sformułowanego w monografii modelu wielomasowego. Analizę przeprowadzono w odniesieniu do warunków ruchowych o parametrach zestawionych w tabeli 6.1 przy prędkości jazdy ustalonej $V_u = 16$ m/s. W wyniku przeprowadzonej symulacji numerycznej wykonanej modelem wielomasowym wyznaczone zostały siły w pierwszych elementach sprężystych po obu stronach elementu masowego linopędni w obu gałęziach modelu (rys. 6.9). W odniesieniu do fazy rozruchu, jazdy ustalonej i zwalniania wyznaczono cztery wartości sił w linach nośnych przedstawione na rysunku 6.9, jako punkty 1, 2, 3 i 4.



Rys.6.9. Przebiegi sił w linach nośnych po obu stronach linopędni uzyskane w wyniku symulacji numerycznej wykonanej modelem wielomasowym – strona A podnoszona, strona B opuszczana

W tabeli 6.3 zestawiono chwilowe wartości sił w linach nośnych uzyskane w wyniku symulacji numerycznej oraz wyznaczone na ich podstawie naciski na linopędnę.

**Naciski średnie i liniowe w odniesieniu do obciążeń ruchowych
wyznaczonych za pomocą modelu wielomasowego**

Tabela 6.3

Punkt	S_A [N]	S_B [N]	Nacisk po stronie obciążonej $\alpha = 190^\circ$ [MPa]	Nacisk po stronie nieobciążonej $\alpha = 0^\circ$ [MPa]	Nacisk średni [MPa]
1	166000	101000	1,10	0,67	0,89
2	150000	103000	1,00	0,69	0,84
3	128000	120000	0,85	0,80	0,83
4	145000	110000	0,97	0,73	0,85

Z zestawienia w tabeli 6.3 wynika, że największe zmiany sił dynamicznych w linach nośnych występują w fazie rozruchu i zwalniania, w związku z tym te przypadki zostały wybrane do analizy MES.



Rys.6.10. Rozkład nacisków liniowych na linopędnę w zależności od kąta opasania liny w odniesieniu do dwóch stanów obciążeń wyznaczonych za pomocą modelu wielomasowego

W celu wyznaczenia obciążeń linopędnę podczas hamowania bezpieczeństwa przeprowadzona została analiza numeryczna za pomocą modelu wielomasowego dla parametrów przedstawionych w tabeli 6.4.

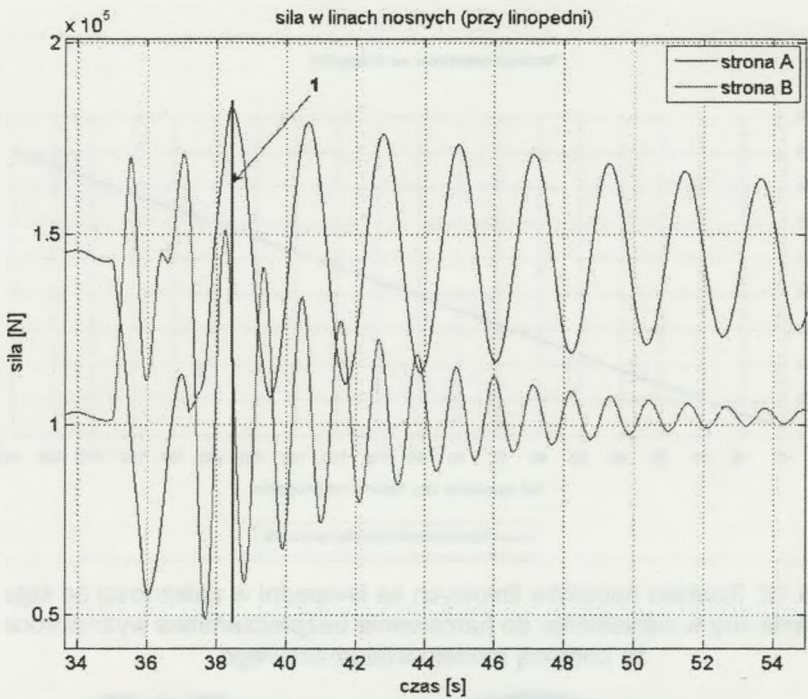
Dane wejściowe do modelowania hamowania bezpieczeństwa

Tabela 6.4

S_R [N]	m_k [kg]	m_A [kg]	m_B [kg]	H_{AH} [m]	H_{BH} [m]	V_u [m/s]	t_s [s]	t_{h0} [s]	t_h [s]	↑
331075	95884	33000	17000	827	203	8,1	0,1	0,15	0,3	

Oznaczenie: ↑ - podnoszenie nadwagi

Przebieg zmian sił w linach nośnych uzyskany w wyniku badań modelowych przedstawiono na rysunku 6.11.



Rys.6.11. Przebieg sił w linach nośnych po obu stronach linopędni podczas hamowania bezpieczeństwa uzyskane w wyniku symulacji numerycznej wykonanej modelem wielomasowym – strona A podnoszona, strona B opuszczana

W tabeli 6.5 zestawiono chwilowe wartości sił w linach nośnych uzyskane w wyniku symulacji numerycznej modelem wielomasowym oraz wyznaczone na ich podstawie wartości nacisków na linopędnię w odniesieniu do hamowania bezpieczeństwa.

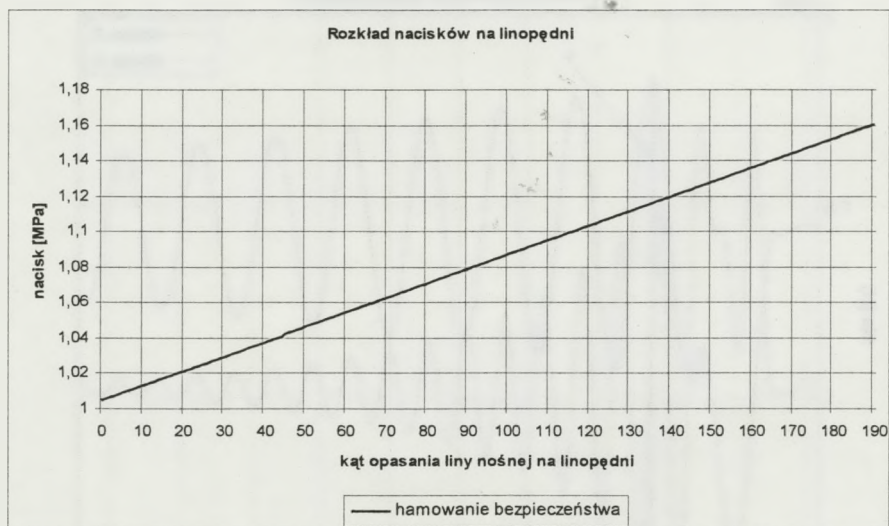
Naciski średnie i liniowe w odniesieniu do hamowania bezpieczeństwa wyznaczone za pomocą modelu wielomasowego

Tabela 6.5

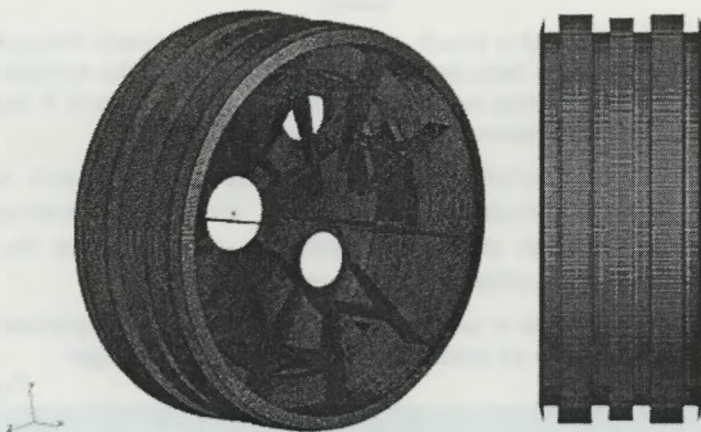
Punkt	S _A [N]	S _B [N]	Nacisk po stronie obciążonej $\alpha = 190^\circ$ [MPa]	Nacisk po stronie nieobciążonej $\alpha = 0^\circ$ [MPa]	Nacisk średni [MPa]
1	174400	151000	1,16	1,01	1,08

Model MES linopędni wykonano w programie MSC.Patran, który jest zarówno preprocesorem służącym do budowy modelu geometrycznego oraz definiowania modelu obliczeniowego, jak i postprocesorem służącym do wizualizacji wyników analizy. Do budowy modelu użyto

elementy 2D typu quad4. Liczba zastosowanych elementów wyniosła 201872. Zdyskretyzowany model linopędni przedstawiono na rysunku 6.13.



Rys.6.12. Rozkład nacisków liniowych na linopędni w zależności od kąta opasania liny w odniesieniu do hamowania bezpieczeństwa wyznaczone za pomocą modelu wielomasowego



Rys.6.13. Model dyskretny linopędni 4L-4000

Warunki brzegowe obciążenia, założono w postaci ciśnienia w miejscach styku wykładziny z linopędnią. Modelowanie nacisków średnich wykonano rutynowym sposobem poprzez zadanie ciśnienia na obciążonych obszarach modelu. Natomiast uwzględnienie nacisków liniowych wykonano według opisanego poniżej schematu:

- w środku obrotu linopędni utworzono dwa układy współrzędnych walcowych,
- na kącie opasania lin nośnych $\alpha \in (0^\circ, 190^\circ)$ założono obciążenie zewnętrzne w postaci ciśnienia, pochodzącego od mniej obciążonej liny (rys. 6.14a) wyznaczonego według zależności:

$$P_B = \frac{S_B}{R \cdot S_{zw}}$$

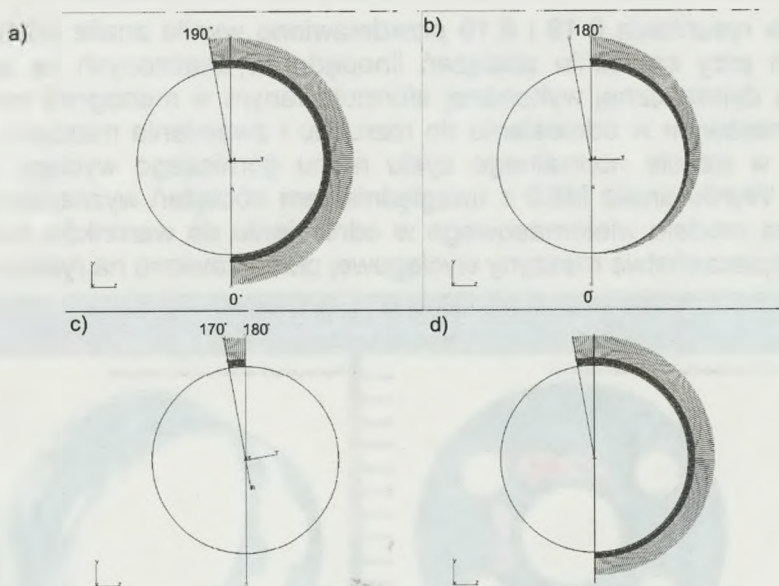
- na kącie $T_1 \in (0^\circ, 180^\circ)$ względem pierwszego walcowego układu współrzędnych zdefiniowano obciążenie (rys. 6.14b) według następującego wzoru:

$$P_1(T_1) = P_A(\alpha = 180^\circ) - P_B$$

- na kącie $T_2 \in (170^\circ, 180^\circ)$ względem drugiego układu współrzędnych obróconego w stosunku do pierwszego o kąt 10° zadano obciążenie (rys. 14c) wg wzoru:

$$P_2(T_2) = P_A(\alpha = 190^\circ) - P_B$$

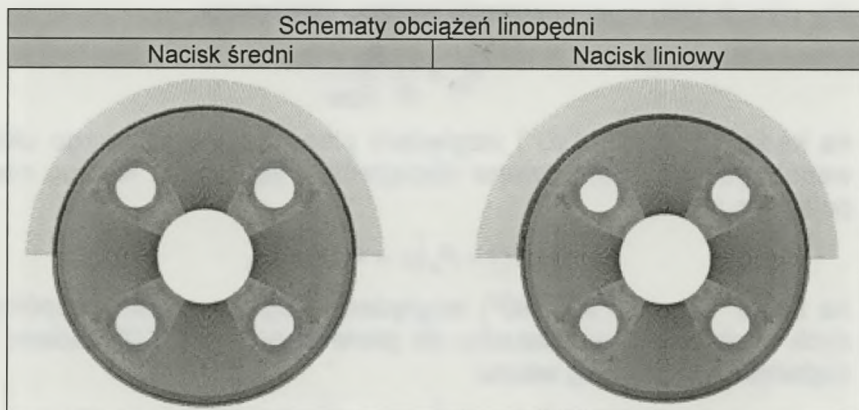
Sumując obciążenia zewnętrzne: $P_B + P_1(T_1) + P_2(T_2)$, otrzymano liniowy nacisk P na kącie opasania lin nośnych na linopędni (rys. 6.14d).



Rys.6.14. Modelowanie na linopędni obciążeń zewnętrznych o charakterze liniowym

Przedstawiona powyżej metoda definiowania obciążeń liniowych może być również zastosowana do definiowania obciążeń według rozkładu Eulera.

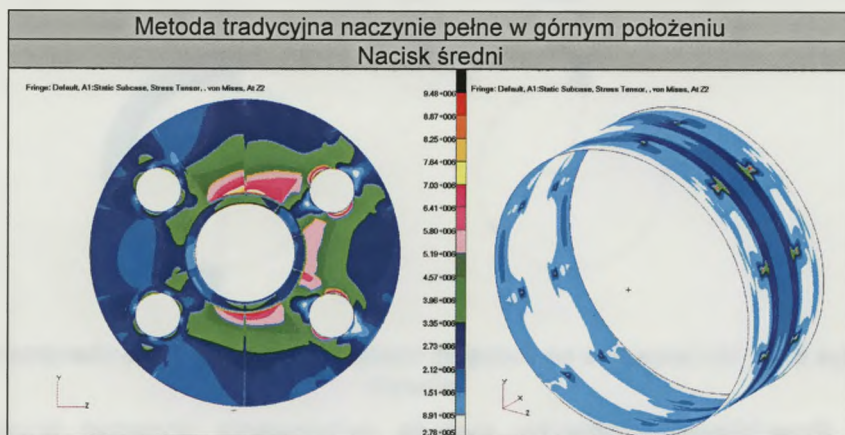
Na rysunkach 6.16 do 6.19 przedstawiono wyniki, w postaci rozkładu naprężeń w dwóch podstawowych elementach linopędni, tj. płaszczu i dyskach bocznych, uzyskane z przeprowadzonych analiz MES w odniesieniu do różnych sposobów obciążenia.



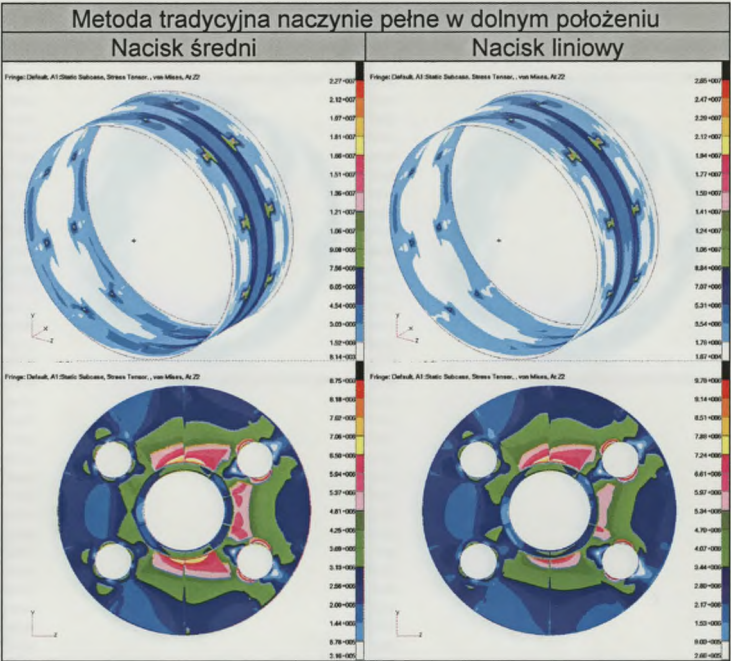
Rys.6.15. Średni i liniowy schemat obciążeń linopędni

Wyniki analiz MES przedstawione na rysunkach 6.16 i 6.17 odnoszą się do przyjętych w sposób tradycyjny wartości obciążeń.

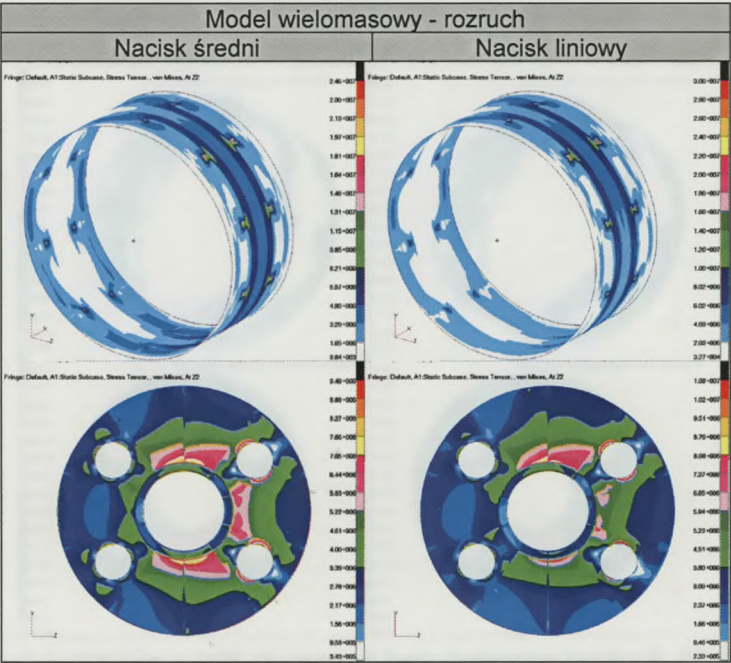
Na rysunkach 6.18 i 6.19 przedstawiono wyniki analiz MES wykonanych przy założeniu obciążeń linopędni wyznaczonych za pomocą analizy dynamicznej wykonanej sformułowanym w monografii modelem wielomasowym w odniesieniu do rozruchu i zwalniania maszyny wyciągowej w trakcie normalnego cyklu ruchu górniczego wyciągu szybowego. Wyniki analiz MES z uwzględnieniem obciążeń wyznaczonych za pomocą modelu wielomasowego w odniesieniu do warunków hamowania bezpieczeństwa maszyny wyciągowej przedstawiono na rysunku 6.20.



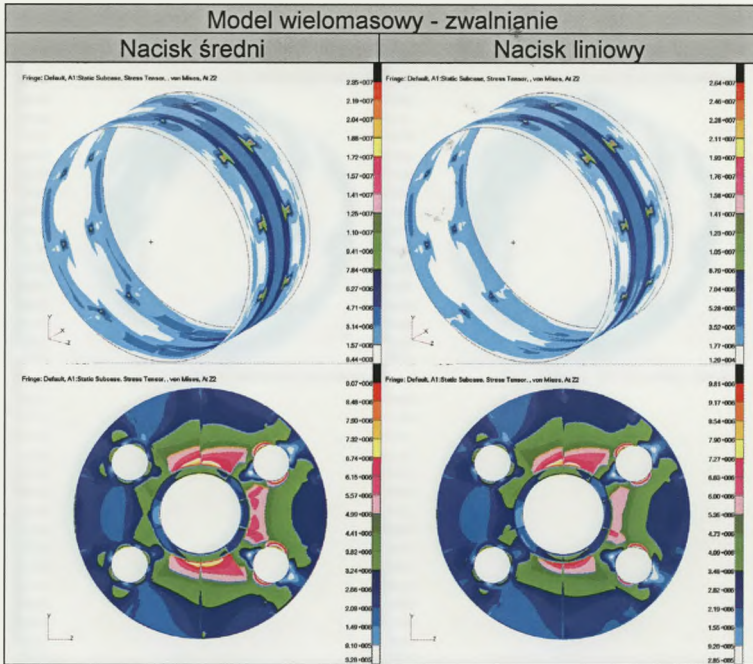
Rys.6.16. Rozkład naprężeń zredukowanych [Pa] w płaszczu i dyskach bocznych linopędni w odniesieniu do obciążeń wyznaczonych metodą tradycyjną, naczynie pełne w górnym położeniu



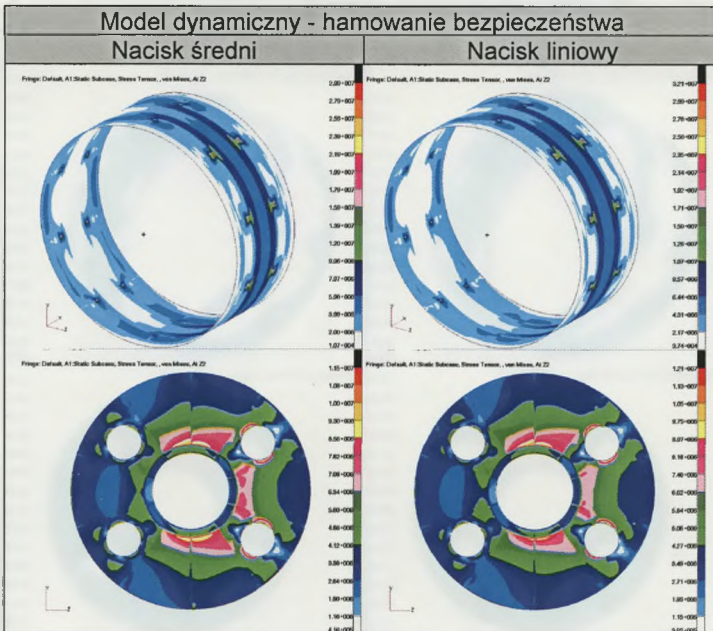
Rys.6.17. Rozkład naprężeń zredukowanych [Pa] w płaszczu i dyskach bocznych linopędni w odniesieniu do obciążeń wyznaczonych metodą tradycyjną, naczynie pełne w dolnym położeniu



Rys.6.18. Rozkład naprężeń zredukowanych [Pa] w płaszczu i dyskach bocznych linopędni w odniesieniu do obciążeń wyznaczonych za pomocą modelu wielomasowego podczas rozruchu



Rys.6.19. Rozkład naprężeń zredukowanych [Pa] w płaszczu i dyskach bocznych linopędni w odniesieniu do obciążeń wyznaczonych za pomocą modelu wielomasowego podczas zwalniania

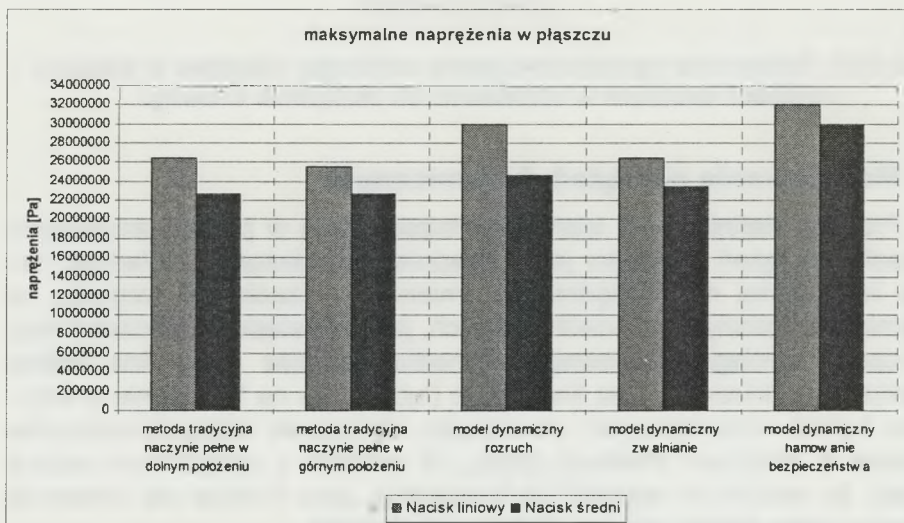


Rys.6.20. Rozkład naprężeń zredukowanych [Pa] w płaszczu i dyskach bocznych linopędni w odniesieniu do obciążeń wyznaczonych za pomocą modelu wielomasowego podczas hamowania bezpieczeństwa

Porównanie maksymalnych wartości naprężeń w płaszczu i dyskach bocznych uzyskanych w wyniku obliczeń MES dla obciążenia przyjętego jako średnie i liniowe przedstawiono na rysunkach 6.21 i 6.22.



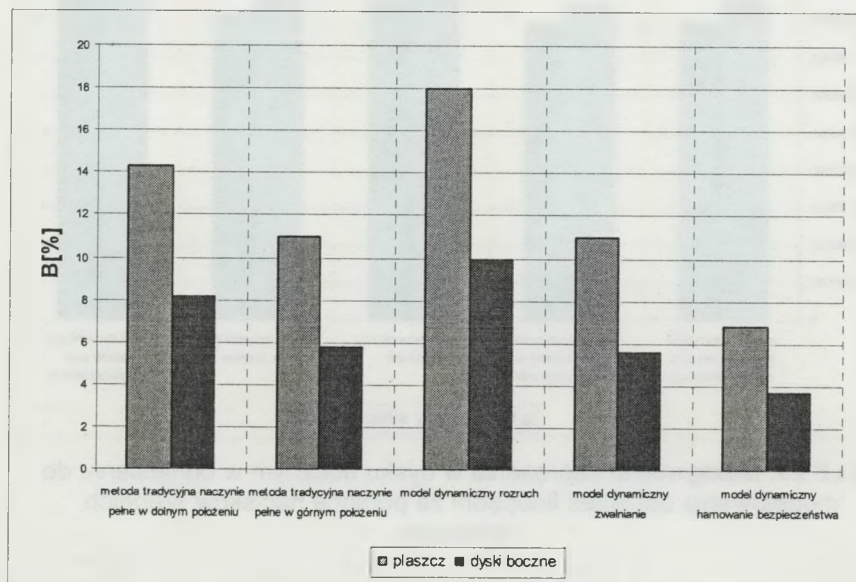
Rys.6.21. Maksymalne naprężenia w dysku bocznym w odniesieniu do modelowania obciążeń linopędni za pomocą nacisków średnich i liniowych



Rys.6.22. Maksymalne naprężenia w płaszczu w odniesieniu do modelowania obciążeń linopędni za pomocą nacisków średnich i liniowych

Z przeprowadzonych analiz wynika, że większe wartości naprężeń zarówno w płaszczu, jak i dyskach bocznych uzyskuje się w odniesieniu do liniowego rozkładu obciążeń. Na rysunku 6.23 przedstawiono procentowy wzrost naprężeń w płaszczu i dyskach przy zastosowaniu obciążenia liniowego w stosunku do obciążenia średniego.

$$B = \frac{P_L - P_S}{P_L} \cdot 100\%$$



Rys.6.23. Porównanie wyników obciążenia średniego, naprężeń w płaszczu i dyskach bocznych w odniesieniu do obciążenia liniowego

6.4. Modelowanie obciążeń dynamicznych

Problem definiowania warunków brzegowych w postaci zmiennych w czasie obciążeń linopędni jest zagadnieniem złożonym. Wartość nacisku liny nośnej na linopędni jest zmienna w czasie, ze względu na dynamiczne zmiany sił w linach nośnych, jakie występują podczas pracy górniczego wyciągu szybowego. Ponadto podczas pracy lina nośna przewija się cyklicznie przez linopędnie (lub nawija na linopędnie w przypadku bębnow nawojowych) powodując obciążanie różnych obszarów płaszcza w kolejnych chwilach czasu. W związku z powyższym można przyjąć, że nacisk lin nośnych na linopędnię, jako funkcja siły zmiennej w czasie i kąta obrotu opisany będzie zależnością:

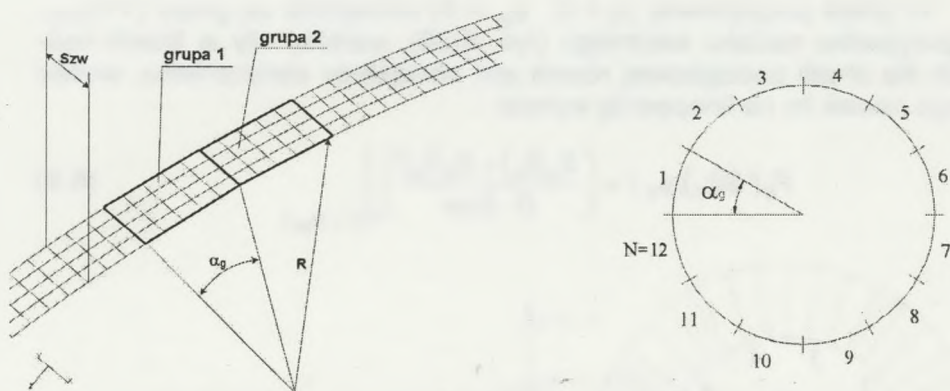
$$P(S(t), \phi) = \left(\frac{S_A(t) + S_B(t)}{D \cdot S_{zw}} \right)_{\phi} \quad (6.6)$$

W odniesieniu do obliczeń MES zjawisko to można zasymulować na dwa sposoby. Pierwszy polega na dyskretyzacji linopędni i liny nośnej. Między linopędną a liną, zakładane są wówczas kontaktowe warunki brzegowe. Podejście to jest bardzo kłopotliwe z punktu widzenia obliczeń MES ze względu na konieczność uwzględnienia zjawiska kontaktowego w analizie.

Inny sposób, przedstawiono w niniejszej monografii będący autorską metodą obciążania linopędni polega na uwzględnieniu zarówno zmiany wartości sił w linach nośnych, jak i zmiany występowania obciążenia na linopędni. W opracowanej metodzie uwzględniono zarówno modelowanie obciążeń poprzez nacisk średni, jak również uwzględniono liniowy rozkład nacisków na kącie opasania liny nośnej na linopędni.

W metodzie tej założono, że nacisk lin nośnych na linopędni jest zmienny w czasie oraz zmienne jest miejsce występowania nacisku na linopędni (co wynika ze zmian obciążeń i ruchu obrotowego linopędni). W odniesieniu do nacisku średniego dla danej chwili czasu na kącie opasania liny nośnej na linopędni wartość nacisku jest średnia i stała. W przypadku nacisku liniowego na kącie opasania liny nośnej na linopędni wartość nacisku ma charakter liniowy i osiąga maksimum po stronie nadwagi i minimum po stronie przeciwnej.

Miejsce styku wykładziny z płaszczem linopędni na modelu MES podzielono kątoowo na N grup (rys. 6.24). W skład jednej grupy wchodzi odpowiednie elementy i węzły modelu.

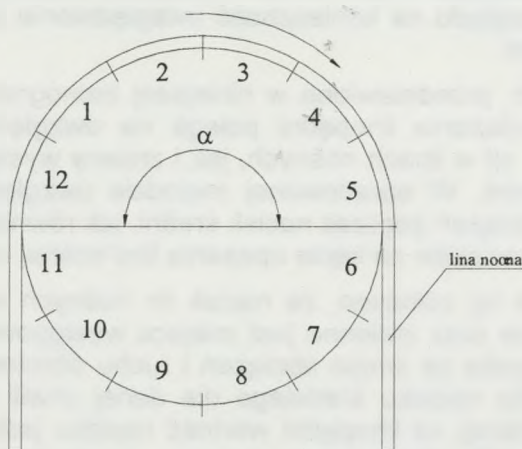


Rys.6.24. Podział modelu MES linopędni na grupy obciążeń

Jedna grupa ma szerokość równą stykowi wykładziny z linopędną, a jej długość kątoowa wynosi:

$$\alpha_g = \frac{360^\circ}{N} \quad (6.7)$$

Podczas całej analizy wytrzymałościowej obciążenie wywierane na linopędnię jest na kącie opasania lin nośnych niezależne od czasu i jej kąta obrotu (rys. 6.25).

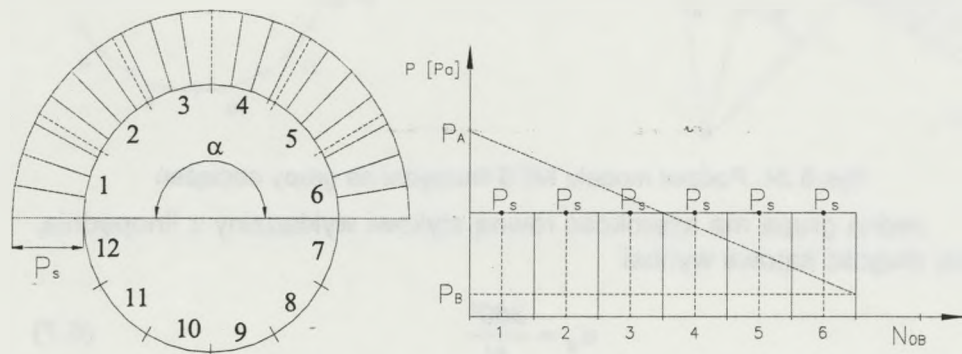


Rys.6.25. Obciążenie grup linopędni na kącie opasania liny nośnej
Wobec tego obciążone są zawsze grupy w liczbie:

$$N_{OB} = \frac{\alpha}{\alpha_g} [szt] \quad (6.8)$$

W chwili początkowej ($t_0 = 0$, $\phi_0 = 0$) obciążone są grupy $(1+N_{OB})$. W przypadku nacisku średniego (rys. 6.26), wartość siły w linach nośnych dla chwili początkowej równa jest obciążeniu statycznemu, wobec czego nacisk lin na linopędnię wynosi:

$$P_s(S(t_0), \phi_0) = \left(\frac{S_A(t_0) + S_B(t_0)}{D \cdot Sz_w} \right) \Big|_{0 | (1+N_{OB})} \quad (6.9)$$



Rys.6.26. Rozkład obciążeń średnich na linopędnię

W odniesieniu do nacisku liniowego wywieranego na linopędnię jego wartość dla chwili początkowej wyznaczona jest z zależności:

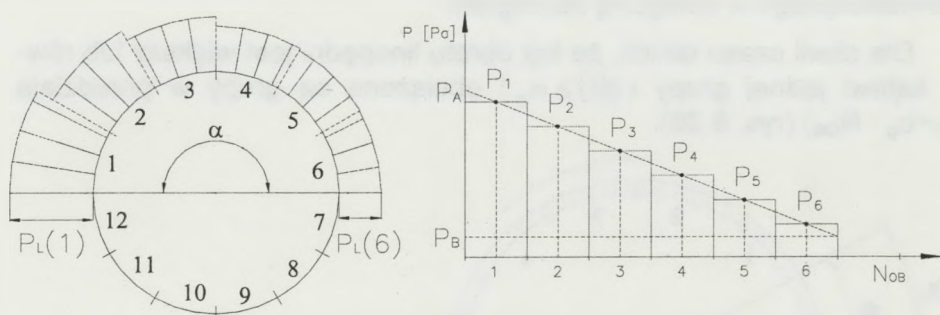
$$P_L(S(t_0), \phi_0, i) = \left(\frac{S_A(t_0) - (i - 0,5) \cdot \Delta S}{R \cdot Sz_w} \right) \Big|_{0|_i} \quad (6.10)$$

gdzie:

i – numer kolejnej grupy ($i = 1, 2, 3, \dots, N_{OB}$)

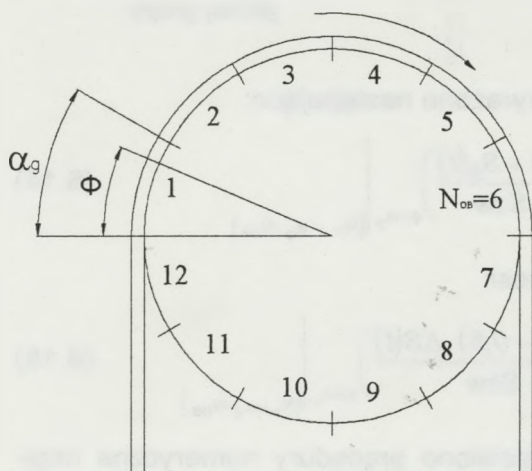
$$\Delta S = \frac{S_{A_stat} - S_{B_stat}}{N_{OB}}$$

Naciski wyznaczone z zależności (6.10) są średnimi naciskami lin nośnych wywieranymi na jedną grupę podziałową linopędni (rys. 6.27).



Rys.6.27. Rozkład obciążeń liniowych na linopędni

Dla kolejnych chwil czasu, dla których kąt obrotu linopędni jest mniejszy od kąta jednej grupy $\phi(t) < \alpha_g$, miejsce obciążenia nie zmienia się natomiast wartość siły w linach nośnych ulega zmianie, a tym samym zmienia się wartość nacisku lin na model (rys. 6.28).



Rys.6.28. Obciążenie modelu MES linopędni dla kąta obrotu mniejszego od jednej grupy

Wartość nacisku średniego wynosi:

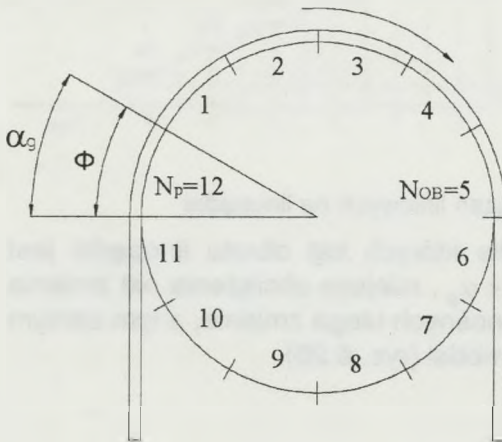
$$P_S(S(t), \phi) = \left(\frac{S_A(t) + S_B(t)}{D \cdot Szw} \right) \Bigg|_{\phi < \alpha_g} \Bigg|_{(1 \div N_{OB})} \quad (6.12)$$

natomiast nacisk liniowy wyrażono w następujący sposób:

$$P_L(S(t), \phi, i) = \left(\frac{S_A(t) - (i - 0,5) \cdot \Delta S(t)}{R \cdot Szw} \right) \Bigg|_{\phi < \alpha_g} \Bigg|_{(1 \div N_{OB})} \quad (6.13)$$

Aktualną wartość siły w linach po obu stronach linopędni dla określonej chwili czasu wyznacza się z wielomasowego modelu dynamiki sformułowanego w niniejszej monografii.

Dla chwil czasu takich, że kąt obrotu linopędni jest większy lub równy kątowi jednej grupy ($\phi(t) \geq \alpha_g$) obciążone są grupy w przedziale $(N_P + \alpha_g \cdot N_{OB})$ (rys. 6.29).



Rys.6.29. Obciążenie modelu MES linopędni dla kąta obrotu większego lub równego od jednej grupy

Wartość nacisku średniego wyrażono następująco:

$$P_S(S(t), \phi) = \left(\frac{S_A(t) + S_B(t)}{D \cdot Szw} \right) \Bigg|_{\phi \geq \alpha_g} \Bigg|_{(N_P + \alpha_g \cdot N_{OB})} \quad (6.14)$$

Natomiast nacisk liniowy wynosi:

$$P_L(S(t), \phi, i) = \left(\frac{S_A(t) - (i - 0,5) \cdot \Delta S(t)}{R \cdot Szw} \right) \Bigg|_{\phi \geq \alpha_g} \Bigg|_{(N_P + \alpha_g \cdot N_{OB})} \quad (6.15)$$

W tabelach 6.6 i 6.7 przedstawiono procedury numeryczne napisane w środowisku MATLAB, realizujące opisany proces modelowania

obciążeń dynamicznych linopędni. Procedury te są częścią programu do analizy dynamicznej górniczego wyciągu szybowego z wykorzystaniem omówionego w monografii modelu wielomasowego.

Danymi wejściowymi w obu przedstawionych w tabelach 6.6 i 6.7 procedurach są macierze jednostkowe **t**, **SA** i **SB**.

Macierz jednostkowa **t** zawiera wartości chwil czasu odpowiadające obrotowi linopędni o kąt α_g i ma następującą postać:

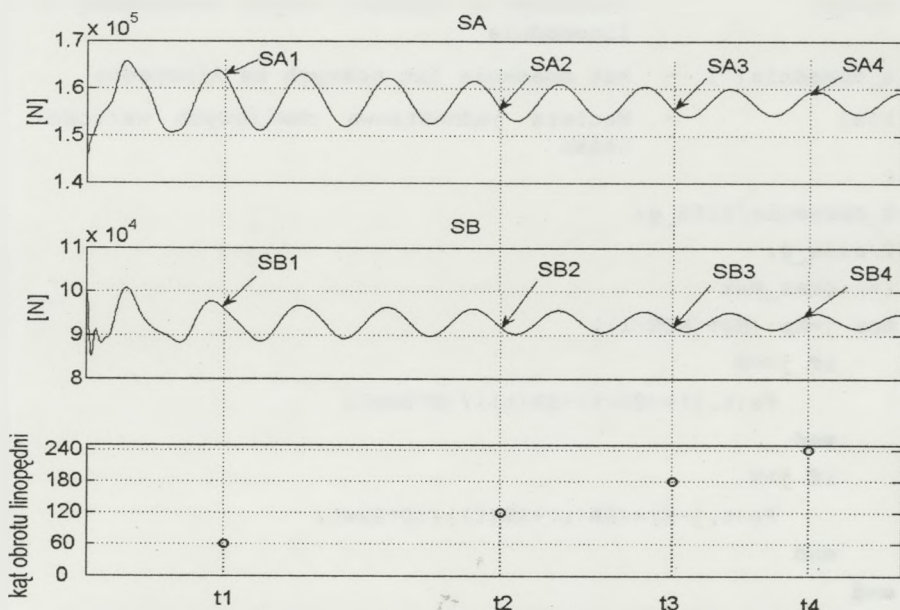
$$\mathbf{t} = [t_1(\alpha_g) \ t_2(2\alpha_g) \ t_3(3\alpha_g) \ \dots \ t_{\text{czas_max}}(\max \alpha_g)]^T.$$

Macierze jednostkowe **SA** i **SB** zawierają wartości chwilowe sił w linach nośnych po obu stronach linopędni odpowiadające chwilą czasu zawartym w macierzy **t** i mają następującą postać:

$$\mathbf{SA} = [\mathbf{SA}(t_1) \ \mathbf{SA}(t_2) \ \mathbf{SA}(t_3) \ \dots \ \mathbf{SA}_{\max}(t_{\text{czas_max}})]^T,$$

$$\mathbf{SB} = [\mathbf{SB}(t_1) \ \mathbf{SB}(t_2) \ \mathbf{SB}(t_3) \ \dots \ \mathbf{SB}_{\max}(t_{\text{czas_max}})]^T.$$

Na rysunku 6.30 przedstawiono sposób wyznaczania elementów macierzy **t**, **SA** i **SB**.



Rys.6.30. Sposób wyznaczania elementów macierzy **t**, **SA** i **SB** w odniesieniu do kąta $\alpha_g=60^\circ$

W wyniku zastosowanych procedur uzyskano efekt przewijania przez linopędnię liny nośnej z równoczesną zmianą wartości siły. Wyniki analiz dynamicznych z zastosowaniem opisaną metodą zaprezentowano w rozdziale 7.

Procedura numeryczna definiująca nacisk średni

Tabela 6.6

```

function [Ps]=nacisk_sredni(SA,SB,alfa_g,D,Szw,k_opasania,t)

%                               Dane wejściowe
%  SA[N]          - Macierz jednostkowa chwilowych wartości
%                  sił w linii nośnej po stronie podnoszenia
%                  nadwagi w miejscach jej styku
%                  z linopędnia wyznaczona na drodze
%                  symulacji numerycznej modelem
%                  wielomasowym

%  SB[N]          - Macierz jednostkowa chwilowych wartości
%                  sił w linii nośnej po stronie opuszczania
%                  pustego naczynia w miejscach jej styku
%                  z linopędnia wyznaczona na drodze
%                  symulacji numerycznej modelem
%                  wielomasowym

%  alfa_g[°]      - kąt podziału linopędni

%  D[m]           - średnica linopędni

%  Szw[m]         - szerokość w miejscu styku wykładziny z
%                  linopędnia

%  k_opasania[°]  - kąt opasania lin nośnych na linopędni

%  t[s]           - Macierz jednostkowa chwilowych wartości
%                  czasu

Np=1;
NOB=k_opasania/alfa_g;
N=360/alfa_g;
for t=1:czas_max
    for j=Np:(Np+(NOB-1))
        if j<=N
            Ps(t,j)=(SA(t)+SB(t))/(D*Szw);
        end
        if j>N
            Ps(t,j-N)=(SA(t)+SB(t))/(D*Szw);
        end
    end
    Np=Np+1;
    if Np>=N
        Np=1;
    end
end

End

```


Procedura numeryczna definiująca nacisk liniowy

Tabela 6.7

```

function [PL]=nacisk_linowy(SA,SB,alfa_g,R,Szw,k_opasania,t)

%                               Dane wejściowe
% SA[N]           - Macierz jednostkowa chwilowych wartości
%                  sił w linie nośnej po stronie podnoszenia
%                  nadwagi w miejscach jej styku
%                  z linopędnia wyznaczona na drodze
%                  symulacji numerycznej modelem
%                  wielomasowym
% SB[N]           - Macierz jednostkowa chwilowych wartości
%                  sił w linie nośnej po stronie opuszczania
%                  pustego naczynia w miejscach jej styku
%                  z linopędnia wyznaczona na drodze
%                  symulacji numerycznej modelem
%                  wielomasowym
% alfa_g[°]       - kąt podziału linopędni
% R[m]            - promień linopędni
% Szw[m]          - szerokość w miejscu styku wykładziny z
%                  linopędnia
% k_opasania[°]   - kąt opasania lin nośnych na linopędnia
% t[s]            - Macierz jednostkowa chwilowych wartości
%                  czasu

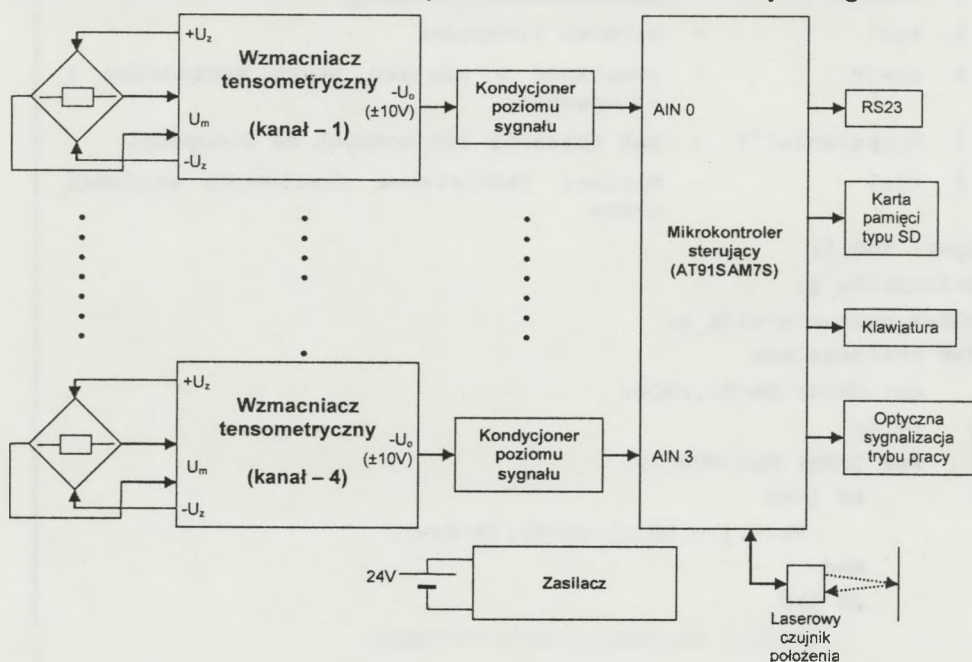
Np=1; f=0.5;
N=360/alfa_g;
NOB=k_opasania/alfa_g;
for t=1:czas_max
    ds=(SA(t)-SB(t))/NOB;
    f=.5;
    for j=Np:(Np+(NOB-1))
        if j<=N
            PL(t,j)=(SA(t)-ds*f)/(R*Szw);
        end
        if j>N
            PL(t,j-N)=(SA(t)-ds*f)/(R*Szw);
        end
        f=f+1;
    end
    Np=Np+1;
    if Np>=N
        Np=1;
    end
end
end

```

7. Pomiary i weryfikacja modelu MES linopędni obciążonego dynamicznie

7.1. Układ pomiarowy

W celu weryfikacji obliczeń wytrzymałościowych MES linopędni przeprowadzono pomiary na obiekcie rzeczywistym. Do realizacji zadania w ITG KOMAG zaprojektowano i wykonano czterokanałowy wzmacniacz tensometryczny z pamięcią próbek. Głównym założeniem przyjętym do zaprojektowania urządzenia było zapewnienie pełnej automatyzacji procesu pomiarowego, dzięki czemu możliwa była ciągła rejestracja naprężeń podczas pełnych cykli jazdy naczyń wyciągowych. Częstotliwość próbkowania rejestratora dobrano tak, aby istniała możliwość rejestracji dynamicznych zmian naprężeń w linopędni (300 Hz). Układ wyposażono w akumulatorowe źródło zasilania. Na rysunku 7.1 przedstawiono schemat blokowy wzmacniacza tensometrycznego.



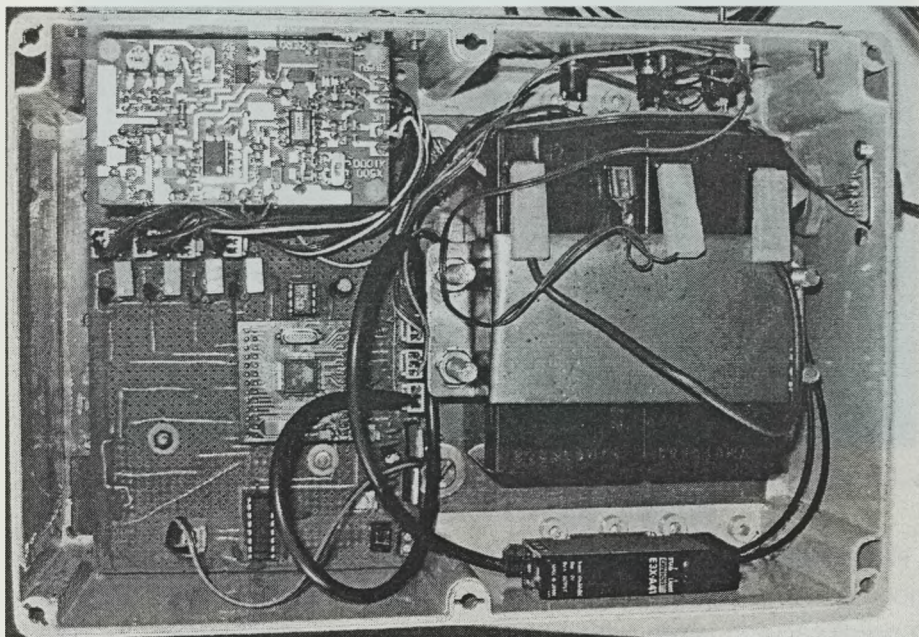
Rys.7.1. Schemat blokowy czterokanałowego wzmacniacza tensometrycznego z pamięcią próbek

Wzmacniacz tensometryczny zawiera cztery niezależne kanały pomiarowe. Wyniki pomiarów zapisywano do pamięci Flash. Sterowanie urządzenia realizowano za pomocą klawiatury lokalnej.

Wzmacniacz wyposażono również w laserowy czujnik położenia, który umożliwiał rejestrację liczby pełnych obrotów linopędni. Do komu-

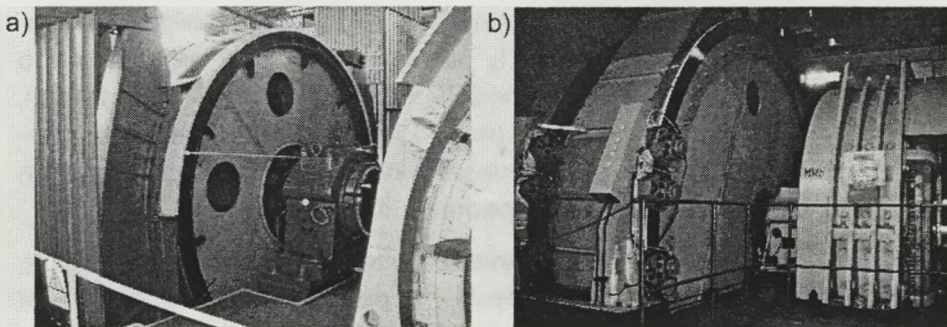
nikacji z komputerem PC urządzenie zostało wyposażone w interfejs RS232. Z poziomu komputera kontrolowano parametry oraz przesył danych pomiarowych. Do obsługi rejestratora wykorzystano program HyperTerminal.

Rejestrator (rys. 7.2) zasilano z dwóch akumulatorów żelowych o napięciu 12 V. Ładowanie akumulatorów odbywało się z zewnętrznej ładowarki.



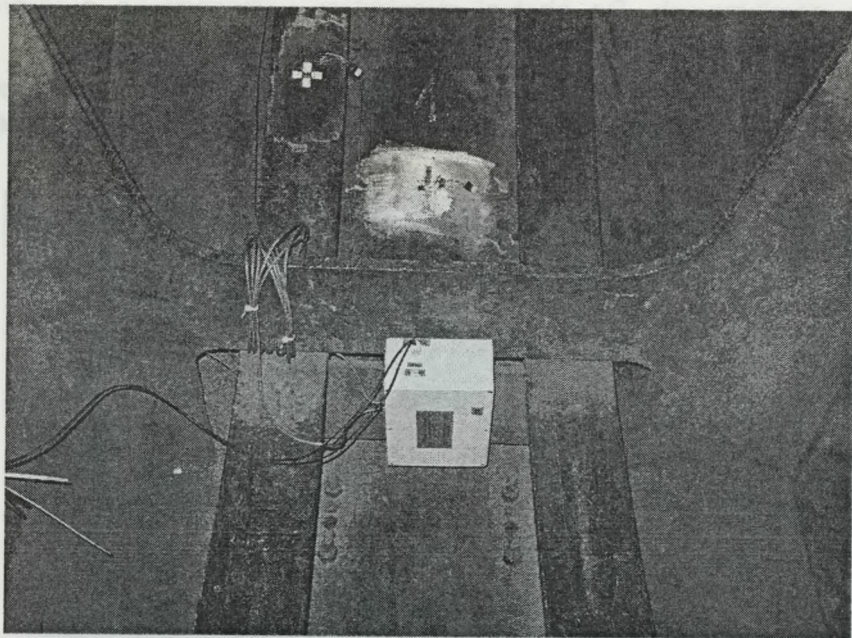
Rys.7.2. Wygląd wnętrza czterokanałowego wzmacniacza tensometrycznego

Za pomocą rejestratora przeprowadzono pomiary naprężeń w dwóch linopędniach (rys. 7.3) w czasie rzeczywistym podczas normalnej pracy obejmującej cały cykl wydobywczy, maszyny wyciągowej.



Rys.7.3: a) Linopędnia maszyny wyciągowej 4L-4000/2900,
b) linopędnia maszyny wyciągowej 2L-6000

Wzmacniacz tensometryczny zabudowano wewnątrz linopędni (rys. 7.4).

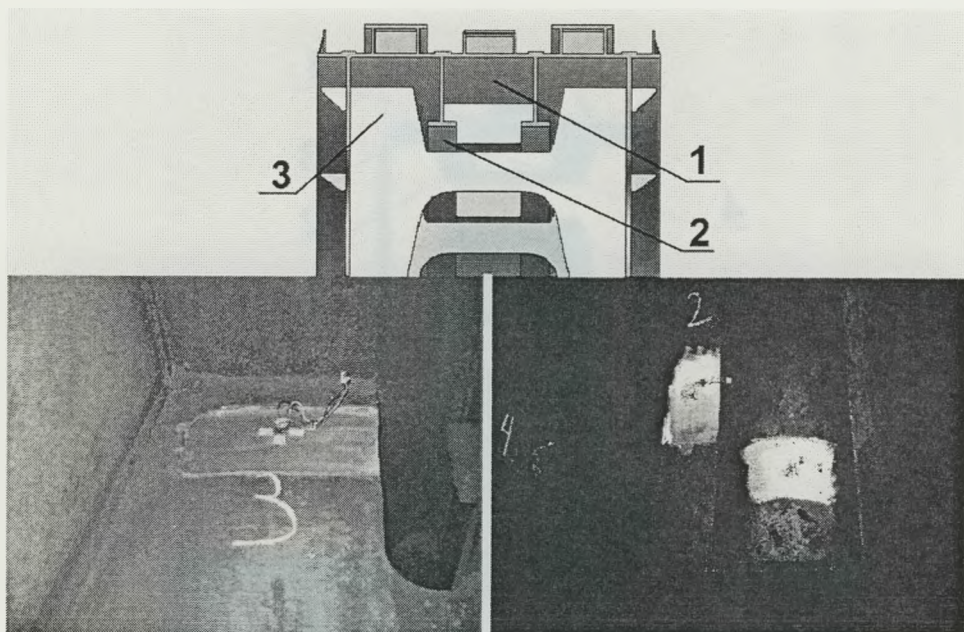


Rys.7.4. Wzmacniacz tensometryczny zabudowany na poprzecznych żebrach usztywniających w linopędni 4L-4000

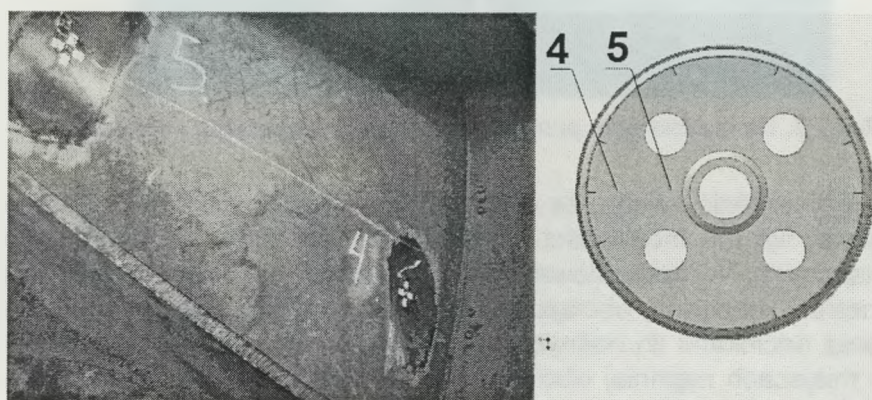
W odniesieniu do linopędni 4L-4000, pomiary naprężeń przeprowadzono dla ruchu pełnych oraz pustych naczyń wyciągowych przy różnych prędkościach jazdy ustalonej. W odniesieniu do linopędni 2L-6000, pomiary naprężeń przeprowadzono dla ruchu pustych naczyń wyciągowych przy różnych prędkościach jazdy ustalonej. W obu badanych linopędniach wytypowano 5 punktów, w których umieszczono tensometry pomiarowe.

Na rysunkach 7.5 i 7.6 przedstawiono lokalizację punktów pomiarowych w linopędni 4L-4000. Punkty pomiarowe nr 1 i 2 zlokalizowano pod płaszczem analizowanej linopędni: punkt nr 1 w jej osi symetrii, punkt nr 2 na żebrze obwodowym (nad którym przebiega jedna z czterech lin nośnych), punkt nr 3 umieszczono na żebrze poprzecznym (przeponie) w pobliżu płaszcza linopędni.

Punkty pomiarowe 4 i 5 umieszczono na dyskach bocznych, z czego punkt 4 w górnej części dysku, w pobliżu płaszcza, natomiast punkt 5 w pobliżu piasty.



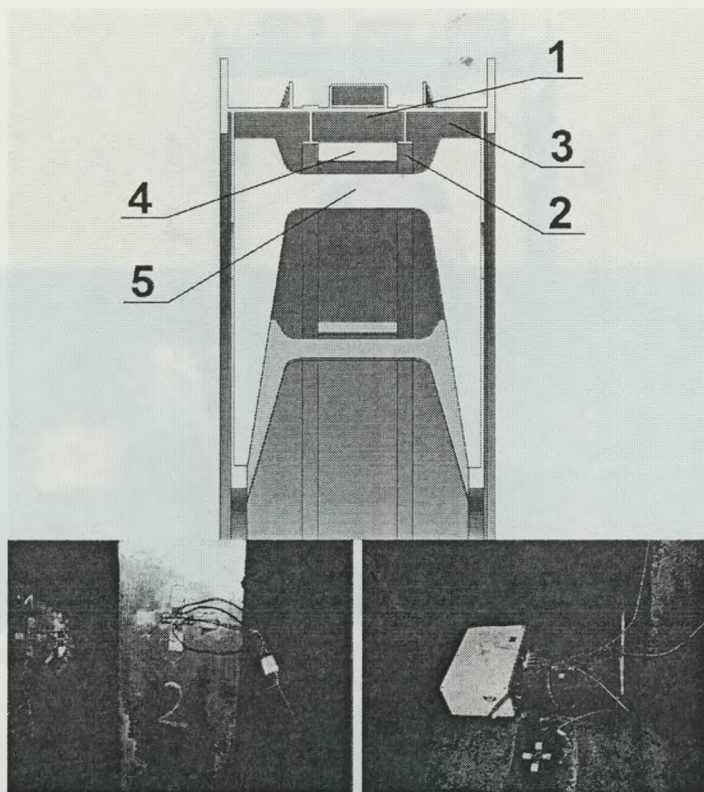
Rys.7.5. Umiejscowienie punktów pomiarowych wewnątrz linopędni 4L-4000/2900



Rys.7.6. Umiejscowienie punktów pomiarowych wewnątrz linopędni 4L-4000/2900

Na rysunku 7.7 przedstawiono rozmieszczenie punktów pomiarowych w linopędni 2L-6000. Punkty pomiarowe nr 1, 2 oraz 3 zlokalizowano pod płaszczem linopędni:

- punkt nr 1 w jej osi symetrii,
- punkt nr 2 na żębrze obwodowym,
- punkt nr 3 między żębrem obwodowym, a dyskiem bocznym linopędni.
- punkty nr 4 i 5 umieszczono na żębrze poprzecznym (przeponie).

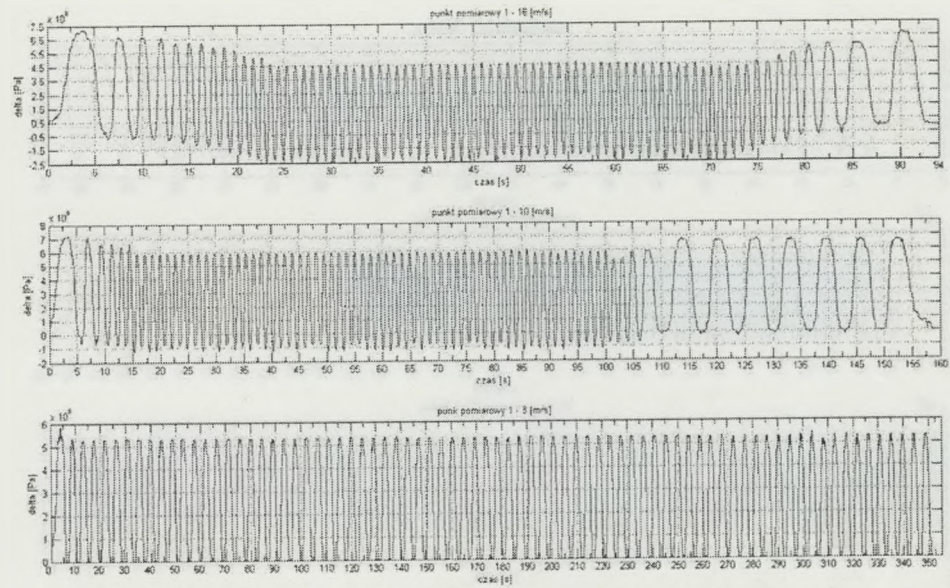


Rys.7.7. Umieszczenie punktów pomiarowych wewnątrz linopędni 2L-6000

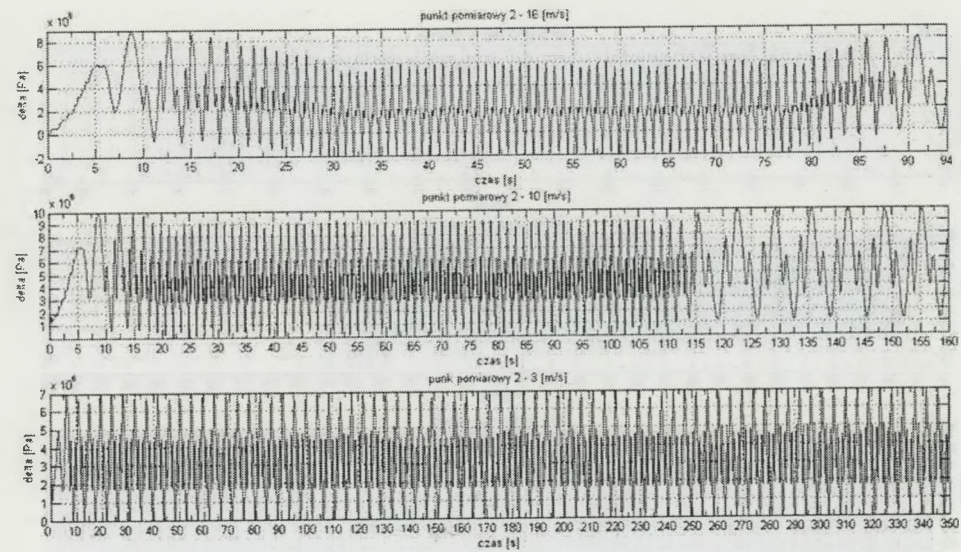
Należy zwrócić uwagę, że w przypadku linopędni czynnej maszyny wyciągowej nie ma możliwości naklejenia tensometrów na elementach nieobciążonych. W prezentowanych przypadkach w trakcie naklejania tensometrów linopędnia obciążona była masą pustych naczyń wyciągowych oraz odcinkami lin nośnych i wyrównawczych. Tensometry naklejano w miejscach najmniej obciążonych. W związku z tym, że podczas naklejania tensometrów panował pewien stan naprężeń uzyskane wyniki pomiarów naprężeń należy interpretować jako zakres zmian naprężeń.

Na rysunkach 7.8 do 7.17 przedstawiono zmianę naprężeń (delta [Pa]) w odniesieniu do określonych punktów pomiarowych w trakcie ruchu górniczego wyciągu szybowego.

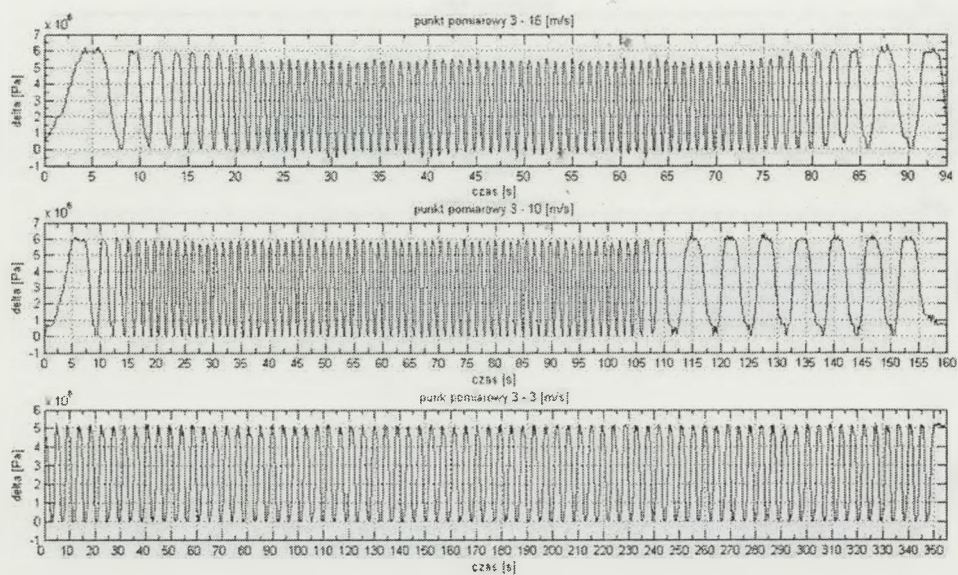
Wyniki przeprowadzonych pomiarów w odniesieniu do linopędni 4L-4000 przedstawiono na rysunkach od 7.8 do 7.12. Podczas prowadzenia pomiarów przy prędkości ruchu maszyny 16 m/s i 10 m/s naczynie wyciągowe obciążone było ładunkiem 16000 kg. Pomiary, przy jeździe pustymi naczyniami, realizowano dla prędkości jazdy ustalonej około 3 m/s.



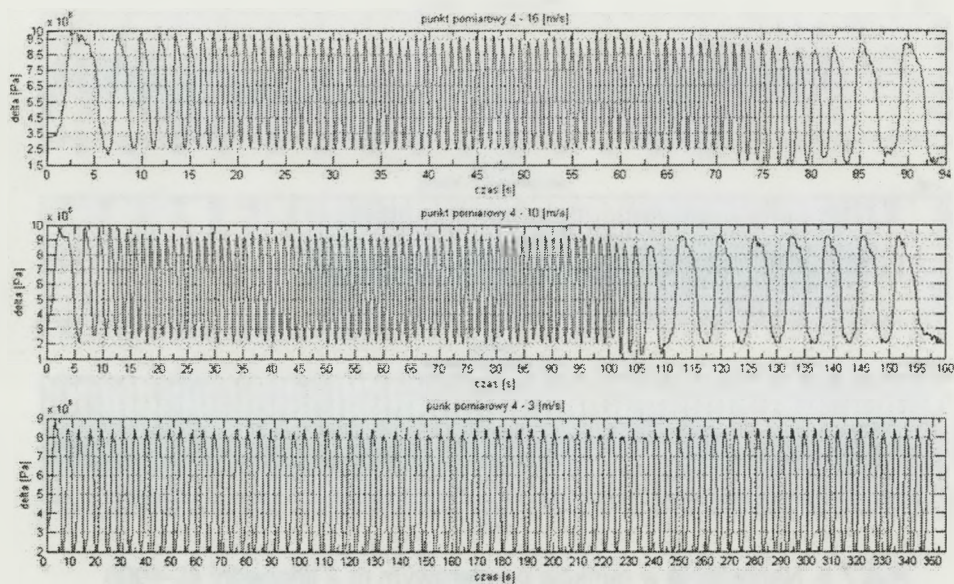
Rys.7.8. Naprężenia w punkcie pomiarowym nr 1 linopędni 4L-4000



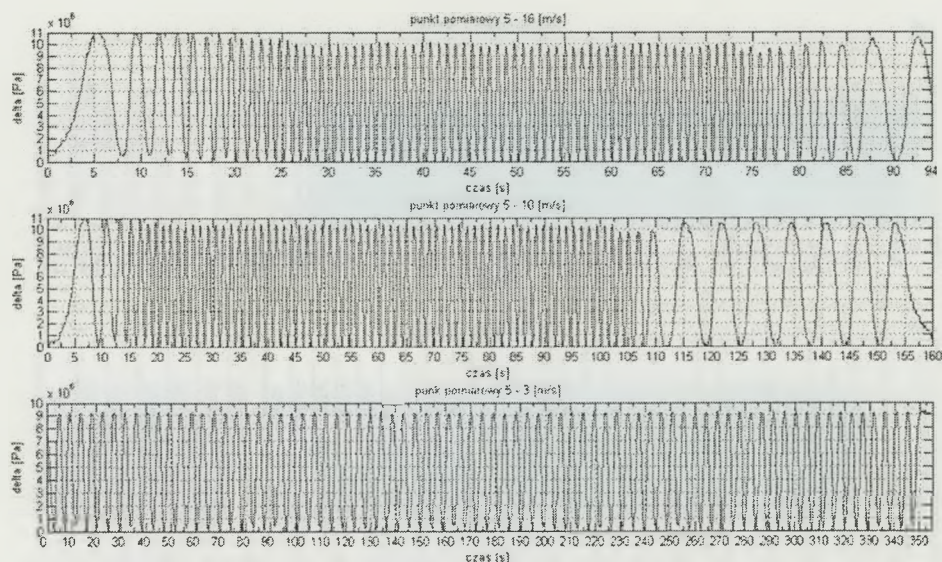
Rys.7.9. Naprężenia w punkcie pomiarowym nr 2 linopędni 4L-4000



Rys.7.10. Naprężenia w punkcie pomiarowym nr 3 linopędni 4L-4000

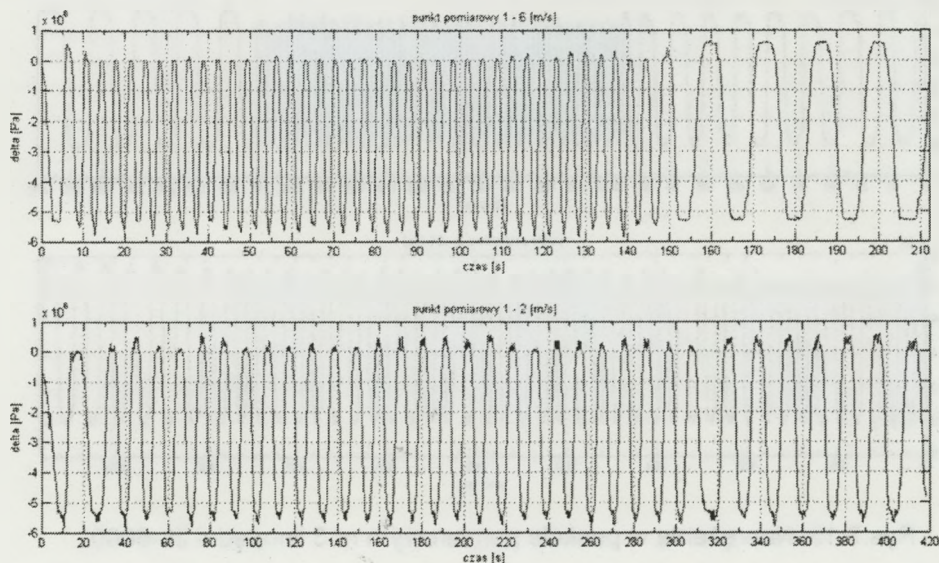


Rys.7.11. Naprężenia w punkcie pomiarowym nr 4 linopędni 4L-4000

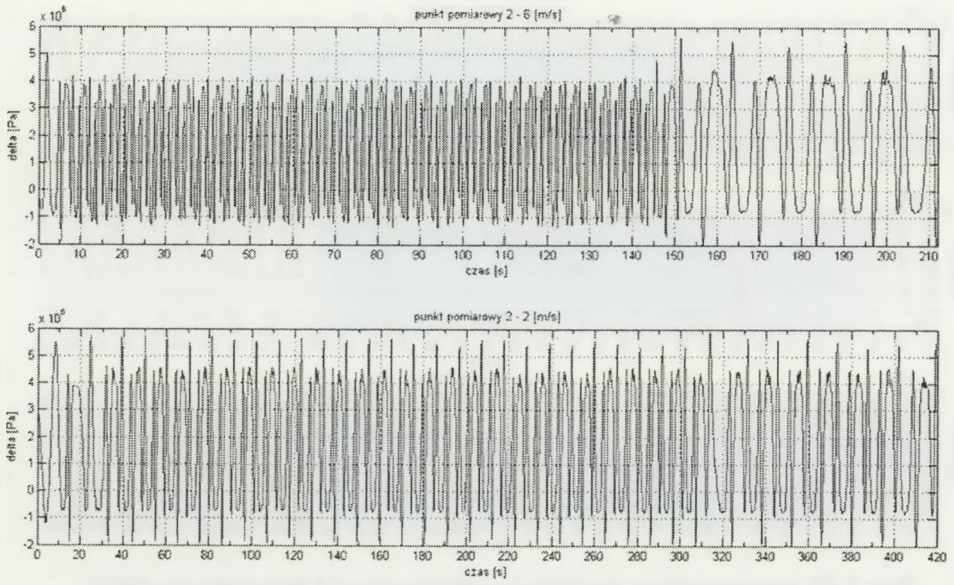


Rys.7.12. Naprężenia w punkcie pomiarowym nr 5 linopędni 4L-4000

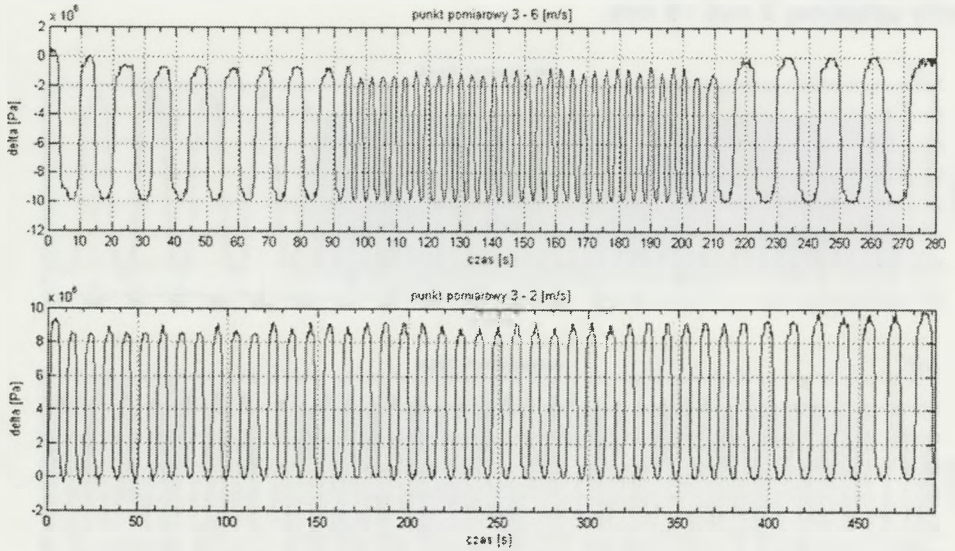
Wyniki prowadzonych pomiarów w odniesieniu do linopędni 2L-6000 przedstawiono na rysunkach 7.13 do 7.17. Pomiary przeprowadzono, przy ruchu pustych naczyń wyciągowych, podczas prędkości jazdy ustalonej 2 m/s i 6 m/s.



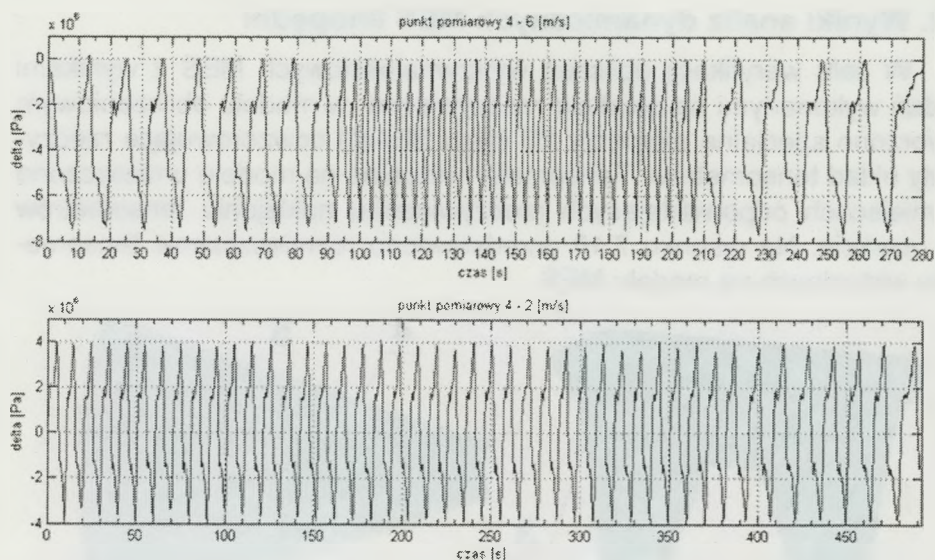
Rys.7.13. Naprężenia w punkcie pomiarowym nr 1 linopędni 2L-6000



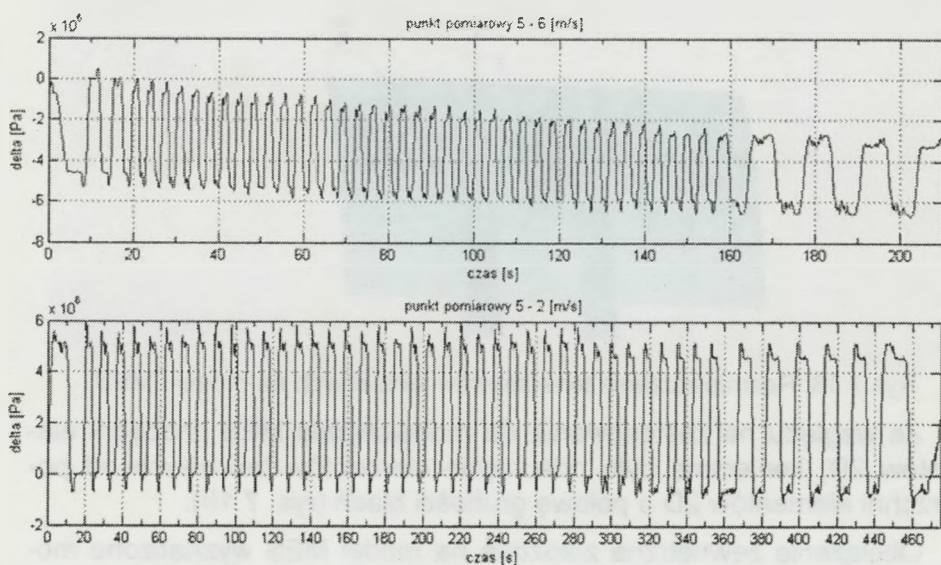
Rys.7.14. Naprężenia w punkcie pomiarowym nr 2 linopędni 2L-6000



Rys.7.15. Naprężenia w punkcie pomiarowym nr 3 linopędni 2L-6000



Rys.7.16. Naprężenia w punkcie pomiarowym nr 4 linopędni 2L-6000

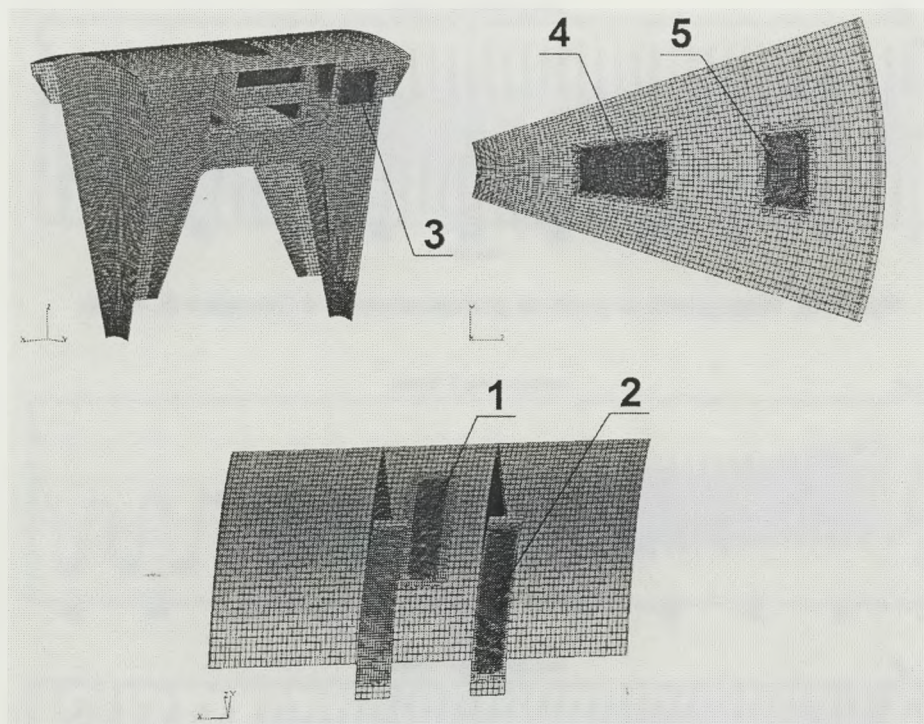


Rys.7.17. Naprężenia w punkcie pomiarowym nr 5 linopędni 2L-6000

W odniesieniu do zarejestrowanych wartości naprężeń nie zaobserwowano, aby dynamika lin w znaczący sposób wpływała na naprężenia linopędni w trakcie całego cyklu ruchu górniczego wyciągu szybowego. Należy zwrócić uwagę, że wartości zmian naprężeń w linopędniach są stosunkowo niskie w granicach do 10 MPa.

7.2. Wyniki analiz dynamicznych MES linopędni

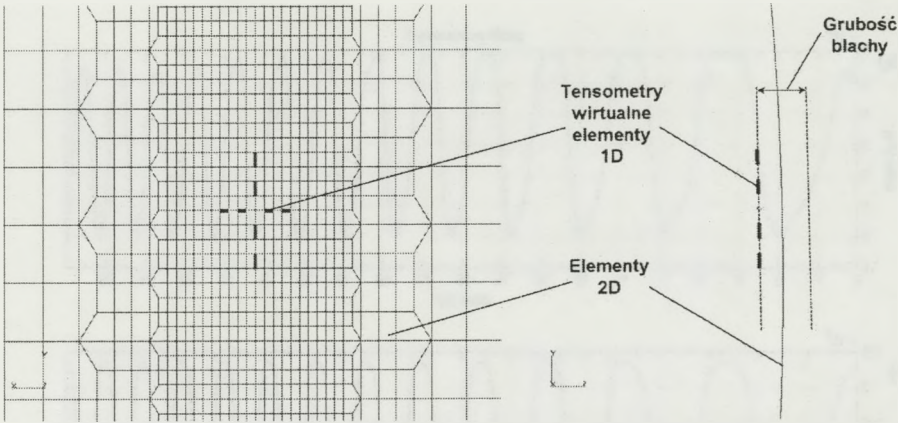
W celu weryfikacji obliczeń wytrzymałościowych MES z wynikami badań wykonanymi na obiekcie rzeczywistym, w modelu obliczeniowym utworzono specjalne elementy 1D (typu BEAM) odwzorowujące rzeczywisty układ tensometrów. Tensometry wirtualne na modelu umieszczono w miejscach odpowiadających rzeczywistemu naklejeniu tensometrów na obiekcie. Na rysunku 7.18 przedstawiono rozmieszczenie tensometrów wirtualnych na modelu MES.



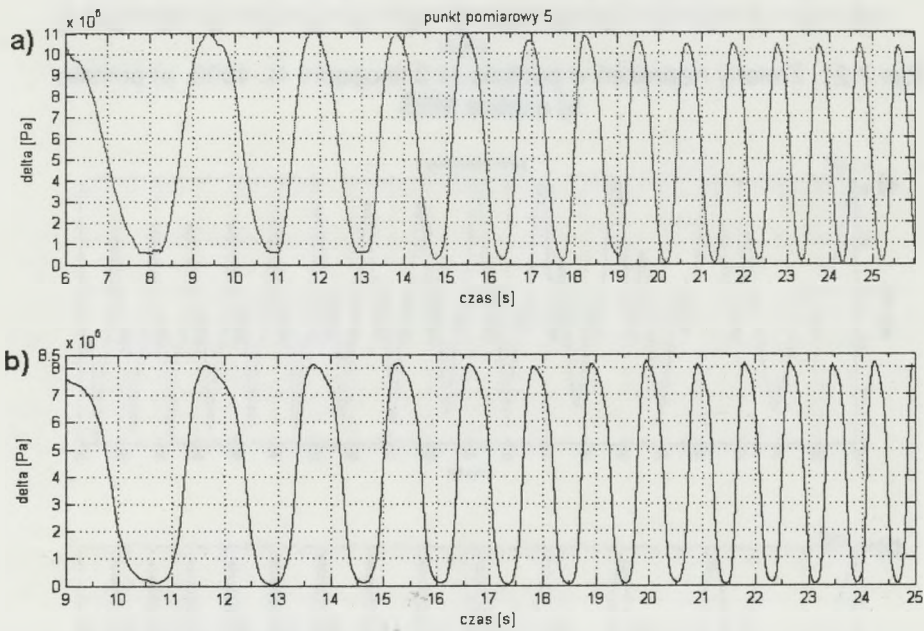
Rys.7.18. Rozmieszczenie tensometrów wirtualnych na modelu MES

Ze względu na zastosowanie do modelowania MES linopędni elementów 2D, konieczne było odsunięcie elementów belkowych od powierzchni elementów 2D o połowę grubości blach (rys. 7.19).

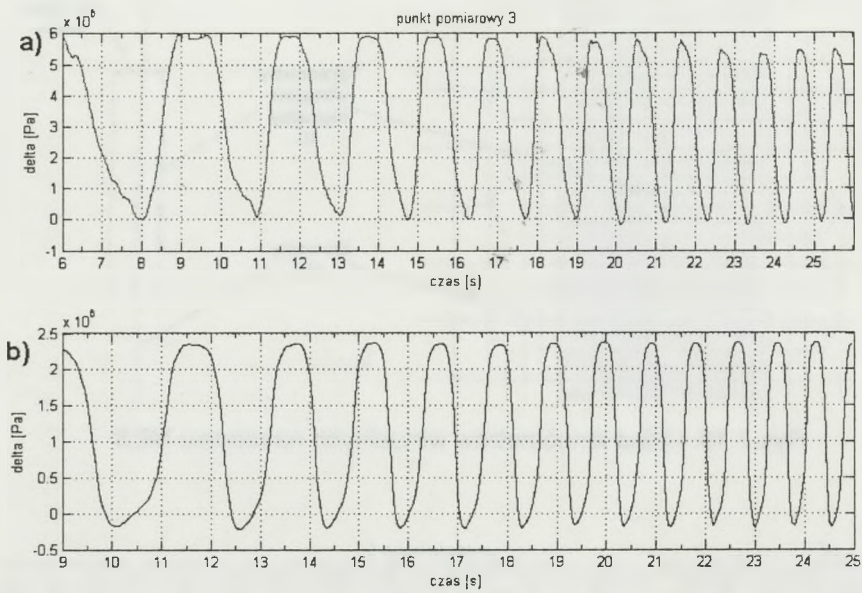
Obciążenie zewnętrzne założone na model MES wyznaczono modelem wielomasowym sformułowanym w monografii i założono na model obliczeniowy według schematu liniowego opisanego w rozdziale 6. Porównanie wyników analiz MES i pomiarów na obiekcie rzeczywistym w odniesieniu do tych samych punktów pomiarowych przedstawiono na rysunkach 7.20 do 7.22.



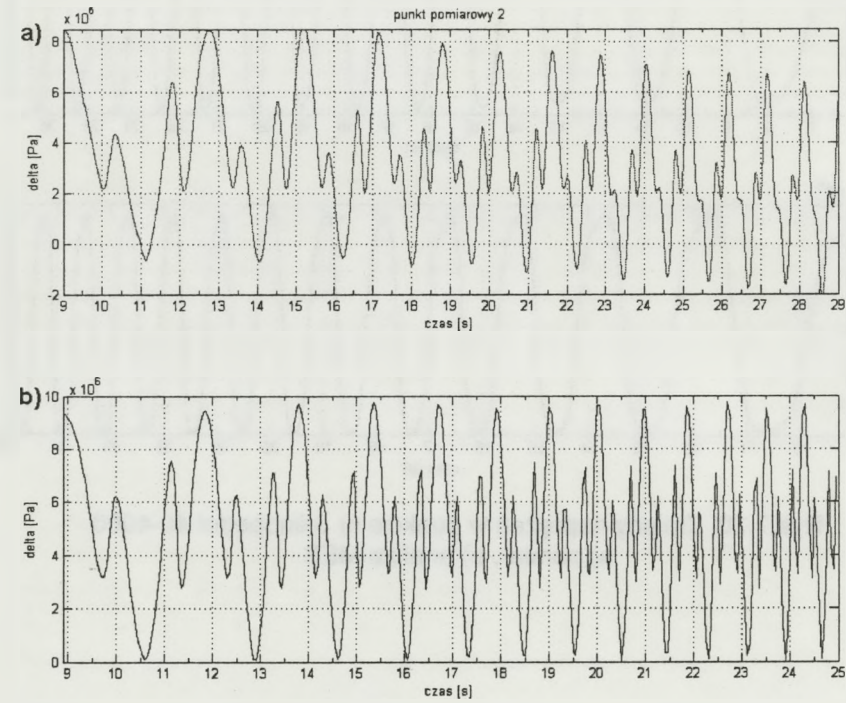
Rys.7.19. Układ tensometrów wirtualnych na modelu MES



Rys.7.20. Zmiany naprężeń w punkcie nr 5 linopędni 4L-4000
a) pomiar, b) analiza MES

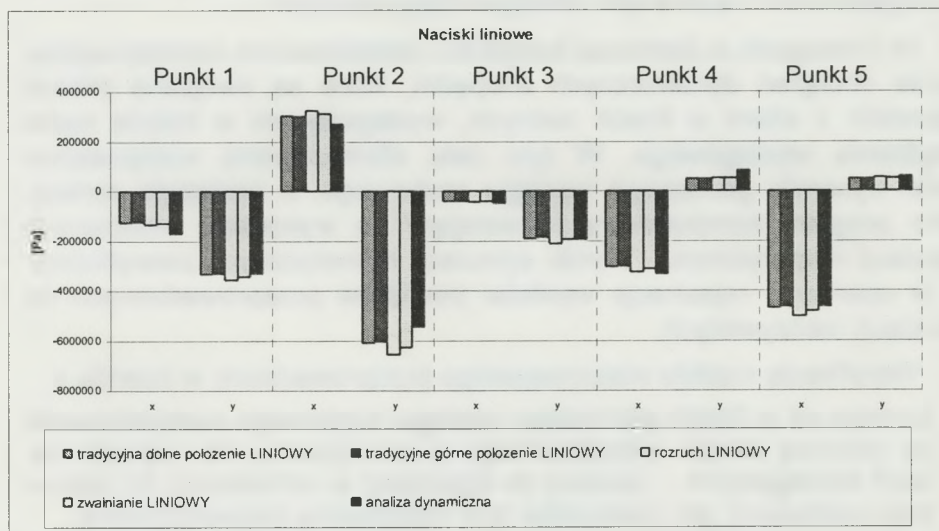


Rys.7.21. Zmiany naprężeń w punkcie nr 3 linopędni 4L-4000, a) pomiar, b) analiza MES



Rys.7.22. Zmiany naprężeń w punkcie nr 2 linopędni 4L-4000, a) pomiar, b) analiza MES

Na rysunku 7.23 przedstawiono porównanie otrzymanych maksymalnych wartości naprężeń w linopędni 4L-4000 w odniesieniu do tego samego punktu pomiarowego na modelu MES dla różnych wariantów obciążeń.



Rys.7.23. Zestawienie maksymalnych wartości naprężeń otrzymanych w wyniku analiz MES w odniesieniu do obciążeń zakładanych w sposób statyczny i dynamiczny

Przedstawiony sposób modelowania obciążeń dynamicznych linopędni może być zastosowany również do analizy wytrzymałościowej w warunkach ruchu odnoszących się do tzw. hamowania bezpieczeństwa. Wartości sił w linach nośnych wyznaczone zostają wówczas na drodze symulacji numerycznej sformułowanym w monografii modelem wielomasowym.

W oparciu o uzyskane wyniki przeprowadzonych prac stwierdzono, że analiza wytrzymałościowa MES z uwzględnieniem dynamicznych zmian obciążeń linopędni wyznaczonych za pomocą wielomasowego modelu dynamiki górniczego wyciągu szybowego z uwzględnieniem ruchu obrotowego linopędni w zadowalającym stopniu odzwierciedla rzeczywiste warunki obciążeń linopędni. Uzyskane wyniki pomiarów na obiektach i odpowiadające im symulacje komputerowe MES wykazały dużą zgodność zarówno, co do charakteru zmian obciążeń, jak i wartości naprężeń.

8. Podsumowanie, wnioski, kierunki dalszych badań

W niniejszej monografii przeprowadzono analizy wytrzymałościowe linopędni maszyn wyciągowych górniczego wyciągu szybowego z uwzględnieniem wybranych obciążeń dynamicznych.

W monografii w pierwszej kolejności przedstawiono metodę wyznaczenia obciążeń dynamicznych linopędni, które są związane przede wszystkim z siłami w linach nośnych, występującymi w trakcie ruchu urządzenia wyciągowego. W tym celu sformułowano wielomasowy model dynamiki górniczego wyciągu szybowego, a następnie opracowano program komputerowy pozwalający na wykonanie stosownych symulacji numerycznych. Wyniki symulacji numerycznych zweryfikowano w oparciu o rejestracje wyników pomiarów przeprowadzonych na obiektach rzeczywistych.

Weryfikację modelu wielomasowego przeprowadzono w oparciu o:

- a) pomiary sił w linach górniczego wyciągu szybowego zarejestrowane za pomocą układu zabudowanego w zawieszeniu lin nośnych naczyń wyciągowych – pomiary te wykonano w odniesieniu do warunków ruchowych, jak i warunków tzw. hamowania bezpieczeństwa,
- b) pomiary opóźnień hamowania rejestrowane na linopędni maszyn wyciągowych podczas procesu tzw. hamowania bezpieczeństwa – wykorzystano posiadane w ITG KOMAG zarejestrowane przebiegi hamowania bezpieczeństwa.

Otrzymane w wyniku symulacji numerycznych wartości sił w linach nośnych oraz opóźnień hamowania pod względem jakościowym i ilościowym odpowiadały wynikom pomiarów wykonanych na obiektach rzeczywistych. Uzyskane w wyniku symulacji numerycznych siły w linach nośnych stanowiły zbiór danych wejściowych do analiz wytrzymałościowych MES linopędni maszyn wyciągowych górniczego wyciągu szybowego.

Druga część monografii związana jest z zagadnieniami związanymi z analizami wytrzymałościowymi MES linopędni maszyn wyciągowych z uwzględnieniem wybranych obciążeń dynamicznych. Wirtualne prototypowanie odpowiedzialnych i złożonych konstrukcji maszyn, takich jak linopędnie, wymaga właściwego podejścia w zakresie definiowania zadania obliczeniowego. Budowa modelu oraz właściwe określenie warunków brzegowych, zwłaszcza obciążeń, wpływa w istotny sposób na dokładność uzyskiwanych wyników obliczeń wytrzymałościowych.

W monografii przedstawiono kilka sposobów podejścia do zagadnienia związanego ze sposobem definiowania warunków brzegowych obciążeń linopędni w modelach MES i dokonano porównania wyników

obliczeń wytrzymałościowych statycznych, przy zastosowaniu średniego i liniowego rozkładu obciążeń. Wartości obciążeń linopędni wyznaczano w oparciu o metody tradycyjne, jak i z wykorzystaniem wyników analiz dynamicznych ruchu górniczego wyciągu szybowego wykonanych przy zastosowaniu wielomasowego modelu dynamiki urządzenia wyciągowego.

Przedstawiono również opracowaną autorską metodę podejścia do analizy MES linopędni z uwzględnieniem zmiennego w czasie obciążenia wywoławaną oddziaływaniem lin nośnych oraz ruchem obrotowym linopędni. Przeprowadzono weryfikację opracowanej metody w oparciu o pomiary naprężeń występujących w wybranych elementach linopędni w trakcie ruchu na obiektach rzeczywistych z odpowiednimi analizami wytrzymałościowymi MES przeprowadzonymi według zaproponowanej nowej metody. Do przeprowadzenia pomiarów naprężeń w elementach linopędni, w trakcie prowadzenia całego cyklu jazdy, w rzeczywistych warunkach ruchu górniczego wyciągu szybowego wykorzystano, wykonaną w ITG KOMAG aparaturę pomiarową pozwalającą na prowadzenie pomiarów. Uzyskane wyniki przeprowadzonych pomiarów na dwóch obiektach posłużyły do weryfikacji nowej metody analizy wytrzymałościowej MES linopędni.

Na podstawie przeprowadzonych symulacji numerycznych i badań na obiektach rzeczywistych można sformułować następujące wnioski:

- Sformułowany w monografii wielomasowy model dynamiki górniczego wyciągu szybowego spełnił przyjęte założenia, umożliwiając wyznaczanie wartości sił w linach nośnych w odniesieniu do warunków ruchu górniczego wyciągu szybowego, jak i do warunków tzw. hamowania bezpieczeństwa.
- Analiza porównawcza wyników obliczeń wytrzymałościowych MES linopędni, przeprowadzonych w odniesieniu do wartości obciążeń wyznaczanych w sposób tradycyjny (analityczny), jak i z wykorzystaniem modelu wielomasowego dynamiki górniczego wyciągu szybowego, wykazała kilkuprocentowe różnice w wartościach naprężeń.
- Opracowana nowa metoda prowadzenia analizy wytrzymałościowej MES linopędni z uwzględnieniem zmiennych w czasie obciążeń i obrotem linopędni spełniła swe postawione założenia.
- Opracowana nowa metoda analizy wytrzymałościowej z uwzględnieniem zmiennego w czasie obciążenia linopędni wyznaczanego przy zastosowaniu wielomasowego modelu dynamiki górniczego wyciągu szybowego i ruchu obrotowego linopędni może zostać wykorzystana do prowadzenia analiz zmęczeniowych z wykorzystaniem MES, za pomocą oprogramowania przeznaczonego do tego typu analiz.

Kontynuując opisane w niniejszej monografii prace przewiduje się w przyszłości:

- rozwinięcie wielomasowego modelu dynamiki górniczego wyciągu szybowego umożliwiającego analizowanie sił w linach w stanach awaryjnych tzn. w przypadku oddziaływania wymuszeń, sił zewnętrznych, na naczynia wyciągowe, co odpowiadać będzie hamowaniu wyciągu w ciernych układach hamujących zabudowywanych w wieży szybowej i w rzapiu szybu,
- opracowanie aplikacji programu dla szerokiego grona odbiorców zainteresowanych prowadzeniem analiz dynamicznych ruchu górniczego wyciągu szybowego,
- podjęcie prac związanych z analizami zmęczeniowymi linopędni z wykorzystaniem dedykowanego do tego typu obliczeń oprogramowania, co pozwoli na analizowanie trwałości linopędni w powiązaniu z zakładanym ruchem górniczego wyciągu szybowego.

Literatura

- [1] Achtelek H., Grzelak: Ćwiczenia laboratoryjne z modelowania i symulacji układów mechanicznych w programie MATLAB-SIMULINK. Politechnika Opolska, Skrypt nr 269, Opole 2005.
- [2] Antoniak J.: Nowe metody badań sprzężenia ciernego stalowej liny z wykładziną koła pędnego”, Mat. Symp. „Rozwój badań w zakresie nowych metod i aparatury pomiarowej w górnictwie podziemnym”, Katowice 1965.
- [3] Antoniak J.: Wykładziny kół pędnych badania i doświadczenia ruchowe. Mat. Konf. NT. „Maszyny wyciągowe”, Świętochłowice 1963.
- [4] Antos C., Knop H.: Pomiar sił poziomych wzajemnego oddziaływania naczynia wyciągowego i zbrojenia szybowego w czasie normalnego ruchu wyciągu. Symp. Naukowe „Rozwój badań w zakresie nowych metod i aparatury pomiarowej w górnictwie podziemnym”, Katowice 1965.
- [5] Antos C., Kwiecień M., Płachno M., Stachurski J.: Czujnik do pomiaru sił w linach nośnych wielolinowego urządzenia wyciągowego. Patent, Polska, Nr 121829, AGH 1980.
- [6] Buchacz A., Świder J., Wojnarowski J.: Podstawy teorii drgań układów mechanicznych z symulacją komputerową. Część pierwsza: Układy dyskretne o jednym stopniu swobody”, Podręcznik akademicki. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 1997.
- [7] Bućko S.: Analiza wytrzymałościowa nowej konstrukcji płytowo-powłokowej na przykładzie wielolinowego bębna pędnego. ZN Politechniki Krakowskiej, Mechanika nr 86, Kraków 2001.

- [8] Bućko S.: Analiza wytrzymałościowo-konstrukcyjna wielolinowego bębna pędnego oraz propozycje zmiany konstrukcji. ZN Politechniki Śląskiej, Górnictwo, z. 209 Gliwice 1993.
- [9] Bućko S.: Strength Analysis of multi-rope winding machine drum driver. Mechanika Teoretyczna I Stosowana, t. 28 z. 1-2, PWN, Warszawa 1990.
- [10] Bućko S.: Współczesne konstrukcje krajowe wielolinowych bębnow pędnych oraz perspektywy rozwoju. Mat. III Konf. NT KOMTECH 2002 „Kierunki mechanizacji górnictwa do 2010 roku”, t. II, Szczyrk 2002.
- [11] Bućko S., Trzebicki M.: Alternatywna konstrukcja koła pędnego o dużej smukłości. Mat. II Konf. NT KOMTECH 2001 „Efektywne i bezpieczne systemy transportowe w zakładach górniczych”, t. II, Szczyrk 2001.
- [12] Bućko S., Trzebicki M.: Przykładowe obliczenia wytrzymałościowe bębna pędnego o dużej smukłości. Mat. Konf. NT „Wyciągi szybowe u progu XXI wieku”, Szczyrk 1999.
- [13] Bućko S., Trzebicki M.: Wytrzymałościowe problemy projektowania bębnow nawojowych. Mat. Konf. NT „Transport Szybowy 2005”, t. II, Szczyrk 2005.
- [14] Carbogno A.: Metoda częstotliwościowa kontroli lin wyciągowych. Eksploatacja I Dozór 8-9/80.
- [15] Cholewa W., Kwiecień M.: Czujnik do pomiaru sił w linach nośnych wielolinowego urządzeń wyciągowych. Patent, Polska, Nr 137064, AGH 1982.
- [16] Cichocki A., Ładecki B.: Analiza przyczyn powstania pęknięć zmęczeniowych w konstrukcji bębna pędnego maszyny wyciągowej. ZN AGH, Mechanika t. 24, nr 3, Kraków 2005.
- [17] Cichocki A., Ładecki B., Płachno M.: Analiza wytrzymałościowa bębnow maszyn wyciągowych na podstawie badań eksploatacyjnych. Mat. Konf. NT „Transport szybowy”, Szczyrk 2007.
- [18] Czaja J.: Teoretyczne określenie przebiegów siły dynamicznej w linie nośnej na przykładzie awarii szybowej. Mat. III Konf. NT „Kierunki rozwoju górniczych urządzeń wyciągowych”, Kraków 1984.
- [19] Dawydow B.Ł.: Rasczjet i konstruirowanije szachtnych podjemnych maszin. Uglietiechizdat 1949.
- [20] Flugge W.: Powłoki – obliczenia statyczne. Arkady, Warszawa 1962.
- [21] Gawroński W., Kruszewski J., Stachowicz W., Tarnowski J., Wittbrodt E.: Modelowanie układów mechanicznych w komputerowych obliczeniach drgań. Zbiór prac IV Symp. „Problemy Dynamiki Konstrukcji”, Rzeszów 1979.
- [22] Grajner St. Demkowski A.: Metoda pomiaru poślizgu taśmy na bębnie napędowym. Symp. Naukowe „Rozwój badań w zakresie

- nowych metod i aparatury pomiarowej w górnictwie podziemnym”, Katowice 1965.
- [23] Hankus J.: Budowa i własności mechaniczne lin stalowych. GIG Katowice 2000.
- [24] Hankus J.: Budowa i własności mechaniczne lin stalowych. GIG Katowice 1990.
- [25] Hankus J., Minch J.: Badania modułu sprężystości lin wyciągowych w warunkach obciążeń dynamicznych. Prace GIG komunikat nr 700, Katowice 1979.
- [26] Hankus J., Szotłysik P.: Pomiary obciążeń ruchowych lin nośnych urządzeń wyciągowych. Prace GIG, komunikat nr 731, Katowice 1983.
- [27] Hansel J.: Opracowanie metodyki kształtowania bezpieczeństwa transportu pionowego w polskich kopalniach węgla kamiennego – tezy, cele i zadania projektu badawczego. Mat. Konf. NT „Transport szybowy”, t. I, Gliwice 2005.
- [28] Hansel J.: Transport linowy w prawie polskim i Unii Europejskiej. ZN Politechniki Śląskiej, Transport nr 58, Gliwice 2005.
- [29] Hansel J.: Wybrane metody i środki poprawy bezpieczeństwa oraz obniżania kosztów eksploatacji górniczych wyciągów szybowych. Maszyny Górnicze nr 2, Gliwice 2005.
- [30] Hansel J.: Zarządzanie bezpieczeństwem transportu linowego. Mat. II Konf. „Bezpieczeństwo pracy urządzeń transportowych w górnictwie”, Ustroń 2000.
- [31] Hansel J., Wójcik M., Rokita T.: Układy awaryjnego hamowania urządzeń wyciągowych na wolnych drogach przejazdu. ZNT Katedry Transportu Linowego AGH nr 7, Kraków 1996.
- [32] Jaracz K., Paszek A.: Wspomagane komputerowo badania symulacyjne stanów przejściowych maszyny wyciągowej. Mechanizacja i Automatyzacja Górnictwa, 1/408/2005.
- [33] Jaracz K., Vítáček A.: Mikrokomputerowa symulacja dynamiki napędu górniczej maszyny wyciągowej przy zastosowaniu języka Sipro. Mechanizacja i Automatyzacja Górnictwa 5,6/287-288/1994.
- [34] Karge A.: Sprzężenie liny nośnej z kołem Koepe przy uwzględnieniu obciążeń dynamicznych w cyklu jazdy. Przegląd Górniczy, t. 54, 1998.
- [35] Kawulok S.: Dynamika prowadzenia naczynia wyciągowego w szybie. ZN Politechniki Śląskiej, Górnictwo nr 192, Gliwice 1990.
- [36] Kędzira A.: Eksploatacja szybowych urządzeń wyciągowych. Wydawnictwo Śląsk 1983.
- [37] Klempka R., Stankiewicz A.: Modelowanie i symulacja układów dynamicznych – wybrane zagadnienia z przykładami w Matlabie. Uczelniane Wydawnictwa Naukowo-Dydaktyczne, AGH, Kraków 2004.

- [38] Klich A., Wolny S.: Dynamika liny wyrównawczej dla przypadku zawieszenia naczynia wydobywczego na pochwytach po zerwaniu liny nośnej. Zbiór prac IV Symp. „Problemy dynamiki konstrukcji”, Rzeszów 1979.
- [39] Klich A., Wójcik M., Białas S.: Modelowanie mechaniczne urządzeń wyciągowych dla analizy procesu awaryjnego hamowania. ZN Politechniki Śląskiej, Górnictwo nr 81, Gliwice 1977.
- [40] Knop H.: Wybrane zagadnienia z dynamiki urządzeń wyciągowych”, ZN AGH, Elektryfikacja i Mechanizacja Górnictwa i Hutnictwa, nr 489, Kraków 1975.
- [41] Koszelski J.: Badania stanu naprężenia płaszcza uzębrowanego wielolinowego koła pędnego maszyny wyciągowej. ZN Politechniki Śląskiej, nr 1187, Gliwice 1993.
- [42] Koszelski J.: Wstępne wymiarowanie płaszcza wielolinowego koła pędnego. Przegląd Górniczy nr 1/83.
- [43] Koszelski J.: Wytrzymałościowe obliczenia płaszcza wielolinowego koła pędnego. ZN Politechniki Śląskiej, Górnictwo nr 52, Gliwice 1972.
- [44] Kowal L.: Sterowanie przebiegiem procesów dynamicznych w układach wyciągowych przez dobór charakterystyk hydraulicznych hamulców tarczowych. Praca doktorska nie publikowana 1999.
- [45] Kowal L., Hudzik M.: Zaburzenia dynamiczne przebiegów hamowania bezpieczeństwa górniczych wyciągów szybowych. Mat. Sem. NT „Hamulce w urządzeniach transportowych”, Pol. Śl., Gliwice 1994.
- [46] Kowal L., Świder J.: Badania doświadczalne i symulacja hamowania bezpieczeństwa górniczego wyciągu szybowego z zastosowaniem programu MATLAB. Mat. XII Konf. „Problemy Rozwoju Maszyn Roboczych”, cz. II, Zakopane 1999.
- [47] Kowal L., Świder J.: Modelowanie procesów dynamicznych podczas hamowania bezpieczeństwa górniczych wyciągów szybowych. Mat. XI Konf. NT „Problemy Rozwoju Maszyn Roboczych”, cz. I, Zakopane 1998.
- [48] Kowal L., Świder J.: Sterowanie przebiegiem procesów dynamicznych w układach wyciągowych przez dobór charakterystyk hydraulicznych hamulców tarczowych. Maszyny Górnicze nr 65, wkładka komputerowe wspomaganie konstruowanie i badanie maszyn. CMG KOMAG, Gliwice 1997.
- [49] Kowal L., Świder J.: Sterowanie przebiegiem procesów dynamicznych w układach wyciągowych przez dobór charakterystyk hydraulicznych hamulców tarczowych. Sprawozdanie z realizacji projektu badawczego (promotorskiego) Nr 9T12A03610, Gliwice 1998.
- [50] Kowal L., Turewicz K.: Projektowanie zestawów wałów głównych z wykorzystaniem nowoczesnych technik komputerowych. Maszyny Górnicze 2003.

- [51] Kowal L.: Zaburzenia dynamiczne podczas hamowania bezpieczeństwa maszyn wyciągowych z hamulcami tarczowymi. Mat. Konf. „O projektowaniu i eksploatacji maszyn”. Katedra Mechaniki Robotów i Maszyn Pol. Śl. nr 3, Gliwice 1995.
- [52] Kowal L., Turewicz K., Granieczny A., Bałys J.: Zespół sterowania hamulców do sprężynowo-obciążnikowych napędów hamulcowych maszyn wyciągowych. Mat. Konf. NT „Transport szybowy”, t. II, Szczyrk 2007.
- [53] Kowal L., Turewicz K.: Nowe rozwiązania zespołów sterowania hamulców maszyn wyciągowych. Napędy i Sterowanie nr 4, 2007.
- [54] Król K.: Metoda elementów skończonych w obliczeniach konstrukcji. Politechnika Radomska 2006.
- [55] Kruszewski J., Sawiak S., Wittbrodt E.: Metoda sztywnych elementów skończonych w dynamice konstrukcji. WNT, Warszawa 1999.
- [56] Kubik L.T.: Zastosowanie elementarnego rachunku prawdopodobieństwa do wnioskowania statystycznego, WN PWN, Warszawa 1998.
- [57] Leitner R., Zacharski J.: Zarys matematyki wyższej, część III. WNT Warszawa 1990.
- [58] Lembas S., Płachno M., Rosner Z.: Analiza wpływu dynamiki górniczego wyciągu szybowego na pewność sprzężenia ciernego w napędzie tego wyciągu. ZNT Katedry Transportu Linowego AGH nr 23, Kraków 2001.
- [59] Meder A., Wojnarowski J.: Modelowanie drgań górniczych układów wyciągowych. Zbiór prac IV Symp. „Problemy dynamiki konstrukcji”, Rzeszów 1979.
- [60] Meder A.: Badania symulacyjne drgań wielolinowego układu wyciągowego. Praca doktorska, Gliwice 1977.
- [61] Mrozek B., Mrozek Z.: Matlab uniwersalne środowisko do obliczeń naukowo technicznych. Wydawnictwo PLJ, Warszawa 1996.
- [62] Pisarenko G.S., Jakowlew A.P., Matwiejew W.W.: Własności tłumienia drgań materiałów konstrukcyjnych. WNT, Warszawa 1976.
- [63] Płachno M.: Rozwój urządzeń i metod do wyrównywania obciążeń lin nośnych wielolinowych wyciągów górniczych. ZNT Katedry Transportu Linowego AGH nr 23, Kraków 2001.
- [64] Płachno M.: Zagadnienie oceny warunków i bezpieczeństwa pracy układów prowadzenia naczyń w szybach na podstawie parametrów drgań poprzecznych tych naczyń. Mat. Konf. NT „Transport Szybowy”, t. II, Gliwice 1996.
- [65] Popowicz O.: Beitrag zu den Festigkeitsproblemen der Trommeln und Seilträger im Bergbau. Freiburger Forschungshefte 1961.
- [66] Popowicz O.: Maszyny wyciągowe bębny i koła pędne. Skrypt uczelniany Politechniki Śląskiej nr 98, Gliwice 1964.
- [67] Popowicz O.: Problemy wytrzymałości powłokowej bębnow i kół pędnych. Mat. Konf. NT „Maszyny wyciągowe”, Świętochłowice 1963.

- [68] Popowicz O.: Transport kopalniany. Wydawnictwo Górniczo-Hutnicze, Katowice 1957.
- [69] Rokita T.: Analiza zjawisk dynamicznych w czasie awaryjnego hamowania górniczego urządzenia wyciągowego w ruchomych belkach odbojowych. Praca doktorska, Kraków 1997.
- [70] Rosner Z., Wolny S.: Zagadnienie dynamicznych obciążeń zawieszenia naczynia górniczego wyciągu szybowego w warunkach manewrowego hamowania wyciągu. ZNT Katedry Transportu Linowego AGH nr 23, Kraków 2001.
- [71] Rozporządzenie Rady Ministrów z dnia 30 kwietnia 2004 r. w sprawie dopuszczania wyrobów do stosowania w zakładach górniczych (Dz.U. Nr 99, poz. 1003 z późn. zm.) wraz z załącznikiem nr 2 do rozporządzenia Rady Ministrów z dnia 30 kwietnia 2004 r. w sprawie dopuszczania wyrobów do stosowania w zakładach górniczych pt. „Wymagania techniczne dla wyrobów, których stosowanie w zakładach górniczych wymaga, ze względu na potrzebę zapewnienia bezpieczeństwa ich użytkowania w warunkach zagrożeń występujących w ruchu zakładów górniczych, wydania dopuszczenia”.
- [72] Sawin G.I., Moroszkow O.A.: Dynamika Inti peremeioj dliy. Kijów 1962.
- [73] Sobczyk M.: Statystyka. PWN, 2004.
- [74] Spyrakos C.C., Raftoyiannis J.: Linear and Nonlinear finite element analysis in engineering practice Includes examples with ALGOR accupak/ve. Pittsburgh, PA, 1997.
- [75] Stepanov A.G.: Zmniejszenie obciążeń dynamicznych napędu maszyny wyciągowej. Mat. Konf. NT „Wyciągi szybowe u progu XXI wieku”, Szczyrk 1999.
- [76] Stępień J., Łowisk Z., Płachno M.: Doświadczenia z pomiarów i wyrównywania sił w linach nośnych wielolinowych wyciągów górniczych eksploatowanych w szybach ZG Rudna. ZNT Katedry Transportu Linowego AGH nr 23, Kraków 2001.
- [77] Stojanovic A., Zajac B.: Określenie procesów przejściowych zachodzących w linie wyciągowej. Mat. Konf. NT „Transport Szybowy”, t. II, Gliwice 1996.
- [78] Szklarski L., Zarudzki J.: Elektryczne maszyny wyciągowe. Wydawnictwo Naukowe PWN 1998.
- [79] Szot M.: Wpływ nierówności sztywnego prowadzenia naczyń na zmianę obciążeń lin wyciągowych – metodyka badań, wyposażenie aparaturowe. Prace Naukowe GIG Górnictwo i Środowisko, 4/2003.
- [80] Ścieszka S., Żołnierz M.: Zagadnienia termiczne w hamulcach tarczowych. ZNT Katedry Transportu Linowego AGH nr 41, Kraków 2007.
- [81] Świtoński E., Tejszerska D., Mężyk A.: Symulacja komputerowa zjawisk dynamicznych w układach wyciągowych. Mat. Konf. NT „Wyciągi szybowe u progu XXI wieku”, Szczyrk 1999.

- [82] Tejszerska D.: „Modelowanie i optymalizacja dynamiki wyciągów szybowych. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2002.
- [83] Tejszerska D.: Modelowanie sprzężonych drgań poprzeczno-wzdłużnych układu wyciągowego. ZN Politechniki Śląskiej, Mechanika nr 124, Gliwice 1995.
- [84] Tejszerska D.: Sprzężone drgania poprzeczno-wzdłużne układu wyciągowego w aspekcie procesu rozruchu i hamowania. Mat. Sem. NT „Hamulce w urządzeniach transportowych”, Gliwice 1994.
- [85] Tejszerska D., Gąsior D., Turewicz K., Bielałowicz W.: Analiza stereomechaniczna koła pędnego. Mat. Konf. NT „Innowacyjne i bezpieczne systemy mechanizacyjne do eksploatacji surowców mineralnych”, t. II, Gliwice 2005.
- [86] Tejszerska D., Turewicz K.: Modelowanie linopędni obciążonej dynamicznie. Mat. Konf. NT „Transport szybowy”, Zakopane 2006.
- [87] Tejszerska D., Turewicz K., Helmrich P., Niedworok A.: Modelowanie i badania weryfikacyjne elementów górniczego wyciągu szybowego. ZNT Katedry Transportu Linowego AGH nr 41, Kraków 2007.
- [88] Tejszerska D., Świtoński E.: Modelowanie zjawisk dynamicznych w układach wyciągowych. Mat. Konf. NT „Transport Szybowy”, t. II, Gliwice 1996.
- [89] Trzebicki M.: Ocena celowości stosowania usztywnień otworów rewizyjnych w bębnach pędnych maszyn wyciągowych. Mat. Konf. NT „Techniczna Transport Szybowy”, t. II, Szczyrk 2003.
- [90] Trzebicki M.: Wybrane problemy optymalizacji geometrii dysku bocznego bębna pędnego. Mat. III Konf. NT KOMTECH 2002 „Kierunki mechanizacji górnictwa do 2010 roku”, t. II, Szczyrk 2002.
- [91] Turewicz K.: Zastosowanie metody elementów skończonych w procesie projektowania maszyn wyciągowych. Mat. Konf. NT, Symulacja 2004.
- [92] Turewicz K., Kowal L.: Wspomaganie komputerowe w projektowaniu maszyn wyciągowych. Mat. Konf. NT „Transport szybowy”, Szczyrk 2003.
- [93] Turewicz K., Tejszerska D.: Analiza wytrzymałościowa linopędni – pomiary naprężeń na obiekcie i weryfikacja modelu MES. Mat. Konf. NT „Transport szybowy”, Szczyrk 2007.
- [94] Warachim A.: Kalibracja modelu procesu hamowania bezpieczeństwa górniczego urządzenia wyciągowego z hydraulicznym hamulcem tarczowym. Mat. Konf. NT „Wyciągi szybowe u progu XXI wieku”, Szczyrk 1999.
- [95] Winkler T., Tokarczyk J.: Tworzenie wirtualnych prototypów maszyn górniczych. Prace Naukowe – Monografie CMG KOMAG, Gliwice 2007.
- [96] Witkowski M.: O czasoprzestrzeni w dynamice budowli. Prace Naukowe Budownictwo nr 80, Politechnika Warszawska 1983.

- [97] Wojnarowski J.: Pewne problemy modelowania wielolinowych układów wyciągowych. Praca Zbiorowa, ZN IPKM Politechniki Śląskiej, nr 25/59, Gliwice 1976.
- [98] Wojnarowski J.: Zastosowanie grafów i liczb strukturalnych w badaniu drgań górniczych maszyn wyciągowych. ZN Politechniki Śląskiej, Górnictwo nr 81, Gliwice 1977.
- [99] Wojnarowski J., Meder A.: Badania symulacyjne drgań górniczych urządzeń wyciągowych w czasie rozruchu i hamowania. Przegląd Górniczy 5/1984.
- [100] Wojnarowski J., Meder A.: O numerycznym modelowaniu drgań wielolinowych górniczych układów wyciągowych. ZN Politechniki Śląskiej, Górnictwo nr 81, Gliwice 1977.
- [101] Wojnarowski J., Meder A., Tejszerska D.: Modelowanie wielolinowych układów wyciągowych. Sympozjon Modelowanie w Mechanice PTMTS, Wiśła 1977.
- [102] Wojnarowski J., Świder J.: Wyznaczanie funkcji podatności dynamicznej górniczej maszyny wyciągowej metodą grafów. ZN Politechniki Śląskiej, Górnictwo nr 81, Gliwice 1977.
- [103] Wojnarowski J., Tejszerska D.: Modelowanie wielolinowych układów wyciągowych. ZN Politechniki Śląskiej, Górnictwo nr 81, Gliwice 1977.
- [104] Wolny S.: Opóźnienie naczynia a przebieg siły hamującej działającego na naczynie w wierzy podczas awaryjnego hamowania. Mat. III Konf. NT „Kierunki rozwoju górniczych urządzeń wyciągowych”, Kraków 1984.
- [105] Wolny S.: Problem rozprzeszczenia się fali sprężystego odkształcenia w linach podczas hamowania wyciągu. Mat. III Konf. NT „Kierunki rozwoju górniczych urządzeń wyciągowych”, Kraków 1984.
- [106] Wolny S., Badura S.: Obciążenie dynamiczne kół pędnych urządzeń wyciągowych. Mat. Konf. NT „Transport szybowy”, Tom II, Szczyrk 2007.
- [107] Wójcik M.: Awaryjne hamowanie górniczych wyciągów szybowych urządzeniami ciernymi, badania i aplikacje przemysłowe. Studia, rozprawy, monografie, Nr 107, PAN Kraków 2002.
- [108] Wójcik M., Rokita T.: Rozwój ciernych urządzeń hamujących naczynia wyciągowe po przejechaniu poziomów krańcowych. ZNT Katedry Transportu Linowego AGH nr 41, Kraków 2007.
- [109] Zmysłowski T.: Górnicze maszyny wyciągowe część mechaniczna. Wydawnictwo Naukowe Śląsk Katowice 2004.
- [110] (źródło: <http://www.tyberia.pl/galeria/thumbnails.php?album=125>)

Obliczenia wytrzymałościowe linopędni z uwzględnieniem wybranych obciążeń dynamicznych

Streszczenie

W monografii przedstawiono metodę obliczeń wytrzymałościowych linopędni maszyn wyciągowych z zastosowaniem dynamicznych obciążeń zewnętrznych. Celem monografii było wyznaczenie na drodze symulacji numerycznej dynamicznych obciążeń linopędni w całym cyklu pracy maszyny wyciągowej w odniesieniu do warunków normalnej pracy oraz hamowania bezpieczeństwa. Wyznaczone na drodze symulacji numerycznej obciążenia zakładane były następnie jako warunki brzegowe w analizie MES linopędni.

Dynamiczne obciążenia linopędni wyznaczone zostały za pomocą autorskiego programu komputerowego opartego na wielomasowym modelu dynamiki górniczego wyciągu szybowego, natomiast proces modelowania obciążeń w modelu MES linopędni wykonany został z uwzględnieniem autorskich procedur numerycznych. W monografii zamieszczono ogólną charakterystykę górniczego wyciągu szybowego ze szczególnym uwzględnieniem linopędni maszyny wyciągowej. Przeprowadzono analizę stanu wiedzy z zagadnień modelowania dynamiki górniczego wyciągu szybowego oraz analiz wytrzymałościowych MES linopędni maszyn wyciągowych. Zamieszczono wybrane wyniki analiz dynamicznych wykonanych modelem wielomasowym w odniesieniu do warunków ruchowych i hamowania bezpieczeństwa oraz dokonano ich weryfikacji z pomiarami wykonanymi na obiekcie rzeczywistym. Zamieszczono także wyniki analiz MES linopędni z uwzględnieniem obciążeń wyznaczonych metodami tradycyjnymi oraz z wykorzystaniem modelowania dynamicznego. Przedstawiono wyniki pomiarów naprężeń dwóch linopędni maszyn wyciągowych dokonanych dla całego cyklu pracy. Uzyskane wyniki pomiarów porównano z rezultatami analiz MES.

Uzyskane wyniki obliczeń numerycznych w odniesieniu do obciążeń dynamicznych linopędni wykonanych za pomocą autorskiego programu dają dużą zgodność z wynikami pomiarów wykonanymi na obiekcie rzeczywistym. Zastosowany sposób modelowania obciążeń linopędni w modelu MES znacznie rozszerza rutynowo stosowaną analizę wytrzymałościową i stanowić może dużą przydatność w pracach projektowo-konstrukcyjnych maszyn wyciągowych.

Strength calculations of Koepe pulley considering the selected dynamic loads

Abstract

Methodology of strength calculations of Koepe pulley of hoisting machines, with the use of external dynamic loads, was presented in the monograph. Determination of dynamic loads of Koepe pulley in the whole cycle of hoisting machine operation, for the conditions of normal operation and emergency braking, by numerical simulation was the monograph objective. Loads, which were determined by numerical simulation, were then assumed as boundary conditions in FEM analysis of Koepe pulley.

Dynamic loads of Koepe pulley were determined by the author's software based on multi-mass model of dynamics of mining shaft hoist, while the process of modelling of loads in FEM model of Koepe pulley was realized including author's numerical procedures. General characteristics of mining shaft hoist, with special attention paid to Koepe pulley of hoisting machine, was given in the monograph. Analysis of state of the art as regards problems of modelling the dynamics of mining shaft hoist as well as strength FEM analyses of Koepe pulley of hoisting machines were made. Selected results of dynamic analyses carried out by multi-mass model, with reference to operational conditions and emergency braking, were given and their comparison with the measurements made on a real object was made. Results of FEM analyses of Koepe pulley, including the loads determined by traditional methods and with the use of dynamic modelling, were also given. Results of measurements of stresses of two Koepe pulleys of hoisting machines, which were made for the whole operational cycle, were presented. Obtained results of measurements were compared with the results of FEM analyses.

Obtained results of numerical calculations, which were made with the use of author's software for dynamic loads of Koepe pulley, are in high conformity with the results of measurements made on a real object. Method of modelling the loads of Koepe pulley in FEM model, which was used, significantly extends routinely used strength analysis and it can be very useful in designing of hoisting machines.

