

Stanisław Wolny
Marek Kalita



**BADANIA WYTRZYMAŁOŚCIOWE
KONSTRUKCJI WYSIĘGNIKA
TELESKOPOWEGO
ŁADOWARKI GÓRNICZEJ**

Prace Naukowe - Monografie



Gliwice 2010

Stanisław WOLNY

Marek KALITA

**BADANIA WYTRZYMAŁOŚCIOWE
KONSTRUKCJI WYSIĘGNIKA
TELESKOPOWEGO
ŁADOWARKI GÓRNICZEJ**

Autorzy:

prof. dr hab. inż. Stanisław Wolny – Akademia Górniczo-Hutnicza
dr inż. Marek Kalita – 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. Dagmara Tejszerska – Politechnika Śląska
prof. dr hab. inż. Ryszard Pęcherski – Akademia Górniczo-Hutnicza

Sekretarz redakcji:

mgr inż. Romana Zając

Copyright by

Instytut Techniki Górniczej KOMAG, Gliwice

Praca naukowa finansowana ze środków na naukę jako projekt badawczy nr NN524 1665 33.

ISBN 978-83-60708-41-5

Wydawca:

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

Spis treści

	str.
1. Analiza procesów i układów ładowania urobku	1
1.1. Ładowanie urobku	1
1.2. Ładowarki górnicze	3
1.3. Rozwiązania konstrukcyjne wysięgników teleskopowych	5
2. Charakterystyka obiektu badań	7
3. Analiza statyczna zespołu ładującego	12
3.1. Identyfikacja obciążeń	13
3.2. Model obciążenia układu	14
3.3. Wyniki analizy statycznej	15
4. Analiza dynamiczna pracy zespołu ładującego	23
4.1. Współczynnik n_d dla przypadku pracy czerpaka	27
4.2. Współczynnik n_d dla przypadku pracy zespołu ładującego	29
5. Analiza wytrzymałościowa (MES) wysięgnika	32
5.1. Modele obliczeniowe wysięgnika teleskopowego	33
5.2. Wyniki analizy wytrzymałościowej dla maksymalnych wartości obciążenia	36
5.3. Wyniki analizy wytrzymałościowej dla obciążenia $Q = 160 \text{ kN}$	43
6. Badania eksperymentalne	48
6.1. Stanowisko badawcze	48
6.2. Czujniki tensometryczne i aparatura pomiarowa	52
6.3. Sworznie pomiarowe	54
6.4. Model obliczeniowy sił w sworzniach	56
6.5. Punkty pomiarowe	59
6.6. Wyniki badań stanowiskowych	60

6.6.1. Obciążenia w sworzniach	60
6.6.2. Naprężenia w wybranych punktach wysięgnika teleskopowego	62
6.7. Analiza wyników badań	65
6.7.1. Obciążenia w sworzniach konstrukcji ładowarki	65
6.7.2. Naprężenia w wybranych punktach wysięgnika teleskopowego	68
7. Trwałość zmęczeniowa	70
7.1. Estymacja krzywej Wöhlera	72
7.2. Nośność konstrukcji według PN-90/B-03200	73
8. Podsumowanie i wnioski	75
Literatura	77

1. Analiza procesów i układów ładowania urobku

Drażenie kamiennych wyrobisk korytarzowych w bardzo twardych skałach, o wytrzymałości na ściskanie powyżej 100 MPa, często jest realizowane za pomocą materiałów wybuchowych. Mechanizacja prac wykonywanych podczas drażenia wyrobisk techniką strzelniczą obejmuje:

- wiercenie i ładowanie otworów strzałowych,
- odstrzelenie,
- ładowanie odstrzelonego urobku na dalsze środki odstawy,
- wznoszenie obudowy chodnikowej,
- prace pomocnicze.

W celu usunięcia z przodku odspojonego od calizny urobku, określona jego porcja musi być pobrana, podniesiona, przemieszczona nad urządzenie przeznaczone do odstawy i wysypana do lub na niego. Zespół tych wszystkich czynności nazywa się ładowaniem i może być realizowany ręcznie lub mechanicznie [23, 29]. Obecnie ładowanie ręczne występuje głównie jako proces pomocniczy. Podstawowym sposobem ładowania urobku jest ładowanie mechaniczne przy użyciu ładowarek lub układów ładujących maszyn zespolonych [23].

Najbardziej rozpowszechnionymi ładowarkami służącymi do ładowania odstrzelonego urobku w kopalniach węgla kamiennego są ładowarki bocznie wysypujące. Maszyny te umożliwiają załadunek urobku na przenośniki lub do wozów odstawczych, jak również mogą być wykorzystywane do dostarczania materiałów do przodku.

Podstawowym celem pracy badawczej było opracowanie metody identyfikacji obciążeń i stanu wyężenia elementów zespołu ładującego ładowarki górniczej, powstających podczas realizacji procesu ładowania urobku na dalsze środki odstawy.

W pracy przeprowadzono analizę statyczną zespołu ładującego pod kątem identyfikacji obciążeń, analizę dynamiczną oraz wytrzymałościową (MES) wysięgnika teleskopowego. Otrzymane wyniki obliczeń zweryfikowano eksperymentem na obiekcie rzeczywistym.

Ponadto określono trwałość zmęczeniową obecnie produkowanego wysięgnika teleskopowego oraz przedstawiono wytyczne pozwalające na modernizację układu ładującego pod kątem zwiększenia jego trwałości eksploatacyjnej.

1.1. Ładowanie urobku

Systematyka procesów ładowania urobku oraz układów roboczych przeznaczonych do jego realizacji została szeroko przedstawiona w pracy [23].

Proces ładowania można podzielić ze względu na następujące kryteria:

1. Sposób realizacji pobierania urobku (ładowanie poprzez zaczerpywanie lub nagarnianie).
2. Przebieg realizacji czynności ładowania (ładowanie ciągłe lub przerywane).

W tabeli 1.1 zestawiono podział układów ładowania ze względu na kryterium: rodzaju manipulatora ładowania, mobilności maszyny oraz rodzaju jej podwozia. Z kolei na rysunku 1.1 przedstawiono sposoby ładowania urobku.

Podział układów ładowania [23]

Tabela 1.1

Kryterium podziału	Układ ładowania						
Rodzaj manipulatora ładowania	łyżkowy zasię-rzutny	łyżkowy bocznie syjący	łyżkowy przodem syjący	zabierakowy łapowy	zabierakowy skrzydłowy	zgar-niakowy	gra-cowy
Mobilność maszyny	niesamobieżne			samobieżne			
Rodzaj podwozia	kołowo-szynowe	oponowe		gąsienicowe		saniowe	inne

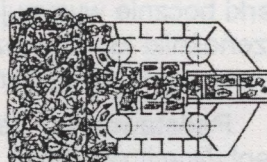
I



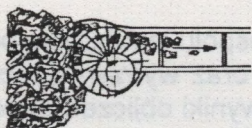
a)



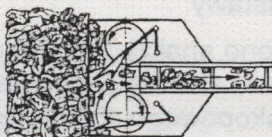
b)



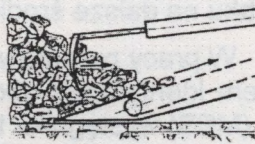
c)



d)



e)

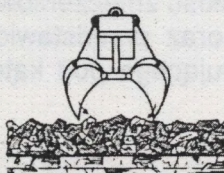


f)

II



a)



b)

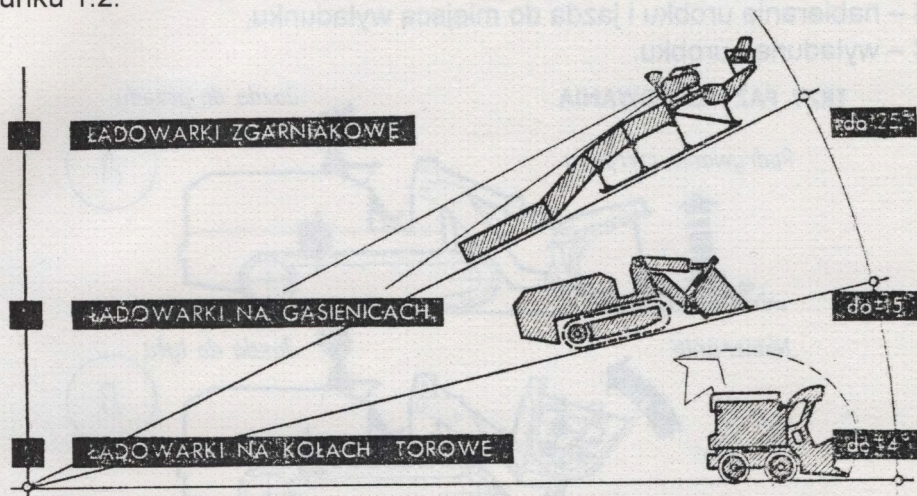


c)

Rys.1.1. Sposoby ładowania urobku [23]: I – ładowanie przez nagarnianie za pomocą: a) równi pochyłej, b) łap, c) zgrzebeł, d) tarcz, e) łap, f) gracy; II – ładowanie poprzez zaczerpywanie za pomocą: a) łyżki, b) chwytaka, c) zgarniaka

1.2. Ładowarki górnicze

Przegląd ładowarek górniczych został bardzo szczegółowo przedstawiony między innymi w pracach [5, 8, 23]. Jednym z kryteriów podziału tych maszyn, warunkującym możliwość ich stosowania, jest nachylenie wyrobiska. Ze względu na to kryterium ładowarki dzielą się na pracujące na nachyleniach: do $\pm 4^\circ$, do $\pm 15^\circ$ oraz do $\pm 25^\circ$. Na nachyleniach do $\pm 4^\circ$ mogą pracować w zasadzie wszystkie typy ładowarek, na nachyleniach do $\pm 15^\circ$ mogą pracować ładowarki charakteryzujące się dobrą przyczepnością do podłoża (np. gąsienicowe i oponowe), z kolei na nachyleniach do $\pm 25^\circ$ mogą pracować jedynie ładowarki zgarniakowe [5]. Wyżej wymieniony podział ładowarek górniczych zobrazowano na rysunku 1.2.



Rys. 1.2. Podział ładowarek górniczych w zależności od stopnia nachylenia wyrobiska [5]

Na rodzaj zastosowanej do procesu ładowania urobku maszyny ma wpływ wiele czynników, wynikających z różnorodnych warunków geologiczno-górnictwowych [5, 23]. Do podstawowych czynników warunkujących dobór odpowiedniej maszyny należą:

- rodzaj ładowanego urobku,
- wymiary wyrobiska,
- nachylenie wyrobiska,
- stan i rodzaj spągu,
- rodzaj energii zasilania,
- warunki stropowe,
- sposób odstawy.

Ładowarki górnicze w celu realizacji swej podstawowej funkcji, czyli ładowania urobku na dalsze środki odstawy, muszą być wyposażone

w odpowiednie do realizacji tego procesu zespoły ładowące. To od nich przede wszystkim zależy efektywność procesu ładowania.

W górnictwie węgla kamiennego wykorzystywanych jest kilka typów ładowarek, różniących się między sobą przede wszystkim zespołami roboczymi. Pierwszą grupę stanowią ładowarki, które proces zagłębiania (wbijania) czerpaka w zwał urobku realizują za pomocą podwozia gąsienicowego. W praktyce polega to na zagłębianiu czerpaka w urobek siłą rozpędu ładowarki.

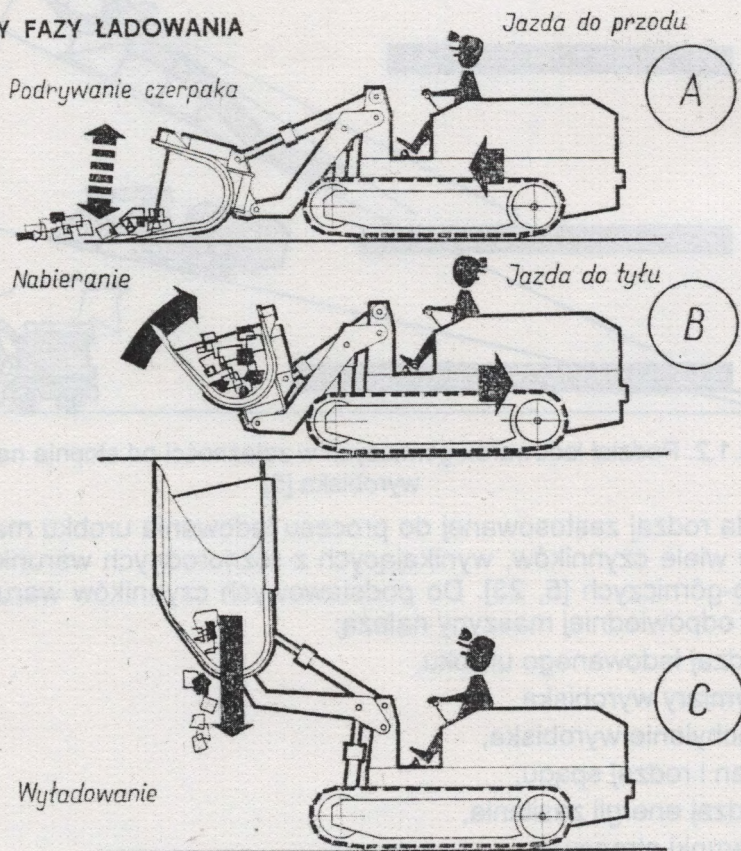
W cyklu pracy ładowarki ze stałym wysięgnikiem można wyróżnić trzy podstawowe fazy [5] (rys. 1.3):

A – dojazd i wbijanie się w zwał urobku,

B – nabieranie urobku i jazda do miejsca wyładunku,

C – wyładunek urobku.

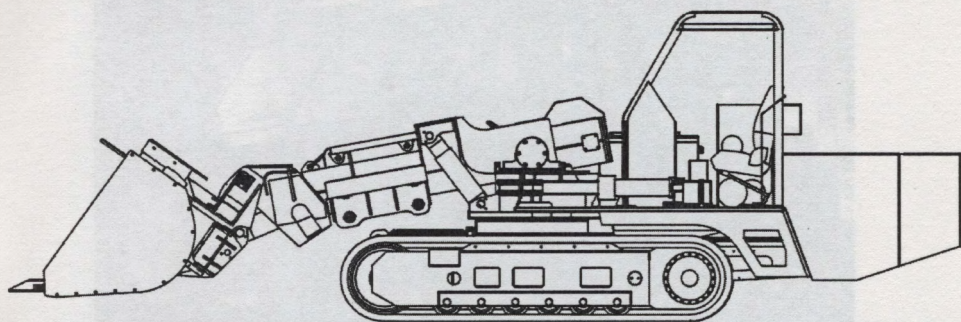
TRZY FAZY ŁADOWANIA



Rys.1.3. Fazy pracy ładowarki ze stałym wysięgnikiem [5]

Drugą grupę stanowią ładowarki wyposażone w wysuwny wysięgnik teleskopowy, umożliwiający poprzez jego wysuw wbijanie czerpaka

w zwał urobku (rys. 1.4). Zaletą takiego rozwiązania jest możliwość wyeliminowania (przynajmniej podczas zagłębiania czerpaka w zwał urobku) konieczności przemieszczania się maszyną, a co za tym idzie niepotrzebnego niszczenia spągu. Ma to szczególne znaczenie w chodnikach o miękkim i wilgotnym spągu. Między innymi w pracach [4, 5, 19, 20, 23, 37, 61, 64] przedstawiono budowę oraz zasadę działania ładowarek bocznie wysypujących z teleskopowo wysuwnym układem ładującym.



Rys.1.4. Ładowarka bocznie wysypująca z teleskopowo wysuwnym zespołem ładującym [11]

1.3. Rozwiązania konstrukcyjne wysięgników teleskopowych

Wysięgniki teleskopowe znalazły szerokie zastosowanie w różnego rodzaju maszynach pracujących w budownictwie, transporcie, jak również w górnictwie podziemnym. Zabudowane na maszynach wysięgniki teleskopowe w znacznym stopniu ograniczają konieczność manewrowania podwoziem maszyny i niepotrzebnego niszczenia podłoża.

Typowy wysięgnik teleskopowy zbudowany jest z „n” segmentów (członów) najczęściej o przekroju skrzynkowym, wyposażonych w łożyska lub ślizgi ustalające położenie poszczególnych członów względem siebie oraz umożliwiającymi ich wzajemny, względny przesuw.

Najczęściej spotykane wysięgniki teleskopowe składają się z dwóch lub trzech członów. Istnieją również wysięgniki teleskopowe o specjalnym przeznaczeniu, w których liczba segmentów może być znacznie większa.

Przykłady rozwiązań konstrukcyjnych takich układów można znaleźć w pracach [30, 41]. Na rysunku 1.5 pokazano przykładowy wysięgnik trójczłonowy.

Istnieje również wiele rozwiązań wysięgników teleskopowych, umożliwiających duże udźwigi, realizowane w znacznej odległości od samej maszyny. Układy takie zazwyczaj składają się z czterech i więcej członów.

nów. Na rysunku 1.6 pokazano przykładowe rozwiązanie konstrukcyjne wysięgnika pięcioczołowego zabudowanego na podwoziu oponowym.



Rys.1.5. Wysięgnik trójczłonowy [14]

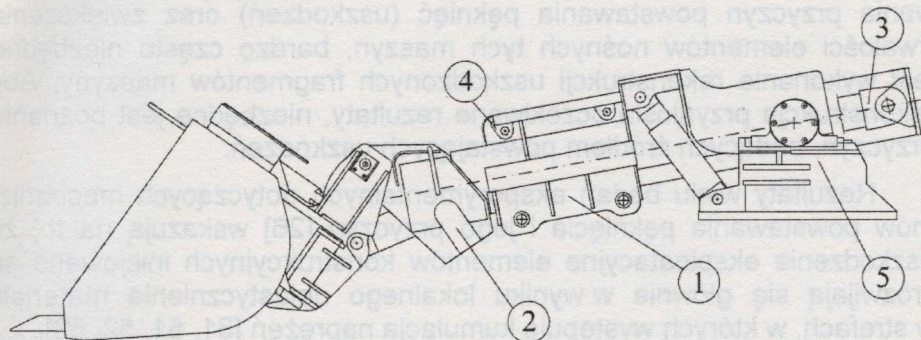


Rys.1.6. Wysięgnik pięcioczołowy zabudowany na podwoziu oponowym [15]

Ze względu na przekrój prowadzonego wyrobiska ładowarki pracujące w podziemnych zakładach górniczych wyposażane są w dwuczłonowe wysięgniki teleskopowe, umożliwiające ładowanie odstrzelonego urobku, zarówno na przenośniki, jak i do wozów odstawczych [4, 19, 20, 23, 37, 61, 64]. Podstawowymi elementami takiego wysięgnika są (rys. 1.7):

- ramię zewnętrzne (stałe),

- ramię wewnętrzne (wysuwne),
- układ teleskopowania,
- układ łożyskowania (rolki lub ślizgi),
- układ podparcia.



Rys.1.7. Podstawowe elementy wysięgnika teleskopowego ładowarki górniczej
1 - ramię zewnętrzne, 2 - ramię wewnętrzne, 3 - układ teleskopowania, 4 – układ łożyskowania, 5 - układ podparcia

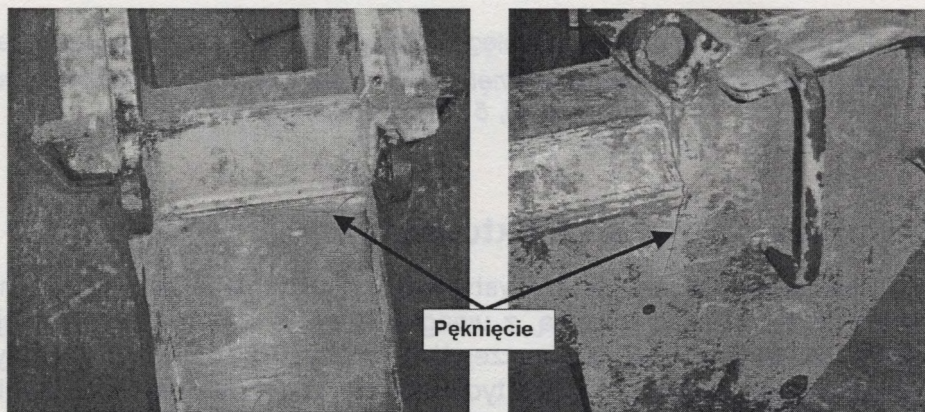
2. Charakterystyka obiektu badań

Ładowarki górnicze wykorzystywane przy urabianiu surowców mineralnych techniką strzelniczą, z uwagi na trudne warunki eksploatacji, muszą charakteryzować się szczególnie dobrymi parametrami wytrzymałościowymi. Zespoły robocze tych maszyn podczas przemieszczania urobku na dalsze środki odstawy [36] są poddawane zmiennym w czasie, a często udarowym obciążeniom [46]. Taki charakter pracy powoduje, że niekiedy dochodzi do uszkodzeń elementów maszyny narażonych na bezpośredni kontakt z urobkiem. Uszkodzenia tych elementów głównie powstają w miejscach łączenia poszczególnych elementów konstrukcji, jak również w miejscach występowania karbów technologicznych. W tego typu maszynach nie zawsze wystarczy „dołożenie materiału”. Bardzo często konieczne jest przeprojektowanie całej konstrukcji [34] celem eliminacji powstających uszkodzeń czy deformacji konstrukcji.

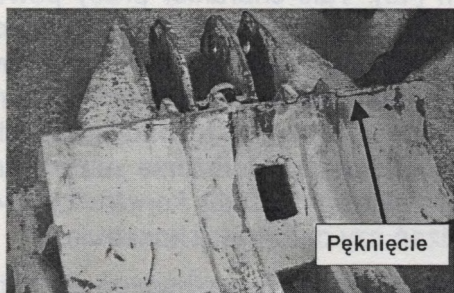
Przeprowadzona analiza literaturowa dotycząca uszkodzeń elementów roboczych maszyn [46, 48] wykorzystywanych w górnictwie podziemnym i odkrywkowym wskazuje, że poszukiwanie przyczyn powstania uszkodzeń musi być poprzedzone wnikliwą analizą wytrzymałościową danej konstrukcji. Zagadnieniem eliminacji uszkodzeń wywołanych niewłaściwym dopasowaniem konstrukcji maszyny do warunków eksploatacji zajmowano się między innymi w pracach [9, 13, 22, 30, 47, 49].

Z analizy uszkodzeń maszyn pracujących w górnictwie [46, 47, 48] wynika, że większość zarejestrowanych uszkodzeń ich elementów to pęknięcia o charakterze zmęczeniowym. Pęknięcia te powstają i rozwijają się głównie w elementach nośnych tych konstrukcji. W celu wyeliminowania przyczyn powstawania pęknięć (uszkodzeń) oraz zwiększenia trwałości elementów nośnych tych maszyn, bardzo często niezbędne jest wykonanie rekonstrukcji uszkodzonych fragmentów maszyny. Aby rekonstrukcja przyniosła oczekiwane rezultaty, niezbędne jest poznanie przyczyn, będących źródłem powstających uszkodzeń.

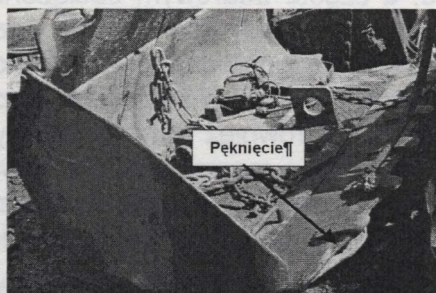
Rezultaty wielu badań eksperymentalnych dotyczących mechanizmów powstawania pęknięcia i jego przyczyn [26] wskazują na to, że uszkodzenia eksploatacyjne elementów konstrukcyjnych inicjowane są i rozwijają się głównie w wyniku lokalnego uplastycznienia materiału w strefach, w których występuje kumulacja naprężeń [31, 51, 52, 53].



Rys.2.1. Uszkodzenie ramienia wewnętrznego



Rys.2.2. Pęknięcie wahacza



Rys.2.3. Uszkodzenia czepaka

Realizacja niniejszej pracy jest wynikiem wieloletnich obserwacji pracy ładowarki bocznie wysypującej ŁBT-1200EH/LS-A. Doświadczenia eksploatacyjne z niniejszą maszyną pokazały, że konstrukcja zespołu ładującego nie zawsze była w stanie sprostać wymaganiom stawianym jej podczas ładowania urobku na dalsze środki odstawy. Niejednokrotnie

rejestrowane były przypadki uszkodzeń powstających w elementach zespołu ładującego. Przykłady uszkodzeń konstrukcji zespołu ładującego ładowarki ŁBT-1200EH/LS-A przedstawiono na rysunkach 2.1, 2.2 i 2.3.

Powstające uszkodzenia dotyczyły przede wszystkim pęknięć ramienia wewnętrznego wysięgnika teleskopowego oraz pęknięć i deformacji konstrukcji wahacza i czerpaka.

W celu przedłużenia czasu bezawaryjnej pracy maszyny, jej zespół roboczy poddano wzmocnieniu (rys. 2.4). Wprowadzone do konstrukcji modyfikacje polegały przede wszystkim na dołożeniu dodatkowych wzmocnień w postaci żeber oraz zwiększenia przekrojów poprzecznych blach, z których był wykonany dany element. Wprowadzone zmiany przywróciły bieżącą sprawność eksploatacyjną maszyny, jednak problemu nie wyeliminowały całkowicie.



Rys.2.4. Wzmocnienie konstrukcji wysięgnika

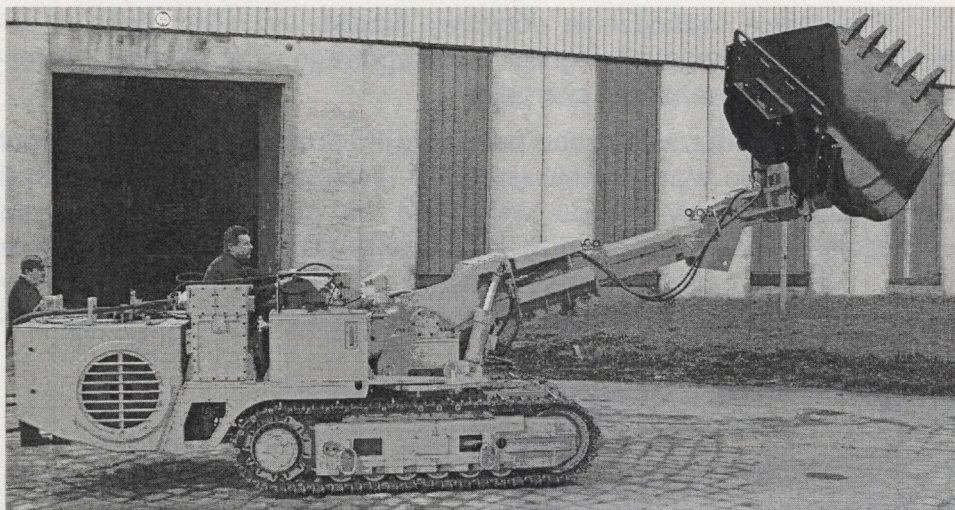
W związku z powyższym podjęto realizację niniejszej pracy, mając na uwadze identyfikację zjawisk występujących podczas ładowania urobku, poznanie przyczyn powstawania uszkodzeń oraz wyznaczenie kierunków dalszych działań celem eliminacji tych niekorzystnych zjawisk.

Obiektem rozważań teoretycznych, jak i badań stanowiskowych przyjętym na potrzeby realizacji niniejszej pracy jest zespół ładujący ładowarki bocznie wysypującej ŁBT-1200EH/LS-A (rys. 2.5) wyposażonej w wysuwny, dwuczłonowy wysięgnik teleskopowy. Maszyna ta produkowana jest w Zakładzie Produkcji Specjalnej BUMAR Łabędy sp. z o.o. na podstawie dokumentacji technicznej opracowanej w Instytucie Techniki Górniczej KOMAG.

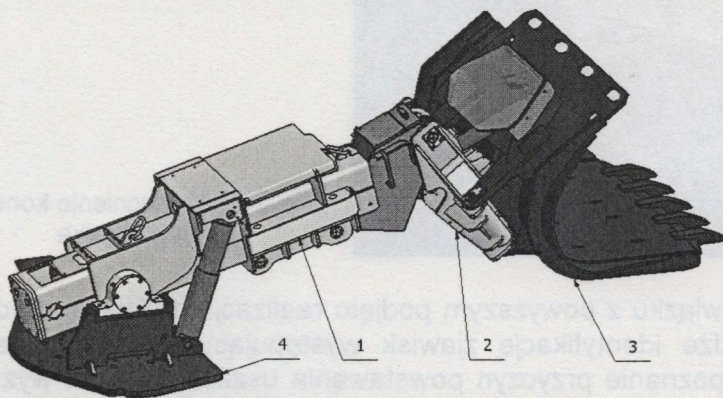
Podstawowymi elementami przedstawionego na rysunku 2.6 zespołu ładującego są:

- wysięgnik teleskopowy (poz. 1),

- wahacz (poz. 2),
- czerpak (poz. 3),
- obrotnica (poz. 4).



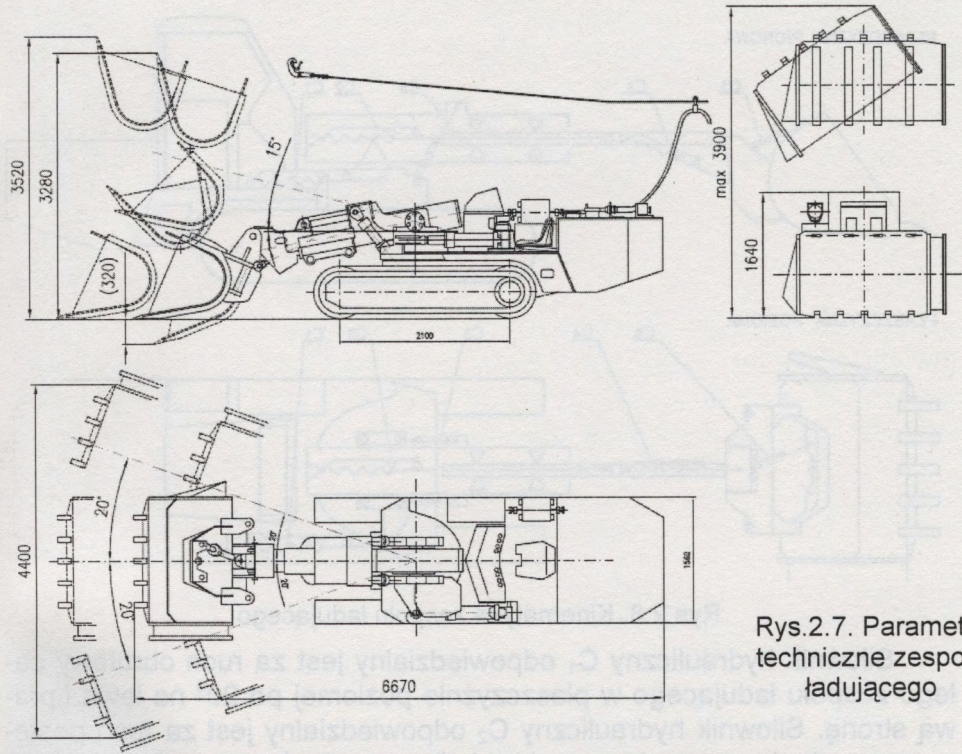
Rys.2.5. Ładowarka bocznie wysypująca ŁBT-1200EH/LS-A



Rys.2.6. Zespół ładujący ładowarki ŁBT-1200EH/LS-A

Zespół ładujący ładowarki ŁBT-1200EH/LS-A, zbudowany z czerpaka, wahacza i wysięgnika teleskopowego jest połączony z podwoziem gąsienicowym za pomocą obrotnicy (poz. 4) umożliwiającej wychylanie wysięgnika w płaszczyźnie poziomej. Dwuczłonowy wysięgnik teleskopowy składa się z ramienia zewnętrznego oraz wysuwonego ramienia wewnętrznego, na końcu którego zabudowany jest wahacz i czerpak. Czerpak ładowarki połączony przegubowo z wysięgnikiem za pomocą wahacza umożliwia prawidłowe napełnianie czerpaka urobkiem oraz wychylanie go w zależności od potrzeb na lewą bądź prawą stronę maszyny. Budowa zespołu ładującego pozwala na załadunek urobku

z przodu o maksymalnej szerokości 4400 mm z jednego ustawienia maszyny. Na rysunku 2.7 oraz w tabeli 2.1 przedstawiono podstawowe parametry techniczne zespołu ładującego.



Rys.2.7. Parametry techniczne zespołu ładującego

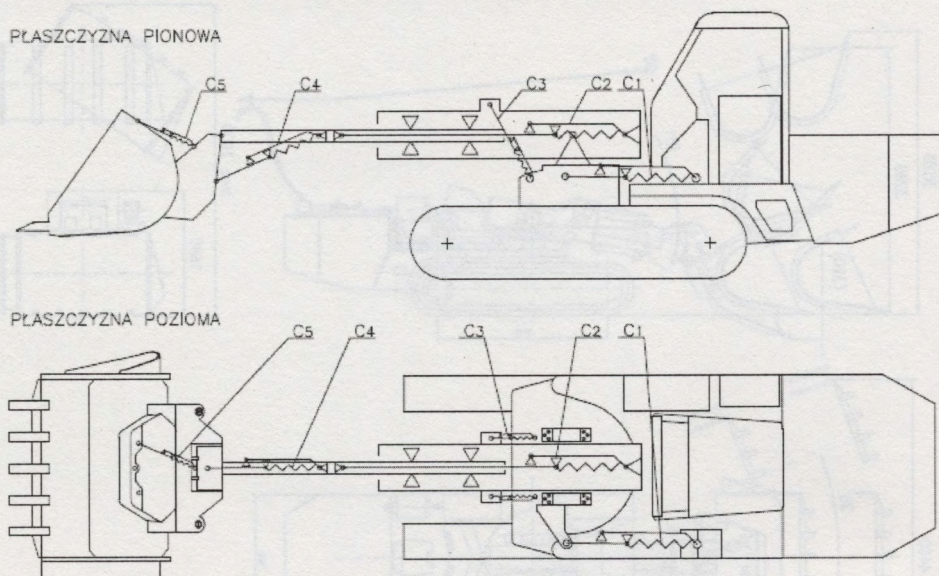
Parametry techniczne zespołu ładującego ładowarki ŁBT-1200EH/LS-A

Tabela 2.1

Parametr	Wymiar
Pojemność czepaka	1,2 m ³
Wysuw wysięgnika	900 mm
Wychylanie wysięgnika na boki	±20°
Podnoszenie wysięgnika w górę	15°
Opuszczanie wysięgnika w dół	10°

Zaczerpywanie urobku do czepaka ładowarki odbywa się wskutek działania siłowników hydraulicznych odpowiedzialnych za poszczególne ruchy całego zespołu ładującego. Poszczególne ruchy zespołu ładującego są wynikiem wzajemnych przemieszczeń poszczególnych członów układu, których źródłem napędu są siłowniki hydrauliczne. W opisywanym układzie ładującym ładowarki górniczej można wyróżnić pięć mechanizmów napędowych. Istotą ich działania jest zamiana ruchu postępowego tłoka w siłowniku hydraulicznym na ruch postępowy i obrotowy

poszczególnych członów układu ładującego. Na rysunku 2.8 przedstawiono położenie siłowników hydraulicznych odpowiedzialnych za poszczególne ruchy analizowanego zespołu ładującego.



Rys.2.8. Kinematyka zespołu ładującego

Siłownik hydrauliczny C₁ odpowiedzialny jest za ruch obrotowy całego zespołu ładującego w płaszczyźnie poziomej po 20° na lewą i prawą stronę. Siłownik hydrauliczny C₂ odpowiedzialny jest za ruch postępowy ramienia wewnętrznego względem ramienia zewnętrznego wysięgnika teleskopowego. Dwa siłowniki C₃ umieszczone po prawej i lewej stronie zespołu ładującego realizują ruch podnoszenia i opuszczania całego układu w płaszczyźnie pionowej. Siłownik C₄ łączący ramię wewnętrzne wysięgnika teleskopowego z wahaczem powoduje ruch obrotowy czerpaka i wahacza w płaszczyźnie pionowej. Siłownik ten służy do nabierania (zaczerpywania) urobku oraz jest często wykorzystywany do tzw. „podrywania” czerpaka przy zagłębianiu się w urobek. Ostatni siłownik C₅ powoduje boczne wychylenie czerpaka (w zależności od potrzeby na lewą, bądź prawą stronę maszyny) względem wahacza, a tym samym wysypywanie zgromadzonego urobku.

3. Analiza statyczna zespołu ładującego

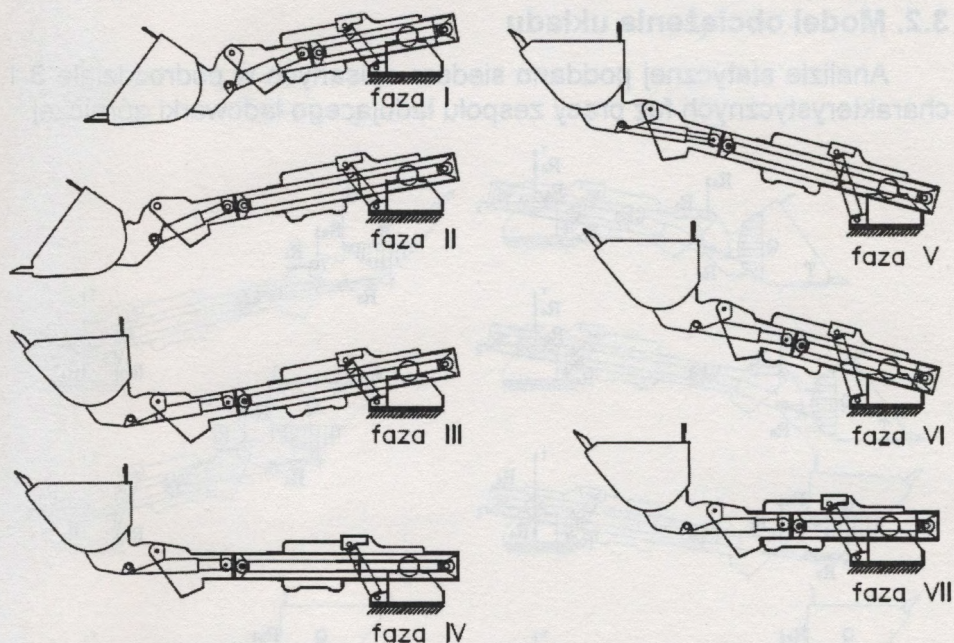
Jednym z celów pracy badawczej było określenie obciążeń działających na zespół ładujący ładowarki. W związku z tym przeprowadzono analizę statyczną różnych faz pracy zespołu ładowarki pod kątem

wyznaczenia reakcji w poszczególnych węzłach konstrukcji, wywołanych działaniem obciążeń zewnętrznych.

Przystępując do analizy statycznej oraz realizując dalsze prace związane z analizą wytrzymałościową wysięgnika teleskopowego ładowarki założono, że jej zespół ładujący wykonuje normalną, zgodną z jego przeznaczeniem pracę, czyli służy do nabierania i transportu urobku. Analizie poddano pracę ładowarki w jednej płaszczyźnie, tj. w płaszczyźnie, w której podczas normalnej pracy maszyny wyznaczono maksymalne obciążenia jej elementów.

3.1. Identyfikacja obciążeń

W celu identyfikacji obciążeń działających na zespół ładujący ładowarki górniczej przeprowadzono analizę cyklu pracy ładowarki pod kątem wyznaczenia jego charakterystycznych faz i położeń. Do analizy statycznej wytypowano siedem charakterystycznych położeń zespołu ładującego (rys. 3.1).



Rys.3.1. Charakterystyczne fazy pracy zespołu ładującego

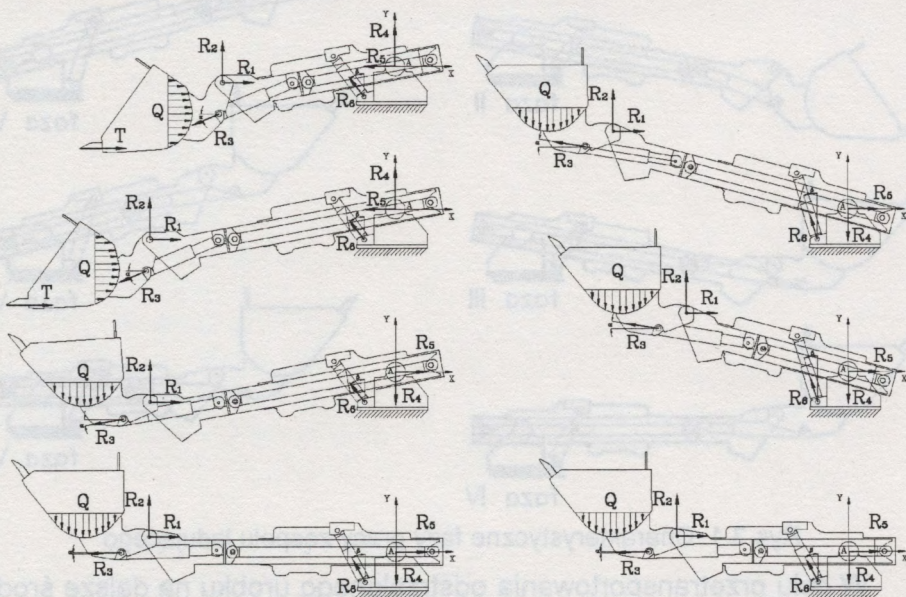
W celu przetransportowania odstrzelonego urobku na dalsze środki odstawy zespół ładujący ładowarki górniczej musi wykonać określoną, powtarzającą się sekwencję ruchów. Położeniem wyjściowym przy ładowaniu urobku jest faza I, czyli położenie, w którym wysięgnik jest całkowicie zsunięty, a czerpak ustawiony prostopadłe do zwału odstrzelonego urob-

ku. Następnie poprzez wysuw ramienia wewnętrznego wysięgnika teleskopowego (faza II) następuje wbijanie czerpaka w zwal urobku. W fazie III pracy zespołu ładującego następuje podnoszenie (podrywanie) czerpaka, a tym samym nabieranie do niego porcji urobku. Pozycja zespołu ładującego w fazie IV i V umożliwia wyładowanie (wysypanie) nagromadzonego w czerpaku urobku na dalsze środki odstawy. Z kolei, jeżeli zachodzi konieczność przewiezienia zgromadzonego w czerpaku urobku na pewną odległość od czoła przodku, wówczas zespół ładujący poprzez przejście przez fazę VI ustawiany jest w położenie transportowe (faza VII).

Przedstawiony opis procesu ładowania urobku należy traktować jako przykładowy. W rzeczywistości proces ładowania uzależniony jest między innymi od warunków panujących w wyrobisku chodnikowym, czy też od zdolności manualnych operatora ładowarki. Czynniki te powodują, że niektóre etapy (fazy) pracy zespołu ładującego są pomijane, a inne ze sobą są łączone. W analizie statycznej przyjęto, że zespół ładujący wykonuje wszystkie opisane fazy pracy.

3.2. Model obciążenia układu

Analizie statycznej poddano siedem opisanych w podrozdziale 3.1, charakterystycznych faz pracy zespołu ładującego ładowarki górniczej.



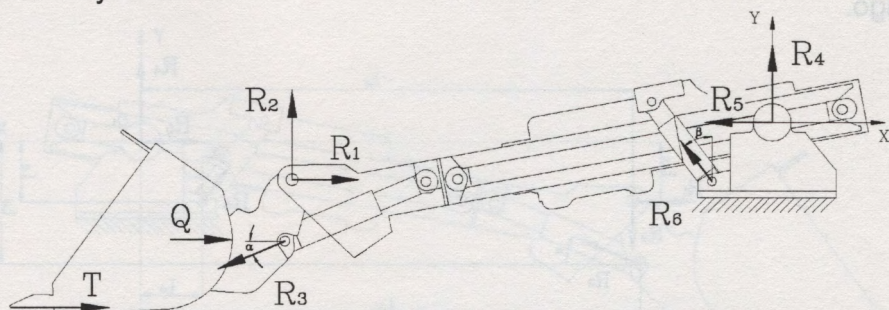
Rys. 3.2. Schemat obciążenia zespołu ładującego

Dla każdej z faz zdefiniowano obciążenia zewnętrzne, jakie działają na układ. Dla pierwszych dwóch faz pracy zespołu ładującego założono

siłę Q przyłożoną na powierzchnię czerpaka, pochodzącą od odstrzelonego urobku oraz siłę tarcia T występującą pomiędzy dnem czerpaka a spągiem. Dla pozostałych faz pracy zespołu ładującego siła obciążająca Q pochodziła od masy nagromadzonego w czerpaku urobku oraz od mas własnych czerpaka i wahacza. Na rysunku 3.2 pokazano sposób obciążenia układu w poszczególnych fazach pracy zespołu ładującego.

3.3. Wyniki analizy statycznej

Dla zobrazowania prowadzonych rozważań w zakresie statyki, przykładowo poniżej przedstawiono tok obliczeniowy dla fazy II pracy zespołu ładującego. Schemat obliczeniowy zespołu ładującego z założonymi obciążeniami zewnętrznymi oraz poszukiwanymi reakcjami pokazano na rysunku 3.3.



Rys.3.3. Schemat obliczeniowy zespołu ładującego (faza II)

Do obliczeń przyjęto następujące dane wejściowe:

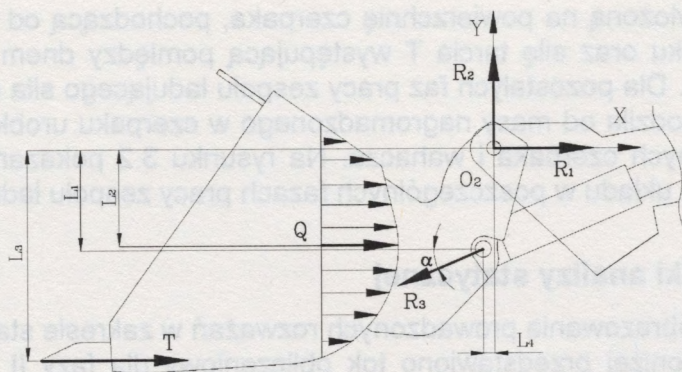
$Q = 222,5 \text{ kN}$ – siła pochodząca od wbijania czerpaka w zwal urobku,
 $T = 36,4 \text{ kN}$ – siła tarcia pomiędzy czerpakiem a spągiem.

Wartość siły Q pochodzącej od wbijania czerpaka w urobek przyjęto, jako największą możliwą do uzyskania siłę w siłowniku hydraulicznym odpowiedzialnym za wysuw ramienia wewnętrznego wysięgnika teleskopowego. Z kolei w sile tarcia T , założonej w miejscu styku czerpaka z podłożem, uwzględniono masę urobku, czerpaka i wahacza przy współczynniku tarcia statycznego f stal o kamień równym 0,5.

Badany układ podzielono na dwa podukłady. Pierwszy z nich (rys. 3.4) dotyczy czerpaka i wahacza.

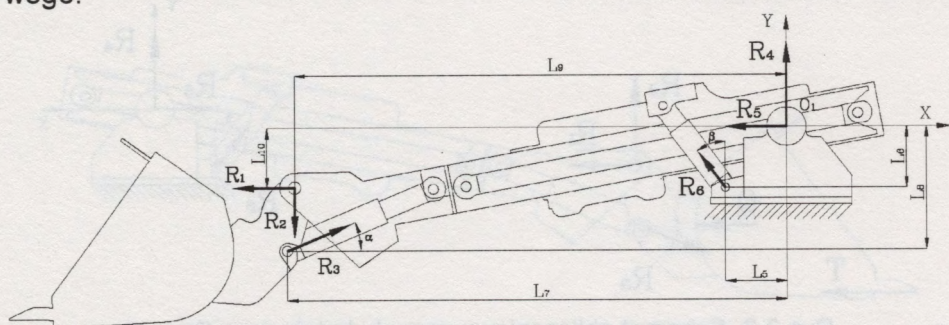
Warunki równowagi dla podukładu czerpak-wahacz (sumy rzutów sił na osie poziomą x i pionową y oraz momentów względem punktu O_2):

$$\begin{aligned} \sum F_{ix} &= 0, & R_1 - R_3 \cos(\alpha) + Q + T &= 0 \\ \sum F_{iy} &= 0, & R_2 - R_3 \sin(\alpha) &= 0 \\ \sum M_{iO_2} &= 0, & R_3 \sin(\alpha) \cdot L_4 - R_3 \cos(\alpha) \cdot L_1 + Q \cdot L_2 + T \cdot L_3 &= 0 \end{aligned}$$



Rys.3.4. Podukład I (czerpak-wahacz)

Drugi podukład (rys. 3.5) dotyczy elementów wysięgnika teleskopowego.



Rys.3.5. Podukład II (wysięgnik teleskopowy)

Dla podukładu II również zapisano warunki równowagi w postaci:

$$\sum F_{ix} = 0, \quad -R_5 - R_6 \sin(\beta) + R_3 \cos(\alpha) - R_1 = 0$$

$$\sum F_{iy} = 0, \quad R_4 + R_6 \cos(\beta) + R_3 \sin(\alpha) - R_2 = 0$$

$$\sum M_{iO_1} = 0,$$

$$-R_6 \cos(\beta) \cdot L_5 - R_6 \sin(\beta) \cdot L_6 - R_3 \sin(\alpha) \cdot L_7 + R_3 \cos(\alpha) \cdot L_8 + R_2 \cdot L_9 - R_1 \cdot L_{10} = 0$$

Po uwzględnieniu wymiarów:

$$L_1 = 0,381 \text{ [m]}$$

$$L_2 = 0,373 \text{ [m]}$$

$$L_3 = 0,797 \text{ [m]}$$

$$L_4 = 0,042 \text{ [m]}$$

$$L_5 = 0,370 \text{ [m]}$$

$$L_6 = 0,369 \text{ [m]}$$

$$L_7 = 2,996 \text{ [m]}$$

$$L_8 = 0,74 \text{ [m]}$$

$$L_9 = 2,954 \text{ [m]}$$

$$L_{10} = 0,358 \text{ [m]}$$

oraz kątów $\alpha = 23^\circ$

$\beta = 38^\circ$

otrzymano następujące wielkości reakcji:

$$R_1 = 49,6 \text{ [kN]} \quad R_4 = 311,6 \text{ [kN]}$$

$$R_2 = 131 \text{ [kN]} \quad R_5 = 15,6 \text{ [kN]}$$

$$R_3 = 335,2 \text{ [kN]} \quad R_6 = 395,4 \text{ [kN]}$$

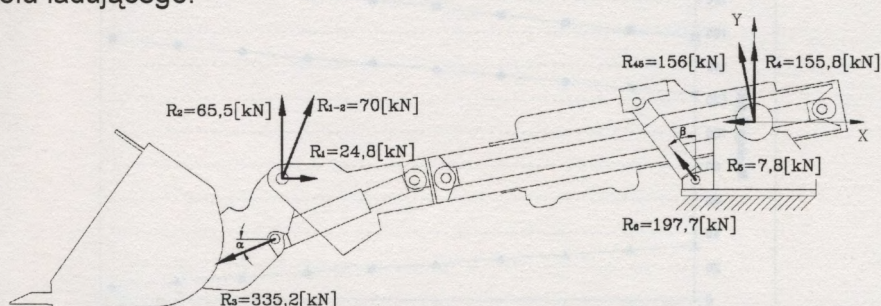
Wyznaczone reakcje R_1 , R_2 , R_4 , R_5 , oraz R_6 dotyczą w zasadzie sumy wartości reakcji w dwóch węzłach. Z uwagi na założoną w płaszczyźnie pionowej symetrię układu, wartości reakcji w tych węzłach przyjęto jako równe sobie. W związku z tym wartości poszczególnych reakcji dla drugiej fazy pracy zespołu ładującego ładowarki górniczej wynoszą:

$$R_1 = 24,8 \text{ [kN]} \quad R_4 = 155,8 \text{ [kN]}$$

$$R_2 = 65,5 \text{ [kN]} \quad R_5 = 7,8 \text{ [kN]}$$

$$R_3 = 335,2 \text{ [kN]} \quad R_6 = 197,7 \text{ [kN]}$$

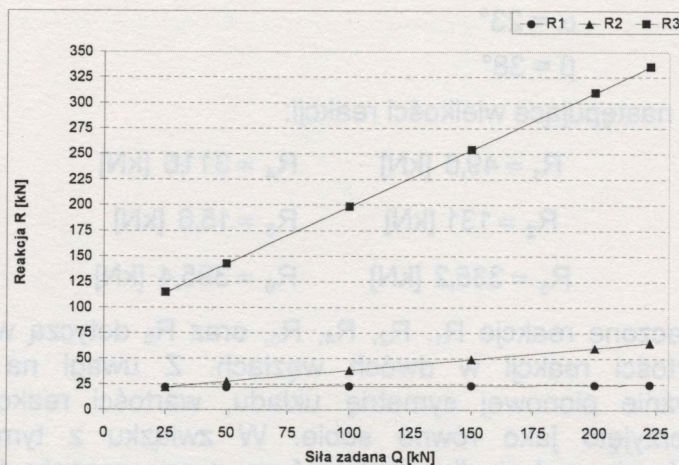
Na rysunku 3.6 zestawiono otrzymane wielkości szukanych reakcji (sił) R_1+R_6 w poszczególnych węzłach konstrukcji dla fazy II pracy zespołu ładującego.



Rys.3.6. Zestawienie wyznaczonych wartości reakcji (faza II pracy zespołu ładującego)

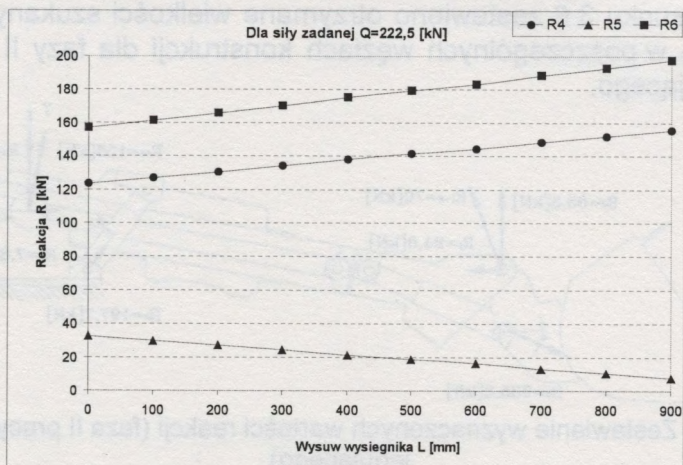
Na podstawie otrzymanych wyników analizy statycznej drugiej fazy pracy zespołu ładującego, wykonano wykresy reakcji w założonych punktach konstrukcji. Na rysunku 3.7 przedstawiono wykres wartości reakcji R_1 , R_2 oraz R_3 w funkcji zadanej siły obciążającej Q .

Na podstawie pokazanych na rysunku 3.7 zależności widać, że reakcja R_3 w miejscu mocowania siłownika podnoszenia czerpaka narasta szybciej niż wartości reakcji R_1 i R_2 .



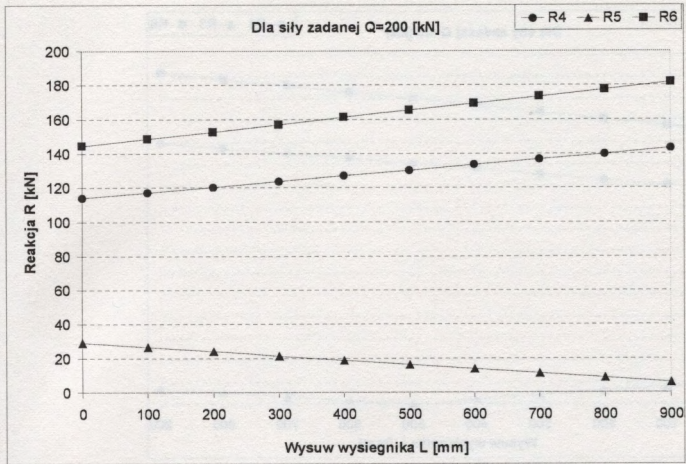
Rys.3.7. Wartości reakcji R_1 , R_2 i R_3 w funkcji zadanej siły obciążającej Q

Ponadto na rysunkach 3.8, 3.9, 3.10, 3.11, 3.12 oraz 3.13 przedstawiono wartości reakcji R_4 , R_5 i R_6 przy danej wartości obciążenia Q w funkcji wysuwu wysięgnika teleskopowego. Kolorem niebieskim zaznaczono przebieg wartości dla reakcji R_4 , kolorem czerwonym wartości dla reakcji R_5 , a kolorem czarnym wartości dla reakcji R_6 .

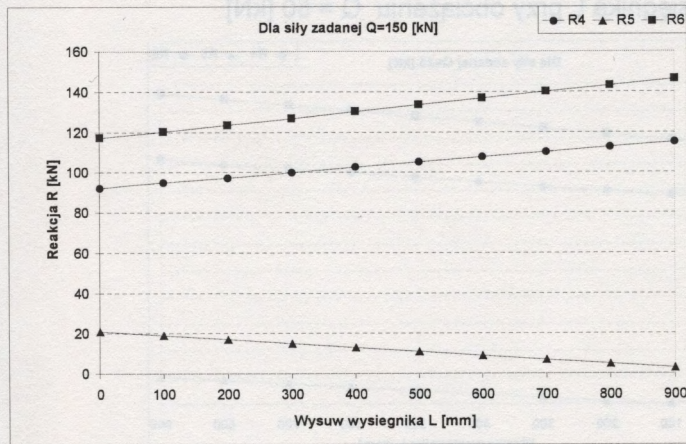


Rys.3.8. Wartości reakcji R_4 , R_5 i R_6 w funkcji wysuwu wysięgnika L przy obciążeniu $Q = 222,5$ [kN]

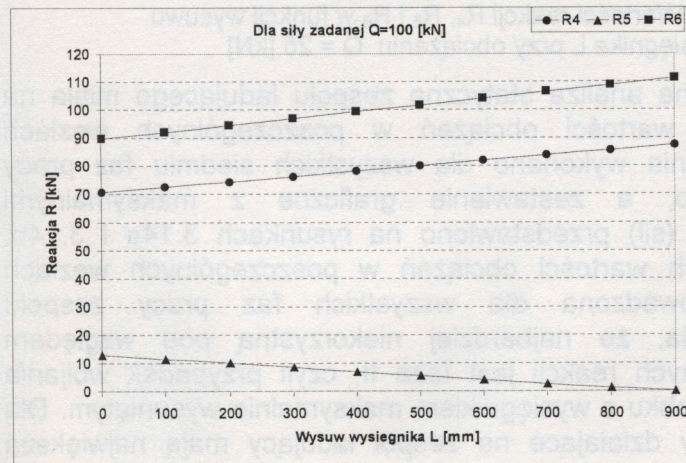
Przeprowadzona analiza wykazała, że w wyniku zadanego obciążenia Q , wraz ze wzrostem wysuwu wysięgnika teleskopowego, rosną wartości reakcji R_4 i R_6 , natomiast wartości reakcji R_5 maleją. Wartości reakcji R_5 maleją do zera, po czym przy wysuwie ramienia wewnętrznego na poziomie około 500 mm i przy obciążeniu $Q = 50$ kN zaczynają rosnąć (rys. 3.12).



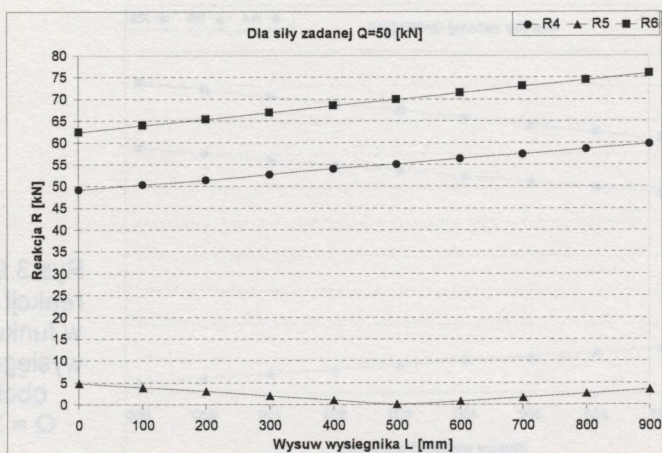
Rys.3.9. Wartości reakcji R_4 , R_5 i R_6 w funkcji wysuwu wysięgnika L przy obciążeniu $Q = 200$ [kN]



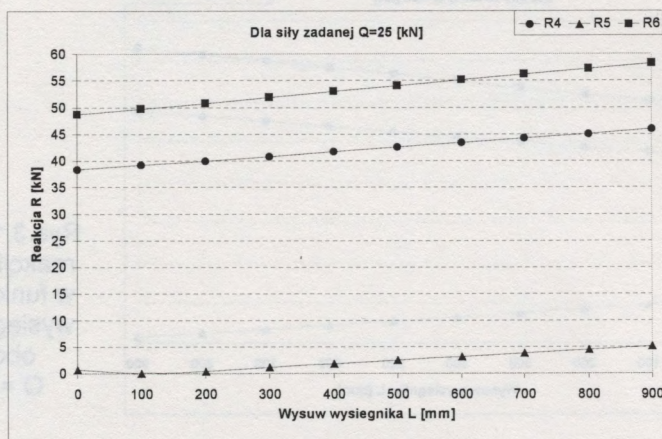
Rys.3.10. Wartości reakcji R_4 , R_5 i R_6 w funkcji wysuwu wysięgnika L przy obciążeniu $Q = 150$ [kN]



Rys.3.11. Wartości reakcji R_4 , R_5 i R_6 w funkcji wysuwu wysięgnika L przy obciążeniu $Q = 100$ [kN]



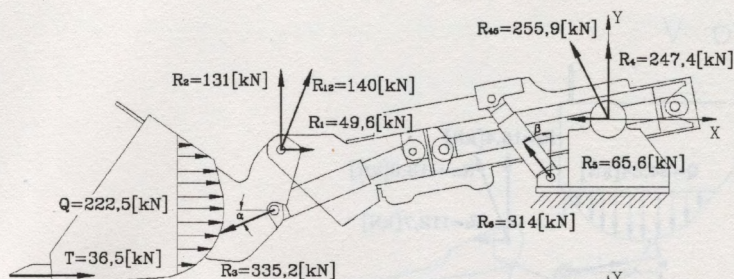
Rys.3.12. Wartości reakcji R_4 , R_5 i R_6 w funkcji wysuwu wysięgnika L przy obciążeniu $Q = 50$ [kN]



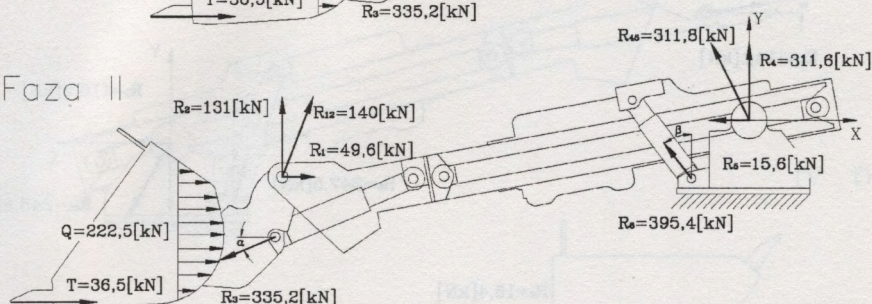
Rys.3.13. Wartości reakcji R_4 , R_5 i R_6 w funkcji wysuwu wysięgnika L przy obciążeniu $Q = 25$ [kN]

Przeprowadzona analiza statyczna zespołu ładującego miała na celu wyznaczenie wartości obciążeń w poszczególnych węzłach konstrukcji. Obliczenia wykonano dla wszystkich siedmiu faz pracy zespołu ładującego, a zestawienie graficzne z maksymalnymi wartościami reakcji (sił) przedstawiono na rysunkach 3.14a i 3.14b. Analiza otrzymanych wartości obciążeń w poszczególnych węzłach konstrukcji przeprowadzona dla wszystkich faz pracy zespołu ładującego pokazała, że najbardziej niekorzystną pod względem wartości wyznaczonych reakcji jest faza II, czyli przypadek wbijania czerpaka w zwal urobku z wysięgnikiem maksymalnie wysuniętym. Dla tego przypadku siły działające na zespół ładujący mają największą wartość.

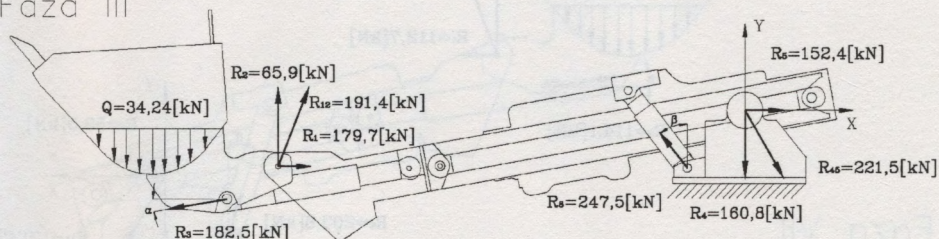
Faza I



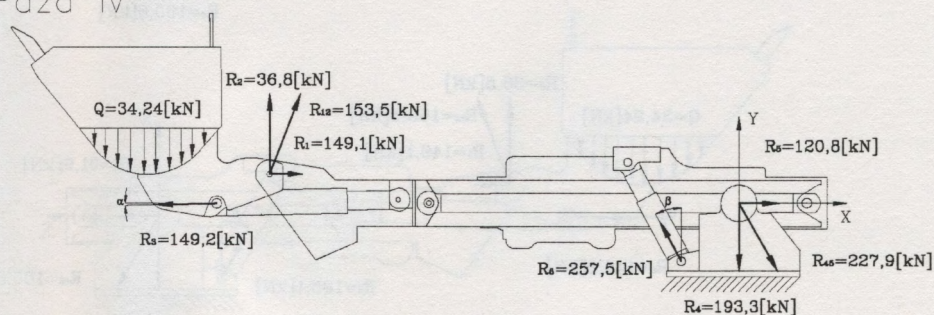
Faza II



Faza III

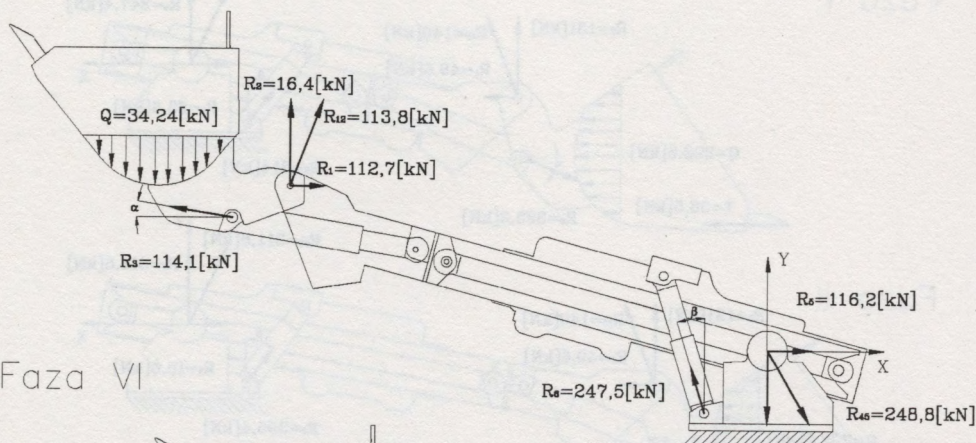


Faza IV

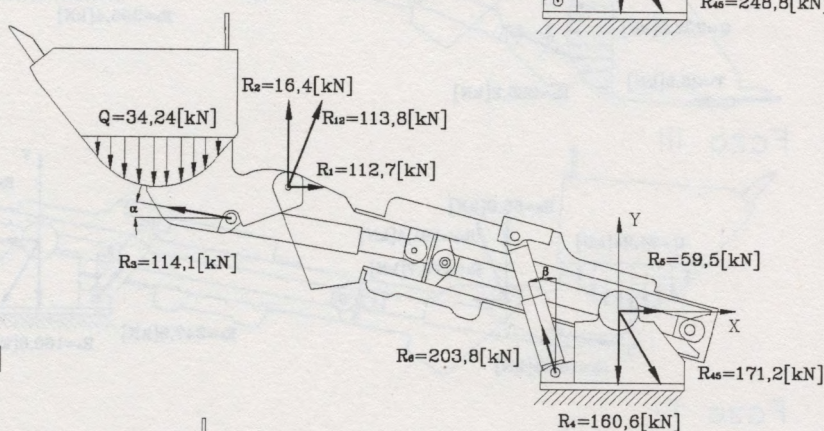


Rys.3.14a. Zestawienie wyznaczonych wartości reakcji w poszczególnych węzłach konstrukcji zespołu ładującego dla I, II, III i IV fazy pracy

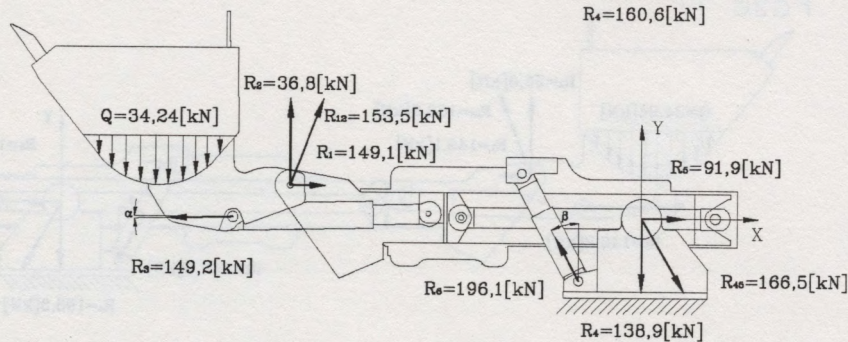
Faza V



Faza VI



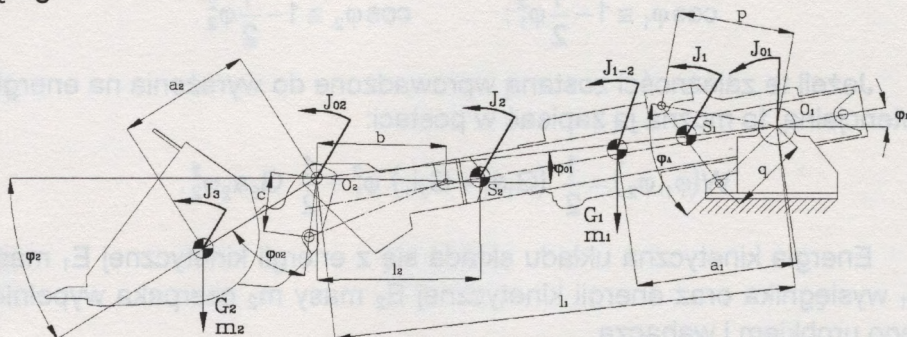
Faza VII



Rys.3.14b. Zestawienie wyznaczonych wartości reakcji w poszczególnych węzłach konstrukcji zespołu ładującego dla V, VI i VII fazy pracy

4. Analiza dynamiczna pracy zespołu ładującego

Analizę dynamiczną pracy zespołu ładującego ładowarki górniczej, podobnie jak w pracach [6, 7, 9, 22, 55], przeprowadzono dla układu przedstawionego schematycznie na rysunku 4.1. Elementy układu odpowiadają położeniu charakterystycznemu dla II fazy pracy zespołu ładującego.



Rys.4.1. Schemat zespołu ładującego

Na rysunku 4.1 oznaczono:

- J_{01} - masowy moment bezwładności wysięgnika (ramię wewnętrzne + ramię zewnętrzne) względem osi O_1 ,
- J_{02} - masowy moment bezwładności czerpaka wraz z urobkiem i wahacza względem osi O_2 ,
- J_{1-2} - moment bezwładności wysięgnika (ramię wewnętrzne + ramię zewnętrzne) względem środka masy,
- J_1 - moment bezwładności ramienia zewnętrznego,
- J_2 - moment bezwładności ramienia wewnętrznego,
- J_3 - moment bezwładności czerpaka wraz z urobkiem i wahacza,
- G_1 - ciężar wysięgnika teleskopowego (ramię wewnętrzne + ramię zewnętrzne),
- G_2 - ciężar czerpaka wypełnionego urobkiem i wahacza,
- m_1 - masa wysięgnika teleskopowego (ramię wewnętrzne + ramię zewnętrzne),
- m_2 - masa czerpaka wypełnionego urobkiem i wahacza.

Równania dynamiczne pracy zespołu ładującego zapisano korzystając z równań Lagrange'a II rodzaju [32]. W tym celu w pierwszej kolejności wyznaczono energię potencjalną dla ciężaru G_1 :

$$W_1 = G_1 a_1 (1 - \cos \varphi_1),$$

oraz dla ciężaru G_2 :

$$W_2 = G_2 [(l_1 + a_2) - l_1 \cos \varphi_1 - a_2 \cos \varphi_2].$$

Łącznie mamy więc:

$$W(\varphi_1, \varphi_2) = G_1 a_1 (1 - \cos \varphi_1) + G_2 [(l_1 + a_2) - l_1 \cos \varphi_1 - a_2 \cos \varphi_2] \quad (4.1a)$$

Dla przypadku małych drgań (wokół ustalonego położenia równowagi) przyjmuje się:

$$\cos \varphi_1 \cong 1 - \frac{1}{2} \varphi_1^2; \quad \cos \varphi_2 \cong 1 - \frac{1}{2} \varphi_2^2.$$

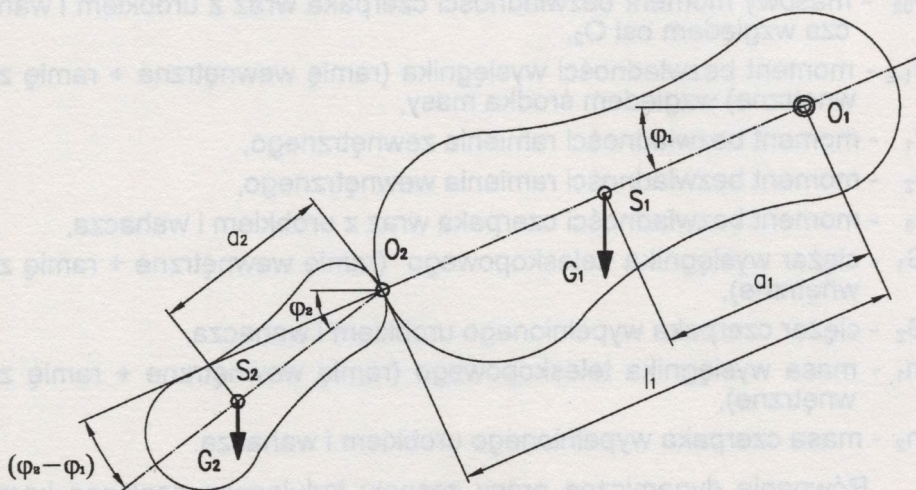
Jeżeli te zależności zostaną wprowadzone do wyrażenia na energię potencjalną, to można ją zapisać w postaci:

$$W(\varphi_1, \varphi_2) = \frac{1}{2} (G_1 a_1 + G_2 l_1) \varphi_1^2 + \frac{1}{2} G_2 a_2 \varphi_2^2.$$

Energia kinetyczna układu składa się z energii kinetycznej E_1 masy m_1 wysięgnika oraz energii kinetycznej E_2 masy m_2 czerpaka wypełnionego urobkiem i wahacza.

Na podstawie rysunku 4.2:

$$V_1 = l_1 \dot{\varphi}_1, \quad V_2 = \rho \dot{\varphi}_2, \quad V_A = V_1 + V_2$$



Rys.4.2. Model układu czerpak-wysięgnik [38]

Następnie:

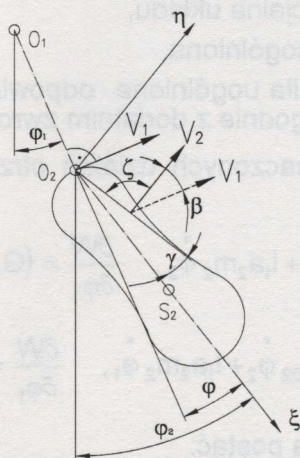
$$\begin{aligned}
 E_2 &= \frac{1}{2} \int_{(m_2)} V_A^2 dm = \frac{1}{2} \int_{(m_2)} (V_1^2 + V_2^2 + 2V_1V_2) dm = \\
 &= \frac{1}{2} \int_{(m_2)} \left(l_1^2 \dot{\varphi}_1^2 + 2l_1 \rho \dot{\varphi}_1 \dot{\varphi}_2 \cos \beta + \rho^2 \dot{\varphi}_2^2 \right) dm = \\
 &= \frac{1}{2} \left(l_1^2 m_2 \dot{\varphi}_1^2 + J_{O_2} \dot{\varphi}_2^2 + 2l_1 \dot{\varphi}_1 \dot{\varphi}_2 \int_{(m_2)} \rho \cos \beta dm \right)
 \end{aligned}$$

Ponieważ:

$$\beta = \varphi + \gamma, \quad \xi = \rho \cos \gamma,$$

$$\varphi = \varphi_2 - \varphi_1, \quad \eta = \rho \sin \gamma,$$

gdzie: ξ, η są współrzędnymi dowolnego punktu A (rys. 4.2a).



Rys. 4.2a. Schemat obliczeniowy układu czerpak-wysięgnik

Z uwagi na przyjęty układ odniesienia ξ, η współrzędne środka masy S_2 są równe $\xi_s = a_2, \eta_s = 0$. Obliczając całkę w wyrażeniu na energię przy powyższych oznaczeniach uzyskuje się:

$$E_2 = \frac{1}{2} \left[l_1^2 m_2 \dot{\varphi}_1^2 + J_{O_2} \dot{\varphi}_2^2 + 2l_1 a_2 \dot{\varphi}_1 \dot{\varphi}_2 m_2 \cos(\varphi_2 - \varphi_1) \right],$$

gdzie: J_{O_2} jest masowym momentem bezwładności względem osi O_2 .

Kontynuując:

$$E_2 = \frac{1}{2} J_{O_1} \dot{\varphi}_1^2$$

Ostatecznie energia kinetyczna układu:

$$E = E_1 + E_2 = \frac{1}{2} J_{01} \dot{\varphi}_1^2 + \frac{1}{2} \left[l_1^2 m_2 \dot{\varphi}_1^2 + J_{02} \dot{\varphi}_2^2 + 2 l_1 a_2 \dot{\varphi}_1 \dot{\varphi}_2 m_2 \cos(\varphi_2 - \varphi_1) \right]$$

Przy małych wychyleniach:

$$E = \frac{1}{2} [J_{01} + m_2 l_1^2] \dot{\varphi}_1^2 + l_1 a_2 m_2 \dot{\varphi}_1 \dot{\varphi}_2 + \frac{1}{2} J_{02} \dot{\varphi}_2^2 \quad (4.1b)$$

Do wyznaczenia dynamicznych równań ruchu wykorzystano równanie Lagrange'a II rodzaju [33] w postaci:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E}{\partial \dot{q}_i} \right) + \frac{\partial W}{\partial q_i} = Q_i \quad (4.2)$$

gdzie:

- E - energia kinetyczna układu,
- W - energia potencjalna układu,
- q_1 - współrzędna uogólniona,
- $Q_i = Q_{i(t)}$ - zewnętrzna siła uogólniona odpowiadająca współrzędnej q_i , skierowana zgodnie z dodatnim zwrotem tej współrzędnej.

Po wykonaniu naznaczonych działań otrzymuje się (po przyjęciu $q_1 = \varphi_1$, $q_2 = \varphi_2$):

$$\begin{aligned} \frac{\partial E}{\partial \dot{\varphi}_1} &= (J_{01} + m_2 l_1^2) \dot{\varphi}_1 + l_1 a_2 m_2 \dot{\varphi}_2, & \frac{\partial W}{\partial \varphi_1} &= (G_1 a_1 + G_2 l_1) \varphi_1 \\ \frac{\partial E}{\partial \dot{\varphi}_2} &= J_{02} \dot{\varphi}_2 + l_1 a_2 m_2 \dot{\varphi}_1, & \frac{\partial W}{\partial \varphi_2} &= G_2 a_2 \varphi_2 \end{aligned} \quad (4.3)$$

Równania (4.2) przyjmują postać:

$$\begin{aligned} (J_{01} + m_2 l_1^2) \ddot{\varphi}_1 + l_1 a_2 m_2 \ddot{\varphi}_2 + (G_1 a_1 + G_2 l_1) \varphi_1 &= 0 \\ l_1 a_2 m_2 \ddot{\varphi}_1 + J_{02} \ddot{\varphi}_2 + G_2 a_2 \varphi_2 &= 0 \end{aligned} \quad (4.3a)$$

Jednym z celów przeprowadzonej analizy dynamicznej badanego układu było wyznaczenie współczynnika nadwyżki dynamicznej n_d .

Wyznaczenia współczynnika n_d dokonano dla dwóch przypadków pracy zespołu ładującego, tj. dla pracy samego czepaka oraz dla przypadku podnoszenia całego wysięgnika [21]. Współczynnik nadwyżki dynamicznej można zapisać jako stosunek siły dynamicznej i siły statycznej według wzoru:

$$n_d = \frac{R_d}{R_s}$$

gdzie:

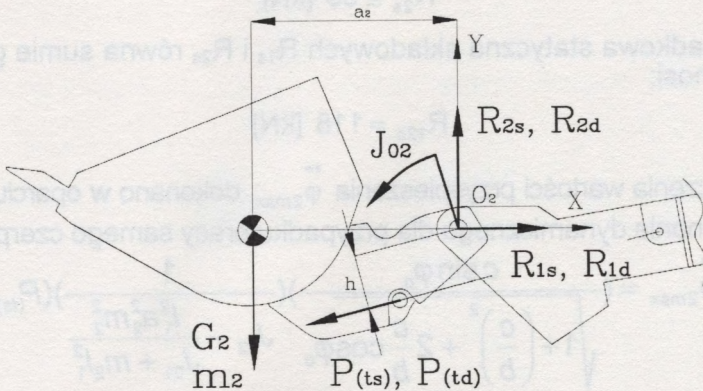
R_d - reakcja dynamiczna,

R_s - reakcja statyczna.

Współczynnik nadwyżki dynamicznej n_d dla pracy czepaka wyznaczono w oparciu o wypadkową statyczną R_{12} wyliczoną z warunków równowagi (rozdz. 3) dla połączenia sworzniowego wahacz-ramię wewnętrzne. Z kolei współczynnik n_d dla podnoszenia wysięgnika teleskopowego wyliczono w oparciu o wypadkową statyczną R_{45} przyłożoną w punkcie O_1 obrotu zespołu ładującego (również wyznaczoną z warunków równowagi (rozdz. 3)).

4.1. Współczynnik n_d dla przypadku pracy czepaka

Współczynnik nadwyżki dynamicznej n_d przy pracy samego czepaka wyznaczono dla przypadku, gdy środek ciężkości czepaka napełnionego urobkiem zajmuje położenie jak na rysunku 4.3, tzn. takie, dla którego moment pochodzący od masy czepaka względem osi O_2 jest największy.



Rys.4.3. Model czepaka

Równanie dynamiczne ruchu dla pracy czepaka można napisać następująco [21]:

$$G_2 \cdot a_2 + J_{02} \cdot \ddot{\varphi}_{2\max} = P_{(td)} \cdot h \quad (4.4)$$

W celu wyznaczenia wartości siły $P_{(ts)}$ potrzebnej do utrzymania masy czepaka napełnionego urobkiem przeprowadzono obliczenia dla przypadku przedstawionego na rysunku 4.3. Przedstawiony układ bę-

dzie w równowadze, jeżeli suma momentów sił względem osi obrotu O_2 będzie równa zero, tzn. jeżeli:

$$G_2 * a_2 = P_{(ts)} * h$$

Po podstawieniu:

$$G_2 = 28500 \text{ [N]}$$

$$a_2 = 0,855 \text{ [m]}$$

$$h = 0,226 \text{ [m]}$$

otrzymano wartość siły $P_{(ts)}$ potrzebnej do zrównoważenia siły G_2 jako:

$$P_{(ts)} = 107820 \text{ [N]}$$

Następnie z warunków równowagi (suma rzutów sił na osie X i Y (rys. 4.3)) wyznaczono wartości reakcji R_1 i R_2 będących wynikiem działania sił G_2 i P_{ts} zgodnie z równaniami:

$$\sum F_{ix} = 0, \quad R_{1s} - P_{ts} \cos(\alpha) = 0$$

$$\sum F_{iy} = 0, \quad R_{2s} - P_{ts} \sin(\alpha) - G_2 = 0$$

Po podstawieniu za $\alpha = 15^\circ$ wyliczono:

$$R_{1s} \cong 104 \text{ [kN]}$$

$$R_{2s} \cong 56 \text{ [kN]}$$

Wypadkowa statyczna składowych R_{1s} i R_{2s} równa sumie geometrycznej wynosi:

$$R_{12s} = 118 \text{ [kN]}$$

Wyliczenia wartości przyspieszenia $\ddot{\varphi}_{2\max}$ dokonano w oparciu o rozwiązanie równania dynamicznego dla przypadku pracy samego czepaka [21]:

$$\ddot{\varphi}_{2\max} = \left(\frac{c \sin \varphi_0}{\sqrt{1 + \left(\frac{c}{b}\right)^2} + 2 \frac{c}{b} \cos \varphi_0} \right) \left(\frac{1}{J_{02} - \frac{l_1^2 a_2^2 m_2^2}{J_{01} + m_2 l_1^2}} \right) (P_{(ts)})$$

gdzie:

$$J_{01} = 4117562712 \text{ [kg*mm}^2\text{]},$$

$$J_{02} = 2719196600 \text{ [kg*mm}^2\text{]},$$

$$b = 830 \text{ [mm]},$$

$$c = 385 \text{ [mm]},$$

$$l_1 = 2975 \text{ [mm]},$$

$$a_2 = 855 \text{ [mm]},$$

$$m_2 = 2904 \text{ [kg]},$$

$$P_{(ts)} = 107820 \text{ [N]}.$$

Oznaczenia jak w pracy [21].

Po podstawieniu wartości liczbowych otrzymano:

$$\ddot{\varphi}_{2\max} = 3,07 \text{ [1/s}^2\text{]}$$

Następnie na podstawie równania (4.4) wyliczono wartość siły dynamicznej $P_{(td)}$:

$$P_{(td)} = 144758,5 \text{ [N]}$$

Po ponownym wykorzystaniu warunków równowagi (sumy rzutów sił na osie X i Y) z uwzględnieniem siły dynamicznej $P_{(td)}$ wyznaczono reakcje:

$$R_{1d} \cong 140 \text{ [kN]}$$

$$R_{2d} \cong 66 \text{ [kN]}$$

Wypadkowa reakcji R_{1d} i R_{2d} , będąca sumą geometryczną jest równa:

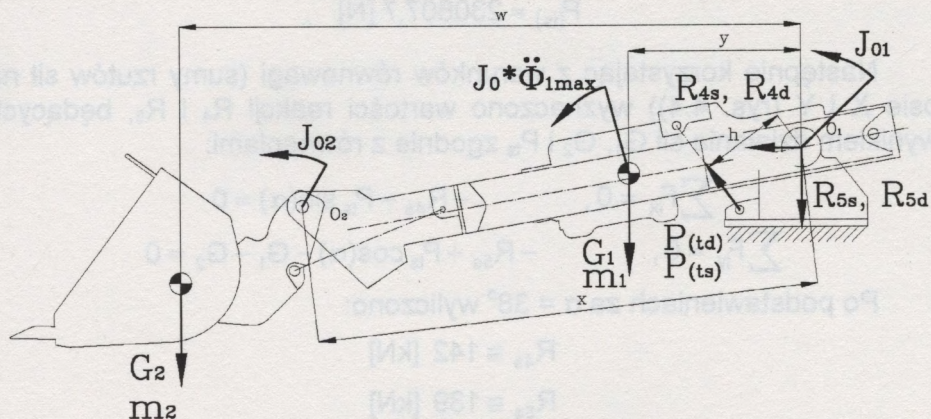
$$R_{12d} = 154,7 \text{ [kN]}.$$

Współczynnik nadwyżki dynamicznej n_d dla przypadku pracy samego czerpaka wynosi:

$$n_d = \frac{R_{12d}}{R_{12s}} = \frac{154,7}{118} = 1,31$$

4.2. Współczynnik n_d dla przypadku pracy zespołu ładującego

Współczynnik nadwyżki dynamicznej n_d dla przypadku pracy całego zespołu ładującego wyliczono w podobny sposób jak dla przypadku pracy czerpaka. Model układu przedstawiono na rysunku 4.4.



Rys.4.4. Model zespołu ładującego

Równanie dynamiczne ruchu dla przypadku pracy zespołu ładującego można napisać następująco [21]:

$$G_1 * y + G_2 * w + J_0 * \ddot{\varphi}_{1\max} = P_{(td)} * h \quad (4.5)$$

gdzie:

$$J_0 = J_{01} + J_{02} + m_2 * x^2$$

Po podstawieniu:

$$J_{01} = 4117562712 \text{ [kg*mm}^2\text{]}$$

$$J_{02} = 2719196600 \text{ [kg*mm}^2\text{]}$$

$$m_2 = 2904 \text{ [kg]}$$

$$x = 2976 \text{ [mm]}$$

otrzymano moment bezwładności wysięgnika teleskopowego J_0 :

$$J_0 = 32556256016 \text{ [kg*mm}^2\text{]}$$

Podobnie jak dla przypadku pracy samego czerpaka, wyliczono wartość siły $P_{(ts)}$ korzystając z warunków równowagi (sumy momentów względem osi O_1):

$$G_1 * y + G_2 * w = P_{(ts)} * h,$$

gdzie:

$$G_1 = 14008 \text{ [N]},$$

$$G_2 = 28500 \text{ [N]},$$

$$y = 1,024 \text{ [m]},$$

$$w = 3,68 \text{ [m]},$$

$$h = 0,517 \text{ [m]},$$

A po uwzględnieniu wartości liczbowych, mamy:

$$P_{(ts)} = 230607,7 \text{ [N]}$$

Następnie korzystając z warunków równowagi (sumy rzutów sił na osie X i Y (rys. 4.4)) wyznaczono wartości reakcji R_4 i R_5 , będących wynikiem działania sił G_1 , G_2 i P_{ts} zgodnie z równaniami:

$$\sum F_{ix} = 0, \quad -R_{4s} - P_{ts} \sin(\alpha) = 0$$

$$\sum F_{iy} = 0, \quad -R_{5s} + P_{ts} \cos(\alpha) - G_1 - G_2 = 0$$

Po podstawieniach za $\alpha = 38^\circ$ wyliczono:

$$R_{4s} \cong 142 \text{ [kN]}$$

$$R_{5s} \cong 139 \text{ [kN]}$$

Wypadkowa reakcji R_{4s} i R_{5s} wynosi:

$$R_{45s} = 198,7 \text{ [kN]}$$

Wyliczenia wartości przyspieszenia $\ddot{\varphi}_{2\max}$ przy sile $P_{(ts)} = 230607,7$ [N] dokonano w oparciu o rozwiązanie równania dynamicznego zespołu ładującego [21]:

$$\ddot{\varphi}_{2\max} = \frac{J_{02} \frac{pq \sin \varphi_A}{\sqrt{p^2 + q^2 - 2pq \cos \varphi_A}} P_{(t)}}{J_{02} (J_{01} + m_2 l_1^2) - l_1^2 a_2^2 m_2^2}$$

gdzie:

$$J_{01} = 4117562712 \text{ [kg*mm}^2\text{]},$$

$$J_{02} = 2719196600 \text{ [kg*mm}^2\text{]},$$

$$p = 752 \text{ [mm]},$$

$$q = 522 \text{ [mm]},$$

$$l_1 = 2975 \text{ [mm]},$$

$$a_2 = 2855 \text{ [mm]},$$

$$m_2 = 2904 \text{ [kg]},$$

$$P_{(t)} = 230607,7 \text{ [N]},$$

$$\varphi_A = 55^\circ.$$

Oznaczenia jak w pracy [21].

Po podstawieniu wartości liczbowych, mamy:

$$\ddot{\varphi}_{2\max} = 1,22 \text{ [1/s}^2\text{]}$$

Następnie na podstawie równania (4.5) wyliczono siłę $P_{(td)}$, której wartość wynosi:

$$P_{(td)} = 307432,9 \text{ [N]}$$

Po ponownym wykorzystaniu warunków równowagi (sumy rzutów sił na osie X i Y) z uwzględnieniem siły $P_{(td)}$ wyznaczono reakcje:

$$R_{4d} \cong 189 \text{ [kN]}$$

$$R_{5d} \cong 200 \text{ [kN]}$$

Wypadkowa reakcji R_{4d} i R_{5d} jest równa:

$$R_{45d} = 275 \text{ [kN]}$$

Współczynnik nadwyżki dynamicznej n_d dla przypadku pracy całego zespołu ładującego wynosi:

$$n_d = \frac{R_{45d}}{R_{45s}} = \frac{275}{198,7} = 1,38$$

Efektem końcowym analizy dynamicznej badanego zespołu ładującego było wyznaczenie współczynnika nadwyżki dynamicznej n_d . Współczynnik n_d określono dla przypadku ruchu czerpaka oraz dla przypadku podnoszenia całego zespołu ładującego. Współczynnik nadwyżki dynamicznej n_d równy 1,3 uwzględniono w analizie wytrzymałościowej wysięgnika teleskopowego przy określaniu wartości obciążeń elementów konstrukcyjnych.

5. Analiza wytrzymałościowa (MES) wysięgnika

Przeprowadzona analiza wytrzymałościowa wysięgnika teleskopowego ładowarki górniczej pozwoliła na uzyskanie pełnej informacji o stanie naprężeń, jaki w nim powstanie pod wpływem działania obciążeń eksploatacyjnych.

Znajomość ekstremalnych wartości składowych stanu naprężenia w elemencie jest podstawą do oceny jego wytrzymałości oraz trwałości (dopuszczalnego okresu eksploatacji). Natomiast informacje o wartości i rozkładzie stanu naprężenia umożliwiają wytypowanie tych obszarów konstrukcji, które z uwagi na poziom naprężeń mogą doznawać uszkodzeń zmęczeniowych i powinny podlegać odpowiednim okresowym badaniem nieniszczącym.

W związku z powyższym wykonano analizę wytrzymałościową wysięgnika teleskopowego ładowarki przy wykorzystaniu numerycznych metod analizy konstrukcji (MES) [3, 18, 27, 28, 42, 63]. Uproszczone geometryczne modele obliczeniowe wysięgnika [10, 50] zostały wykonane w programie Autodesk Inventor. Natomiast obliczenia przeprowadzono w oparciu o pakiet oprogramowania firmy NSC Patran/Nastran [35].

Analizę wytrzymałościową wykonano dla obciążeń odpowiadających dwóm charakterystycznym położeniom roboczym elementów wysięgnika teleskopowego. Są to położenia elementów wysięgnika w drugiej fazie pracy ładowarki (rys. 4.1), dla których wyniki przeprowadzonej analizy statycznej wskazują na najbardziej niekorzystny, pod względem wartości obciążeń, przypadek pracy analizowanego układu.

Obliczenia wykonano dla maksymalnych obciążeń elementów wysięgnika dla przypadku:

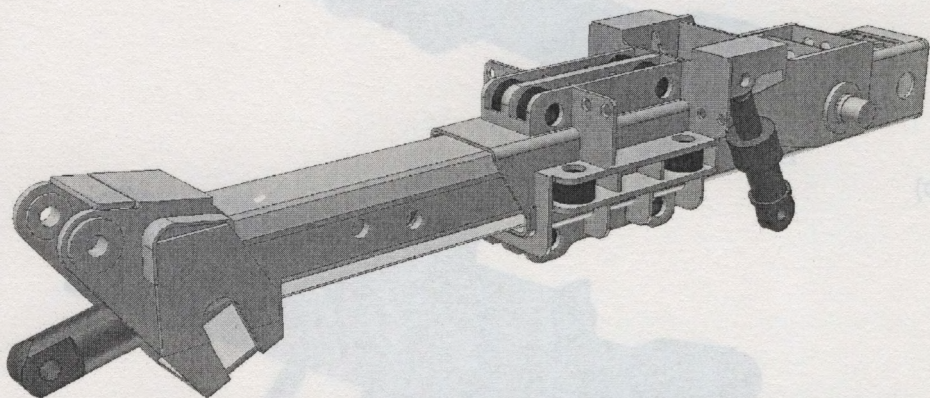
- maksymalnego wysuwu ramienia wewnętrznego,
- całkowicie zsuniętego ramienia wewnętrznego.

W obliczeniach uwzględniono wyznaczony w analizie dynamicznej współczynnik nadwyżki dynamicznej n_d .

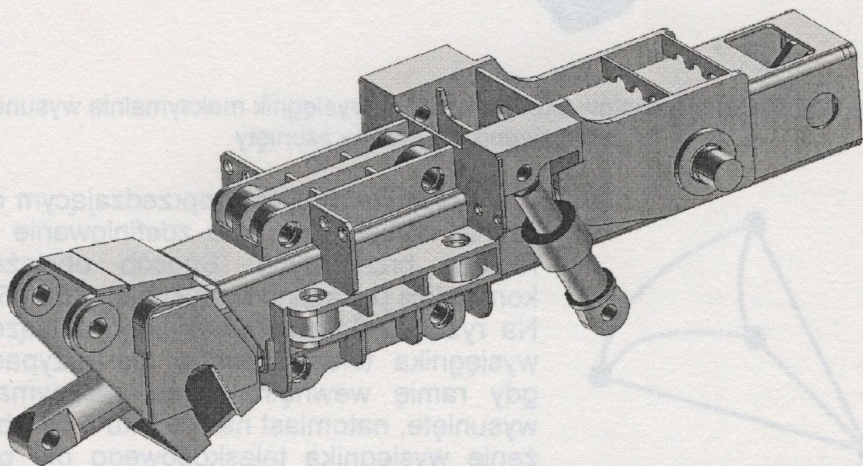
Ponadto wykonano obliczenia stanu naprężenia w elementach wysięgnika dla tych samych faz pracy ładowarki, ale przy obciążeniu czerpaka siłą $Q = 160 \text{ kN}$. Następnie, przypadek ten (dla siły obciążającej $Q = 160 \text{ kN}$) poddano weryfikacji eksperymentalnej na obiekcie rzeczywistym (rozdział 7).

5.1. Modele obliczeniowe wysięgnika teleskopowego

Uprozczone modele obliczeniowe wysięgnika teleskopowego dla analizowanych faz pracy ładowarki przedstawiono na rysunku 5.1 (ramię wewnętrzne maksymalnie wysunięte) i rysunku 5.2 (ramię wewnętrzne całkowicie zsunięte).



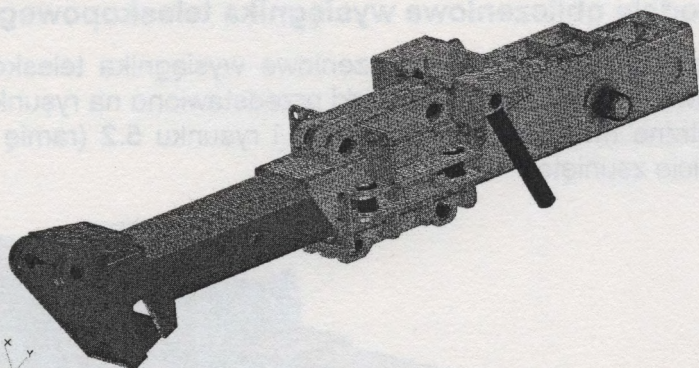
Rys.5.1. Uproszczony model wysięgnika teleskopowego ładowarki górniczej – ramię wewnętrzne maksymalnie wysunięte



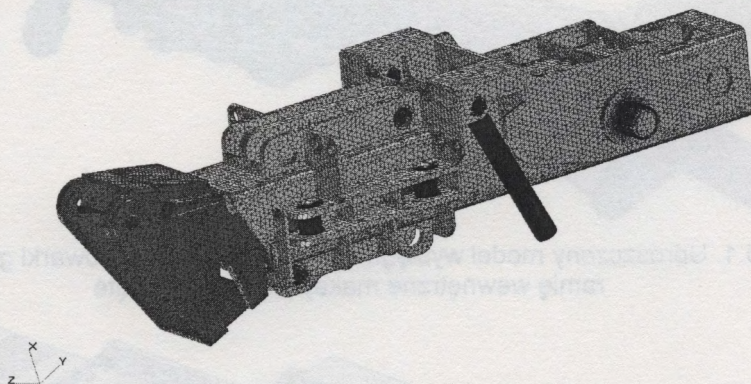
Rys.5.2. Uproszczony model wysięgnika teleskopowego ładowarki górniczej – ramię wewnętrzne całkowicie zsunięte

Na podstawie modelu geometrycznego utworzono siatkę elementów skończonych (rys. 5.3a i 5.3 b). Siatka elementów skończonych składała się z 456098 węzłów i 255022 elementów bryłowych TET10 (rys. 5.4) należących do elementów skończonych wyższych rzędów [58]. Modele siłowników hydraulicznych utworzono za pomocą elementów prętowych BAR2.

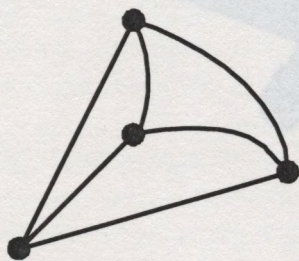
a)



b)

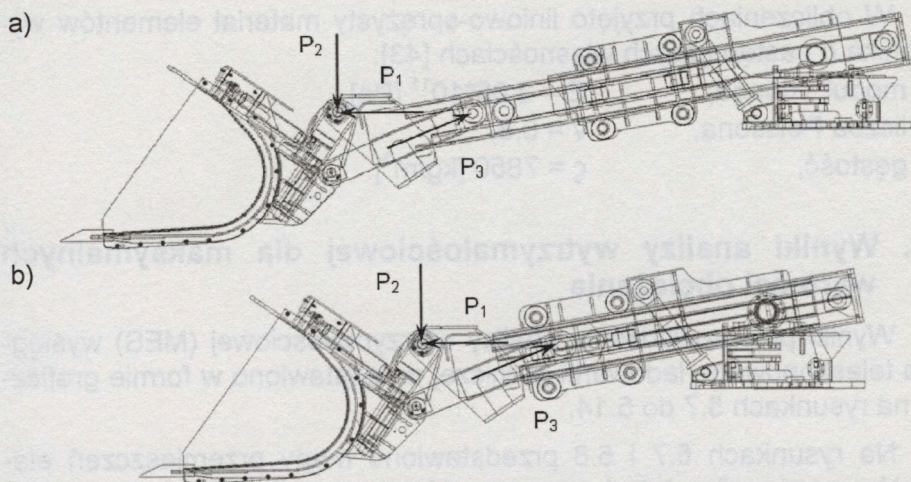


Rys.5.3. Siatka elementów skończonych; a) wysięgnik maksymalnie wysunięty, b) wysięgnik całkowicie zsunięty



Rys.5.4. Element skończony TET10 [58]

Kolejnym krokiem poprzedzającym obliczenia numeryczne było zdefiniowanie warunków brzegowych. Sposób obciążenia konstrukcji pokazano na rysunku 5.5a i 5.5b. Na rysunku 5.5a przedstawiono obciążenie wysięgnika teleskopowego dla przypadku, gdy ramię wewnętrzne jest maksymalnie wysunięte, natomiast na rysunku 5.5b obciążenie wysięgnika teleskopowego dla przypadku, gdy ramię wewnętrzne jest całkowicie zsunięte.



Rys.5.5. Siły obciążające wysięgnik teleskopowy ładowarki górniczej; a) wysięgnik wysunięty, b) wysięgnik zsunięty

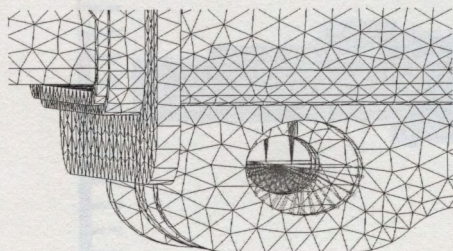
Siły obciążające układ zostały zadane w miejscu połączenia wahacza z ramieniem wewnętrznym wysięgnika teleskopowego (siły P_1 i P_2) oraz w osi działania siłownika podnoszenia i opuszczania wahacza wraz z czerpakiem (siła P_3).

Wartości sił obciążających P_1 , P_2 i P_3 przyjęte na podstawie przeprowadzonej analizy statycznej, dla drugiej fazy pracy zespołu ładującego, zostały powiększone o wartość współczynnika nadwyżki dynamicznej $n_d = 1,3$. Dla obydwu modeli obliczeniowych wysięgnika obciążenia te wynoszą:

$$P_1 = R_1 \cdot n_d = 64,5 \text{ [kN]}$$

$$P_2 = R_2 \cdot n_d = 170,3 \text{ [kN]}$$

$$P_3 = R_3 \cdot n_d = 435,7 \text{ [kN]}$$



Rys.5.6. Elementy MPC w modelu obliczeniowym

Ponieważ ramię wewnętrzne wysięgnika teleskopowego przesuwają się względem stałego ramienia zewnętrznego po rolkach prowadzących, zamodelowanie wymagało oddziaływanie rolek na jedno i drugie ramię. Sposób tego zamodelowania, do którego wykorzystano elementy MPC (więzy wielowęzłowe) pokazano na rysunku 5.6.

W obliczeniach przyjęto liniowo-sprężysty materiał elementów wysięgnika o następujących własnościach [43]:

- moduł Younga, $E = 2,05 \cdot 10^{11}$ [Pa],
- liczba Poissona, $\nu = 0,3$,
- gęstość, $\varsigma = 7850$ [kg/m³].

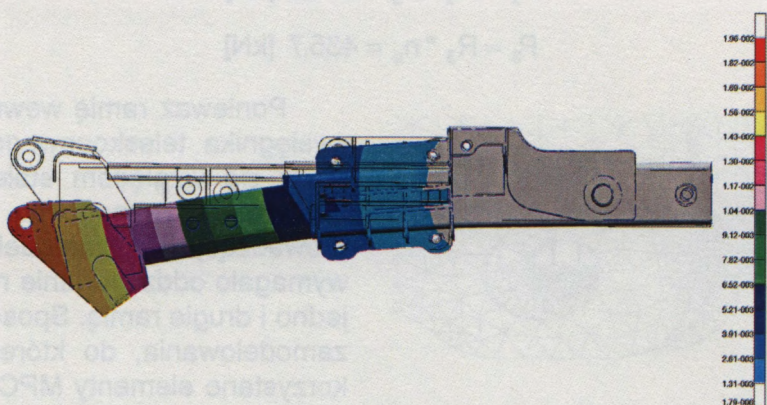
5.2. Wyniki analizy wytrzymałościowej dla maksymalnych wartości obciążenia

Wyniki przeprowadzonej analizy wytrzymałościowej (MES) wysięgnika teleskopowego ładowarki górniczej przedstawiono w formie graficznej na rysunkach 5.7 do 5.14.

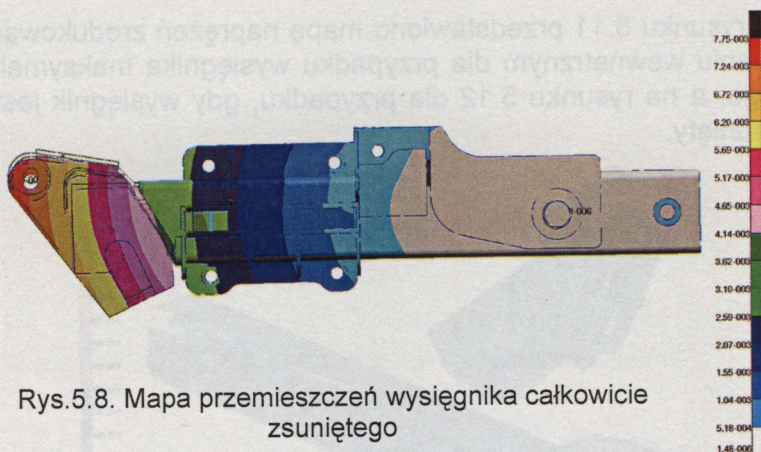
Na rysunkach 5.7 i 5.8 przedstawiono mapy przemieszczeń elementów wysięgnika teleskopowego. Mapę przemieszczeń elementów wysięgnika, gdy ramię wewnętrzne jest całkowicie wysunięte pokazano na rysunku 5.7, natomiast mapę przemieszczeń elementów wysięgnika, gdy ramię wewnętrzne jest całkowicie zsunięte pokazano na rysunku 5.8.

Maksymalne przemieszczenie zlokalizowane na wolnym końcu ramienia wewnętrznego przy wysięgniku maksymalnie wysuniętym wynosi około 19,6 mm, z kolei dla przypadku z całkowicie zsuniętym wysięgnikiem, maksymalne przemieszczenie wynosi około 7,7 mm.

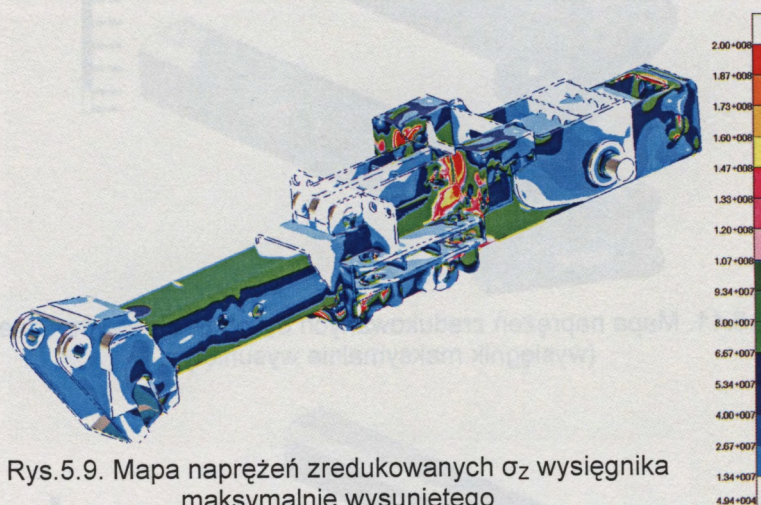
Wyniki analizy numerycznej – mapy naprężeń – przedstawiono w formie graficznej na rysunkach 5.9 do 5.14. Na rysunku 5.9 przedstawiono rozkład naprężeń zredukowanych σ_z , wyliczonych z wykorzystaniem hipotezy Hubera-von Milesa, dla elementów wysięgnika maksymalnie wysuniętego, a na rysunku 5.10 dla elementów wysięgnika całkowicie zsuniętego.



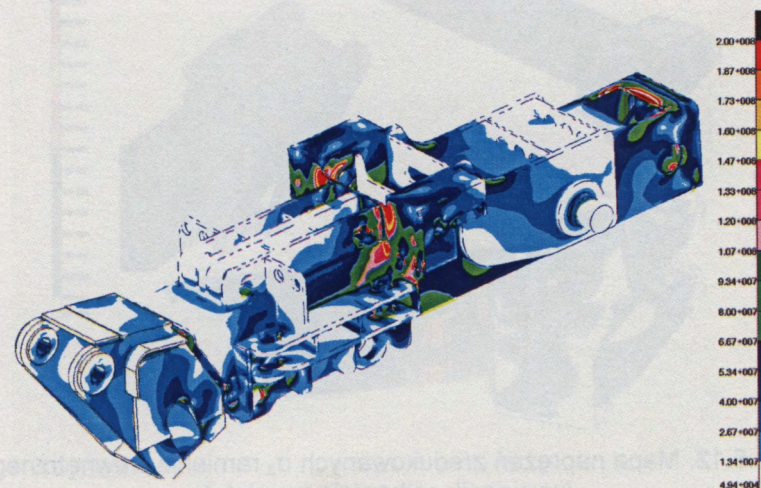
Rys.5.7. Mapa przemieszczeń wysięgnika maksymalnie wysuniętego



Rys.5.8. Mapa przemieszczeń wysięgnika całkowicie zsuniętego

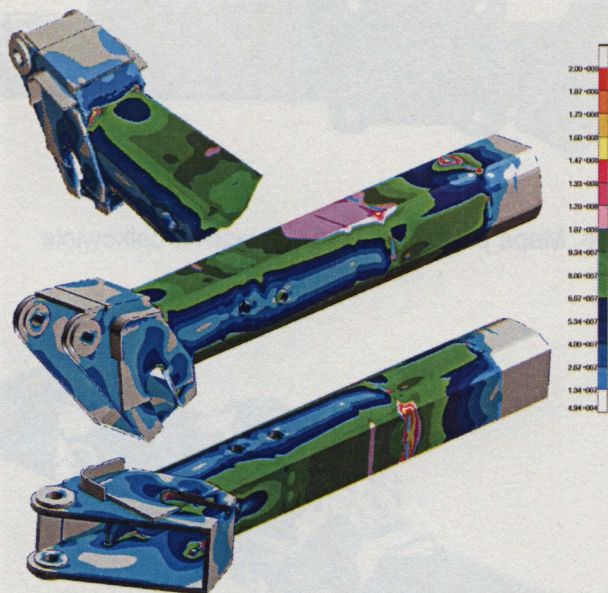


Rys.5.9. Mapa naprężeń zredukowanych σ_z wysięgnika maksymalnie wysuniętego



Rys.5.10. Mapa naprężeń zredukowanych σ_z wysięgnika całkowicie zsuniętego

Na rysunku 5.11 przedstawiono mapę naprężeń zredukowanych σ_z na ramieniu wewnętrznym dla przypadku wysięgnika maksymalnie wysuniętego, a na rysunku 5.12 dla przypadku, gdy wysięgnik jest całkowicie zsunięty.

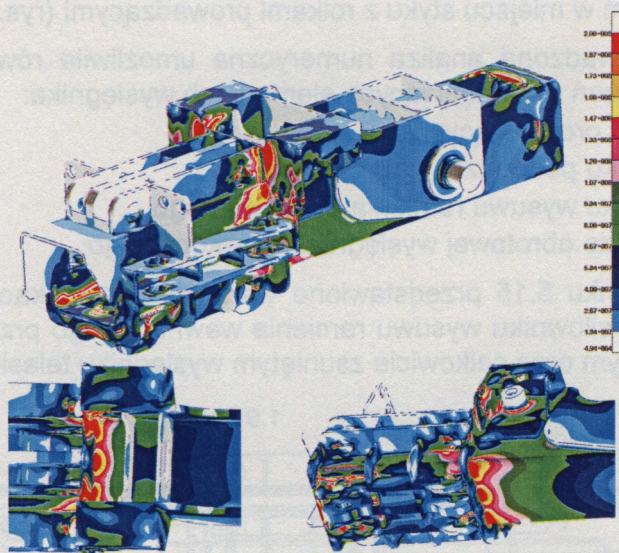


Rys.5.11. Mapa naprężeń zredukowanych σ_z ramienia wewnętrznego (wysięgnik maksymalnie wysunięty)

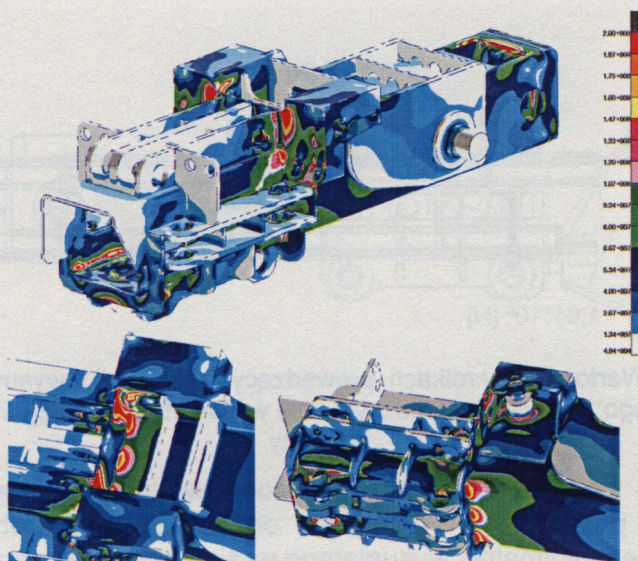


Rys.5.12. Mapa naprężeń zredukowanych σ_z ramienia wewnętrznego (wysięgnik całkowicie zsunięty)

Z kolei na rysunku 5.13 przedstawiono mapę naprężeń zredukowanych σ_z na ramieniu zewnętrznym dla przypadku, gdy wysięgnik jest maksymalnie wysunięty, natomiast na rysunku 5.14 przedstawiono mapę naprężeń zredukowanych σ_z na ramieniu zewnętrznym dla przypadku, gdy wysięgnik jest całkowicie zsunięty.



Rys.5.13. Mapa naprężeń zredukowanych σ_z ramienia zewnętrznego (dla przypadku wysięgnika maksymalnie wysuniętego)



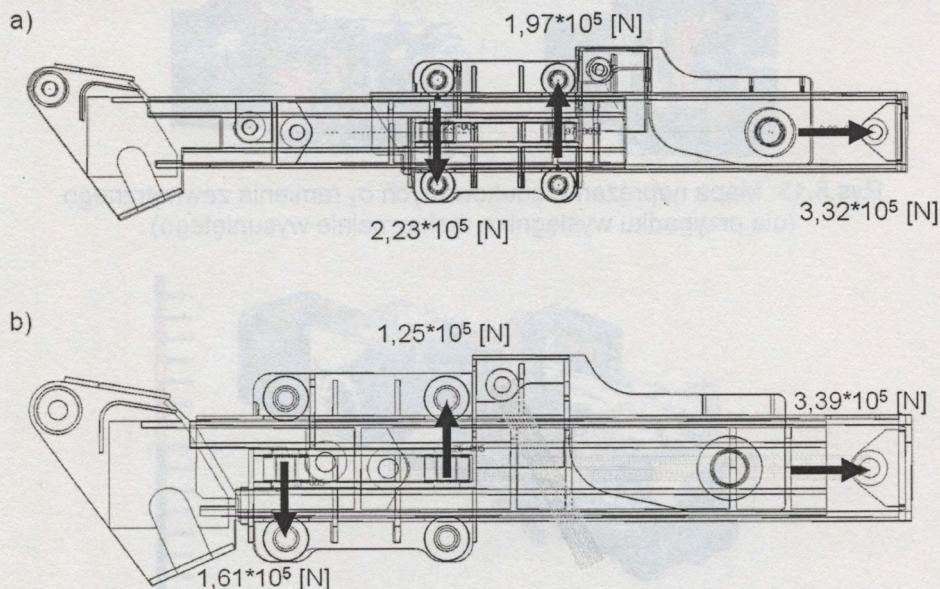
Rys.5.14. Mapa naprężeń zredukowanych σ_z ramienia zewnętrznego (dla przypadku wysięgnika całkowicie zsuniętego)

Analiza wyznaczonych numerycznie map naprężeń zredukowanych σ_z dla obydwu przypadków obliczeniowych pozwala stwierdzić, że maksymalne wartości naprężeń uzyskane na poziomie 200 MPa występują przede wszystkim w środkowej części ramienia zewnętrznego, zarówno w jego górnej, jak i dolnej części (rys. 5.13 i 5.14) oraz na ramieniu wewnętrznym w miejscu styku z rolkami prowadzącymi (rys. 5.11 i 5.12).

Przeprowadzona analiza numeryczna umożliwiła również wyznaczenie obciążeń w następujących elementach wysięgnika:

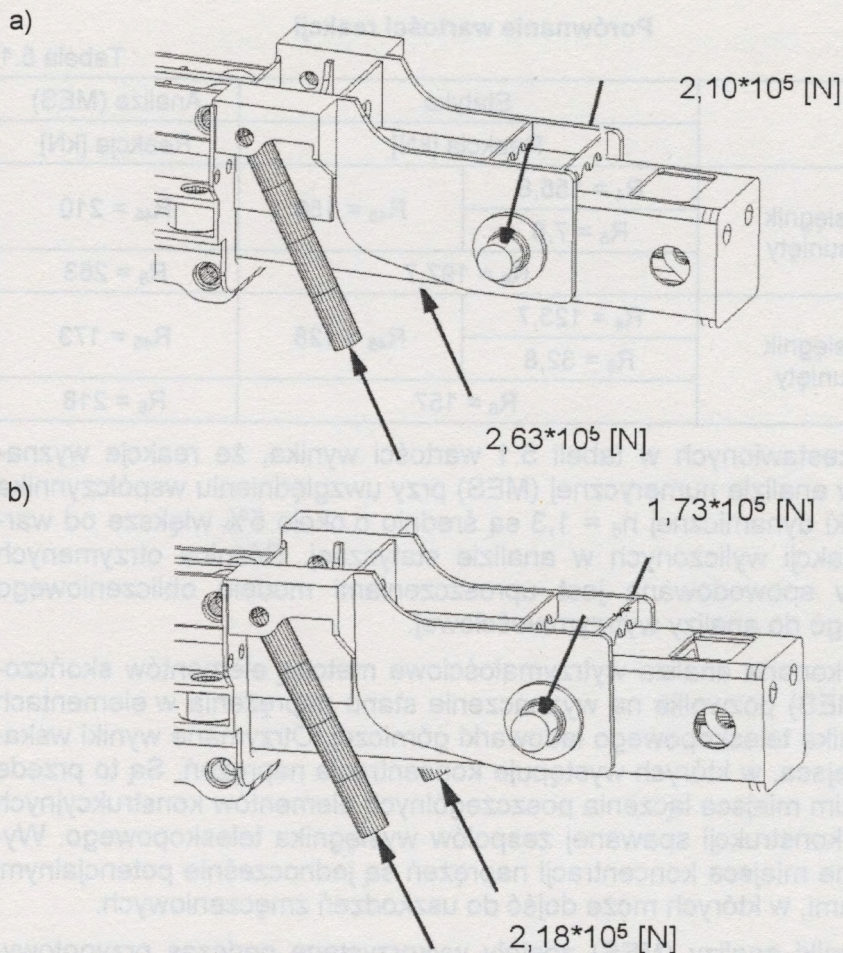
- w rolkach prowadzących,
- w siłowniku podnoszenia wysięgnika,
- w siłowniku wysuwu ramienia wewnętrznego,
- w podporze obrotowej wysięgnika teleskopowego.

Na rysunku 5.15 przedstawiono wartości sił w rolkach prowadzących oraz w siłowniku wysuwu ramienia wewnętrznego przy maksymalnie wysuniętym oraz całkowicie zsuniętym wysięgniku teleskopowym.

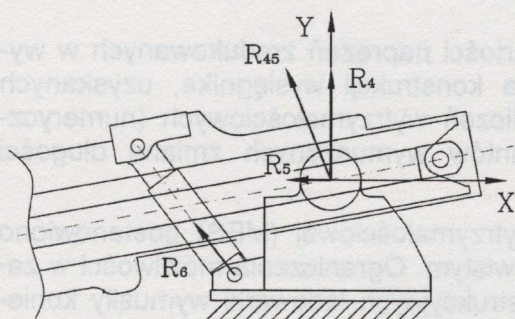


Rys.5.15. Wartości sił w rolkach prowadzących i siłowniku wysuwu ramienia wewnętrznego: a) wysięgnik maksymalnie wysunięty, b) wysięgnik całkowicie zsunięty

Z kolei na rysunku 5.16 zestawiono wartości wyznaczonych sił w siłowniku podnoszenia wysięgnika oraz w podporze obrotowej dla maksymalnie i minimalnie wysuniętego wysięgnika teleskopowego.



Rys.5.16. Wartości sił w siłowniku podnoszenia oraz podporze obrotowej dla: a) wysięgnika maksymalnie wysuniętego, b) wysięgnika całkowicie zsuniętego



Rys.5.17. Reakcje R_4 , R_5 , R_{45} i R_6 wysięgnika teleskopowego

Przedstawione na rysunkach 5.15 i 5.16 wartości reakcji odpowiadają maksymalnemu zadanemu obciążeniu.

Otrzymane wartości sił zestawiono w tabeli 5.1 (oraz pokazano na rysunku 5.17) z reakcjami wyliczonymi na podstawie równań równowagi w analizie statycznej.

Porównanie wartości reakcji

Tabela 5.1

	Statyka		Analiza (MES)
	Reakcja [kN]		Reakcja [kN]
Wysięgnik wysunięty	R ₄ = 155,8	R ₄₅ = 156	R ₄₅ = 210
	R ₅ = 7,8		
	R ₆ = 197,7		R ₆ = 263
Wysięgnik zsunięty	R ₄ = 123,7	R ₄₅ = 128	R ₄₅ = 173
	R ₅ = 32,8		
	R ₆ = 157		R ₆ = 218

Z zestawionych w tabeli 5.1 wartości wynika, że reakcje wyznaczone w analizie numerycznej (MES) przy uwzględnieniu współczynnika nadwyżki dynamicznej $n_d = 1,3$ są średnio o około 5% większe od wartości reakcji wyliczonych w analizie statycznej. Różnica otrzymanych wyników spowodowana jest uproszczeniami modelu obliczeniowego przyjętego do analizy wytrzymałościowej.

Wykonana analiza wytrzymałościowa metodą elementów skończonych (MES) pozwoliła na wyznaczenie stanu naprężenia w elementach wysięgnika teleskopowego ładowarki górniczej. Otrzymane wyniki wskazują miejsca, w których występuje koncentracja naprężeń. Są to przede wszystkim miejsca łączenia poszczególnych elementów konstrukcyjnych (blach) konstrukcji spawanej zespołów wysięgnika teleskopowego. Wyznaczone miejsca koncentracji naprężeń są jednocześnie potencjalnymi obszarami, w których może dojść do uszkodzeń zmęczeniowych.

Wyniki analizy (MES) zostały wykorzystane podczas przygotowywania i prowadzenia badań stanowiskowych metodą tensometrii oporowej. Punktami pomiarowymi w badaniach stanowiskowych były między innymi wyznaczone w analizie wytrzymałościowej (MES) miejsca koncentracji naprężeń.

W tabeli 5.2 zestawiono wartości naprężeń zredukowanych w wybranych dziesięciu punktach na konstrukcji wysięgnika, uzyskanych w wyniku przeprowadzonych obliczeń wytrzymałościowych (numerycznych) dla analizowanych wariantów wymuszonych zmianą długości wysięgnika.

Uzyskane wyniki analizy wytrzymałościowej (MES) postanowiono zweryfikować na obiekcie rzeczywistym. Ograniczenia możliwości w zakresie obciążeń elementów konstrukcyjnych ładowarki wymusiły konieczność wykonania powtórnej analizy wytrzymałościowej przy obciążeniu odpowiadającemu pierwszej i drugiej fazie pracy układu, narastającemu od zera do $Q_{max} = 160$ kN.

Wartości maksymalne naprężeń zredukowanych

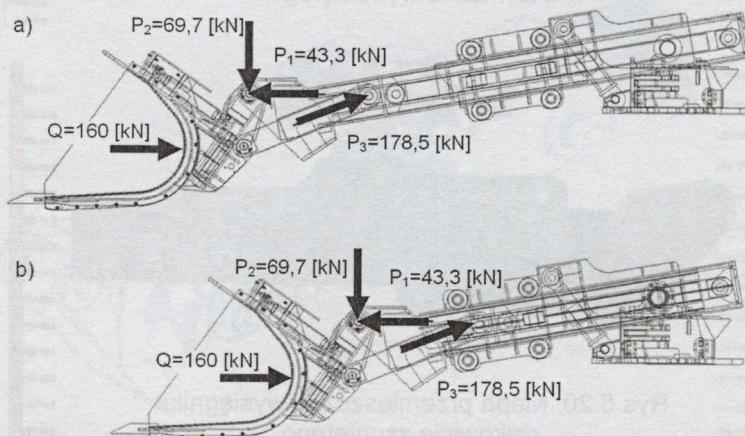
Tabela 5.2

Punkt	Naprężenia zredukowane σ_z [MPa]	
	wysięgnik maksymalnie wysunięty	wysięgnik całkowicie zsunięty
K1	204	164
K2	193	148
K3	190	131
K4	207	151
K5	187	133
K6	210	152
K7	185	143
K8	200	149
K9	180	121
K10	149	120

5.3. Wyniki analizy wytrzymałościowej dla obciążenia $Q = 160 \text{ kN}$

W niniejszym podrozdziale przedstawiono wyniki analizy wytrzymałościowej elementów wysięgnika teleskopowego dla I i II fazy pracy zespołu ładującego, tzn. dla całkowicie zsuniętego oraz maksymalnie wysuniętego wysięgnika, obciążonego siłami odpowiadającymi wartości siły $Q = 160 \text{ kN}$ przyłożonej na powierzchni czerpaka.

Na rysunku 5.18 pokazano sposób obciążenia badanego układu. Siłami obciążającymi były siły przyłożone w miejscu połączenia wahacza z ramieniem wewnętrznym wysięgnika teleskopowego (siły P_1 i P_2) oraz w osi działania siłownika podnoszenia i opuszczania wahacza wraz z czerpakiem (siła P_3). Siły P_1 , P_2 i P_3 zostały wyznaczone z warunków równowagi przy obciążeniu układu siłą $Q=160 \text{ kN}$ przyłożoną do powierzchni czerpaka (rys. 5.18).



Rys.5.18. Siły obciążające wysięgnik teleskopowy ładowarki górniczej: a) wysięgnik wysunięty, b) wysięgnik zsunięty

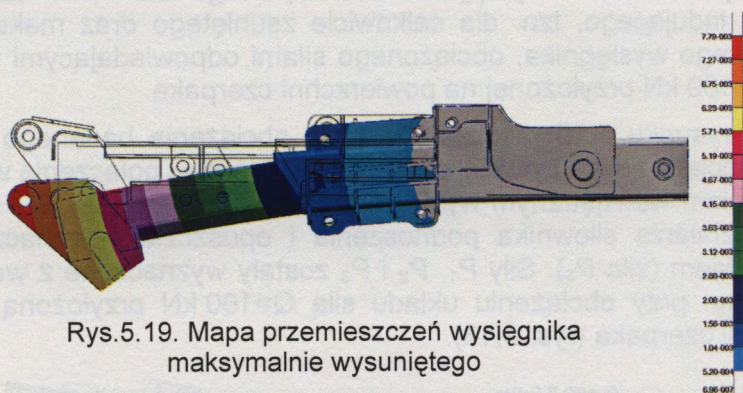
Na rysunku 5.18a przedstawiono obciążenie wysięgnika teleskopowego dla przypadku, gdy ramię wewnętrzne jest maksymalnie wysunięte, natomiast na rysunku 5.18b obciążenie wysięgnika teleskopowego dla przypadku, gdy ramię wewnętrzne jest całkowicie zsunięte.

W obliczeniach przyjęto liniowo-sprężysty materiał elementów wysięgnika o następujących własnościach [43]:

- moduł Younga $E = 2,05 \cdot 10^{11}$ [Pa],
- liczba Poissona $\nu = 0,3$,
- gęstość $\varsigma = 7850$ [kg/m³].

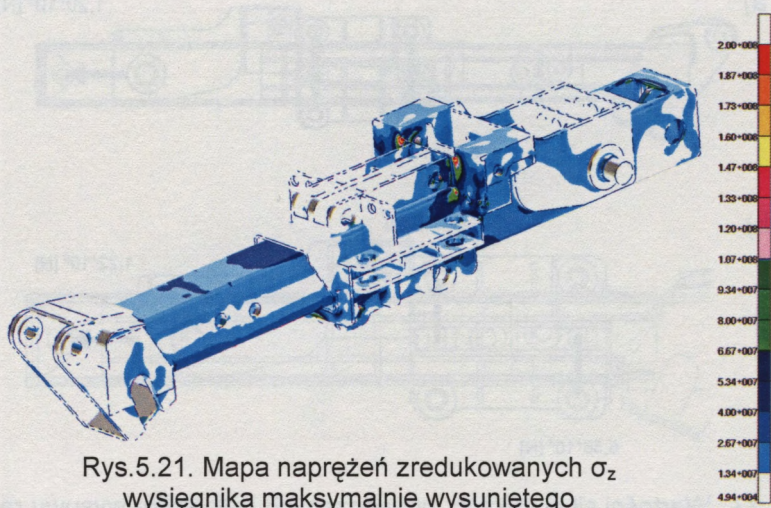
Wyniki przeprowadzonej analizy wytrzymałościowej (MES) wysięgnika teleskopowego w zakresie uzyskanych wartości przemieszczeń przedstawiono w formie graficznej na rysunkach 5.19 do 5.22.

Mapę przemieszczeń elementów wysięgnika, gdy ramię wewnętrzne jest maksymalnie wysunięte pokazano na rysunku 5.19, natomiast mapę przemieszczeń elementów wysięgnika, gdy ramię wewnętrzne jest całkowicie zsunięte pokazano na rysunku 5.20.

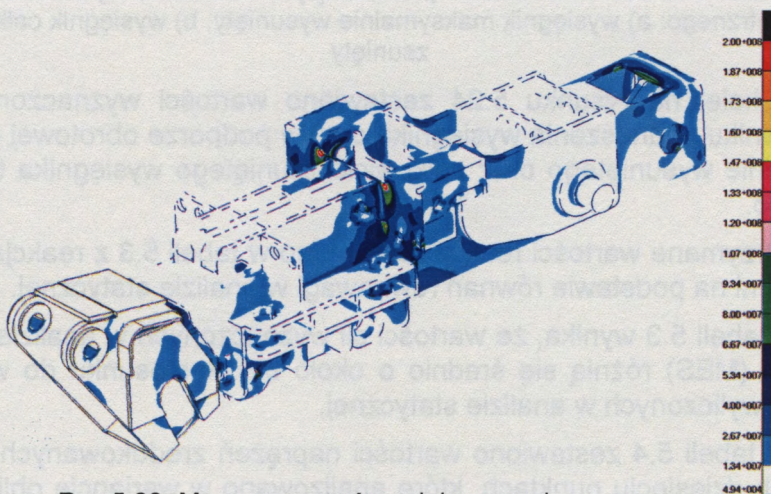


Maksymalne przemieszczenie zlokalizowane na wolnym końcu ramienia wewnętrznego przy wysięgniku maksymalnie wysuniętym wynosi około 7,8 mm, z kolei dla przypadku z całkowicie zsuniętym wysięgnikiem maksymalne przemieszczenie wynosi około 3,2 mm.

Numeryczna analiza MES pozwoliła również na wyznaczenie stanu naprężenia w poszczególnych elementach wysięgnika. Mapy naprężeń zredukowanych przedstawiono w formie graficznej na rysunkach 5.21 i 5.22. Na rysunku 5.21 przedstawiono mapę naprężeń zredukowanych σ_z , wyliczonych z wykorzystaniem hipotezy Hubera-von Misesa, dla wysięgnika maksymalnie wysuniętego, a na rysunku 5.22 dla wysięgnika całkowicie zsuniętego.



Rys.5.21. Mapa naprężeń zredukowanych σ_z wysięgnika maksymalnie wysuniętego

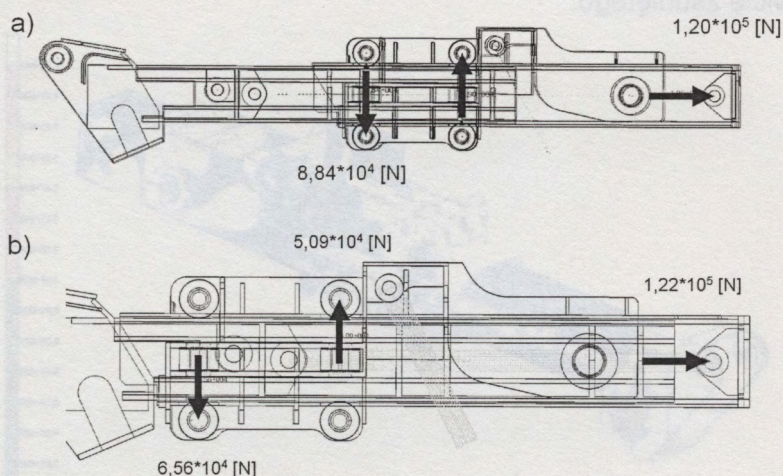


Rys.5.22. Mapa naprężeń zredukowanych σ_z wysięgnika całkowicie zsuniętego

Przeprowadzona analiza numeryczna umożliwiła również wyznaczenie obciążeń w następujących elementach wysięgnika:

- w rolkach prowadzących,
- w siłowniku podnoszenia wysięgnika,
- w siłowniku wysuwu ramienia wewnętrznego,
- w podporze obrotowej wysięgnika teleskopowego.

Na rysunku 5.23 przedstawiono uzyskane wartości sił w rolkach prowadzących oraz w siłowniku wysuwu ramienia wewnętrznego przy maksymalnie wysuniętym oraz całkowicie zsuniętym wysięgniku teleskopowym.



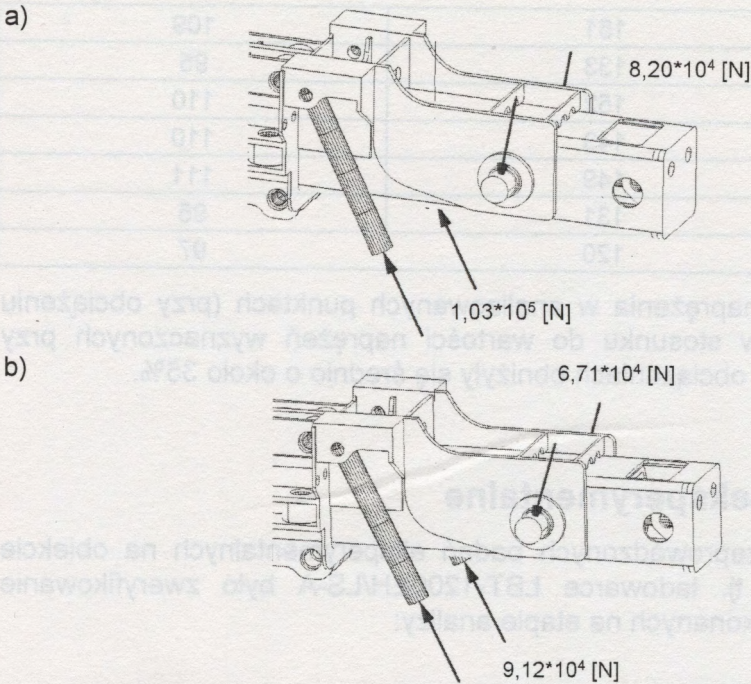
Rys.5.23. Wartości sił w rolkach prowadzących i siłowniku wysuwu ramienia wewnętrznego: a) wysięgnik maksymalnie wysunięty, b) wysięgnik całkowicie zsunięty

Z kolei na rysunku 5.24 zestawiono wartości wyznaczonych sił w siłowniku podnoszenia wysięgnika oraz w podporze obrotowej dla maksymalnie wysuniętego oraz całkowicie zsuniętego wysięgnika teleskopowego.

Otrzymane wartości reakcji zestawiono w tabeli 5.3 z reakcjami wyliczonymi na podstawie równań równowagi w analizie statycznej.

Z tabeli 5.3 wynika, że wartości sił wyznaczonych w analizie numerycznej (MES) różnią się średnio o około 9% w stosunku do wartości reakcji wyliczonych w analizie statycznej.

W tabeli 5.4 zestawiono wartości naprężeń zredukowanych w tych samych dziesięciu punktach, które analizowano w wariancie obliczeniowym przy maksymalnych wartościach obciążeń.



Rys.5.24. Wartości sił w siłowniku podnoszenia oraz podporze obrotowej dla:
a) wysięgnika maksymalnie wysuniętego, b) wysięgnika całkowicie zsuniętego

Porównanie wartości reakcji

Tabela 5.3

	Statyka		Analiza (MES)
	Reakcja [kN]		Reakcja [kN]
Wysięgnik wysunięty	R ₄ = 88,9	R ₄₅ = 89,5	R ₄₅ = 82
	R ₅ = 10,5		
	R ₆ = 112,9		R ₆ = 103
Wysięgnik zsunięty	R ₄ = 69,1	R ₄₅ = 73,8	R ₄₅ = 67,1
	R ₅ = 25,9		
	R ₆ = 87,7		R ₆ = 91,2

Wartości maksymalne naprężeń zredukowanych dla przypadku obciążenia wysięgnika teleskopowego siłą Q = 160 kN

Tabela 5.4

Punkt	Naprężenia zredukowane σ _z [MPa]	
	wysięgnik maksymalnie wysunięty	wysięgnik całkowicie zsunięty
K1	164	132
K2	148	113
K3	131	91

K4	151	109
K5	133	95
K6	152	110
K7	143	110
K8	149	111
K9	131	95
K10	120	97

Wartości naprężenia w analizowanych punktach (przy obciążeniu $Q = 160 \text{ kN}$) w stosunku do wartości naprężeń wyznaczonych przy maksymalnych obciążeniach obniżyły się średnio o około 35%.

6. Badania eksperymentalne

Celem przeprowadzonych badań eksperymentalnych na obiekcie rzeczywistym, tj. ładowarce ŁBT-1200EH/LS-A było zweryfikowanie uproszczeń dokonanych na etapie analizy:

- statycznej,
- dynamicznej,
- wytrzymałościowej metodą elementów skończonych (MES).

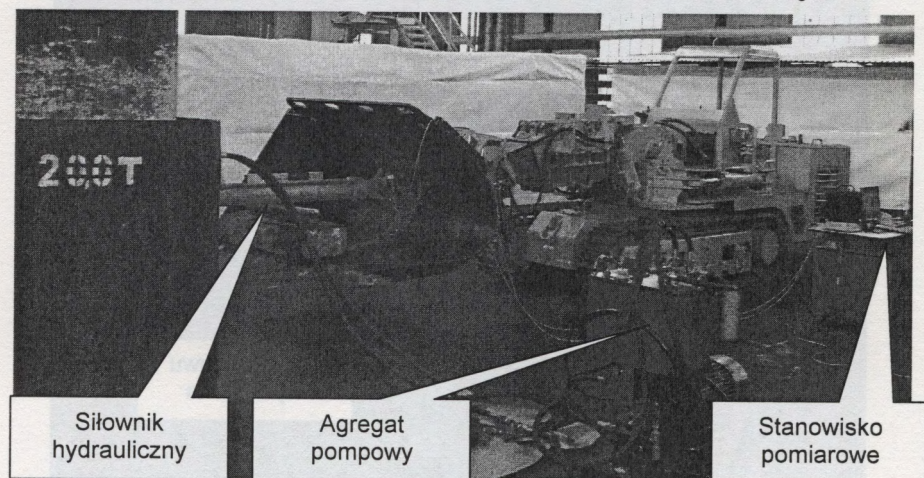
Badania przeprowadzono na zaprojektowanej przez Instytut Techniki Górniczej KOMAG ładowarce, którą zlokalizowano na hali montażowej producenta, tj. Zakładu Produkcji Specjalnej Bumar Łabędy sp. z o.o.

Pomiarów odkształceń na obiekcie rzeczywistym dokonano między innymi w punktach, w których wykonana analiza wytrzymałościowa metodą elementów skończonych (MES) wskazała obszary koncentracji naprężeń. Ponadto przeprowadzone badania z wykorzystaniem tensometrii oporowej [44] miały również na celu zweryfikowanie obciążeń w poszczególnych przegubach (sworzniach) zespołu ładującego.

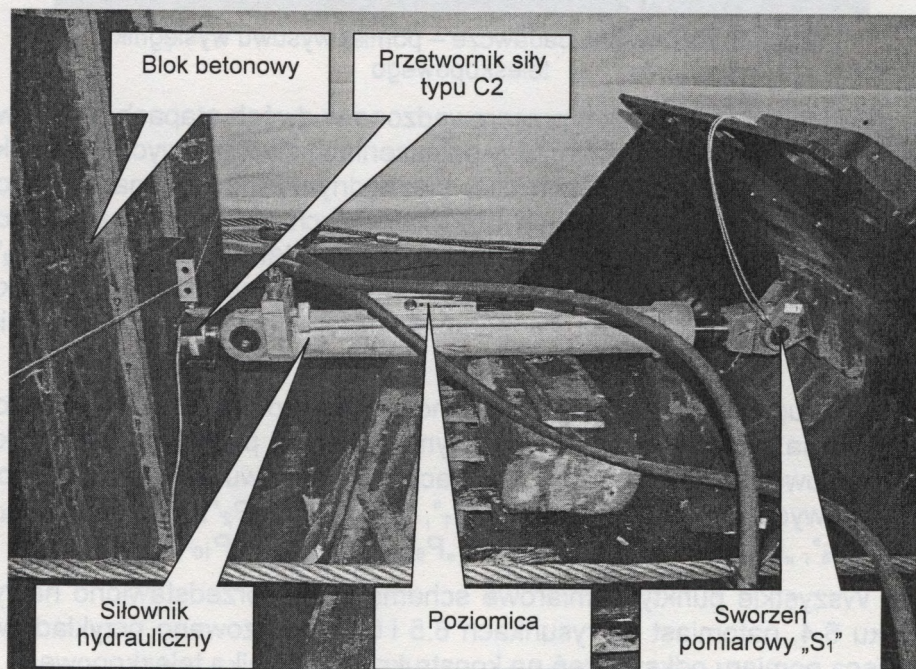
6.1. Stanowisko badawcze

Na rysunkach 6.1 i 6.2 przedstawiono widok stanowiska badawczego, na którym przeprowadzono pomiary sił w sworzniach elementów ładowarki oraz naprężeń w wybranych punktach tych elementów. Zbudowane stanowisko umożliwiała zasymulowanie pracy zespołu ładującego odpowiadającej procesowi wbijania (zagłębiania) czerpaka w zwał odstrzelonego urobku. Siła obciążająca czerpak zespołu ładującego była zadawana za pomocą siłownika hydraulicznego, którego jedno ucho połączono sworzniem z uchem wspornika przyspawanego do dna czer-

paka. Drugie ucho siłownika hydraulicznego zostało oparte o betonowy blok. Pomiedzy uchem a blokiem zabudowano przetwornik siły C2 umożliwiający rejestrację siły wywieranej siłownikiem na czepak. Podczas każdego pomiaru siłownik hydrauliczny zasilany z agregatu pompowego wywierał na dno czepaka siłę skierowaną równolegle do podłoża. Powtarzalność kierunku zadawanej siły kontrolowano za pomocą poziomicy zabudowanej na siłowniku hydraulicznym z dokładnością do $0,1^\circ$.



Rys.6.1. Stanowisko badawcze



Rys.6.2. Stanowisko badawcze – sposób zadawania siły

Pomiary odkształceń (naprężeń) wykonano zmieniając długość wysuwu wysięgnika teleskopowego (0+900 mm) z krokiem co 100 mm, zadając przy tym siłę w zakresie 0+180 kN. Rejestrację wysuwu wysięgnika teleskopowego z dokładnością do 5 mm prowadzono za pomocą miary naklejonej na wysuwym ramieniu wewnętrznym (rys. 6.3).

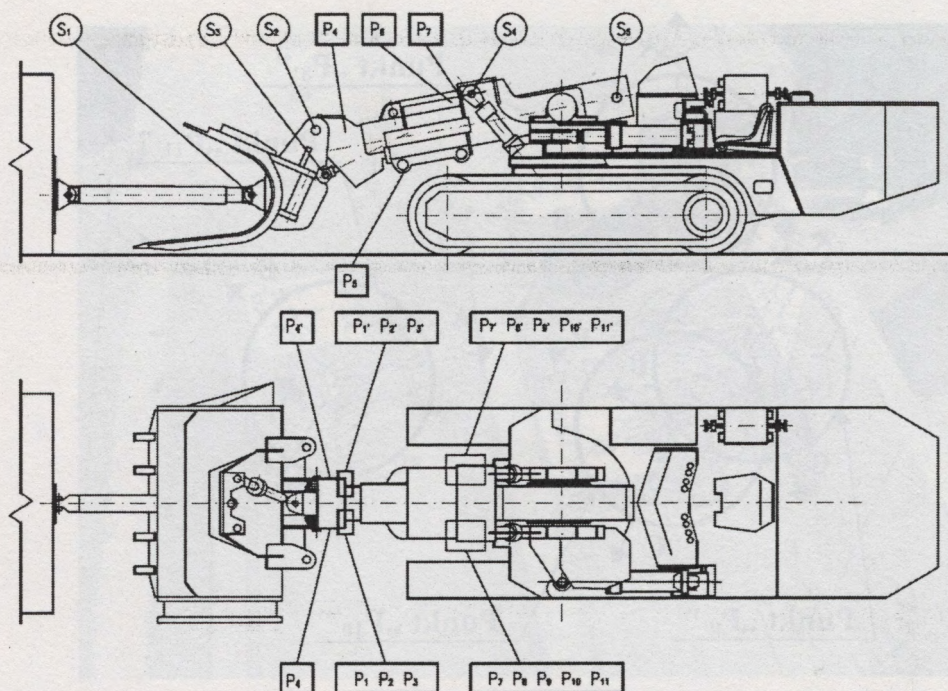


Rys.6.3. Stanowisko badawcze – pomiar wysuwu wysięgnika teleskopowego

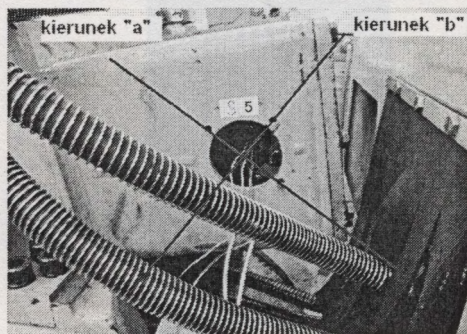
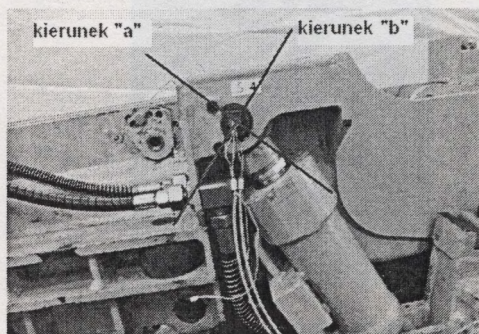
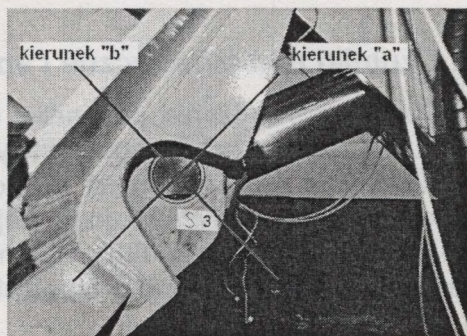
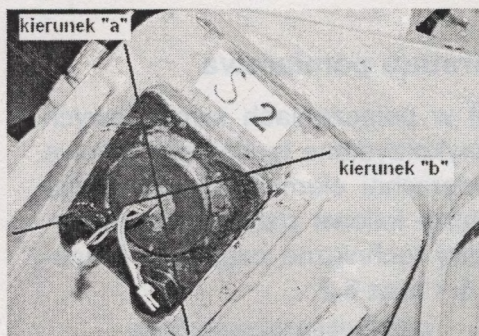
Badania stanowiskowe przeprowadzono w dwóch etapach. W pierwszym etapie badano obciążenia w połączeniach sworzniowych konstrukcji zespołu ładującego. W tym celu niezbędnym było wykonanie odpowiednich sworzni pomiarowych umożliwiających naklejenie na ich powierzchni tensometrów. Badano obciążenia w czterech sworzniach „S₂”, „S₃”, „S₄”, „S₅” oraz w sworzniu „S₁” stanowiącym połączenie czerpaka i siłownika hydraulicznego, za pomocą którego zadawano obciążenie (rys. 6.2).

W drugim etapie przeprowadzono pomiary odkształceń w wytypowanych na podstawie analizy wytrzymałościowej punktach wysięgnika teleskopowego. Naprężenia wyznaczono w dwudziestu punktach pomiarowych oznaczonych jako: „P₁”, „P₁’”, „P₂”, „P₂’”, „P₃”, „P₃’”, „P₄”, „P₄’”, „P₅”, „P₆”, „P₇”, „P₇’”, „P₈”, „P₈’”, „P₉”, „P₉’”, „P₁₀”, „P₁₀’”, „P₁₁”, „P₁₁’”.

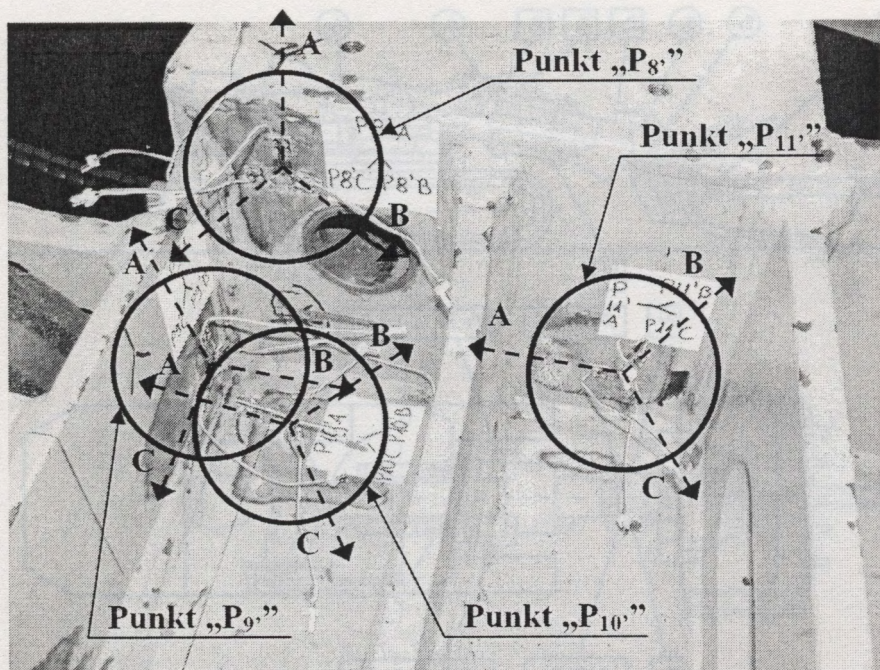
Wszystkie punkty pomiarowe schematycznie przedstawiono na rysunku 6.4, natomiast na rysunkach 6.5 i 6.6 zobrazowano przykładowe miejsca pomiaru odkształceń na konstrukcji wysięgnika teleskopowego.



Rys.6.4. Punkty pomiaru odkształceń



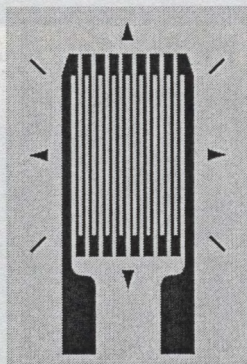
Rys.6.5. Sworznie pomiarowe "S2", "S3", "S4" i "S5"



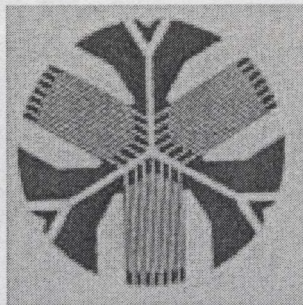
Rys.6.6. Punkty pomiarowe „P8’”, „P9’”, „P10’” i „P11’” na ramieniu zewnętrznym wysięgnika

6.2. Czujniki tensometryczne i aparatura pomiarowa

Do przeprowadzenia pomiarów sił w połączeniach sworzniowych konstrukcji zespołu ładującego zostały wykorzystane tensometry foliowe typu TF-5 (rys. 6.7), natomiast na powierzchni elementów wysięgnika teleskopowego zostały naklejone trójkątne foliowe rozety tensometryczne typu TFr-8/120 (rys. 6.8). Parametry techniczne czujników tensometrycznych przedstawiono w tabelach 6.1 oraz 6.2.



Rys.6.7. Tensometr foliowy TF-5 [62]



Rys.6.8. Trójkątna rozeta tensometryczna TFr-8/120 [62]

Parametry techniczne tensometru TF-5 [62]

Tabela 6.1

Parametr	Wymiar
Tensometr	
Rezystancja	120 ^{±0.2%} Ω
Szerokość	4,2 mm
Długość	9,2 mm
Grubość	60 μm
Maksymalne natężenie prądu pomiarowego	50 mA
Skrajne temperatury użytkowania	-40 do +200°C
Wytrzymałość zmęczeniowa	n > 10 ⁷ dla ε = 1‰
Odształcenie maksymalne	około 4%
Współczynnik czułości odkształceniowej k	2,1-2,2
Tolerancja współczynnika k	0,5%
Siatka pomiarowa	
Materiał	Constantan
Termiczny współczynnik zmiany rezystancji	α = 0.04×10 ⁻³ /°C
Grubość	5 μm
Długość czynna ścieżek	5,0 mm
Podkładka nośna	
Materiał	modyfikowana żywica epoksydowo-fenolowa
Szerokość	7,5 mm
Długość	11,5 mm
Grubość	30 μm
Oporność izolacji	powyżej 100 MΩ
Wytrzymałość elektryczna	powyżej 1 kV U _{zn}

Parametry techniczne rozety tensometrycznej typu TFr-8/120 [62]

Tabela 6.2

Parametr	Wymiar
Tensometr	
Rezystancja	120 ^{±0.2%} Ω
Grubość	60 μm
Maksymalne natężenie prądu pomiarowego	30 mA
Skrajne temperatury użytkowania	-40 do +200°C
Wytrzymałość zmęczeniowa	n > 10 ⁷ dla ε = 1‰
Odształcenie maksymalne	około 4%
Współczynnik czułości odkształceniowej k	2,1-2,2
Tolerancja współczynnika k	0,5%
Siatka pomiarowa	
Materiał	Constantan
Termiczny współczynnik zmiany rezystancji	α = 0.04×10 ⁻³ /°C
Grubość	5 μm
Długość czynna ścieżek	8,0 mm
Podkładka nośna	
Materiał	modyfikowana żywica epoksydowo-fenolowa
Szerokość	9,0 mm
Długość	9,0 mm
Grubość	30 μm
Oporność izolacji	powyżej 100 MΩ
Wytrzymałość elektryczna	powyżej 1 kV U _{zn}

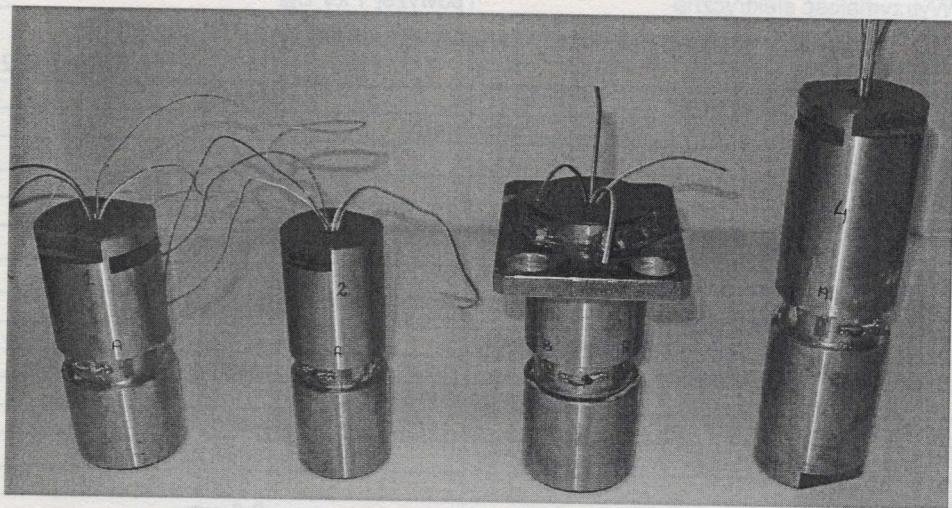
Do przeprowadzenia badań stanowiskowych wykorzystano następującą aparaturę pomiarową:

- wzmacniacz pomiarowy typu SPIDER 8 produkcji HBM,
- przetwornik ciśnienia 1000 bar typu P3MB produkcji HBM,
- przetwornik ciśnienia 200 kN typu C2 produkcji HBM,
- kalibrator tensometryczny typu K3602 produkcji HBM.

Podczas prowadzenia pomiarów komputer przenośny połączony ze wzmacniaczem pomiarowym typu SPIDER 8 rejestrował sygnały pomiarowe z czujników tensometrycznych oraz z przetwornika ciśnienia C2 (czujnika siły). Wyliczenie naprężeń zredukowanych oraz prezentację otrzymanych wyników dokonano w programie Microsoft Office Excel.

6.3. Sworznie pomiarowe

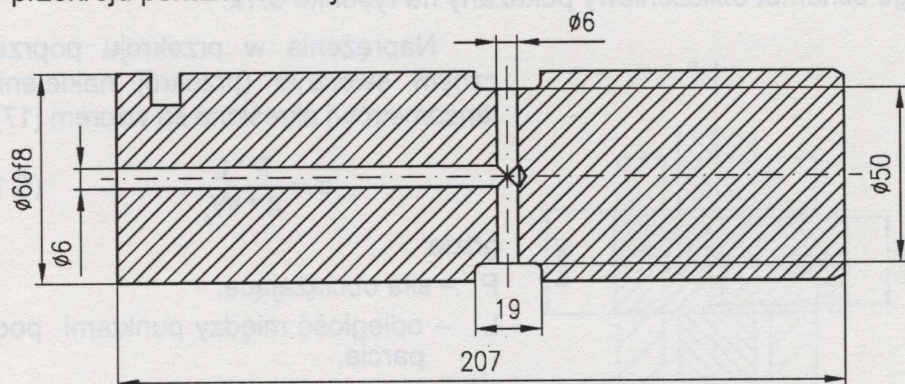
W celu wyznaczenia wartości sił w połączeniach sworzniowych zespołu ładującego niezbędne było naklejenie na powierzchniach sworzni tensometrów. W związku z tym bazując na dokumentacji technicznej sworzni standardowo montowanych w zespole ładującym ładowarki ŁBT-1200EH/LS-A, wykonano sworznie pomiarowe (rys. 6.9) umożliwiające naklejenie na ich powierzchniach tensometrów.



Rys.6.9. Sworznie pomiarowe

Na obwodzie sworznia w połowie długości roboczej wykonano podcięcie zmniejszające jego średnicę, które umożliwiło naklejenie tensometrów (rys. 6.9). W środku szerokości podcięcia wykonano otwór przelotowy, który łączył się z otworem nawierconym w osi sworznia.

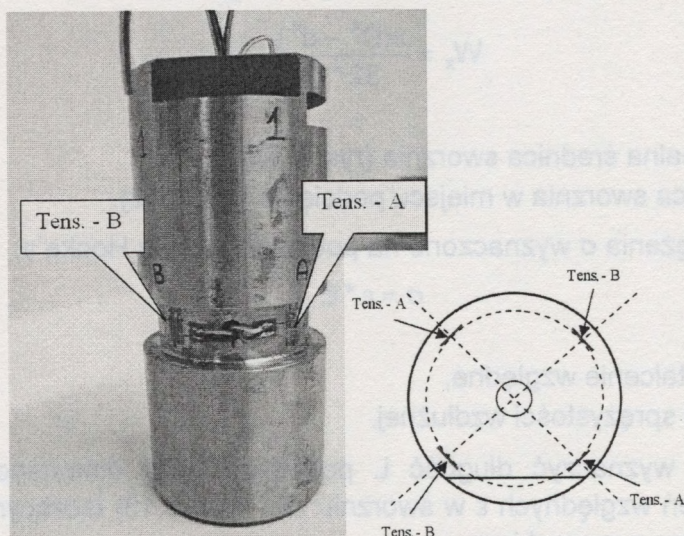
Wykonane otwory umożliwiły wyprowadzenie przewodów elektrycznych na zewnątrz połączenia sworzniowego. Przykładowy sworzень pomiarowy w przekroju pokazano na rysunku 6.10.



Rys.6.10. Konstrukcja sworznia pomiarowego

Wszystkie sworznie (tak jak ma to miejsce na obiekcie rzeczywistym) zostały unieruchomione względem jednego z dwóch członów połączenia sworzniowego za pomocą płytek blokujących.

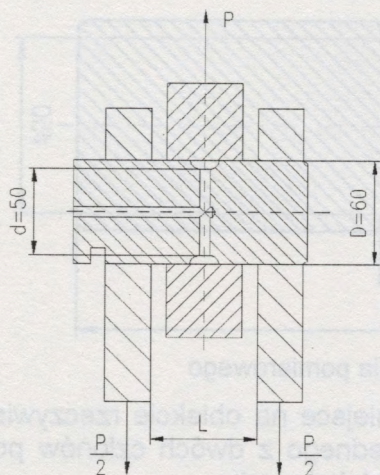
Po wstępnej analizie prawdopodobnych kierunków rozkładu naprężeń zdecydowano się na naklejenie na powierzchni każdego sworznia czterech tensometrów zorientowanych względem siebie pod kątem 90° . Każdą z dwóch par tensometrów połączono w układ półmostka. Na rysunku 6.11 przedstawiono sposób montażu tensometrów na powierzchni sworznia.



Rys.6.11. Rozmieszczenie tensometrów na powierzchni sworznia pomiarowego

6.4. Model obliczeniowy sił w sworzniach

Do wyznaczenia obciążeń połączenia sworzniowego wykorzystano jego schemat obliczeniowy pokazany na rysunku 6.12.



Rys.6.12. Schemat obliczeniowy połączenia sworzniowego [32]

Naprężenia w przekroju poprzecznym sworznia (przekrój naklejenia tensometrów) określone są wzorem [17]:

$$\sigma = \frac{P * L}{4 * W_x} \quad (6.1)$$

gdzie:

P – siła obciążająca,

L – odległość między punktami podparcia,

W_x – wskaźnik wytrzymałości przekroju na zginanie.

Po przekształceniu wzoru (6.1) można wyliczyć odległość L pomiędzy punktami podparcia sworznia według zależności:

$$L = \frac{\sigma * 4 * W_x}{P} \quad (6.2)$$

Wskaźnik wytrzymałości przekroju na zginanie:

$$W_x = \frac{\pi(D^4 - d^4)}{32 * D} \quad (6.3)$$

gdzie:

D – nominalna średnica sworznia (rys. 6.12),

d – średnica sworznia w miejscu podcięcia (rys. 6.12).

Naprężenia σ wyznaczono na podstawie prawa Hooke'a:

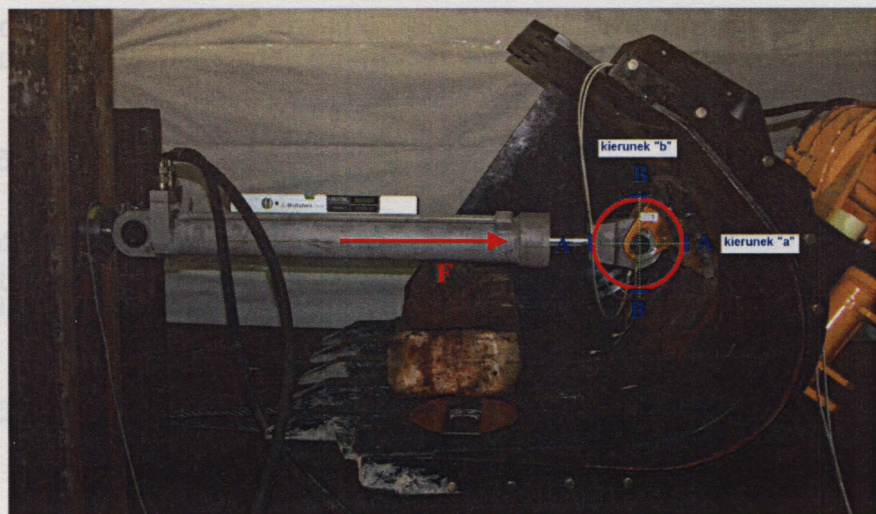
$$\sigma = \varepsilon * E \quad (6.4)$$

gdzie:

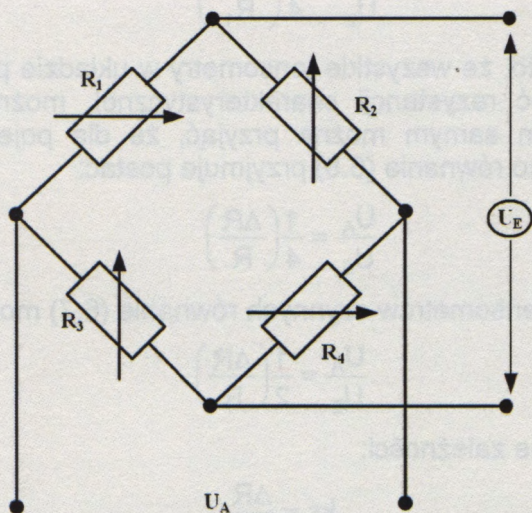
ε – odkształcenie względne,

E – moduł sprężystości wzdłużnej.

Aby wyznaczyć długość L podparcia belki dokonano pomiaru odkształceń względnych ε w sworzniu „S₁” (rys. 6.13) łączącym siłownik hydrauliczny z pompką.

Rys.6.13. Pomiar odkształceń sworznia „S₁”

Odkształcenia w sworzniach oraz w poszczególnych punktach rozmieszczonych na powierzchni wysięgnika zostały mierzone za pomocą tensometrów połączonych w układzie półmostka. Do wyznaczenia odkształceń zastosowano układ pomiarowy mostka Wheatstone'a [56], którego schemat przedstawiony jest na rysunku 6.14.



Rys.6.14. Schemat elektryczny mostka Wheatstone'a [56]

Mostek [45, 56], zasilany stałym napięciem U_E wytwarza na swoim wyjściu napięcie U_A opisaną następującą zależnością:

$$\frac{U_A}{U_E} = \left(\frac{R_1}{R_1 + R_2} - \frac{R_3}{R_3 + R_4} \right) \quad (6.5)$$

Początkowe wartości rezystancji tensometrów R_1+R_4 są sobie równe i wynoszą R . Po zmianie rezystancji tensometrów (na skutek odkształceń) zależność (7.5) można zapisać:

$$\frac{U_A}{U_E} = \frac{1}{4} \left(\frac{\Delta R_1}{R_1} - \frac{\Delta R_2}{R_2} + \frac{\Delta R_3}{R_3} - \frac{\Delta R_4}{R_4} \right) \quad (6.6)$$

Dla układu półmostka elementami czynnymi pozostają jedynie tensometry R_1 i R_3 . Dla pozostałych wartość przyrostu rezystancji jest niezmienna i wynosi 0 dla całego zakresu przetwarzania. Przy takim założeniu, zależność (7.6) można zapisać w postaci:

$$\frac{U_A}{U_E} = \frac{1}{4} \left(\frac{\Delta R_1}{R_1} + \frac{\Delta R_3}{R_3} \right) \quad (6.7)$$

Dalszą analizę należy przeprowadzić dla dwóch przypadków:

- dla pojedynczego tensometru czynnego,
- dla dwóch tensometrów czynnych.

Dla dwóch tensometrów czynnych zależność (6.7) pozostaje bez zmian, natomiast dla pojedynczego tensometru czynnego równanie to przyjmuje postać:

$$\frac{U_A}{U_E} = \frac{1}{4} \left(\frac{\Delta R_1}{R_1} \right) \quad (6.8)$$

Z uwagi na to, że wszystkie tensometry w układzie półmostka mają tę samą wartość rezystancji charakterystycznej, można założyć, że $R_1 = R_3 = R$. Tym samym można przyjąć, że dla pojedynczego tensometru czynnego równanie (6.8) przyjmuje postać:

$$\frac{U_A}{U_E} = \frac{1}{4} \left(\frac{\Delta R}{R} \right) \quad (6.9)$$

Dla dwóch tensometrów czynnych równanie (6.7) można zapisać:

$$\frac{U_A}{U_E} = \frac{1}{2} \left(\frac{\Delta R}{R} \right) \quad (6.10)$$

Na podstawie zależności:

$$k\varepsilon = \frac{\Delta R}{R} \quad (6.11)$$

oraz równań (6.9) i (6.10) można wyznaczyć odkształcenie względne ε . Dla przypadku gdy czynny jest pojedynczy tensometr, zależność na odkształcenie względne ε przyjmuje postać:

$$\varepsilon = \frac{4}{k} \cdot \frac{U_A}{U_E} \quad (6.12)$$

Natomiast dla układu dwóch tensometrów czynnych odkształcenie względnie przyjmuje postać:

$$\varepsilon = \frac{2}{k} \cdot \frac{U_A}{U_E} \quad (6.13)$$

gdzie:

$\frac{U_A}{U_E}$ – wartość zarejestrowana,

k – stała tensometru (dla zastosowanych tensometrów $k = 2,15 \pm 0,5\%$).

Zależność (6.13) posłużyła do wyznaczenia wartości odkształceń dla wszystkich przypadków pomiarowych.

Elementy zespołu ładującego są łączone ze sobą za pomocą dwóch różniących się między sobą średnicą nominalną ($\Phi 50$ mm i $\Phi 60$ mm) rodzajami sworzni. W związku z tym, wyznaczenie odległości L między punktami podparcia w przyjętym modelu obliczeniowym dokonano dla obydwu rodzajów sworzni.

Przeprowadzone badania pokazały, że dla sworznia o średnicy 60 mm odległość L między punktami podparcia wynosi 55 mm, a dla sworznia o średnicy 50 mm odległość L wynosi 40 mm. Wyznaczone wartości L posłużyły do wyznaczenia wielkości sił w sworzniach pomiarowych „R₂”, „R₃”, „R₄” i „R₅” zgodnie ze wzorem:

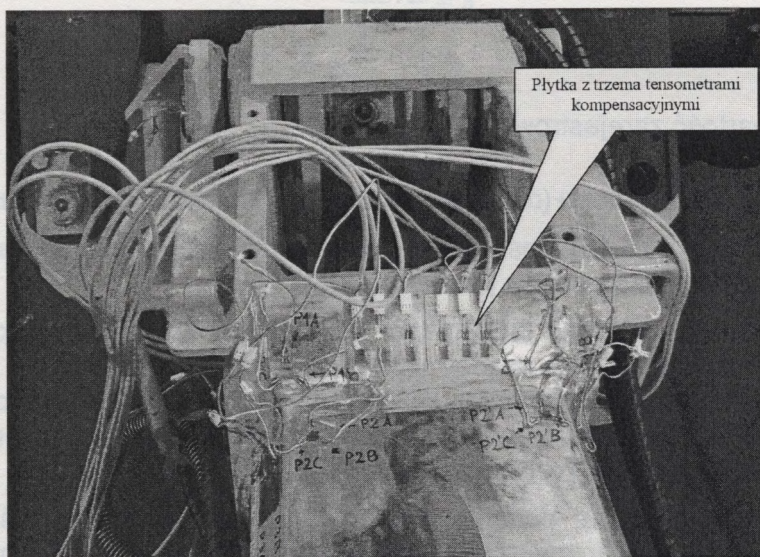
$$P = "P_i" = \frac{4\sigma_i W_x}{L} \quad (6.14)$$

gdzie $i=2,3,4,5$.

6.5. Punkty pomiarowe

W celu wyznaczenia wartości naprężeń zredukowanych w wytypowanych punktach pomiarowych wysięgnika teleskopowego na jego ramieniu zewnętrznym i wewnętrznym naklejono rozety tensometryczne. Każda z rozet posiadała trzy tensometry (długość bazy 8 mm) zorientowane względem siebie pod kątem 120°. Sygnał pomiarowy z każdego tensometru w rozecie rejestrowany był oddzielnie. W celu wyeliminowania wpływu (na wynik pomiaru) temperatury dla każdej rozety przygotowano zestaw trzech tensometrów kompensacyjnych naklejonych na metalowej płytce umieszczonej w pobliżu czujnika. Poszczególne tensometry (rozety tensometryczne) wraz z odpowiadającymi im tensometrami kompensacyjnymi połączone zostały w układ półmostka.

Na rysunku 6.15 przedstawiono przykładowo punkty pomiarowe wraz z naklejonymi płytkami kompensacyjnymi zlokalizowane w przedniej części ramienia wewnętrznego wysięgnika teleskopowego.



Rys.6.15. Przykładowe punkty pomiarowe na ramieniu wewnętrznym wysięgnika teleskopowego

6.6. Wyniki badań stanowiskowych

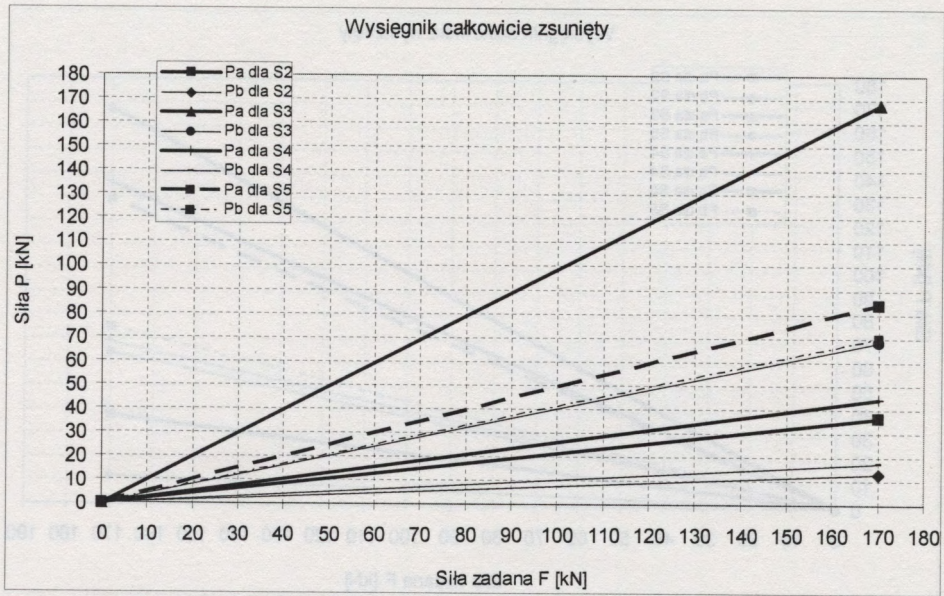
Przeprowadzone badania stanowiskowe pozwoliły na określenie obciążeń w połączeniach sworzniowych oraz na wyznaczenie naprężeń w wybranych punktach konstrukcji wysięgnika teleskopowego. Do opracowania wyników wykorzystano program Microsoft Office Excel.

6.6.1. Obciążenia w sworzniach

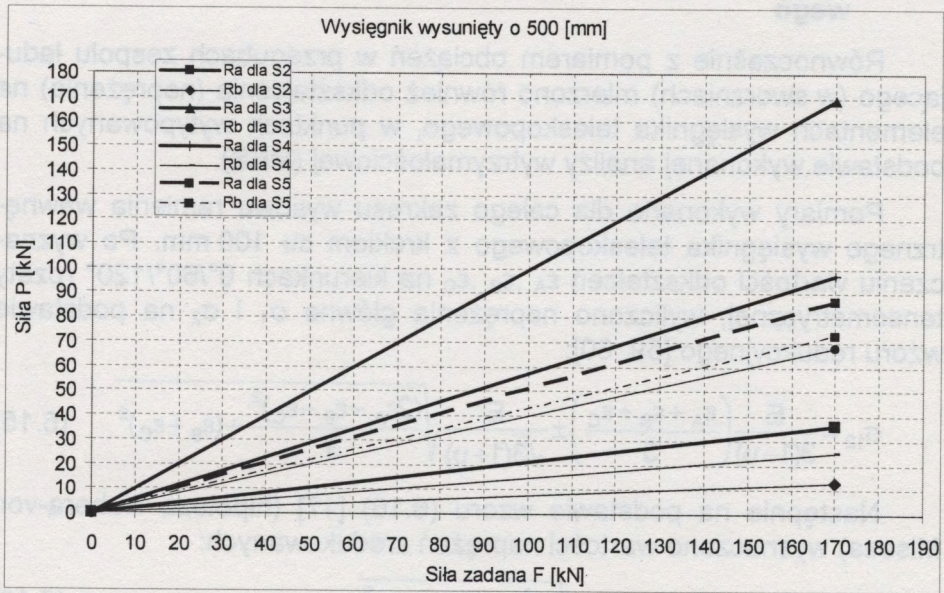
Obciążenia w sworzniach wyznaczono dla pełnego zakresu wysuwu ramienia wewnętrznego wysięgnika teleskopowego z krokiem co 100 mm. Mierząc odkształcenia ϵ sworzni wyznaczono naprężenia σ , a następnie wyznaczono obciążenia sworzni zgodnie z wzorem (6.14).

Poniżej przedstawiono wartości obciążeń w sworzniach pomiarowych S_2 , S_3 , S_4 , i S_5 na kierunkach „a” i „b” (rys. 6.5) w funkcji siły obciążającej F przy określonym położeniu ramienia wewnętrznego wysięgnika teleskopowego:

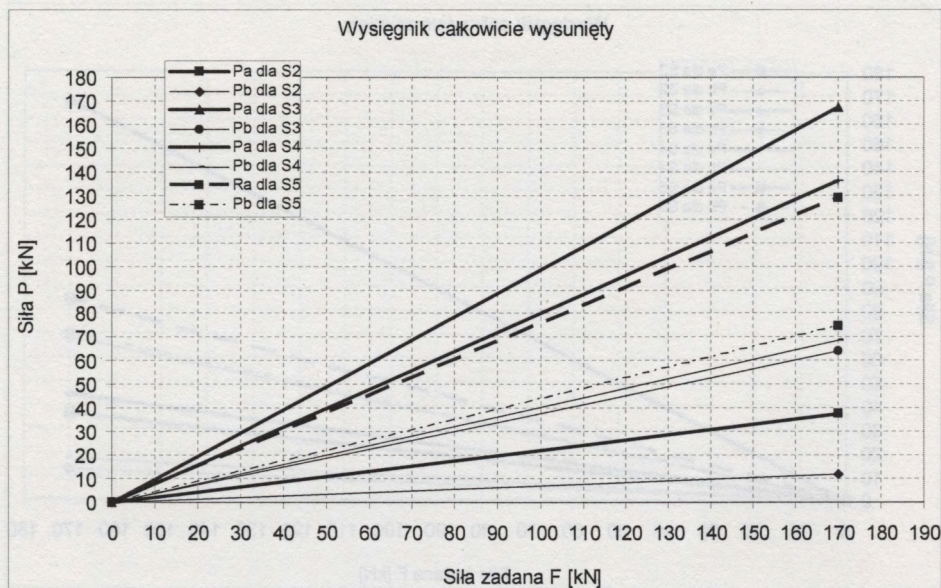
- wysięgnik całkowicie zsunięty (rys. 6.16),
- wysięgnik wysunięty o 500 mm (rys. 6.17),
- wysięgnik maksymalnie wysunięty (rys. 6.18).



Rys.6.16. Wyliczone wartości siły P dla sworzni „S₂”, „S₃”, „S₄”, i „S₅” w funkcji zadanej siły F przy wysięgniku całkowicie zsuniętym



Rys.6.17. Wyliczone wartości siły P dla sworzni „S₂”, „S₃”, „S₄”, i „S₅” w funkcji zadanej siły F przy wysięgniku wysuniętym o 500 mm



Rys.6.18. Wyliczone wartości siły P dla sworzni „S2”, „S3”, „S4”, i „S5” w funkcji zadanej siły F przy wysięgniku maksymalnie wysuniętym

6.6.2. Naprężenia w wybranych punktach wysięgnika teleskopowego

Równocześnie z pomiarem obciążeń w przegubach zespołu ładującego (w sworzniach) mierzono również odkształcenia (naprężenia) na elementach wysięgnika teleskopowego, w punktach wytypowanych na podstawie wykonanej analizy wytrzymałościowej (MES).

Pomiary wykonano dla całego zakresu wysuwu ramienia wewnętrznego wysięgnika teleskopowego z krokiem co 100 mm. Po wyznaczeniu wartości odkształceń ε_A , ε_B , ε_C na kierunkach $0^\circ/60^\circ/120^\circ$ rozety tensometrycznej, wyliczono naprężenia główne σ_1 i σ_2 na podstawie wzoru redukcyjnego [59, 60]:

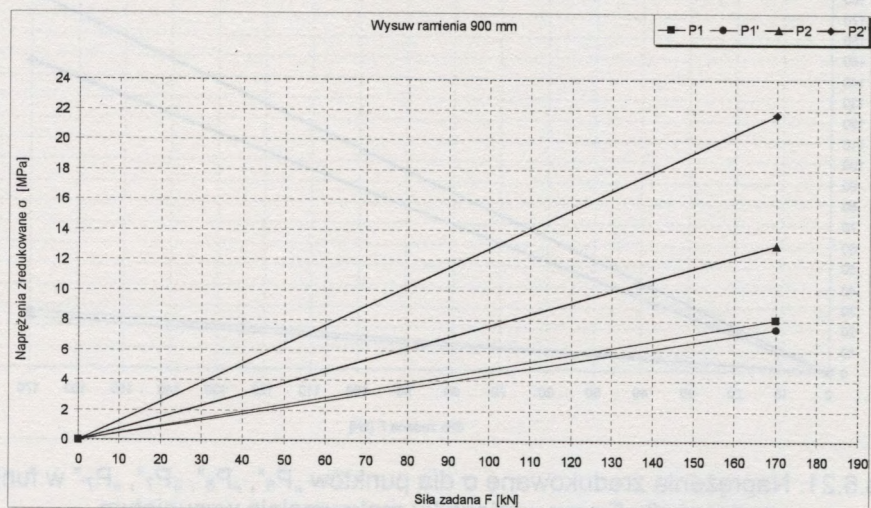
$$\sigma_{12} = \frac{E}{3(1-\nu)} \left(\frac{\varepsilon_A + \varepsilon_B + \varepsilon_C}{3} \right) \pm \frac{E}{\sqrt{3}(1+\nu)} \sqrt{\frac{(2\varepsilon_A - \varepsilon_B - \varepsilon_C)^2}{3} + (\varepsilon_B + \varepsilon_C)^2} \quad (6.15)$$

Następnie na podstawie wzoru (6.16) [17] (hipoteza Hubera-von Misesa) wyznaczono wartości naprężeń zredukowanych:

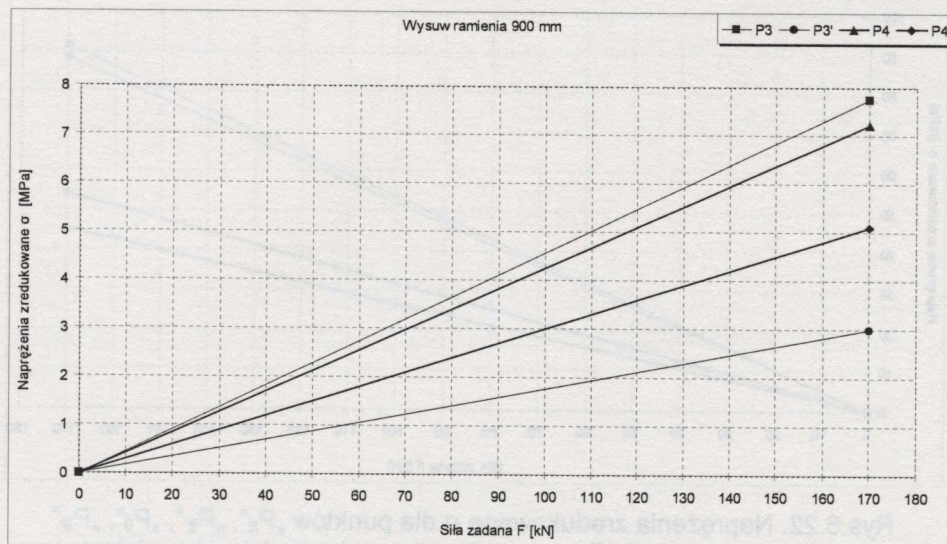
$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_1\sigma_2 + \sigma_2^2} \quad (6.16)$$

Poniżej przykładowo (dla maksymalnie wysuniętego wysięgnika teleskopowego) przedstawiono wartości obliczonego naprężenia zredu-

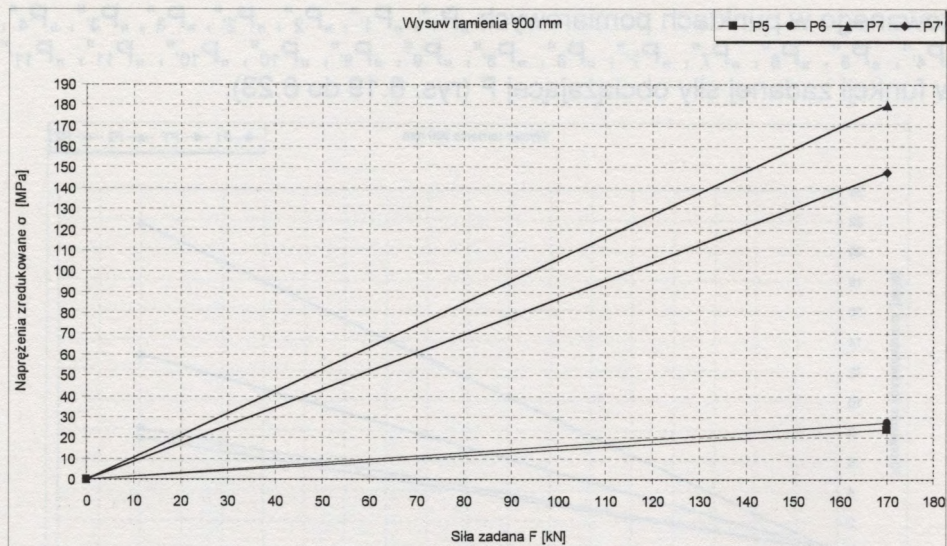
kowanego w punktach pomiarowych „P₁”, „P₁’”, „P₂”, „P₂’”, „P₃”, „P₃’”, „P₄”, „P₄’”, „P₅”, „P₆”, „P₇”, „P₇’”, „P₈”, „P₈’”, „P₉”, „P₉’”, „P₁₀”, „P₁₀’”, „P₁₁”, „P₁₁’” w funkcji zadanej siły obciążającej F (rys. 6.19 do 6.23).



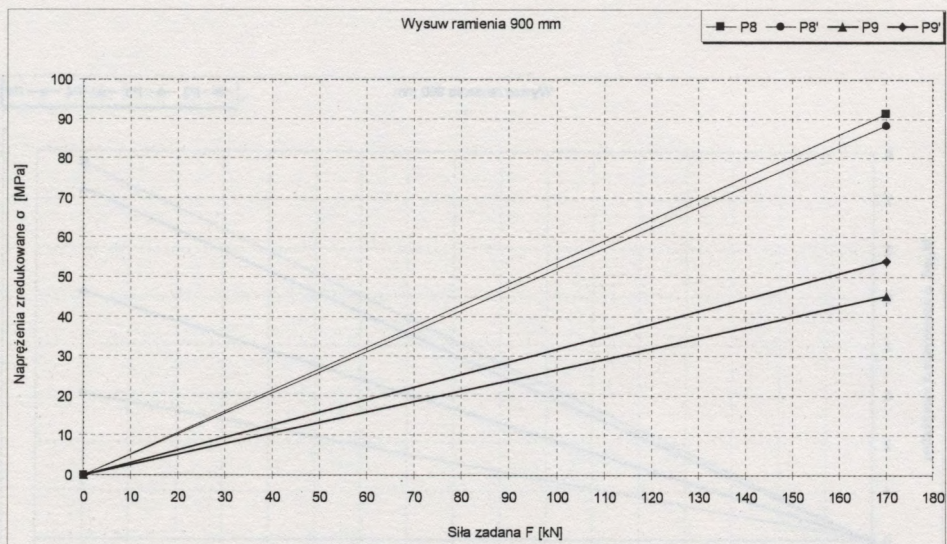
Rys.6.19. Naprężenia zredukowane σ dla punktów „P₁”, „P₁’”, „P₂”, „P₂’” w funkcji zadanej siły F przy wysięgniku maksymalnie wysuniętym



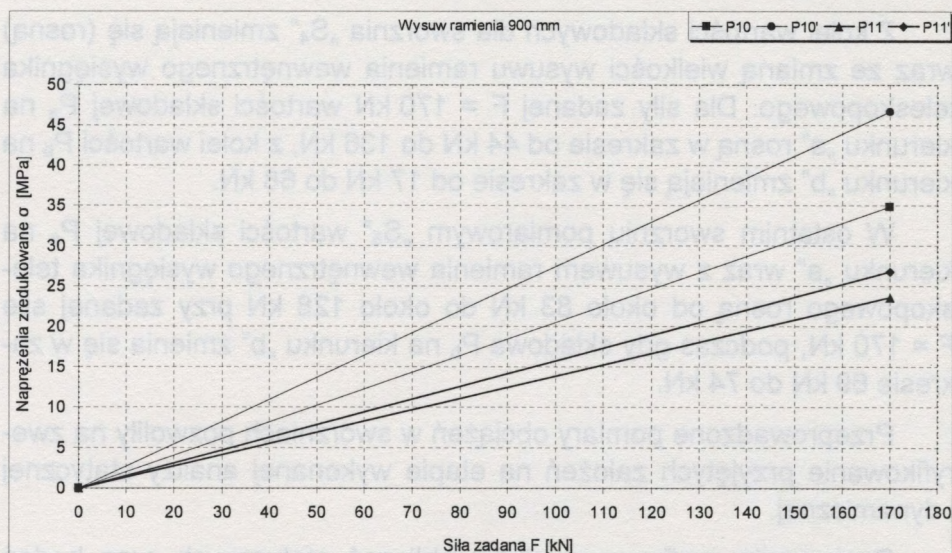
Rys.6.20. Naprężenia zredukowane σ dla punktów „P₃”, „P₃’”, „P₄”, „P₄’” w funkcji zadanej siły F przy wysięgniku maksymalnie wysuniętym



Rys.6.21. Napężenia zredukowane σ dla punktów „P₅”, „P₆”, „P₇”, „P₇’” w funkcji zadanej siły F przy wysięgniku maksymalnie wysuniętym



Rys.6.22. Napężenia zredukowane σ dla punktów „P₈”, „P₈’”, „P₉”, „P₉’” w funkcji zadanej siły F przy wysięgniku maksymalnie wysuniętym



Rys. 6.23. Naprężenia zredukowane σ dla punktów „P10”, „P10'”, „P11”, „P11'” w funkcji zadanej siły F przy wysięgniku maksymalnie wysuniętym

6.7. Analiza wyników badań

6.7.1. Obciążenia w sworzniach konstrukcji ładowarki

Przeprowadzone badania stanu naprężenia w wybranych punktach konstrukcji wysięgnika teleskopowego pozwoliły na wyznaczenie obciążeń w sworzniach pomiarowych zabudowanych w miejscach łączenia poszczególnych członów wysięgnika teleskopowego. Największe wartości obciążeń, będących wynikiem działania obciążenia „pomiarowego” uzyskano w sworznii „S₃”, łączącym poprzez siłownik hydrauliczny wahacz z ramieniem wewnętrznym wysięgnika teleskopowego.

Położenie elementów wysięgnika teleskopowego oraz sposób przyłożenia obciążenia „pomiarowego” powodują, że dla każdego z analizowanych wariantów wysuwu wysięgnika, obciążenia w sworzniach „S₂” oraz „S₃” nie zmieniają wartości.

Dla maksymalnej wartości zadanej obciążenia (siły) $F = 170$ kN wartość reakcji P_a na kierunku „a” dla sworzni „S₂” wynosi około 35 kN, podczas gdy składowa P_b na kierunku „b” wynosi około 13 kN.

Połączenie sworzniowe „S₃” również związane jest z konstrukcją wahacza i czerpaka, więc podobnie jak w sworznii „S₂” wartości składowych reakcji dla każdego przypadku obciążenia są takie same. Przy maksymalnej wartości siły zadanej $F = 170$ kN składowa P_a na kierunku „a” wynosi około 168 kN, a składowa P_b na kierunku „b” około 67 kN.

Z kolei wartości składowych dla sworznia „S₄” zmieniają się (rosną) wraz ze zmianą wielkości wysuwu ramienia wewnętrznego wysięgnika teleskopowego. Dla siły zadanej $F = 170$ kN wartości składowej P_a na kierunku „a” rosną w zakresie od 44 kN do 136 kN, z kolei wartości P_b na kierunku „b” zmieniają się w zakresie od 17 kN do 68 kN.

W ostatnim sworzniu pomiarowym „S₅” wartości składowej P_a na kierunku „a” wraz z wysuwem ramienia wewnętrznego wysięgnika teleskopowego rosną od około 83 kN do około 128 kN przy zadanej sile $F = 170$ kN, podczas gdy składowa P_b na kierunku „b” zmienia się w zakresie 69 kN do 74 kN.

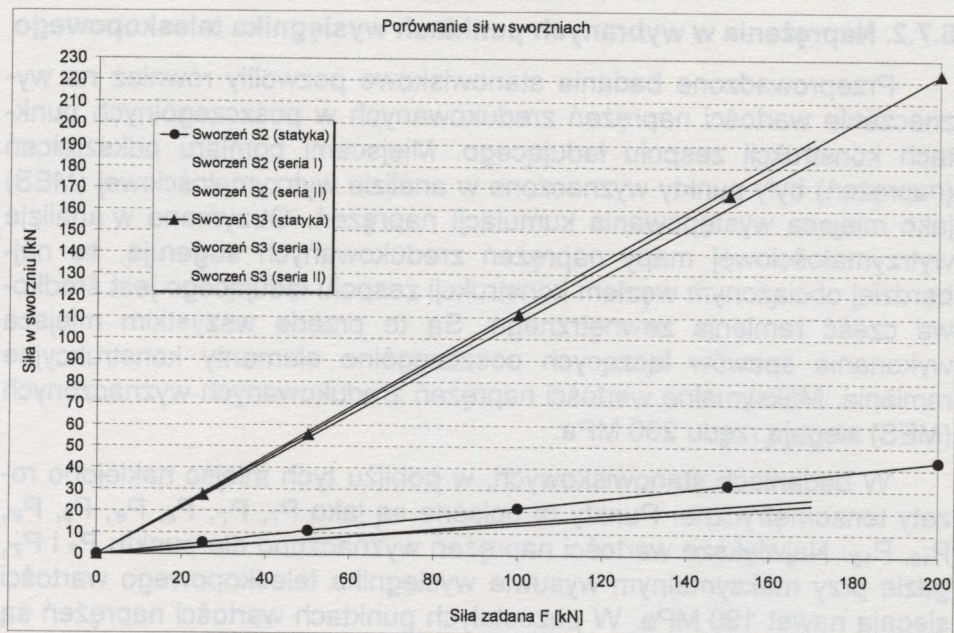
Przeprowadzone pomiary obciążeń w sworzniach pozwoliły na zwerifikowanie przyjętych założeń na etapie wykonanej analizy statycznej i dynamicznej.

Porównanie graficzne wyników obliczeń statycznych oraz badań stanowiskowych w odniesieniu do obciążeń w poszczególnych sworzniach przedstawiono na rysunkach 6.24 i 6.25.

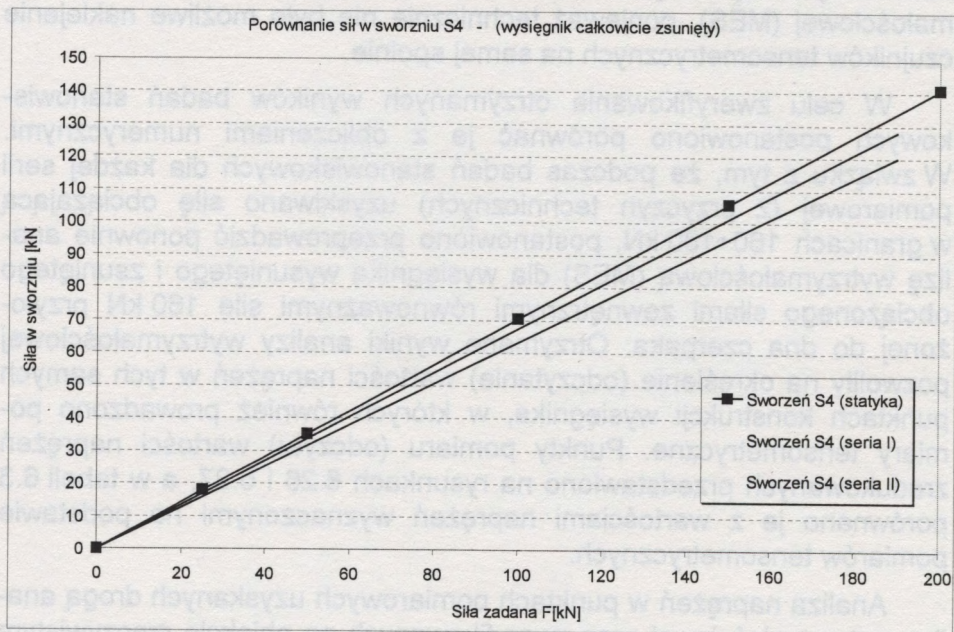
Na rysunku 6.24 porównano wartości obciążenia w sworzniu „S₂” i „S₃” wyznaczonego jako wynik analizy statycznej. W celu porównania wyników obliczeń statycznych z wynikami badań stanowiskowych, przeprowadzono ponowne obliczenia wartości reakcji z równań równowagi, eliminując z nich siłę tarcia ($T = 0$) pomiędzy dnem czerpaka a podłożem. Wyliczone wypadkowe wartości sił w sworzniu „S₂” i „S₃” zaznaczono kolorem czerwonym. Z kolei kolorem zielonym i niebieskim zaznaczono przebiegi wypadkowych sił dla dwóch wybranych serii pomiarowych. Jak wynika z rysunku 6.24, wartości sił wyliczonych ze statyki oraz wyznaczonych na podstawie badań stanowiskowych są zbieżne.

Z kolei na rysunku 6.25, przedstawiono wartości sił dla sworznia „S₄” w funkcji zadanej siły F przy wysięgniku maksymalnie wysuniętym. Dla tego połączenia sworzniowego otrzymane wyniki są również zbieżne.

Niewielkie rozbieżności otrzymanych wyników mogą być spowodowane przede wszystkim sposobem zadawania siły podczas prowadzenia badań stanowiskowych. Niewielkie przesunięcie kątowe zadawanej siły na długości wysięgnika teleskopowego może mieć znaczący wpływ na otrzymywane wyniki.



Rys.6.24. Porównanie wartości sił w sworzniach „S₂” i „S₃”



Rys.6.25. Porównanie wartości sił w sworzniu „S₄” przy wysięgniku maksymalnie wysuniętym

6.7.2. Naprężenia w wybranych punktach wysięgnika teleskopowego

Przeprowadzone badania stanowiskowe pozwoliły również na wyznaczenie wartości naprężeń zredukowanych w poszczególnych punktach konstrukcji zespołu ładującego. Miejscami pomiaru odkształceń (naprężeń) były punkty wyznaczone w analizie wytrzymałościowej (MES) jako miejsca występowania kumulacji naprężeń. Otrzymane w analizie wytrzymałościowej mapy naprężeń zredukowanych sugerują, że najbardziej obciążonym węzłem konstrukcji zespołu ładującego jest środkowa część ramienia zewnętrznego. Są to przede wszystkim miejsca wykonania spawów łączących poszczególne elementy konstrukcyjne ramienia. Maksymalne wartości naprężeń zredukowanych wyznaczonych (MES) sięgają rzędu 200 MPa.

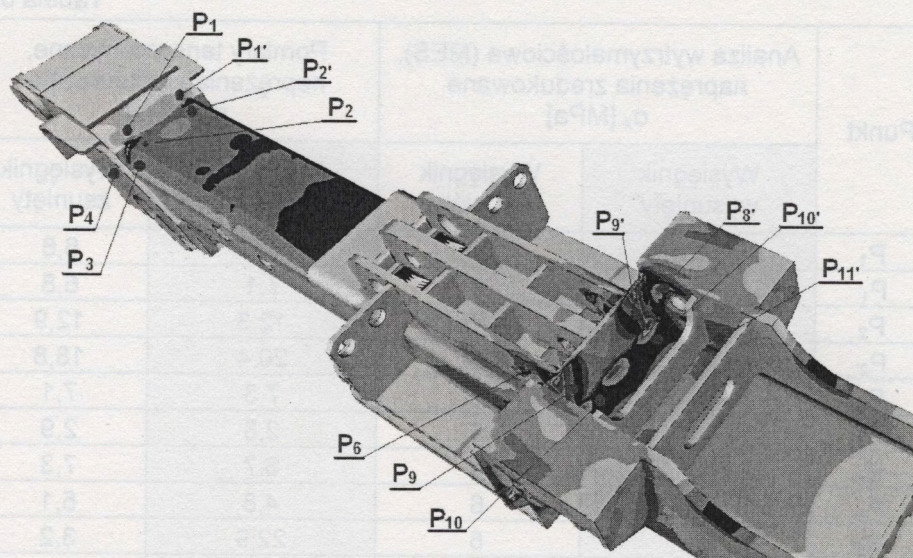
W badaniach stanowiskowych, w pobliżu tych miejsc naklejono rozesety tensometryczne. Punkty te opisane są jako P_7 , P_7' , P_8 , P_8' , P_9 , P_9' , P_{10} , P_{10}' . Największe wartości naprężeń wyznaczono dla punktu P_7 i P_7' , gdzie przy maksymalnym wysuwie wysięgnika teleskopowego wartości sięgają nawet 190 MPa. W pozostałych punktach wartości naprężeń są mniejsze.

Wartości naprężeń zredukowanych otrzymanych w badaniach stanowiskowych są mniejsze niż wartości wyznaczone w analizie wytrzymałościowej (MES), ponieważ technicznie nie było możliwe naklejenie czujników tensometrycznych na samej spoinie.

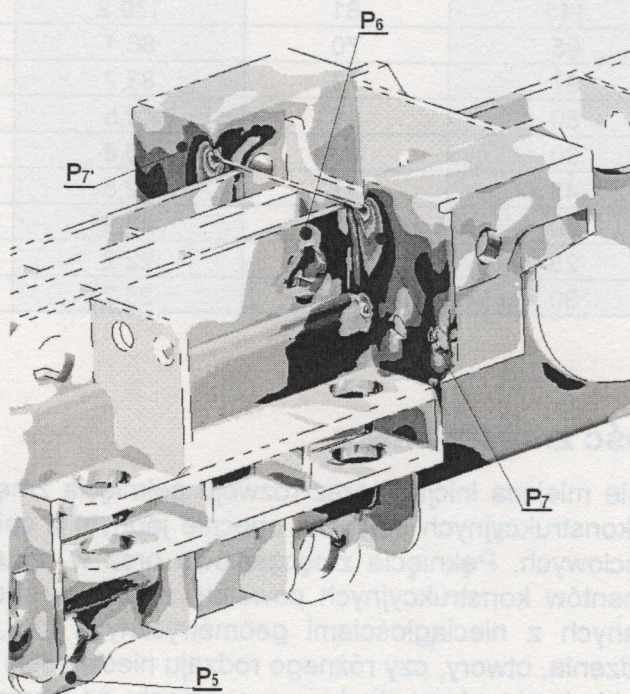
W celu zweryfikowania otrzymanych wyników badań stanowiskowych postanowiono porównać je z obliczeniami numerycznymi. W związku z tym, że podczas badań stanowiskowych dla każdej serii pomiarowej (z przyczyn technicznych) uzyskiwano siłę obciążającą w granicach 160÷180 kN, postanowiono przeprowadzić ponownie analizę wytrzymałościową (MES) dla wysięgnika wysuniętego i zsunętego obciążonego siłami zewnętrznymi równoważnymi siłą 160 kN przyłożonej do dna czerpaka. Otrzymane wyniki analizy wytrzymałościowej pozwoliły na określenie (odczytanie) wartości naprężeń w tych samych punktach konstrukcji wysięgnika, w których również prowadzono pomiary tensometryczne. Punkty pomiaru (odczytu) wartości naprężeń zredukowanych przedstawiono na rysunkach 6.26 i 6.27, a w tabeli 6.3 porównano je z wartościami naprężeń wyznaczonymi na podstawie pomiarów tensometrycznych.

Analiza naprężeń w punktach pomiarowych uzyskanych drogą analizy wytrzymałościowej oraz zweryfikowanych na obiekcie rzeczywistym (tabela 6.3) pozwala na stwierdzenie, że rozbieżności między tymi wartościami sięgają średnio 15%. Pozwala to uważać, że uproszczenia

dokonane na etapie analizy statycznej, dynamicznej i wytrzymałościowej (MES) można uznać za zweryfikowane.



Rys.6.26. Punkty pomiaru odkształceń (naprężeń)



Rys.6.27. Punkty pomiaru odkształceń (naprężeń)

Porównanie wartości naprężeń zredukowanych wyznaczonych na podstawie analizy wytrzymałościowej oraz pomiarów tensometrycznych

Tabela 6.3

Punkt	Analiza wytrzymałościowa (MES), naprężenia zredukowane σ_z [MPa]		Pomiary tensometryczne, naprężenia zredukowane σ_z [MPa]	
	Wysięgnik wysunięty	Wysięgnik zsunięty	Wysięgnik wysunięty	Wysięgnik zsunięty
P ₁	8	8	7,6	6,6
P _{1'}	8	8	7,1	6,8
P ₂	15	15	12,3	12,9
P _{2'}	22	22	20,4	18,8
P ₃	9	9	7,3	7,1
P _{3'}	3	3	2,8	2,9
P ₄	8	8	6,7	7,3
P _{4'}	6	6	4,8	5,1
P ₅	25	5	22,9	3,2
P ₆	30	8	26,1	7,1
P ₇	180	79	169,3	76,6
P _{7'}	145	81	139,2	74,5
P ₈	95	70	86,1	61,7
P _{8'}	97	72	83,2	60,5
P ₉	50	28	42,5	24,1
P _{9'}	60	30	50,8	25,7
P ₁₀	43	17	32,8	14,1
P _{10'}	50	17	43,9	16,2
P ₁₁	25	13	22,2	11,1
P _{11'}	30	14	25,2	12,2

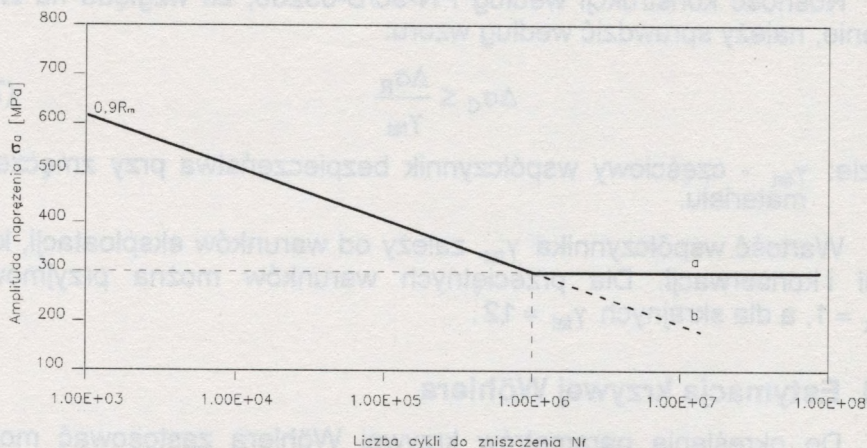
7. Trwałość zmęzeniowa

Ustalenie miejsca inicjacji oraz rozwoju pęknięcia zmęczeniowego elementów konstrukcyjnych stało się obecnie jednym z celów obliczeń wytrzymałościowych. Pęknięcie zmęczeniowe oraz w rezultacie zniszczenie elementów konstrukcyjnych powstaje zwykle w obszarach karbów związanych z nieciągłościami geometrycznymi [16], takimi jak: rowki, odsadzenia, otwory, czy różnego rodzaju nieciągłości materiałowe związane z błędami wykonania (np. w spoinach: pęcherze, pęknięcia, przyklejenia, braki przetopu, itd.). Przyczyną inicjacji pęknięć zmęczeniowych

niowych jest spiętrzenie naprężenia spowodowanego karbem, którego miarą jest współczynnik koncentracji naprężeń α_k , definiowany jako stosunek naprężenia lokalnego w przekroju z karbem do naprężenia nominalnego obliczonego dla tego przekroju. Powszechnie badania trwałości zmęczeniowej [57] przeprowadzane są na próbkach wykonanych w oparciu o wytyczne zawarte w odpowiednich normach [2, 39].

Od kilkunastu już lat teoretyczne i doświadczalne zależności sformułowane dla wytrzymałości niskocyklowej stosowane są do obliczeń trwałości zmęczeniowej zarówno nisko, jak i wysoko cyklowej [12, 24, 25].

Do wyznaczania trwałości zmęczeniowej w warunkach obciążenia zmiennego w czasie wykorzystuje się powszechnie stosowane krzywe typu Wöhlera (rys. 7.1), określające zależności pomiędzy liczbą cykli zmian obciążenia – do zniszczenia N_f – i wartością amplitudy naprężenia σ_a [12, 54].



Rys.7.1. Przykładowa krzywa Wöhlera [54]

Zależność pomiędzy liczbą cykli N_f , a amplitudą naprężenia σ_a można zapisać jako [25]:

$$\sigma_a = A * N_f^B \quad (7.1)$$

gdzie: A , B – stałe zależne od materiału, typu obciążenia, wymiaru elementów, stanu powierzchni, współczynnika asymetrii cyklu.

Zastosowanie metody elementów skończonych (MES) do określenia rozkładów naprężenia w rozważanych elementach umożliwia bezpośrednie wykorzystanie uzyskanych wartości naprężenia w miejsce szacowania ich przy zastosowaniu współczynników kształtu (α_k) dostępnych w literaturze dla typowych cech geometrycznych, co poprawia dokładność obliczeń.

Natomiast norma PN-90/B-03200 [40] zaleca określać wytrzymałość zmęczeniową $\Delta\sigma_R$ i $\Delta\tau_R$ w zależności od przewidywanej liczby cykli N naprężenia i kategorii zmęczeniowej elementu konstrukcji lub połączenia ($\Delta\sigma_c$ i $\Delta\tau_c$) według wzoru:

$$\Delta\sigma_R = 0,735\Delta\sigma_c \left(\frac{5 \cdot 10^6}{N} \right)^{\frac{1}{m}} \geq \Delta\sigma_L \quad (7.2)$$

gdzie:

$m = 3$ dla $N \leq 5 \cdot 10^6$

$m = 5$ dla $N > 5 \cdot 10^6$

$\Delta\sigma_c$ – kategoria zmęczeniowa (wytrzymałość zmęczeniowa normalna),

$\Delta\sigma_L$ – wytrzymałość zmęczeniowa trwała (tabela Z3-2 według PN-90/B-03200).

Nośność konstrukcji według PN-90/B-03200, ze względu na zmęczenie, należy sprawdzić według wzoru:

$$\Delta\sigma_C \leq \frac{\Delta\sigma_R}{\gamma_{fat}} \quad (7.3)$$

gdzie: γ_{fat} – częściowy współczynnik bezpieczeństwa przy zmęczeniu materiału.

Wartość współczynnika γ_{fat} zależy od warunków eksploatacji, kontroli i konserwacji. Dla przeciętnych warunków można przyjmować $\gamma_{fat} = 1$, a dla skrajnych $\gamma_{fat} = 1,2$.

7.1. Estymacja krzywej Wöhlera

Do określenia parametrów krzywej Wöhlera zastosować można metodę Juvinalla i Marsheka [12]. Metoda ta pozwala określić parametry A i B w zakresie trwałości wysokocyklowej [1] (powyżej 10^3 cykli) przy uwzględnieniu właściwości materiału, rodzaju obciążenia, stanu powierzchni, wielkości elementu, czy środowiska pracy.

Dla materiałów sprężysto-plastycznych w zakresie do 10^6 cykli stałe A i B obliczyć można z zależności:

$$A = \frac{(m')^2 R_m}{m \cdot k_f} \quad (7.4)$$

$$B = -\frac{1}{3} \log \frac{m'}{m} \quad (7.5)$$

gdzie:

k_f – współczynnik działania karbu, który w przypadku bezpośredniego określenia naprężeń lokalnych (np. za pomocą MES) dla zakresu sprężystego można przyjąć równy 1,

m' – stała, która dla obciążeń osiowych oraz niewielkiej nieosiowości przyjmuje wartość 0,75,

$m = m_e * m_t * m_d * m_s$ – współczynnik redukcyjny, w którym:

$m_e = 0,5$ – współczynnik określający granicę wytrzymałości zmęczeniowej dla stali nisko i średnio wytrzymałych oraz $m_e = 0,4$ dla staliw,

$m_t = 1$ – współczynnik typu obciążenia, dla obciążeń osiowych i zginania,

$m_d = 0,8$ – współczynnik wielkości elementów (gradientu naprężeń) dla wymiarów poprzecznych w zakresie 50-100mm,

$m_s = 0,55$ – współczynnik stanu parametrów korodujących w słodkiej wodzie dla $R_m = 600$ MPa.

Współczynnik redukcyjny dla stali o $R_m \approx 520$ MPa oraz $R_e \approx 275$ MPa obliczyć można z zależności:

$$m = m_e * m_t * m_d * m_s \quad (7.6)$$

Po wykonaniu podstawień:

$$m = 0,22$$

Stałe A, B krzywej Wöhlera dla tego gatunku stali przyjmują wartość:

$$A = \frac{(m')^2 R_m}{m * k_f} = \frac{(0,75)^2 * 520}{0,22 * 1} = 1330,$$

$$B = -\frac{1}{3} \log \frac{m'}{m} = -\frac{1}{3} \log \frac{0,75}{0,22} = -0,1775.$$

Krzywą Wöhlera dla obciążenia zmiennego w zakresie do 10^6 cykli odniesionej do warunków pracy rozważanych elementów zapisać można jako:

$$\sigma_a = 1330(N_f)^{-0,1775} \quad (7.7)$$

Wytrzymałość na zmęczenie obliczona według wzoru (7.1) dla $N = 10^6$ cykli wynosi:

$$\sigma_a = 114,5 \text{ MPa}$$

7.2. Nośność konstrukcji według PN-90/B-03200

Wysięgnik teleskopowy jest elementem spawanym, zatem jego kategorię zmęczeniową na podstawie tabeli Z311 [40] przyjęto na poziomie $\Delta\sigma_c = 115$ MPa. Zatem wytrzymałość zmęczeniowa według zależności (7.2) dla $N = 1 * 10^6$ cykli:

$$\Delta\sigma_R = 0,735 * 115 \left(\frac{5 * 10^6}{1 * 10^6} \right)^{\frac{1}{5}} = 116,6 \text{ MPa}$$

Nośność konstrukcji według PN-90/B-03200 ze względu na zmęczenie należy sprawdzić ze wzoru (7.3).

Dla przeciętnych warunków kontroli i konserwacji przyjęto $\gamma_{\text{fat}} = 1$, stąd:

$$\Delta\sigma_c \leq \frac{\Delta\sigma_R}{\gamma_{\text{fat}}} = \frac{116,6}{1} = 116,6 \text{ MPa}$$

Z obu metod wyznaczania trwałości zmęczeniowej uzyskano zbliżone wartości. Oznacza to, że zależności (7.1) oraz (7.2) mogą alternatywnie posłużyć do oceny trwałości zmęczeniowej wysięgnika ładowarki.

W pracy przeprowadzono również obliczenia nośności konstrukcji dla $n = 5 \cdot 10^5$ i $n = 1 \cdot 10^6$ liczby cykli zgodnie ze wzorem (7.2). Przez cykl pracy ładowarki rozumie się czas, jaki upłynął między kolejnymi pobraniami porcji urobku przy przeciętnej pracy maszyny.

Otrzymane wyniki wytrzymałości zmęczeniowej $\Delta\sigma_R$ dla poszczególnych liczb cykli N zestawiono w tabeli 7.1.

Zestawienie wartości wytrzymałości zmęczeniowej $\Delta\sigma_R$ dla trzech różnych liczb cykli N

Tabela 7.1

Liczba cykli N do zniszczenia	Wytrzymałość zmęczeniowa $\Delta\sigma_R$ [MPa]
$1 \cdot 10^6$	116,6
$5 \cdot 10^5$	182,1
$1 \cdot 10^5$	311,4

Na podstawie tabeli 7.1 w odniesieniu do wyznaczonych numerycznie (MES) wartości naprężeń zredukowanych σ_z (tabela 5.2) można wnioskować, że dla zapewnienia bezpiecznej pracy elementów wysięgnika w zakresie $N = 1 \cdot 10^6$ cykli należy we wszystkich punktach ($K_1 \div K_{10}$) obniżyć stan naprężenia. W zakresie $N = 5 \cdot 10^5$ cykli naprężenia bezpieczna eksploatacja możliwa jest dla przypadku pracy całkowicie zsuniętego wysięgnika. Tylko dla $N = 1 \cdot 10^5$ cykli warunek trwałości zmęczeniowej jest spełniony dla całego zakresu wysuwu wysięgnika teleskopowego.

8. Podsumowanie i wnioski

W niniejszej pracy przedstawiono rozważania teoretyczne oraz opis przeprowadzonego eksperymentu na obiekcie rzeczywistym, tj. zespole ładującym ładowarki górniczej bocznie wysypującej ŁBT-1200EH/LS-A.

W pierwszym etapie pracy dokonano identyfikacji obciążeń, działających na przedmiotowy zespół ładujący, powstających podczas przemieszczania odstrzelonego urobku na dalsze środki odstawy. Dokonano analizy cyklu pracy wysięgnika oraz przeprowadzono obliczenia analityczne w oparciu o podstawowe prawa mechaniki ogólnej. Analiza statyczna pozwoliła na wyznaczenie maksymalnych obciążeń w poszczególnych fazach pracy zespołu ładującego.

Kolejnym etapem prac związanych z wyznaczaniem rzeczywistych obciążeń układu była analiza dynamiczna. Analiza wybranych faz pracy zespołu ładującego pozwoliła na określenie współczynnika nadwyżki dynamicznej n_d .

Otrzymane wyniki obliczeń analitycznych wykorzystano w analizie wytrzymałościowej wykonanej przy użyciu metody elementów skończonych. Obliczenia MES przeprowadzono dla maksymalnych wartości obciążeń powiększonych o wyznaczony w analizie dynamicznej współczynnik n_d oraz dla maksymalnego obciążenia „pomiarowego” przykładanego na powierzchnię czerpaka podczas prowadzenia badań stanowiskowych.

Analiza wytrzymałościowa MES pozwoliła na wyznaczenie obciążeń w poszczególnych węzłach konstrukcji wysięgnika teleskopowego oraz stanu naprężenia w jego elementach. Wyniki analizy MES zostały wykorzystane do określenia miejsc pomiaru odkształceń (naprężeń) podczas eksperymentu na obiekcie rzeczywistym.

Przeprowadzone badania eksperymentalne pozwoliły na zweryfikowanie uproszczeń dokonanych w analizie statycznej, dynamicznej i wytrzymałościowej MES.

Ostatnim etapem pracy była ocena trwałości zmęczeniowej oraz zakresu bezpiecznej eksploatacji konstrukcji wysięgnika teleskopowego zespołu ładującego.

Wyniki przeprowadzonej analizy statycznej, dynamicznej i wytrzymałościowej elementów wysięgnika teleskopowego, zweryfikowane eksperymentem na obiekcie rzeczywistym pozwoliły na określenie maksymalnych obciążeń elementów układu oraz stwierdzenie, że:

- obciążenie elementów konstrukcyjnych wysięgnika teleskopowego ładowarki górniczej można dobrać na podstawie wyników analizy statycznej, z uwzględnieniem współczynnika nadwyżki dynamicznej n_d , dla konkretnej pracy ładowarki.
- maksymalne wartości współczynnika nadwyżki dynamicznej sięgają wartości $n_d = 1,3$.

Wyniki analizy wytrzymałościowej (MES) elementów konstrukcyjnych wysięgnika teleskopowego ładowarki wykonanej dla uzyskanych maksymalnych wartości obciążeń oraz wyniki pomiarów naprężeń w elementach konstrukcyjnych rzeczywistej ładowarki pozwalają na sformułowanie następujących wniosków:

1. Rozkład naprężeń w elementach konstrukcyjnych aktualnie produkowanych wysięgników ładowarek dowodzi, że ze względu na założoną trwałość zmęczeniową konstrukcja ma istotne wady. Skutkiem tych wad jest koncentracja naprężeń głównie w obszarach złączy spawanych środkowej części ramienia zewnętrznego, oraz przedniej części ramienia wewnętrznego.
2. Za główną przyczynę koncentracji naprężeń należy uznać występowanie w konstrukcji karbów technologicznych oraz spawalniczych.
3. Obniżenie stanu naprężenia w miejscach najbardziej wyężonych uzyska się w wyniku zmian konstrukcyjnych układu prowadzenia ramienia wewnętrznego. Ponadto zmianie powinien ulec sposób rozwiązania węzła zamocowania siłownika podnoszenia wysięgnika teleskopowego do ramienia zewnętrznego.

Podjęta próba oceny trwałości zmęczeniowej obecnie produkowanego wysięgnika teleskopowego, w odniesieniu do amplitudy zmiany naprężenia, określa zakres bezpiecznej eksploatacji konstrukcji oraz daje wytyczne co do zakresu modyfikacji obszarów najbardziej wyężonych.

Uzyskane rezultaty badań mogą być bezpośrednio przydatne do zastosowania w praktyce projektowej wysięgników o żądanej przez użytkowników trwałości eksploatacyjnej.

Literatura

- [1] ASTM Handbook vol. 19 Fatigue and Fracture, ASM International 1996.
- [2] ASTM Standard E 466 96, Standard Practice for Conducting Force Controlled Constant Amplitude Axial Fatigue Tests on Metallic Materials.
- [3] Bąk R., Burczyński T.: Wytrzymałość materiałów z elementami ujęcia komputerowego. Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa 2001.
- [4] Bragin W.P., Chackaliew W.M., Szkorkin N.J., Głuszenko W.S., Riemcha J.S., Poltawiec W.A., Mikitas A.P., Pietrow W.W.: Szachtnaja pagruzoczna maszina MPK 1600 „Bujan”. Ugol Ukrainy nr 9/2002, s. 15-20.
- [5] Broen A.: Górnicze ładowarki chodnikowe. Wydawnictwo „Śląsk”, Katowice 1976.
- [6] Cekus D., Posiadała B.: Free vibrations of the system telescopic boom – hydraulic cylinder of crane radius change. Proceedings of the 21 Symposium: Vibration in Physical Systems, Poznań-Kiekrz, 2004, s. 115-118. DRGANIA.
- [7] Cekus D., Posiadała B.: Model dyskretny drgań układu dwuczłonowy wysięgnik teleskopowy – siłownik zmiany wysuwu (uogólnione kryteria). Czasopismo Techniczne, z.1-M, 2005 (rok 102), s. 71-79. DRGANIA.
- [8] Chudek M., Głuch P., Szczepaniak Z.: Drażnienie wyrobisk korytarzowych. Skrypt Politechniki Śląskiej, Gliwice 1988.
- [9] Czmochoński J., Rusiński E.: Analiza drgań wysięgnika urabiającego koparki kołowej. Przegląd Mechaniczny nr 10, 2001, s. 13-16.
- [10] Dacko M., Borkowski W., Dobrociński S., Niezgoda T., Wieczorek M.: Metoda elementów skończonych w mechanice konstrukcji. Arkady, Warszawa 1994.
- [11] Dokumentacja techniczna ładowarki bocznie wysypującej ŁBT-1200EH/LS-A z wysięgnikiem teleskopowym nr W16.041.02, ITG KOMAG.
- [12] Dowling N.E.: „Mechanical behavior of materials. Engineering Methods for deformation, fracture and fatigue. Prentice Hall. Englewood Cliffs, New Jersey 1993.
- [13] Grzesikiewicz W., Steńko J., Szlagowski J.: Symulacyjne badanie koparki przy użyciu systemu ADAMS. Materiały na konferencję: KOMTECH 2005 „Systemy ograniczające zagrożenia w procesach eksploatacji maszyn i urządzeń”, t. 2, Zakopane 15-17.11.2005, s. 123-134.

- [14] <http://www.dzwigi-nawrot.pl>
- [15] <http://www.i.frazpc.pl>
- [16] Jakubczak H.: Niepewność danych w prognozowaniu trwałości zmęczeniowej konstrukcji nośnych maszyn. Prace Naukowe, Mechanika, z. 194, Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa 2002.
- [17] Jakubowicz A., Orłoś Z.: Wytrzymałość materiałów. Wydawnictwo WNT, Warszawa 1984.
- [18] Jasikowski Z., Przybylski J.: Rozkład naprężeń w wysięgniku teleskopowym żurawia samochodowego. Materiały z VI Konferencji nt. Rozwój podstaw budowy, eksploatacji i badań maszyn roboczych ciężkich – w tym budowlanych, Część II, Zakopane 1993 s. 187-194.
- [19] Kalita M., Pieczora E., Prostański D., Wyrobek E., Mechanizacja robót przodkowych z zastosowaniem ładowarki bocznie wysypującej ŁBT-1200EH/LS-A. Maszyny Górnicze nr 4(108)2006, s.30-36.
- [20] Kalita M., Pieczora E., Prostański D., Wyrobek E., Małyska G., Mazurek A.: Ładowarka bocznie wysypująca ŁBT-1200EH/LS-A nowoczesną i bezpieczną maszyną ładującą. Konferencja „Innowacyjne i Bezpieczne Systemy Mechanizacyjne do Eksploatacji Surowców Mineralnych” Zakopane 14-16.11.2006, Tom I, s. 119-127.
- [21] Kalita M.: Praca doktorska (nie publikowana). Analiza wytrzymałościowa wysięgnika teleskopowego zespołu ładującego ładowarki górniczej w aspekcie podwyższenia jego trwałości, Akademia Górniczo-Hutnicza im. Stanisława Staszica, Kraków 2009.
- [22] Karoliński J., Przybyłek G., Rusiński E.: Statyczna i dynamiczna analiza wysięgnika teleskopowego samojedznej maszyny górniczej. Systems: journal of transdisciplinary systems science. 2004, Vol. 9, No. sp. II, s. 503-518.
- [23] Klich A.: Praca zbiorowa. Maszyny i urządzenia dla inżynierii budownictwa podziemnego. Wzrost korytarzowe i szybownictwo w górnictwie. Katowice 1999.
- [24] Kocańda S., Kocańda A.: Niskocyklowa wytrzymałość zmęczeniowa metali. Państwowe Wydawnictwo Naukowe, Warszawa 1989.
- [25] Kocańda S., Szala J.: Podstawy obliczeń zmęczeniowych. Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa 1996.
- [26] Kocańda S.: Zmęczeniowe zniszczenie metali. Wydawnictwo Naukowo-Techniczne, Warszawa 1978.
- [27] Kukla S., Posiadała B., Przybylski J., Skalmierski B., Tomski L.: Statyka i dynamika trójczłonowego wysięgnika teleskopowego żurawia samochodowego. Materiały z V Konferencji nt. Rozwój

- podstaw budowy, eksploatacji i badań maszyn roboczych ciężkich – w tym budowlanych, Zakopane 1992, s. 269-274.
- [28] Kukła S., Posiadała B., Przybylski J., Tomski L.: Analiza wpływu parametrów geometrycznych na rozkład naprężeń w wysięgniku teleskopowym. Materiały z Konferencji pt. Rozwój i kierunki badań samojezdnych żurawi hydraulicznych, PIMB, MET, Warszawa 1994.
- [29] Lesiecki W.: Ładowanie urobku. Górnictwo t. 5, Wydawnictwo „Śląsk”, Katowice 1965.
- [30] Lubnauer W.A.: Analiza dynamiki belki wysięgnika żurawia podczas rozładunku sypkiego nosiwa. Systems: journal of transdisciplinary systems science. 2003, Vol. 8, No. sp., s. 357-364.
- [31] Łagoda T.: Energetyczne modele oceny trwałości zmęczeniowej materiałów konstrukcyjnych w warunkach jednoosiowych i wieloosiowych obciążeń losowych. Studia i Monografie z. 121, Oficyna Wydawnicza Politechniki Opolskiej, Opole 2001.
- [32] Łubiński M., Filipowicz A., Żółtowski W.: Konstrukcje metalowe. Część I, Wydanie drugie zmienione, Podstawy projektowania. Wydawnictwo Arkady, Warszawa 2000.
- [33] Michalczyk J.: Dynamika Maszyn Górniczych. Część I, Podstawy opisu zjawisk dynamicznych w maszynach. Skrypty uczelniane 1187, Wydawnictwo AGH, Kraków 1990
- [34] Mroziński S.: Wpływ danych materiałowych na wyniki obliczeń trwałości zmęczeniowej, Przegląd Mechaniczny nr 2/2005, s. 24-28.
- [35] MSC. Patran ver. 2004. Podręcznik użytkownika.
- [36] Pieczonka K.: Ładowarki łyżkowe, Wydawnictwo Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 1988.
- [37] Pikul M., Dzik M.: Ładowarka bocznie wysypująca ŁBT-1200EH/LS z wysięgnikiem teleskopowym. Maszyny Górnicze nr 88, 2001, s. 12-15.
- [38] Piszczek K., Walczak J.: Drgania w budowie maszyn. Państwowe Wydawnictwa Naukowe, Warszawa 1975.
- [39] Polska Norma PN-76/H-04325, Badania metali na zmęczenie – pojęcia podstawowe i ogólne wytyczne przygotowania próbek oraz przeprowadzenia prób.
- [40] Polska Norma PN-90/B-03200 Konstrukcje stalowe. Obliczenia statyczne i projektowanie.
- [41] Posiadała B.: Praca zbiorowa. Modelowanie i badania zjawisk dynamicznych wysięgników teleskopowych i żurawi samojezdnych. Wydawnictwo Naukowo-Techniczne Fundacja Książka Naukowo-Techniczna, Warszawa 2000.

- [42] Rakowski G., Kasprzyk Z.: Metoda elementów skończonych w mechanice konstrukcji. Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa 2005.
- [43] Reymer B. (redakcja): Mały poradnik mechanika. Tom I: Nauki Matematyczno-Fizyczne Materiałoznawstwo, Wydanie osiemnaste poprawione i uaktualnione, Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa 1951, 1984, 1988, 1994.
- [44] Roliński Z.: Zarys elektrycznej tensometrii oporowej. Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa 1963, Wydanie I.
- [45] Roliński Z.: Tensometria oporowa, Podstawy teoretyczne i przykłady zastosowań, Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa 1981.
- [46] Rusiński E., Moczko P., Karczewski K.: Przyczyny zniszczenia wysięgnika ładowarki pracującej w podziemnej kopalni miedzi. Przegląd Mechaniczny nr 2, 2006, s. 34-38.
- [47] Rusiński E., Moczko P., Karczewski K.: Numeryczno-doświadczalne prognozowanie trwałości elementów ustrojów nośnych maszyn. Transport Przemysłowy nr 4(14) 2003, s. 25-29.
- [48] Rusiński E., Moczko P.: Przyczyny uszkodzeń dźwigarów ramy podwozia koparki wielonaczyniowej. Przegląd Mechaniczny nr 4, 2002, s. 28-32.
- [49] Rusiński E., Smolnicki T., Czmochoński J.: Modernizacja zawieszenia wysięgnika zrzutowego w koparce SRs 2000. Przegląd Mechaniczny nr 6, 2004, s. 27-30.
- [50] Rusiński E.: Metoda elementów skończonych – system Cosmos/M. WKiŁ, Warszawa 1994.
- [51] Seweryn A., Buczyński A., Szusta J.: Modelowanie kumulacji uszkodzeń w zakresie złożonych obciążeń niskocyklowych. Cz. I: Model umocnienia materiału. Niezawodność i Eksploatacja nr 4, 2004, s. 37-40.
- [52] Seweryn A., Buczyński A., Szusta J.: Modelowanie kumulacji uszkodzeń w zakresie złożonych obciążeń niskocyklowych. Cz. II: Obliczanie trwałości zmęczeniowej. Niezawodność i Eksploatacja nr 4, 2004, s. 45-49.
- [53] Seweryn A.: Kumulacja uszkodzeń i pęknięć elementów konstrukcyjnych w złożonych stanach obciążenia. Wydawnictwo Politechniki Białostockiej, Białystok 1997.
- [54] Socha G.: Nowa metoda wczesnego wykrywania i monitorowania kumulacji zniszczenia zmęczeniowego stali konstrukcyjnych. Roz-

- prawa habilitacyjna, Lapromat – Monografie 1, Centrum Doskonałości LAPROMAT, Warszawa 2004.
- [55] Sochacki W., Tomski L.: Drgania swobodne układu zmiany wysięgu żurawia samochodowego. Problemy Maszyn Roboczych, z. 12, Warszawa 1998, s. 91-101.
- [56] Styburski W.: Przetworniki tensometryczne, Konstrukcja, Projektowanie, Użytkowanie, Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa 1976.
- [57] Szala J.: Badania zmęczeniowe materiałów i konstrukcji w Polsce. Przegląd Mechaniczny nr 1/2005, s. 40-46.
- [58] Tokarczyk J.: Praca doktorska. Metoda tworzenia wirtualnych prototypów na przykładzie maszyn górniczych. Gliwice 2006.
- [59] Wolny S. (redakcja): Wytrzymałość materiałów. Cz. IV UWNT, AGH, Kraków 2007.
- [60] Wolny S., Siemieniec A.: Wytrzymałość Materiałów. Cz. I Teoria. Zastosowanie. UWN-D AGH, Kraków. 2008.
- [61] www.dh-ms.com
- [62] www.tenmex.pl/
- [63] Zienkiewicz O.C., Taylor R.L., ZHU J.Z.: The Finite Element Method. Vol. 1: Its Basic & Fundamentals. Vol. 2: For Solid and structural mechanics. Sixth edition. Elsevier Butterworth – Heinemann, Oxford 2005.
- [64] Żyliński R., WYROBEK., Prostański D.: Ładowarka bocznie wysypująca ŁBT-1200EH/LS z wysięgnikiem teleskopowym – doświadczenia eksploatacyjne i kierunki modernizacji. Materiały na konferencję: „Górnictwo zrównoważonego rozwoju 2002”. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, Górnictwo, 2002, nr 255 s. 267-274.

Badania wytrzymałościowe konstrukcji wysięgnika teleskopowego ładowarki górniczej

Streszczenie

W pracy przedstawiono rozważania teoretyczne oraz opis eksperymentu na obiekcie rzeczywistym wykonane dla zespołu ładującego ładowarki górniczej bocznie wysypującej ŁBT-1200EH/LS-A. W ramach pracy dokonano identyfikacji obciążeń, działających na przedmiotowy zespół ładujący, powstających podczas przemieszczania odstrzelonego urobku na dalsze środki odstawy. Ponadto przeprowadzono analizę dynamiczną układu i wyznaczono współczynnik nadwyżki dynamicznej. Otrzymane wyniki obliczeń analitycznych wykorzystano w analizie wytrzymałościowej wykonanej przy użyciu metody elementów skończonych. Wyniki analizy MES zostały wykorzystane do określenia miejsc pomiaru odkształceń (naprężeń) podczas eksperymentu na obiekcie rzeczywistym. Przeprowadzone badania eksperymentalne pozwoliły na zweryfikowanie uproszczeń dokonanych w analizie statycznej, dynamicznej i wytrzymałościowej MES.

Efektem końcowym pracy było określenie trwałości zmęczeniowej aktualnie produkowanego wysięgnika teleskopowego oraz wytycznych precyzujących sposób modernizacji przedmiotowego wysięgnika pod kątem wydłużenia jego czasu bezawaryjnej pracy.

Strength tests of design of telescopic boom of mining loader

Abstract

Theoretical reflections and experiment on a real object conducted for loading system of mining ŁBT-1200EH/LS-A side-discharge loader were presented in the paper. Identification of loads, which impact the loading system during transportation of blasted run-of-mine for further transportation means, was carried out within the project. Moreover, dynamic analysis of the system was conducted and dynamic surplus index was determined. Obtained results of analytical calculations were used in strength analysis conducted with the use of Finite Elements Method (FEM). The results of FEM analysis were used to determine the points for deformations (stresses) measurements during experiment on a real object. Conducted experiments enabled to verify the simplifications made in static, dynamic and FEM strength analyses.

Determination of fatigue strength of currently manufactured telescopic boom as well as guidelines that specify the method of the boom modernization aiming at extension of its failure less operation, was the final result of the work.

