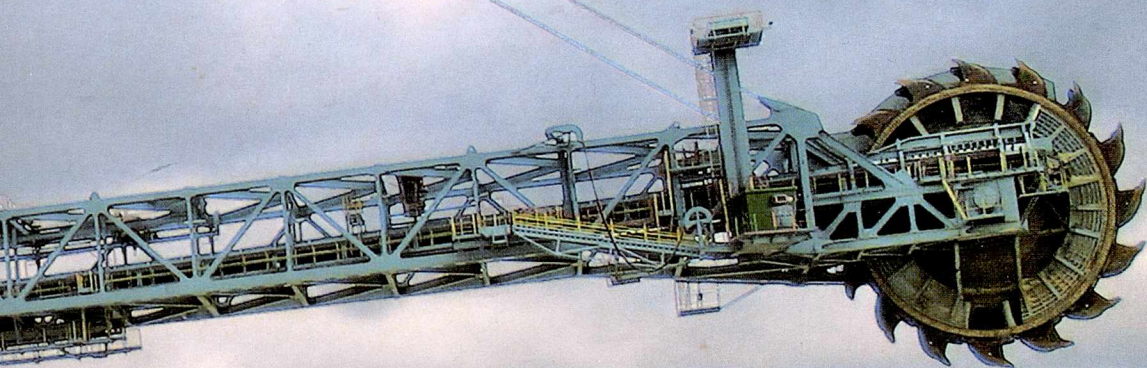


Biblioteka Główna i OINT
Politechniki Wrocławskiej



100100229049

Jerzy
Czmochowski



Identyfikacja
modeli modalnych
maszyn urabiających
w górnictwie
węgla brunatnego



Jerzy Czmochowski

**Identyfikacja modeli modalnych
maszyn urabiających
w górnictwie węgla brunatnego**



OFICyna WYDAWNICZA POLITECHNIKI WROCŁAWSKIEJ
WROCŁAW 2008

MS 145212

Recenzenci
Dionizy DUDEK
Józef JONAK

Opracowanie redakcyjne i korekta
Alina KACZAK

Projekt okładki
Zofia i Dariusz GODLEWSCY

Wszelkie prawa zastrzeżone. Żadna część niniejszej książki, zarówno w całości, jak i we fragmentach, nie może być reprodukowana w sposób elektroniczny, fotograficzny i inny bez zgody wydawcy.

© Copyright by Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2008

OFICyna WYDAWNICZA POLITECHNIKI WROCLAWSKIEJ
Wybrzeże Wyspiańskiego 27, 50-370 Wrocław
www.oficyna.pwr.wroc.pl
oficwyd@pwr.wroc.pl

ISBN 978-83-7493-380-3



336425 L/1

Drukarnia Oficyny Wydawniczej Politechniki Wrocławskiej, zam. 300/2008.

Pluc 2008/09 49/K

Spis rzeczy

Ważniejsze oznaczenia	5
1. Wprowadzenie	7
1.1. Przegląd literatury	8
1.2. Cel i układ pracy	10
2. Struktury przestrzenne ustrojów nośnych wielkogabarytowych maszyn urabiających	13
3. Źródła drgań i oddziaływań dynamicznych	19
3.1. Zmienne siły urabiania	19
3.2. Pomiar oporu kopania	27
3.3. Inne źródła drgań	29
3.4. Skutki drgań i oddziaływań dynamicznych	35
4. Metodyka analizy dynamicznej maszyn urabiających górnictwa odkrywkowego	37
4.1. Model modalny MES	39
4.2. Model modalny z pomiarów drgań obiektu	44
5. Identyfikacja modelu modalnego	47
5.1. Eksperymentalna analiza modalna	47
5.2. Eksploatacyjna analiza modalna	54
5.3. Kryteria zgodności modeli modalnych układów mechanicznych	57
6. Modele dyskretne maszyn górnictwa odkrywkowego	59
6.1. Zredukowane modele belkowe	59
6.2. Modele belkowe	60
6.3. Modele dyskretne powłokowo-belkowe	62
6.4. Dyskretne modele powłokowe	62
7. Eksperymentalna analiza modalna drgań wieloczerpakowej koparki kołowej	73
7.1. Układ pomiarowy	73
7.2. Skalowanie torów pomiarowych	73
7.3. Analiza modalna drgań wysięgnika urabiającego podczas pracy	86
7.4. Analiza modalna drgań wysięgnicy koparki wieloczerpakowej	94
7.4.1. Pomiar przemieszczeń poprzecznych i skrętnych	95
7.4.2. Analiza częstotliwości drgań wysięgnicy i masztu tylnego	98
8. Numeryczna analiza modalna drgań nadwozia wieloczerpakowej koparki kołowej	101
8.1. Model MES nadwozia koparki wieloczerpakowej	101
8.2. Numeryczna analiza modalna drgań nadwozia koparki wieloczerpakowej	102
8.3. Dostosowanie modelu modalnego MES do modelu z badań	106
8.4. Analiza dynamiczna MES od zmiennych sił urabiania	112
8.5. Analiza odpowiedzi dynamicznej od obciążeń impulsowych podczas urabiania	114
8.6. Analiza dynamiczna odpowiedzi podczas rozruchu i hamowania jazdy	117
8.7. Analiza odpowiedzi dynamicznej od rozruchu obrotu nadwozia	122

9. Zastosowanie metodyki analizy dynamicznej maszyn urabiających	125
9.1. Modyfikacja właściwości dynamicznych wysięgnicy	125
9.2. Analiza dynamiczna na etapie projektu nowej koparki	130
10. Wnioski	137
10.1. Stan wiedzy	137
10.2. Metodyka badawcza	138
10.3. Wnioski ogólne	138
10.4. Kierunki dalszych badań	139
Literatura	141
Wykaz norm	147

Ważniejsze oznaczenia

Symbole specjalne

$(\dot{})$ symbol różniczkowania względem czasu

Wielkości skalarne

E, G	moduł sprężystości podłużnej Younga i poprzecznej Kirchhoffa
ρ	gęstość
ω	częstość drgań
f	częstotliwość drgań
ζ	bezwymiarowy współczynnik tłumienia
λ	wartość własna
t	czas
T	okres drgań
k_A	jednostkowy powierzchniowy opór kopania
k_L	jednostkowy liniowy opór kopania
F	siła obwodowa kopania
F_b	siła boczna kopania
D	średnica zewnętrzna koła czerpakowego
R	odległość od środka koła czerpakowego do osi obrotu nadwozia
φ_i	kąt określający położenie czerpaka
G_u	ciężar urobku
ρ_u	gęstość urobku
k_s	współczynnik spulchnienia gruntu
μ	współczynnik tarcia
s	zmienna zespolona $s = j\omega$

Wektory (macierze kolumnowe)

f	wektor sił
u	wektor przemieszczeń
$x, \dot{x}, \ddot{x}$	wektor przemieszczeń, prędkości i przyspieszeń
ε	wektor składowych tensora odkształceń
σ	wektor składowych tensora naprężeń

Macierze

K	macierz sztywności
C	macierz tłumienia
M	macierz bezwładności
H	macierz przejścia
Z_{ad}	macierz dołączona macierzy Z
Φ	macierz modalna, której kolumny są postaciami drgań własnych odpowiadających danej częstości własnej
Ψ_r	wektor własny, wektor modalny, postać drgań

1. Wprowadzenie

W górnictwie odkrywkowym węgla brunatnego w procesie urabiania stosuje się wieloczerpakowe koparki kołowe i łańcuchowe. Maszyny te charakteryzują się dużą wysokością i rozciągłością dochodzącą do kilkudziesięciu metrów, a w niektórych przypadkach ponad 100 metrów. W projektowaniu tych maszyn istotnego znaczenia nabiera sposób dobierania wymiarów przekrojów zapewniających dużą trwałość maszyny i bezpieczeństwo pracy. W wymiarowaniu elementów ustroju nośnego szczególne znaczenie mają nie tylko właściwości statyczne, ale i dynamiczne omawianych maszyn. W polskim górnictwie węgla brunatnego w procesie urabiania powszechnie stosowane są wieloczerpakowe koparki kołowe. W stosunku do innych maszyn, takich jak: zwałowarki, ładowarko-zwałowarki i ładowarki są to maszyny najbardziej obciążone dynamicznie. W związku z tym w pracy skupiono się na identyfikacji modeli modalnych wieloczerpakowych koparek kołowych.

Właściwości dynamiczne maszyn są jednym z podstawowych kryteriów stosowanych w projektowaniu układów mechanicznych. Są istotne ze względu na to, że mają bezpośredni wpływ na drgania ustroju, emitowanie hałasu, wytrzymałość zmęczeniową, stabilność i sterowalność układów mechanicznych. Analizę właściwości dynamicznych obecnie najczęściej wykonuje się za pomocą badania zachowań modelu metodą elementów skończonych ustroju nośnego. Poprawność analizy zależy od zgodności zachowań modelu i obiektu dla tego samego rodzaju wymuszenia drgań. Sposób modelowania oraz sama metoda daje wyniki przybliżone. Dlatego wymagają one odpowiedniego dostrojenia do wartości zmierzonych na rzeczywistym obiekcie. Na podstawie modelu strukturalnego wyznaczany jest model modalny, który jest zbiorem częstości drgań własnych i odpowiadających im postaci drgań. Model ten umożliwia zbadanie zachowania się ustroju nośnego poddanego dowolnemu zmiennemu obciążeniu. Analizą modalną można w dalszym etapie poprawiać właściwości dynamiczne ustroju w celu minimalizacji rozprzestrzeniania się niekorzystnych drgań.

W symulacjach komputerowych metodą elementów skończonych napotykamy trudności w ocenie oddziaływań dynamicznych. Według aktualnych norm [1, 3, 10, 29] odnoszących się do obliczeń konstrukcji stalowych, dźwignic i maszyn górnictwa odkrywkowego, efekty dynamiczne uwzględnia się w postaci statycznych obciążeń zastępczych określonych przez zestaw współczynników w odniesieniu do obciążeń stałych. Na pod-

stawie ustaleń normatywnych nie można ocenić czy projektowany ustrój nośny znajduje się w obszarze drgań rezonansowych.

W pracy podjęto próbę opracowania metodyki do oceny efektów dynamicznych dotyczących zarówno wymuszenia, jak i samego modelu, wykorzystując do tego symulacje komputerowe i badania doświadczalne. Badania eksperymentalne posłużyły do oceny rzeczywistych oddziaływań, przyczyn drgań oraz właściwości dynamicznych samego ustroju nośnego maszyny.

1.1. Przegląd literatury

W klasycznej teorii drgań rozważane są drgania układu o jednym stopniu swobody, układu o wielu stopniach swobody oraz układów o ciągłym rozkładzie mas. Maszyna robocza jest układem o złożonej strukturze, w której można wyróżnić elementy, zespoły o ciągłym rozkładzie mas połączonych więzami obrotowymi, sprężystymi i inne.

Drgania maszyn, dynamika maszyn, dynamika konstrukcji mechanicznych są przedmiotem wielu monografii zarówno od strony samej teorii, jak i zastosowań praktycznych. Prace te mają często charakter ogólny [15, 44, 46, 48, 50, 59, 67, 86, 87, 94] lub ukierunkowane są na pewien typ maszyn [10]. Rozważania drgań mają swoje źródło w teorii drgań ciała stałego [60, 88], dynamice układów materialnych [76, 139] czy też dynamice budowli [74, 85]. Ze względu na losowy charakter obciążeń maszyn roboczych szeroko rozwinęły się metody stochastycznej dynamiki konstrukcji [83, 124]. Część prac ukierunkowana została na specyficzny rodzaj obciążeń, np. na obciążenia o charakterze impulsowym czy uderowym [49, 138] lub określony typ ustroju nośnego [145].

Nieodłączną właściwością ustrojów nośnych maszyn jest zdolność do tłumienia drgań. Opis samego zjawiska oraz jego źródeł zawsze sprawiał trudności. Źródła i sposoby tłumienia drgań opisano szeroko w publikacjach [127, 146].

Do weryfikacji modeli numerycznych oraz identyfikacji obciążeń stosuje się metody eksperymentalnej analizy modalnej [62, 63, 71, 77, 133, 134]. Wiele praktycznych metod dotyczących badań maszyn górnictwa odkrywkowego można znaleźć w pracach [2, 36, 38]. Nieodłączną częścią eksperymentalnych metod jest analiza sygnałów [8, 121], akwizycja sygnałów [34], estymacja parametrów modalnych [12]. Obecnie znajduje zastosowanie tzw. eksploatacyjna analiza modalna [132], która umożliwia zbadanie właściwości dynamicznych ustroju mechanicznego tylko na podstawie analizy odpowiedzi dynamicznych rejestrowanych podczas pracy maszyny.

Źródłem drgań maszyn roboczych są drgania wywołane procesem urabiania. Oddziaływanie organu urabiającego w procesie kopania powoduje powstawanie zmiennych sił [11, 91, 92, 95, 96, 117, 118, 122, 123, 128] wynikających zarówno z samego sposobu urabiania, jak i niejednorodnej struktury urabianego materiału.

Nieodłącznym problemem podczas urabiania są oddziaływania dynamiczne na układ napędowy, jak również dynamika samego układu napędowego [9, 117–119, 136], sposobu

modelowania i analizy układów napędowych koła czerpakowego [40, 55, 56, 65, 105, 108, 112, 113, 115], obciążeń elementów napędowych koła czerpakowego [140, 142], badania mechatronicznego układu napędowego [125, 126], badania pod kątem zabezpieczenia przed przeciążeniem [119].

W celu zbadania dynamiki ustroju nośnego maszyny mają zastosowanie różne metody modelowania [89, 97, 125, 129, 142, 143], identyfikacji modeli układów mechanicznych [45, 57, 72, 93, 135].

Najszerze zastosowanie w modelowaniu złożonych struktur nośnych maszyn znalazła metoda elementów skończonych [98, 101, 106, 116, 147], umożliwiającą przeprowadzenie dowolnych analiz dynamicznych [52, 54, 68–70, 80]. Odnośnie do maszyn górnictwa odkrywkowego (sposoby tworzenia modeli MES i analiz modalnych) powstało kilka opracowań skupionych na wybranych zespołach, jak analizy wysięgników zrzutowych [17, 18], wysięgnika koła urabiającego [22, 23, 25] czy całego nadwozia lub całej koparki [19, 21, 26, 27, 30, 58, 107]. Obecnie analizy dynamiczne prowadzi się na złożonych modelach MES wykonywanych na potrzeby analiz wytrzymałościowych (statycznych) [24, 102, 104, 110, 111]. Modele te wykorzystywane są później do analiz dynamicznych.

Pełna analiza dynamiczna może być wykonana nie tylko na podstawie modeli MES, ale powinna być skonfrontowana z badaniami eksperymentalnymi. Dlatego w stosunku do już pracujących maszyn stosowane są metody numeryczno-doświadczalne analizy drgań [20, 28, 29, 103]. Eksperyment jest podstawą weryfikacji modeli MES. Opracowano różne kryteria oceny tych modeli w procesie dostrajania modeli MES [41–43, 81, 114, 120, 131].

Analiza dynamiczna, analiza drgań ma zastosowanie również w diagnostyce stanów awaryjnych, zużycia elementów układów napędowych lub ustrojów nośnych maszyn [1, 7, 66, 148].

Jednym ze skutków drgań jest niekorzystne oddziaływanie nie tylko na trwałość ustroju nośnego, ale również na komfort pracy obsługi. W celu ograniczenia tych niekorzystnych oddziaływań stosuje się różne metody izolacji, tłumienia drgań [47, 127, 144]. W przypadku maszyn górnictwa odkrywkowego badania takie przyczyniły się do poprawy komfortu pracy obsługi koparek [16, 109, 75, 100].

Metody numeryczne MES w połączeniu z badaniami na obiekcie pozwalają prognozować trwałość zmęzeniową, która jest nieodłącznie związana z obciążeniami zmiennymi [78, 79, 82]. Większość maszyn górnictwa odkrywkowego eksploatowanych w naszych kopalniach legitymuje się stażem przekraczającym 35 lat, w związku z tym pojawił się problem oceny ich stanu technicznego i przewidywania dalszego okresu eksploatacji [37].

Do oddziaływań dynamicznych, mających destrukcyjny charakter, zaliczamy również obciążenia uderowe, które w skrajnych sytuacjach prowadzą do zniszczenia całego zespołu lub w przypadku maszyn górnictwa odkrywkowego do katastrofy [6, 7].

W wymiarowaniu elementów ustroju nośnego, jak już wspomniano, zastosowanie mają odpowiednie normy, które w sposób uproszczony ujmują oddziaływania dynamiczne. Kil-

ka zagadnień praktycznych można znaleźć w monografiach dotyczących maszyn górnictwa odkrywkowego [51, 99, 64, 90, 39].

1.2. Cel i układ pracy

Obecnie analizy dynamiczne wykonuje się za pomocą modeli opartych na metodzie elementów skończonych. Wyniki otrzymane na bazie tych modeli ze względu na złożoność zjawisk często odbiegają od wartości otrzymywanych z badań prowadzonych na obiekcie. Problemem pozostaje więc sposób modelowania i zasady dostrajania parametrów modelu do wyników otrzymanych z badań. Metodami doświadczalnymi w prosty sposób można określić podstawowe częstotliwości drgań, natomiast więcej problemów stwarza określenie postaci drgań odpowiadających danej częstotliwości. W ocenie modelu numerycznego MES w procesie dostrajania istotne znaczenie ma nie tylko zgodność częstotliwości drgań, ale i postać drgań. W pracy przeprowadzono analizę źródeł rozbieżności modelu MES i modelu modalnego otrzymanego z badań. Dobrze opracowany model MES, zgodny z badaniami doświadczalnymi, może być podstawą do szacowania efektów dynamicznych pojawiających się w wyniku drgań ustroju nośnego maszyny, a później – w razie potrzeby – może być zastosowany do modyfikacji ustroju w celu poprawienia właściwości dynamicznych.

Przedstawiono postacie (struktury) maszyn podstawowych stosowanych w krajowych i zagranicznych kopalniach odkrywkowych (rozdz. 2). Zwrócono uwagę na sylwetki tych maszyn, struktury kratownicowe, ramowe i powłokowe.

Źródła drgań i oddziaływań o charakterze dynamicznym występujące w maszynach górnictwa odkrywkowego opisano w rozdz. 3, w tym wieloczerpakowych koparek kołowych.

W rozdziale czwartym scharakteryzowano metodykę zaproponowaną przez autora do analizy drgań maszyn urabiających górnictwa odkrywkowego.

Scharakteryzowano sposoby identyfikacji modelu modalnego na podstawie badań na obiekcie (rozdz. 5).

Sposoby modelowania ustrojów nośnych maszyn podstawowych do analiz dynamicznych opisano w rozdziale 6. Skupiono się na modelach prętowych i powłokowo-prętowych. Omówiono sposoby dyskretyzacji i ich wpływ na wyniki analiz dynamicznych.

Na przykładzie jednej z eksploatowanych koparek zaprezentowano procedurę przeprowadzania pomiarów w celu opisu modelu modalnego poszczególnych zespołów oraz całego nadwozia (rozdz. 7).

W rozdziale ósmym przedstawiono sposób modelowania złożonej struktury nadwozia wieloczerpakowej koparki kołowej, a następnie numeryczną analizę modalną. Po dostrojeniu modelu do wartości otrzymanych z badań eksperymentalnych przeprowadzono analizę odpowiedzi na obciążenia impulsowe odpowiadające procesowi skalowania. Następnie wykonano analizę dynamiczną odpowiedzi od obciążeń pojawiających się w stanach nieustalonych, tj. podczas rozruchu i hamowania jazdy oraz podczas rozruchu obrotu nadwozia.

W dziewiątym rozdziale pokazano analizę numeryczno-doświadczalną drgań wysięgnicy wieloczerpakowej koparki kołowej oraz pokazano sposób analizy dynamicznej koparki wieloczerpakowej na etapie projektu.

Celem badań było opracowanie metodyki identyfikacji wymuszeń i odpowiedzi dynamicznych w ustrojach nośnych maszyn urabiających stosowanych w górnictwie odkrywkowym węgla brunatnego. W tym celu podano zasady tworzenia modeli MES do analiz dynamiki tych maszyn oraz zasady modelowania obciążeń dynamicznych. W procesie dostrajania podano sposoby identyfikacji źródeł rozbieżności modeli MES z modelami otrzymanymi z badań.

2. Struktury przestrzenne ustrojów nośnych wielkogabarytowych maszyn urabiających

Wśród maszyn urabiających występują maszyny o znacznych wymiarach, tzn. rozpiętości kilkudziesięciu metrów (a w niektórych przypadkach ponad 100 metrów) i o masie kilku tysięcy ton. Maszyny te zazwyczaj nazywa się maszynami wielkogabarytowymi. Tak duże maszyny stosuje się w górnictwie węgla brunatnego. Maszyny urabiające stosowane w górnictwie odkrywkowym są największymi samojezdnymi maszynami produkowanymi na Ziemi [51, 39]. Maszyny te są wyposażane w napędy o ogromnych mocach, np. napęd koła czerpakowego największych maszyn składa się z czterech silników elektrycznych o mocy 4×800 kW. Tego typu maszyny wykonuje się jednostkowo na indywidualne zamówienia.

Projektowanie tak specyficznych maszyn stawia przed konstruktorami ogromne wyzwania, zwłaszcza jeśli chodzi o konstrukcję i analizę wytrzymałościową ustrojów nośnych. Spośród wielu problemów, z jakimi spotyka się konstruktor podczas ich projektowania, szczególnie trudny, a zarazem ciekawy jest problem kształtowania stalowego ustroju nośnego nadwozia – części niezwykle odpowiedzialnej, przenoszącej ogromne siły pochodzące od członów urabiających, a także znacznych sił masowych od przemieszczanych podzespołów.

W ocenie efektów dynamicznych koparek istotne znaczenie ma zarówno globalna, jak i lokalna struktura ustroju nośnego. W konstrukcjach tych występują z jednej strony długie wykratowane wysięgniki do organów urabiających i transportujących urobek (wysięgniki koła czerpakowego), a z drugiej strony wysięgniki przeciwcieżaru. Wysięgnik koła czerpakowego ze względu na funkcje zwodzenia mocowany jest przegubowo do platformy nadwozia, natomiast wysięgnik przeciwwagi jest mocowany przegubowo lub na stałe do platformy. Aby odpowiednio rozłożyć obciążenia od masy wysięgnika koła czerpakowego i przeciwwagi, wprowadza się w środkowej części maszty lub wysięgnice (rys. 2.1÷2.4).

Koparka jest maszyną przeznaczoną do urabiania nadkładu lub złoża. Zasadniczym typem koparek stosowanym w górnictwie odkrywkowym są koparki jedno- i wielonaczyniowe. Dominującym typem w świecie są koparki jednonaczyniowe (łyżkowe) – o ogromnych pojemnościach łyżek – współpracujące z transportem samochodowym.



Rys. 2.1. Jedna z największych koparek nadkładowych eksploatowanych w Polsce – SchRs 4600.50



Rys. 2.2. Uniwersalna węglowo-nadkładowa koparka kołowa SRs 2000



Rys. 2.3. Koparka kołowa z wysuwным wysięgnikiem koła czerpakowego



Rys. 2.4. Konstrukcja ramowo-kratowa nadwozia z dodatkowym masztem w celu poprawienia dynamiki nadwozia

W górnictwie odkrywkowym węgla brunatnego ze względu na niską cenę węgla, nieznaczną głębokość zalegania i rozległość złóż, stosuje się koparki wieloczerpakowe.

Koparka spełnia dwie podstawowe funkcje: urabianie oraz załadunek urobku na następne urządzenia i pracujące maszyny w ciągu technologicznym.

W zależności od rodzaju zespołu urabiającego można wyróżnić dwie grupy koparek:

- wieloczerpakowe kołowe (rys. 2.1÷2.4),
- wieloczerpakowe łańcuchowe (rys. 2.5).



Rys. 2.5. Koparka łańcuchowa (Rs-560 – BOT KWB Turów)

W dalszych rozważaniach ograniczono się do wieloczerpakowych koparek kołowych.

Stosuje się różne klasyfikacje koparek ze względu na ich możliwości ruchowe, wyposażenie itp. W przypadku koparek kołowych często wygodnie jest przyjąć uproszczony podział koparek na klasy różniące się wielkością i strukturą nadwozia. Wówczas można wyróżnić:

- koparki o pełnej geometrii (duże) (rys. 2.1, 2.4),
- koparki klasy C (średniej wielkości) (rys. 2.6),
- koparki kompaktowe (małe) (rys. 2.7).

W dużych koparkach kołowych z mostem przeładunkowym dźwigar pierścieniowy nadwozia jest zintegrowany, w wielu węzłach mniej więcej równomiernie rozłożonych po obwodzie, ze sztywną ramą środkowej części nadwozia. Zapewniona jest wówczas duża sztywność giętą dźwigara.

Koparka klasy C oraz koparka kompaktowa mają zazwyczaj wysięgnik zrzutowy, który może obracać się niezależnie względem nadwozia (odchyłać się od pionowej płaszczyzny symetrii wysięgnika koła urabiającego – przeciwwaga). Różnią się one między sobą miejscem umieszczenia przeciwwagi.

W koparkach kołowych klasy C wysyp urobku odbywa się przez wysięgnik zrzutowy ułożyskowany na dźwigarze pierścieniowym nadwozia. Efektem tego jest niekorzystne ukształtowanie części środkowej nadwozia, powodujące wysunięcie pylonów na zewnątrz

a)



b)



Rys. 2.6. Koparki klasy C: a) KWK-910, b) SchRs 4600.30



Rys. 2.7. Koparka kompaktowa SRs 401

dźwigara pierścieniowego. W tym przypadku obciążenia działające od nadwozia (z wyjątkiem części obciążeń od wysięgnika zrzutowego) działają na dźwigar pierścieniowy jednostronnie, powodując silne zginanie dźwigara pierścieniowego i bardzo niekorzystne obciążanie łożyska. W koparkach klasy C sztywność konstrukcji wsporczej łożyska od strony nadwozia jest większa niż sztywność ramy portalowej podwozia. Wysięgnik zrzutowy musi zmieniać swoje położenie, niekorzystnie wpływając na położenie środka ciężkości nadwozia. Istotny jest także sposób podparcia wysięgnika urabiającego siłownikami hydraulicznymi, działającymi na małym ramieniu, przez co w nadwozie wprowadzana jest duża siła pozioma.

W koparkach kompaktowych wysięgnik przeciwwagi, odmiennie niż w koparkach klasy C, jest umocowany nie do pylonów, lecz do platformy nadwozia. Różnice w postaci nadwozia: w geometrii i rozkładzie sił, skutkują różnymi postaciami deformacji nadwozia.

3. Źródła drgań i oddziaływań dynamicznych

Maszyny podstawowe górnictwa odkrywkowego są poddawane różnym obciążeniom o charakterze dynamicznym. Wśród tych obciążeń można wymienić między innymi:

- zmienne siły urabiania (okresowe i o charakterze udarowym),
- stany nieustalone podczas rozruchu i hamowania mechanizmu jazdy, zwodzenia, obrotu nadwozia, obrotu wysięgnika zrzutowego i napędu taśmy przenośnika,
- niewyważone obracające się elementy,
- drgania urobku na przenośnikach,
- uderzenia urobku w punktach przeładowniczych.

3.1. Zmienne siły urabiania

Ruch czerpaka jest ruchem złożonym wynikającym z obrotu nadwozia i obrotu koła czerpakowego. Podczas urabiania na czerpak działają siły, które można rozłożyć na trzy składowe (rys. 3.1) [91, 92]:

- siłę obwodową F_s , styczną w płaszczyźnie koła,
- siłę poziomą F_b , siłę boczną, prostopadłą do płaszczyzny koła,
- siłę normalną F_p , promieniową, zwaną siłą oporu.

Na całkowity opór kopania wpływają następujące składowe [91, 92]:

$$F_k = F_o + F_n + F_t + F_h \quad (3.1)$$

- gdzie: F_o – opór odspajania skiby,
 F_n – opór napełniania czerpaka urobkiem,
 F_t – opór tarcia urobku w kołach komorowych i bezkomorowych,
 F_h – opór wynikający z podnoszenia urobku.

Opór odspajania dla jednego czerpaka można określić z zależności:

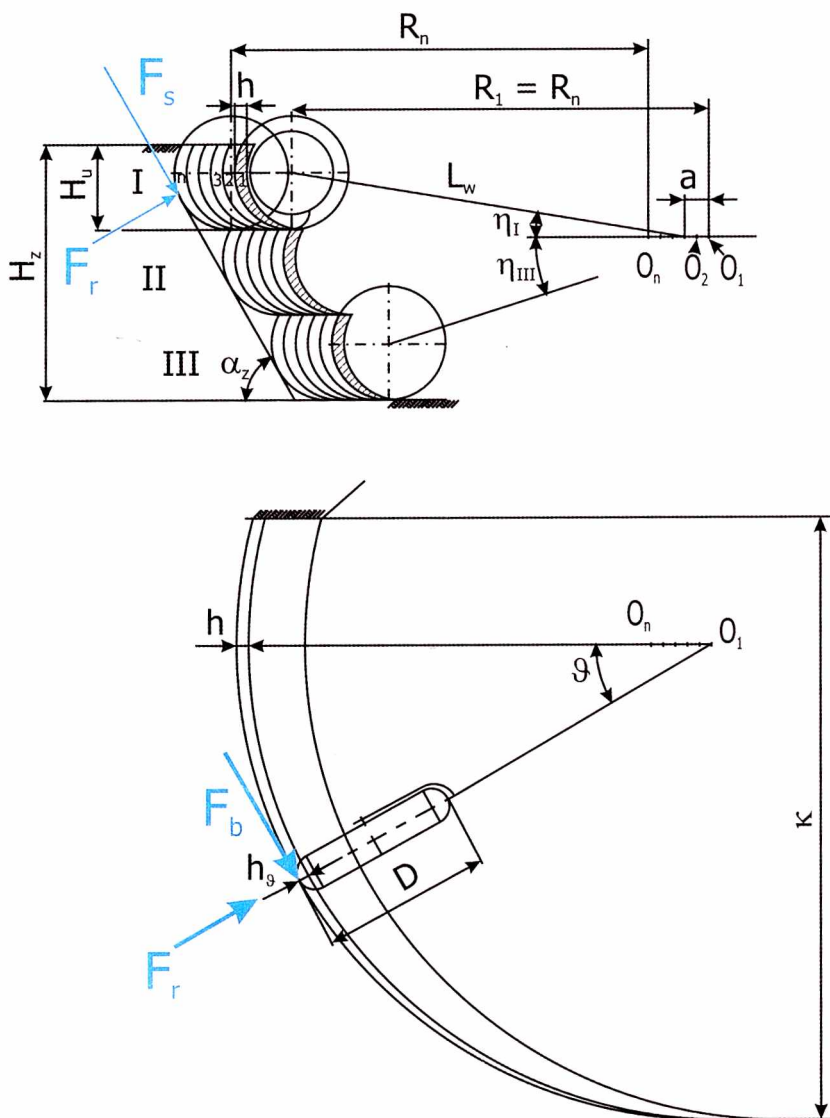
$$F_{oi} = b_{\varphi i} h_{\varphi i} k_A k_Z \cos \varepsilon_i \quad (3.2)$$

lub

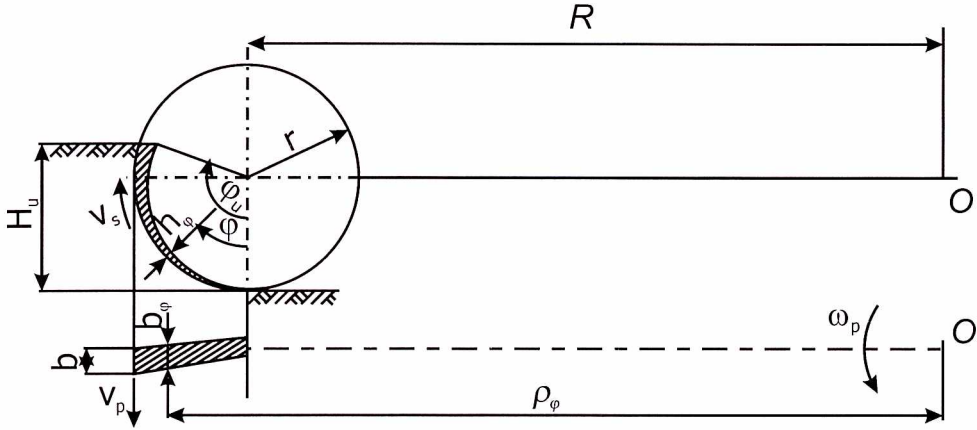
$$F_{oi} = (b_{\varphi i} \cos \varepsilon_i + h_{\varphi i} k_K) k_L k_Z \quad (3.3)$$

gdzie: $b_{\varphi i}$ i $h_{\varphi i}$ – szerokość i grubość skiby (rys. 3.2),

- k_A – jednostkowy powierzchniowy opór kopania, zależy przede wszystkim od rodzaju urabianego gruntu; grunty nadające się do urabiania naczyniami maszyn roboczych podzielono na sześć kategorii [11, 91],
- k_Z – współczynnik uwzględniający stopień ostrzy skrawających ($k_z > 1$),
- k_L – jednostkowy liniowy opór kopania,



Rys. 3.1. Schemat urabiania skarpy wielonaczyniową koparką kołową bez wysuwu wysięgnika [91]



Rys. 3.2. Wymiary skiby w czasie urabiania kołem czerpakowym

k_K – współczynnik uwzględniający kształt krawędzi tnącej, zależy od promienia zaokrąglenia między ścianami naczynia i od kąta między tymi ścianami [91],

ε_i – kąt nachylenia skiby w stosunku do płaszczyzny koła,

$$\varepsilon_i = \arctg \frac{\omega_p \left(R + \frac{D}{2} \sin \varphi_i \right)}{v_s} \quad (3.4)$$

ω_p – prędkość kątowa wysięgnika z kołem,

R – odległość od środka koła czerpakowego do osi obrotu zespołu roboczego,

D – średnica zewnętrzna koła czerpakowego,

φ_i – kąt określający chwilowe położenie czerpaka,

v_s – prędkość obwodowa koła, tzn. prędkość odspajania wióra.

Całkowity opór odspajania F_{oc} jest sumą oporów odspajania czerpaków znajdujących się w obrębie kąta urabiania φ_u

$$F_{oc} = \sum_{i=1}^{i=z_u} F_{oi} \quad (3.5)$$

gdzie: z_u – liczba aktualnie pracujących czerpaków, tj. znajdujących się w obrębie kąta urabiania φ_u ,

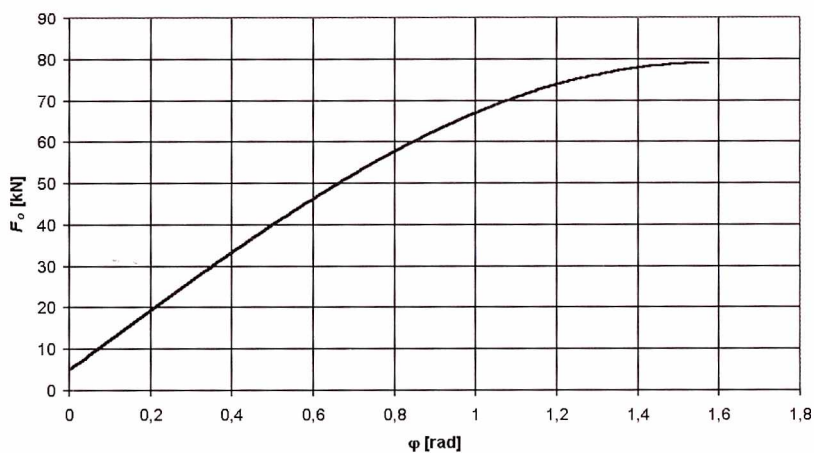
Opór odspajania możemy rozłożyć na składową styczną i normalną w płaszczyźnie koła czerpakowego oraz na składową prostopadłą do płaszczyzny koła:

$$F_{ok} = F_{oc} \cos \varepsilon_{sr} \quad (3.6)$$

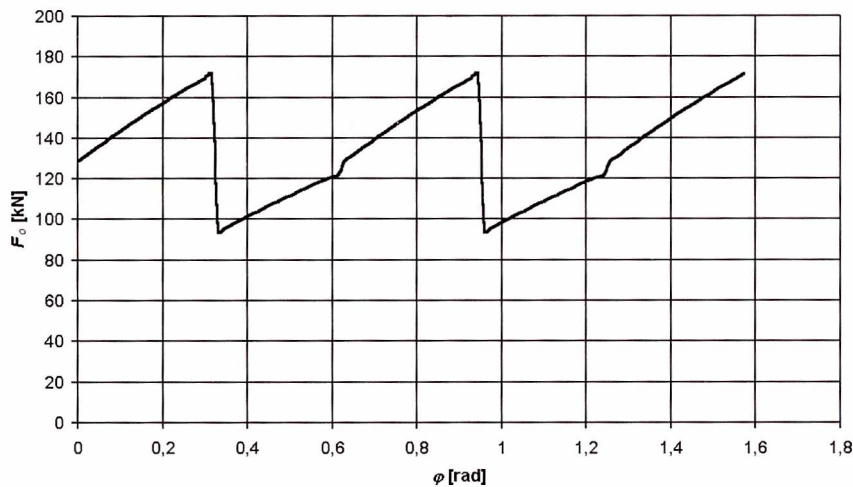
$$F_{ob} = F_{oc} \sin \varepsilon_{\dot{s}r} \quad (3.7)$$

gdzie

$$\varepsilon_{\dot{s}r} = \frac{\sum_{i=1}^{i=z_u+1} \varepsilon_i}{z_u + 1} \quad (3.8)$$



Rys. 3.3. Opór odpajania jednego czepaka w funkcji kąta obrotu koła czepakowego



Rys. 3.4. Całkowity opór odpajania w funkcji kąta obrotu koła czepakowego

Przykładowy wykres dla koparki KWK 1200M oporu odspajania jednego czerpaka w funkcji kąta φ pokazano na rys. 3.3, a sumaryczny czerpaków znajdujących się w obrębie kąta urabiania φ_u na rys. 3.4.

Opór napelniania jest procesem złożonym. Wynika z przemieszczania się urobku wewnątrz czerpaka. Opór ten określany jest w zależności od zawartości urobku w czerpaku i kąta jego nachylenia do poziomu, w tym przypadku wyrażonego kątem φ . Opór ten jest największy w początkowej fazie kiedy czerpak przesuwa się niemal poziomo ($\varphi = 0$) i w końcowej fazie φ , kiedy następuje piętrzenie urobku w czerpaku:

$$F_{n\varphi} = k_o G_{u\varphi} \cos \varphi \quad (3.9)$$

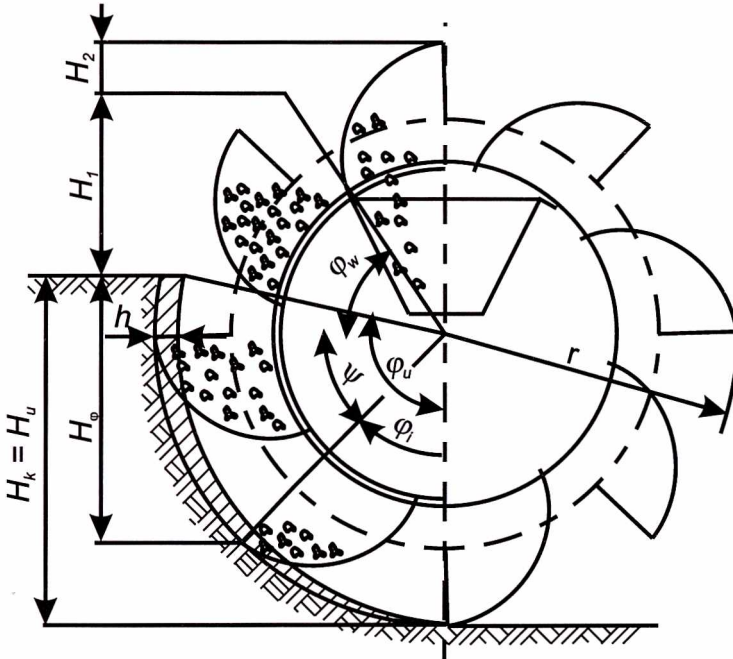
gdzie: k_o – współczynnik oporu napelniania ($k_o = 0,4 \div 0,5$),

$G_{u\varphi}$ – ciężar urobku zawartego w czerpaku w położeniu określonym kątem φ ,

$$G_{u\varphi} = \rho_u g k_s \int_{\varphi_o}^{\varphi} r b_{\varphi} h_{\varphi} d\varphi \quad (3.10)$$

k_s – współczynnik spulchnienia gruntu w czerpaku,

ρ_u – gęstość usypowa urobku.

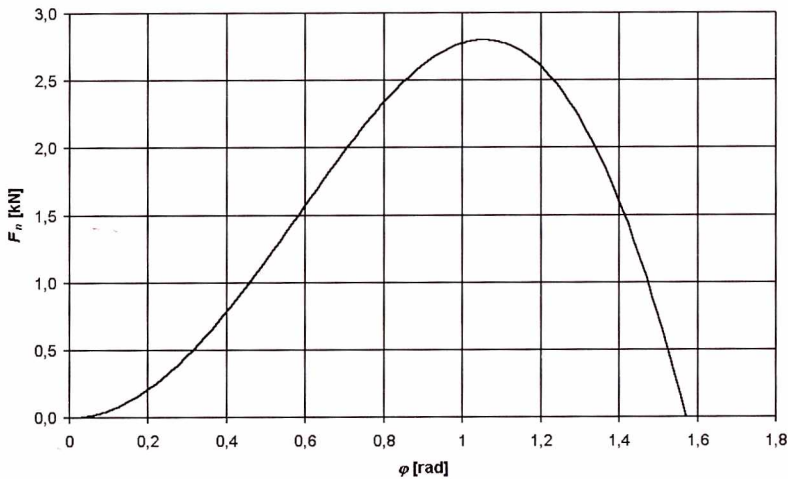


Rys. 3.5. Parametry koła wieloczerpakowego podczas urabiania

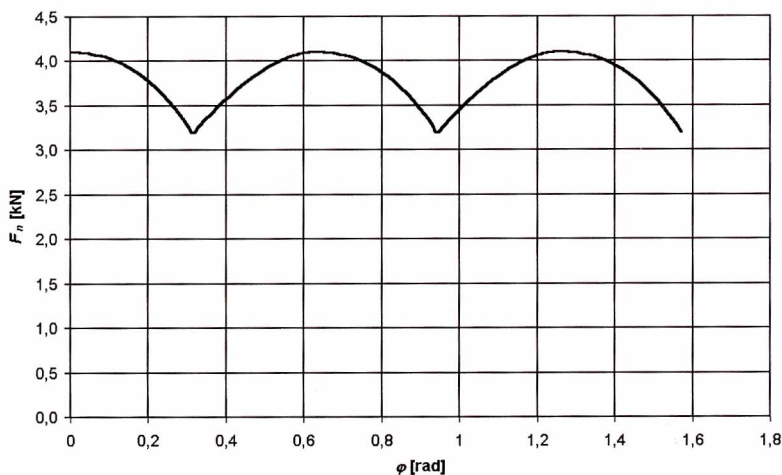
Całkowity opór napełniania jest sumą oporów napełniania czepaków znajdujących się w obrębie kąta urabiania φ_u (rys. 3.5). Podobnie jak poprzednio, siłę tę możemy rozłożyć na składową styczną w płaszczyźnie koła czepakowego i na składową prostopadłą do płaszczyzny koła.

Przykładowy wykres, dla koparki KWK 1200M, oporu napełniania w funkcji kąta obrotu koła czepakowego pokazano na rys. 3.6, a całkowitego oporu napełniania pokazano na rys. 3.7. Opór ten liczbowo stanowi niewielki procent pozostałych oporów.

Opór tarcia F_t jest szczególnie istotny w kołach bezkomorowych, kiedy występuje tarcie urobku po nieruchomym zamku pierścienia. Opór ten jest największy od końca fazy odpajania do zakończenia wysypu, czyli w sumie na obwodzie koła $\Theta = 2\varphi_w$ (rys. 3.5).



Rys. 3.6. Opór napełniania jednego czepaka w funkcji kąta obrotu koła czepakowego



Rys. 3.7. Całkowity opór napełniania w funkcji kąta obrotu koła czepakowego

Całkowity opór tarcia zredukowany na obwód koła można wyznaczyć z zależności:

$$F_t = z_t V_n k_n \rho_u g k_p \mu_z \frac{r_w}{r} \quad (3.11)$$

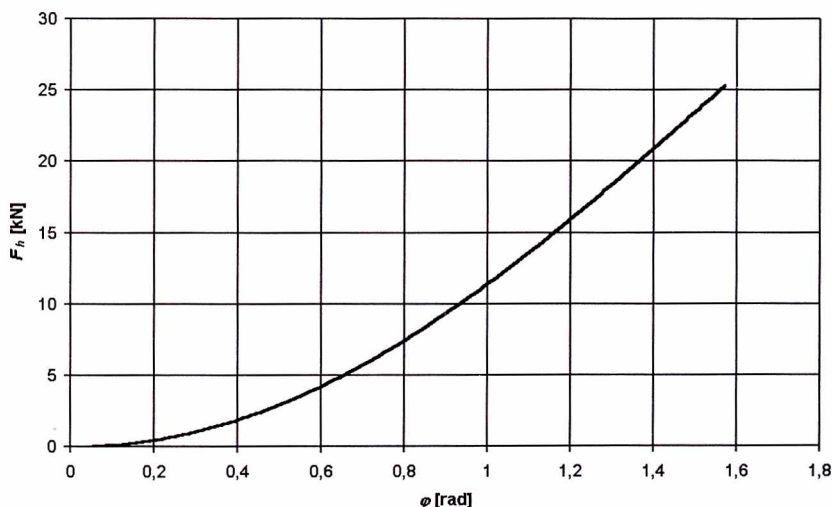
gdzie: r_w – promień dna komory pierścieniowej,
 k_p – współczynnik uwzględniający napór urobku na zamek pierścienia, $k_p = 0,15 \div 0,25$,
 μ_z – współczynnik tarcia urobku o ścianki zamka pierścienia, $\mu_z = 0,15 \div 0,3$,
 k_n – współczynnik napełnienia czepaka,
 V_n – pojemność nominalna czepaka,
 z_t – liczba czepaków branych do obliczeń oporu tarcia, $z_t = Q / \psi$.

W przypadku koparki KWK 1200M opór tarcia wynosi ok. $2 \div 3$ kN.

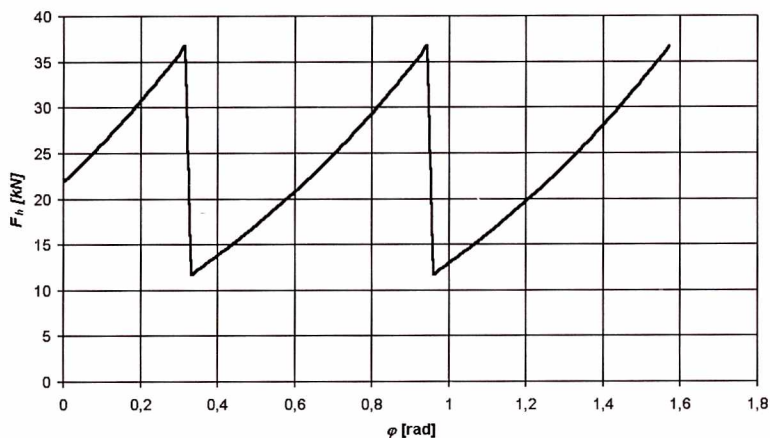
Opór podnoszenia urobku jest wynikiem podnoszenia urobku od początku odspajania aż do wysypu w górnej części koła. Opór związany z podnoszeniem oblicza się z całkowitej pracy podnoszenia dla jednego obrotu koła czepakowego:

$$W_H = z \left[\lambda H_k \int_{\varphi_o}^0 dG_{u\varphi} + \int_{\varphi_o}^{\varphi_k} H_\varphi dG_{u\varphi} + \left(H_1 + \frac{H_2}{2} \right) \int_{\varphi_o}^{\varphi_k} dG_{u\varphi} \right] \quad (3.12)$$

gdzie: z – liczba czepaków,
 $\lambda = 1, \varphi_o = 0$ – urabianie skibą poziomą,
 $\lambda = 0$ – urabianie skibą pionową,



Rys. 3.8. Opór podnoszenia w funkcji kąta obrotu koła czepakowego



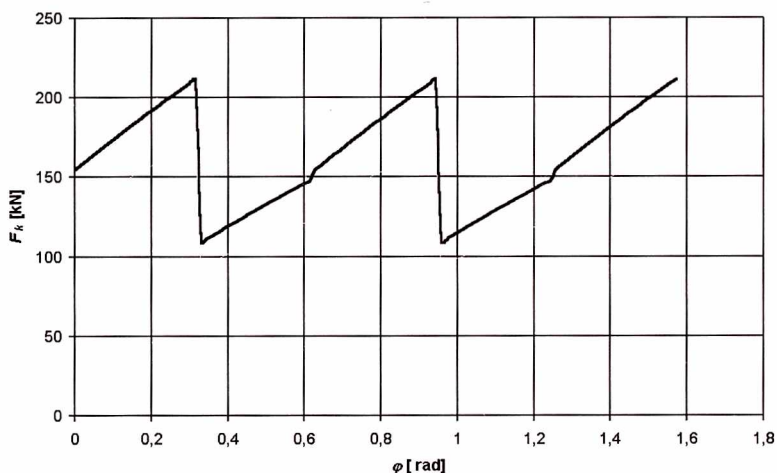
Rys. 3.9. Całkowity opór podnoszenia w funkcji kąta obrotu koła czerpakowego

Opór podnoszenia zredukowany na obwód koła wyznaczamy z zależności;

$$F_H = \frac{W_H}{2\pi r} \quad (3.13)$$

Opór podnoszenia obliczony dla jednego czerpaka pokazano na rysunku 3.8, a całkowity opór podnoszenia w funkcji kąta obrotu koła czerpakowego – na rysunku 3.9. Opór ten stanowi znaczący udział w bilansie wszystkich oporów kopania.

Po zsumowaniu zgodnie z zależnością (3.1), dla przypadku koparki KWK 1200M całkowity opór kopania w funkcji kąta obrotu koła czerpakowego pokazano na rys. 3.10.



Rys. 3.10. Całkowity opór kopania w funkcji kąta obrotu koła czerpakowego

Zależności określające opór kopania pokazują zmienność charakteru tych oddziaływań, co jest jednym ze źródeł pojawiania się drgań w strukturze koparki. Częstotliwość zmian tych obciążeń jest związana z liczbą czepaków i liczbą obrotów koła czepakowego.

3.2. Pomiar oporu kopania

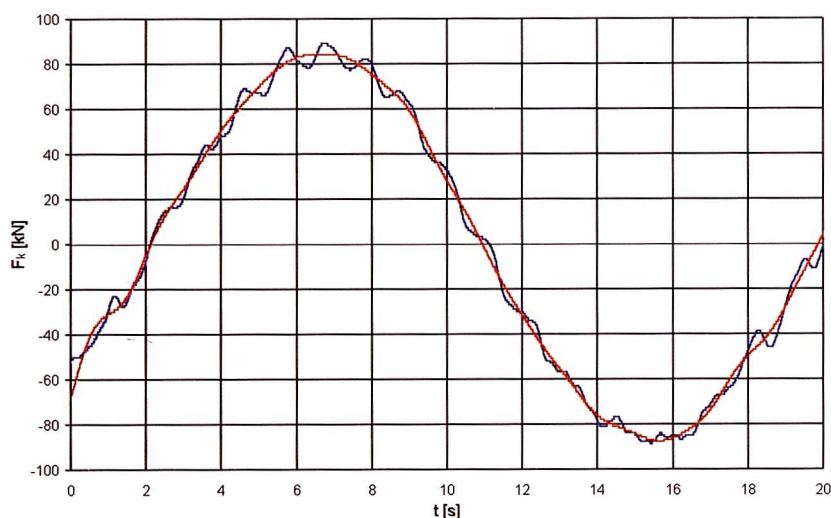
Pomiar oporu kopania wykonano w sposób pośredni przez określenie momentu skręcającego wał koła czepakowego metodami tensometrycznymi, umieszczając tensometry na wale koła czepakowego między łożyskiem i przekładnią w układzie napędowym.



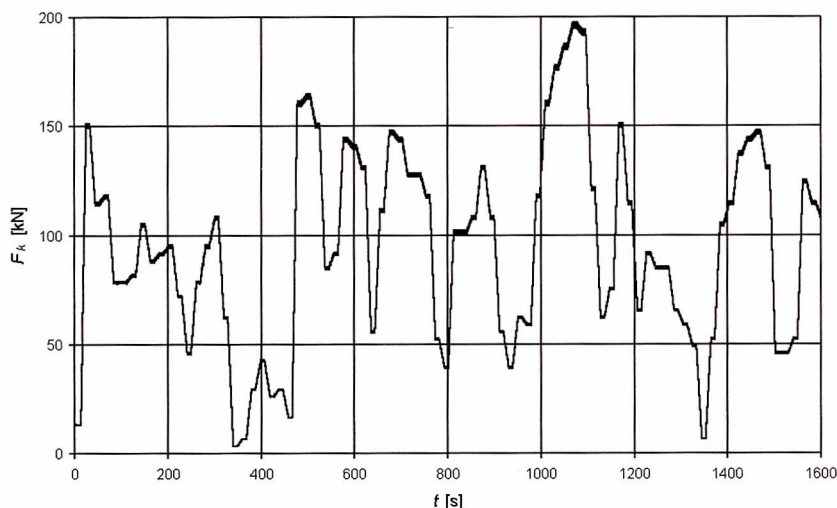
Rys. 3.11. Przygotowanie torów pomiarowych do pomiaru momentu skręcającego i zginającego na wale koła czepakowego (koparka KWK 1200M)

wym (rys. 3.11). Ze względu na pracę koparki zaprojektowano specjalny układ rejestrujący z pamięcią, zamontowany bezpośrednio na wale koła czerpakowego. Na podstawie zarejestrowanych odkształceń określono siły działające na wał koła.

Na rysunku 3.12 pokazano, po przeliczeniu, zmienność siły będącej wynikiem zginania i skręcania wału koła czerpakowego. Rejestracja w dłuższym przedziale czasu (rys. 3.13) pokazuje, że siła kopania zmienia się w szerokim zakresie.



Rys. 3.12. Zginanie wału siłą F_k ze składowymi harmonicznymi wejścia/wyjścia czerpaków w-środek urabiany (kolor niebieski) oraz przebieg bez tych składowych (kolor czerwony)



Rys. 3.13. Zmiana siły kopania F_k w funkcji czasu

3.3. Inne źródła drgań

Głównym źródłem drgań w wieloczerpakowych koparkach kołowych są siły kopania. Niemniej jednak podczas eksploatacji koparki można wyodrębnić kilka innych oddziaływań, które wywołują drgania o charakterze lokalnym lub globalnym. Przykładem tu może być przemieszczający się na przenośniku urobek (rys. 3.14). W wyniku elastyczności taśmy zbrylony urobek przemieszcza się raz w dół między krażnikami, raz w górę na krażnikach. Częstotliwość drgań związana z tym ruchem zależy od odległości między krażnikami i prędkości przesuwu taśmy. Dodatkowo dochodzi obciążenie dynamiczne podczas rozruchu i hamowania przenośnika z urobkiem. Poszczególne parametry koparki KWK 1200M wynoszą:

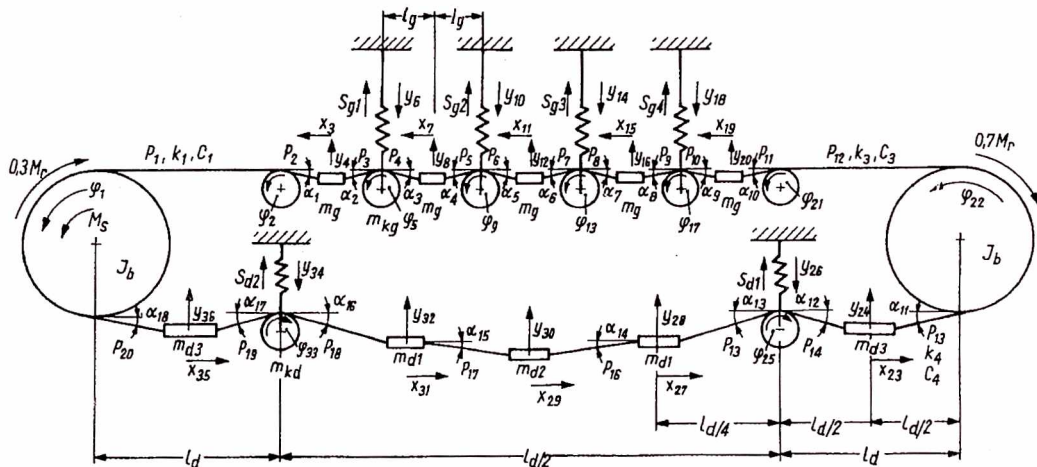
- prędkość taśm przenośników $v_n = 3,36 \div 3,44$ m/s,
- odległość między rolkami $a = 1000$ mm,
- szerokość taśm przenośników $B = 1800$ mm,
- kąt niecki taśmy górnej $\lambda = 36^\circ$,
- przekrój niecki taśmy przenośnika $A_I + A_{II} = 0,384$ m²,
- moc napędu przenośnika $N = 320$ kW.

Z prędkości i odległości między rolkami wynika, że częstotliwość pulsacji przetaczania się taśmy po rolkach wynosi: $f_t = 3,4$ Hz.

Szerzej zagadnienia dynamiki przenośników taśmowych przedstawiono w pracy [7]. Na rysunku 3.15 pokazano model fizyczny trasy przenośnika taśmowego, gdzie uwzględniono masę, moment bezwładności i sztywność elementów znajdujących się w ruchu. W pracy tej badano wpływ różnych czynników konstrukcyjnych na przebieg prędkości



Rys. 3.14. Przemieszczający się urobek na przenośniku taśmowym



Rys. 3.15. Model fizyczny trasy przenośnika taśmowego [7]

drgań podczas ruchu ustalonego przenośnika pracującego z prędkością przesuwu taśmy 5,75 m/s.

Innym przykładem mogą być uderzenia urobku w punktach przeładowniczych (rys. 3.16). Są to oddziaływania o charakterze dynamicznym powodujące często uszkodzenia konstrukcji wsporczych płyt odbojowych zsypów.

Urobek przemieszczany z przenośnika na przenośnik trafia na przesyp, który kieruje strumień urobku na kolejny przenośnik. Struga urobku o określonej prędkości i masie uderza w punktach przesypu w odbojnice (poz. 2 na rys. 3.16) i spada na kolejny przenośnik lub stół załadowniczy. W związku z tym w przesypach występują obciążenia poziome i pionowe o charakterze dynamicznym. Schemat punktu przeładowniczego pokazano na rys. 3.16, a odpowiednie wielkości geometryczne na rys. 3.17 [39].

Siły działające w punktach przeładowniczych określa norma DIN 22261 cz. 2 [3]. Siły te obliczamy ze wzorów podanych w tabeli 3.1.

W przypadku koparki KWK 1200M parametrami wyjściowymi do obliczeń sił w punktach przeładowniczych są:

- prędkość taśm przenośników $v_n = 3,44$ m/s,
- masa właściwa (gęstość) urobku $\rho_u = 1700$ kg/m³,
- obciążenie jednostkowe taśmy urobkiem $f_n = 5,27$ kN/m, maksymalnie $f_{max} = 6,53$ kN/m.

Po podstawieniu do wzorów otrzymamy:

- siłę poziomą na odbojnice dla uziarnionego urobku:

$$C_h = \frac{2,0 f_h v_n^2}{g} = \frac{2 \cdot 5,27 \cdot 3,44^2}{10} = 12,47 \text{ kN}$$

Tabela 3.1. Siły od spadającego urobku w punktach przesypu

Siła, kN	Uziarniony strumień nosiwa	Duże bryły
Pozioma na odbojnicę	$C_h = \frac{2,0 f_h v_n^2}{g}$	dla koparek $CC_h = \frac{10,0 f_h v_n^2}{g}$ dla innych maszyn $CC_h = \frac{7,0 f_h v_n^2}{g}$
Pionowa na stół załadowniczy	bez odbojnicy $C_v = 1,0 f_n v_n \sqrt{\frac{h}{g}}$ z odbojnicą $C_v = 0,54 f_n v_n \sqrt{\frac{h}{g}}$	bez belki odbojnicy $CC_v = 7,0 f_n v_n \sqrt{\frac{h}{g}}$ z belką odbojnicy $CC_v = 5,7 f_n v_n \sqrt{\frac{h}{g}}$

W tabeli wprowadzono następujące oznaczenia:

- C_h – poziome siły uderzeń, wywołane uziarnionym strumieniem nosiwa, w kN,
- CC_h – poziome siły uderzeń, wywołane dużymi bryłami, w kN,
- C_v – pionowe siły uderzeń, wywołane uziarnionym strumieniem nosiwa, w kN,
- CC_v – pionowe siły uderzeń, wywołane dużymi bryłami, w kN,
- f_n – obciążenie jednostkowe nosiwem taśmy n , w kN/m,
- v_n – prędkość taśmy w m/s,
- h – różnica wysokości między spodami niecek taśm n i $n+1$, w m,
- g – przyspieszenie ziemskie (zaokrąglone do liczby całkowitej), w m/s².

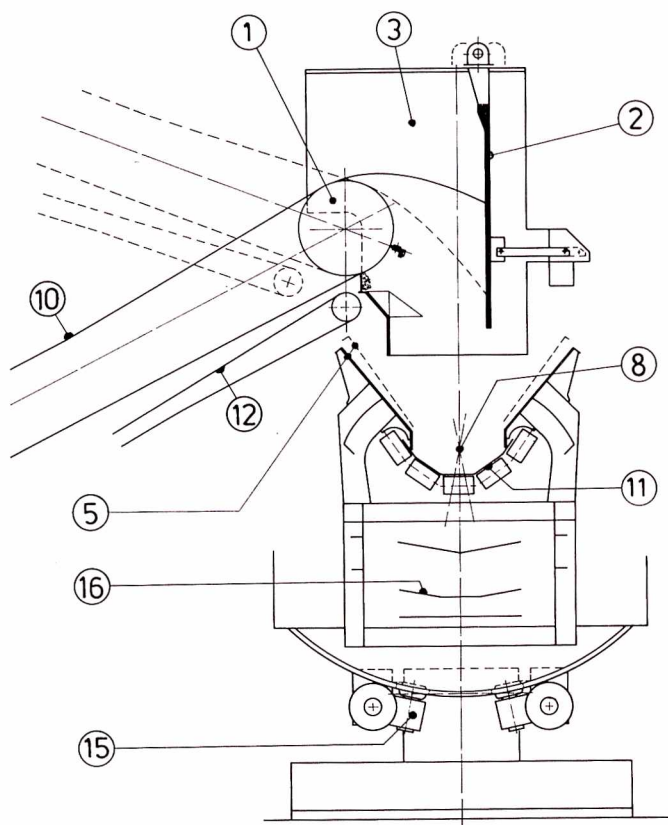
- siłę poziomą na odbojnicę w przypadku dużych brył:

$$CC_h = \frac{10,0 f_h v_n^2}{g} = \frac{10 \cdot 5,27 \cdot 3,44^2}{10} = 62,36 \text{ kN}$$

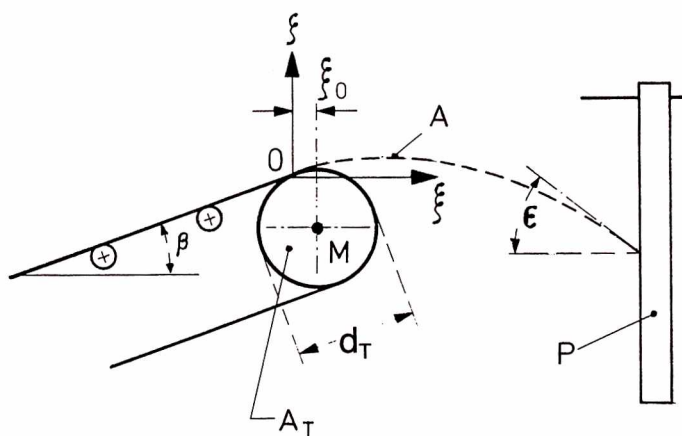
W przypadku koparek urabiających węgiel w przesypie centralnym stosuje się łamacze brył. W związku z tym oddziaływania dynamiczne skierowane są tutaj na łożyska posadowienia tego łamacza. Oddziaływania dynamiczne mają charakter lokalny i nie wpływają na drgania wysięgników i masztów.

Do źródeł o charakterze lokalnym możemy również zaliczyć drgania będące wynikiem **nie wyważenia obracających się elementów**, np. drgania bębnow przonośników taśmowych, drgania elementów układów napędowych, drgania krążków linowych.

Istotnym źródłem drgań o charakterze globalnym są stany nieustalone będące wynikiem rozruchu mechanizmu jazdy, mechanizmu obrotu nadwozia, wysięgnika zrzutowego, czy też mechanizmu zwodzenia. Ruchy te są we współczesnych maszynach sterowane elektronicznie, także sam rozruch odbywa się w sposób płynny. Podczas badań obserwowano duże wychylenia masztów i wysięgników podczas rozruchu jazdy, zwłaszcza w poprzecznym ustawieniu wysięgników, w stosunku do kierunku jazdy.



Rys. 3.16. Punkt przeładowczy [39]

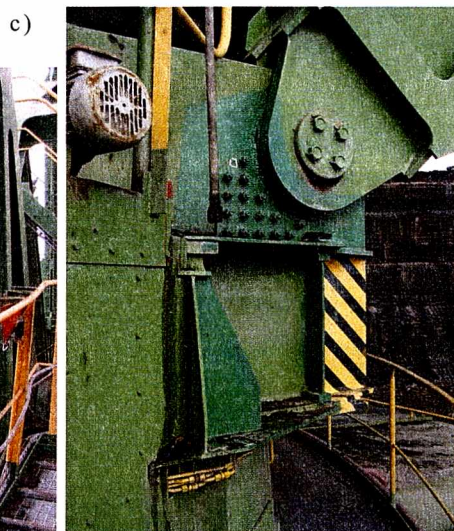
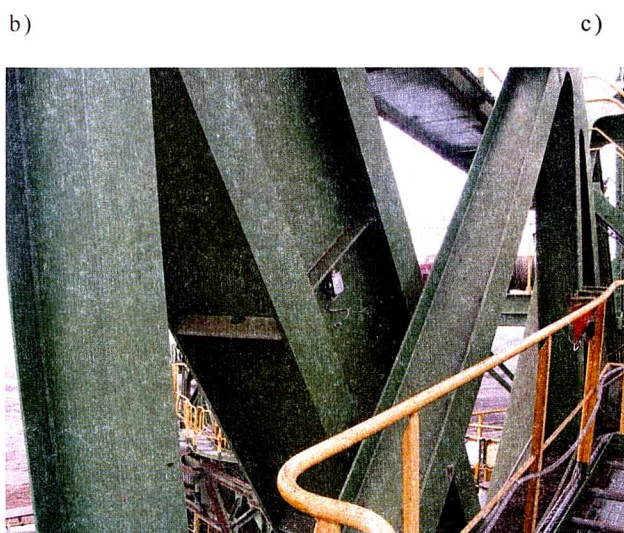


Rys. 3.17. Geometria punktu przeładowczego do analizy sił [39]

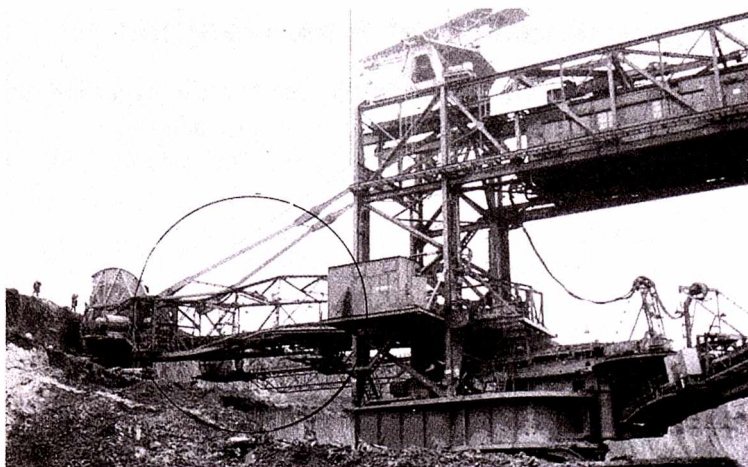
3.4. Skutki drgań i oddziaływań dynamicznych

Drgania są nieodłączną cechą maszyn, stają się niebezpieczne w razie przekroczenia określonych wartości. Oddziaływania dynamiczne i drgania mogą powodować:

- zmniejszenie trwałości ustroju nośnego maszyny, pojawianie się pęknięć zmęczeniowych,
- niekorzystne oddziaływanie na operatora,
- emitowanie hałasu,
- zakłócenie sterowalności,



Rys. 3.18. Słup wysięgnicy przy wysięgniku koła czepakowego i połączenie z platformą

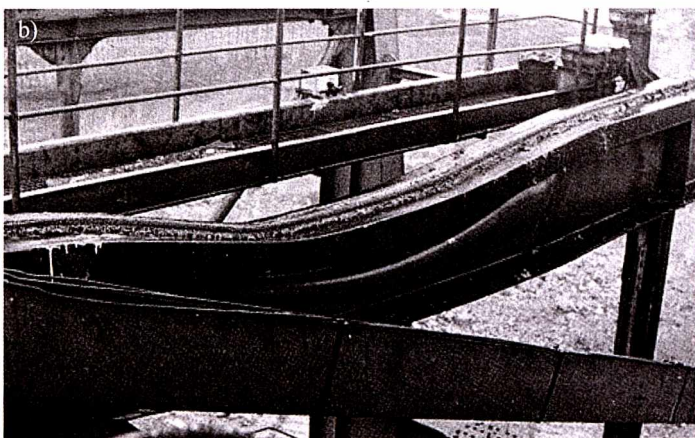


Rys. 3.19. Wyboczenie wysięgnika koła czerpakowego w wyniku uderzenia o kamień koparki SRs 1200 KWB Konin [5]

a)



b)



Rys. 3.20. Wyboczenie środka belki podtorza wodzaka mechanizmu zwodzenia wysięgnika koła czerpakowego [5]: a) widok maszyny z pokazaniem miejsca uszkodzenia belki, b) wygięta belka podtorza

- zagrożenie stabilności układu,
- katastrofę.

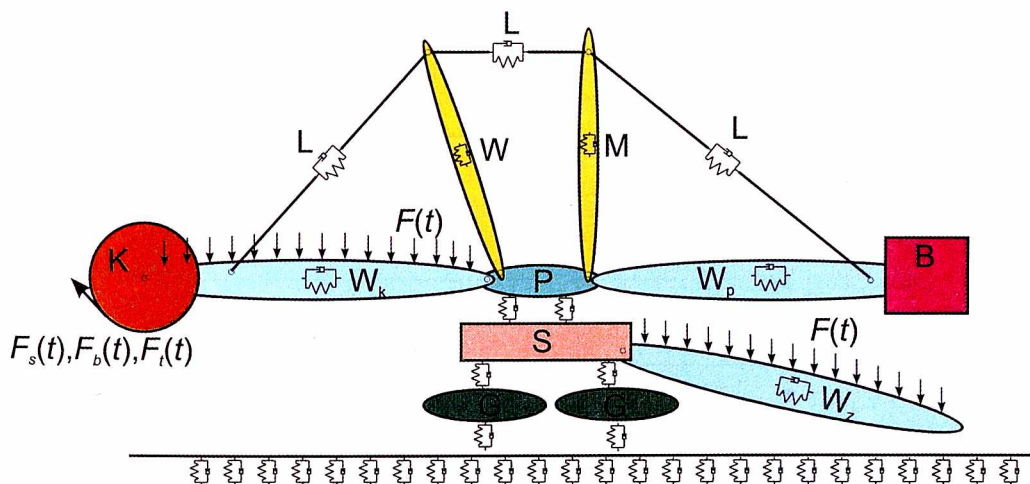
Jednym z przykładów obserwowanych podczas eksploatacji koparki KWK1200M były nadmierne wychylenia poprzeczne wysięgnicy dochodzące w skrajnym przypadku do kolizji z górnym pasem wysięgnika koła czerpakowego (rys. 3.18a, b). Wychylenia te powodowały również uszkodzenia (pęknięcia) w połączeniu wysięgnicy z platformą (rys. 3.18c). Drgania te były efektem pokrywania się częstotliwości drgań poprzecznych z częstotliwością wysypów (zjawisko rezonansu) oraz małej sztywności wysięgnicy w jej dolnym fragmencie. Wychylenia boczne wysięgnicy pojawiają się również podczas jazdy maszyny, w przypadku kiedy wysięgnik koła czerpakowego jest ustawiony prostopadłe do kierunku jazdy. Ruch ten jest wynikiem bezwładności wysięgnicy. Zmniejszenie amplitudy tych drgań było przedmiotem analiz wykonanych zgodnie z metodyką przedstawioną w pracy [103].

Nagłe oddziaływania dynamiczne, np. podczas uderzenia czerpakiem o kamień, obierania się skarpy, uderzenia wysięgnikiem o skarpe było przyczyną wielu awarii maszyn [5]. Na zdjęciu rys. 3.19 pokazano skutki uderzenia czerpakiem o kamień. W wyniku udaru wyboczeniu uległo kilka prętów wysięgnika koła czerpakowego.

Oddziaływania dynamiczne mogą pojawić się podczas obsuwu skarpy. Podczas urabiania dolnego tarasu wystąpił obsuw z tarasu pierwszego i drugiego na przekładnię główną i koło czerpakowe. Efektem tego oddziaływania było wygięcie belki podtorza wodzaka mechanizmu zwodzenia wysięgnika koła czerpakowego (rys. 3.20).

4. Metodyka analizy dynamicznej maszyn urabiających górnictwa odkrywkowego

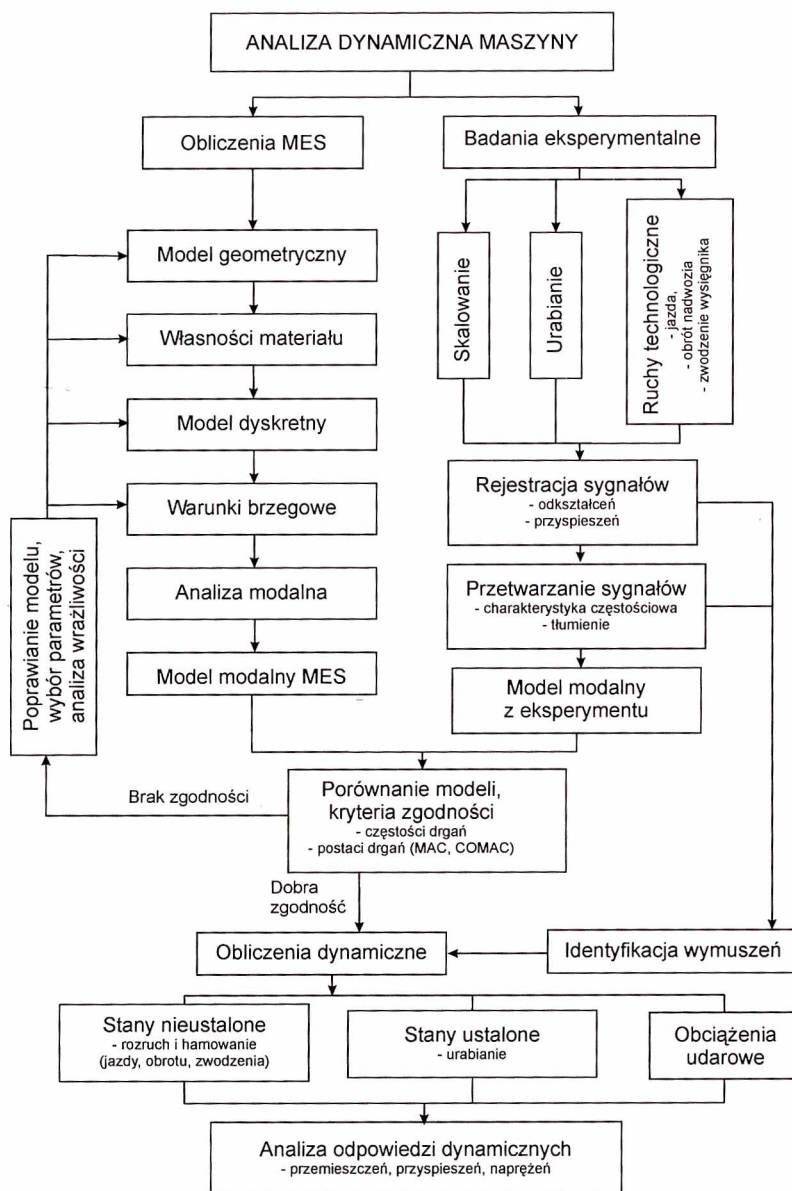
Maszyna urabiająca górnictwa odkrywkowego jest złożonym układem składającym się z zespołów sztywnych i odkształcalnych połączonych ze sobą parami kinematycznymi obrotowymi lub parami kinematycznymi postępowymi (rys. 4.1). W strukturze takiego wielozespołowego układu można wyróżnić masy skupione (silnik, przekładnia), masy rozłożone (urobek na przenośniku) oraz masy własne ustroju nośnego. Podczas pracy maszyny, jak również podczas wykonywania ruchów technologicznych (obróć, podjazdy, zwozdenie wysięgnika) poszczególne zespoły wykonują duże przemieszczenia przy ich stosunkowo małych odkształceniach. Podczas tych ruchów zmienia się wzajemne położenie zespołów, czyli zmienia się konfiguracja maszyny. W koparce o tzw. pełnej geometrii do tych zespołów zaliczamy: wysięgnik koła czerpakowego (W_k), koło czerpakowe (K), wysięgnik przeciwwagi (W_p) z masą balastu (B), platformę nadwozia (P), wysięgnicę (W), maszt (M), cięgna, układ zlinowania (L), dźwigar pierścieniowy podwozia (S), zestawy jezdne gąsienicowe (G), wysięgnik lub most zrzutowy (W_z) (rys. 4.1). Zespoły te same w sobie nie mają par kinematycznych obrotowych lub posuwowych. Stanowią strukturę zamkniętą charakteryzującą się określoną postacią geometryczną, podatnością, tłu-



Rys. 4.1. Układ wielozespołowy z elementami podatnymi

mieniem i masą. Celem analizy dynamicznej jest wyznaczenie częstości i postaci drgań własnych tych zespołów oraz analiza odpowiedzi od obciążeń dynamicznych.

Na schemacie blokowym (rys. 4.2) przedstawiono proponowany sposób analizy drgań, identyfikacji modelu modalnego i badania odpowiedzi dynamicznych. W strukturze tego schematu wydzielono tok numeryczny i eksperymentalny oraz ich wzajemne powiązania.



Rys. 4.2. Schemat blokowy analizy dynamicznej maszyny urabiającej

4.1. Model modalny MES

Tok numeryczny oparty jest na metodzie elementów skończonych. Na podstawie dokumentacji technicznej koparki lub pomiarów na obiekcie budowany jest **model geometryczny**, którego postać zależy od zakresu przeprowadzanych obliczeń. Jeżeli w zakresie analizy są również obliczenia wytrzymałościowe, model ten odzwierciedla wiernie postać geometryczną ustroju nośnego. W przypadku gdy celem obliczeń jest tylko analiza drgań globalnych poszczególnych zespołów koparki, wówczas model ten ma postać uproszczoną, np. wysięgnik koła czepakowego sprowadzony do belki o zastępczych charakterystykach. Najczęściej jednak jest to model złożony z odcinków poprowadzonych wzdłuż osi prętów i powierzchni w obszarach dźwigarów skrzynkowych, pierścieniowych, głowicy masztu, skrzyni przeciwcieżaru, platformy nadwozia, zabudowy koła czepakowego itp. Obecnie coraz częściej elementy prętowe wysięgników i masztów modeluje się z uwzględnieniem geometrii przekroju. Taki sposób modelowania umożliwia analizę stanu naprężeń w węzłach konstrukcyjnych. Jednak wykonanie takiego modelu jest bardzo pracochłonne.

Model dyskretny jest ściśle związany z modelem geometrycznym. Rodzaj elementów skończonych jest konsekwencją przyjętego modelu. W obszarze struktur prętowych wysięgników, masztów są to skończone elementy belkowe (BEAM), a w obszarze dźwigarów powierzchniowych stosowana jest dyskretyzacja za pomocą elementów powłokowych (SHELL). W złożonym modelu, jakim są modele maszyn górnictwa odkrywkowego, stosuje się kilka różnych elementów specjalnych. Elementy masowe służą do modelowania urządzeń, bębnow przonośników, krążków, silników, przekładni zamontowanych na ustroju nośnym. Elementy łącznikowe (*Constrain*) natomiast do łączenia zespołów połączonych parami obrotowymi lub do połączenia elementów masowych z modelem ustroju nośnego. Szerzej zagadnienie modelowania maszyn górnictwa odkrywkowego opisano w rozdziale 6.

W analizie dynamicznej poszczególnych zespołów wprowadza się warunki brzegowe, które zależą od sposobu połączenia lub podwieszenia z pozostałymi zespołami maszyny. Wysięgnik koła czepakowego wsparty jest przegubowo na platformie nadwozia z jednej strony i podwieszony na układzie linowym wciągarki głównej. W przypadku analizy drgań całego nadwozia, w sposób naturalny, podparciem są punkty mocowania wózków lub łożysko kulowe mechanizmu obrotu. W analizie drgań poszczególnych zespołów czy też całego nadwozia, najczęściej nie uwzględnia się podatności punktów podparcia.

Większość zagadnień dynamicznych spotykanych w technice, po przeprowadzeniu dyskretyzacji układów rzeczywistych, można opisać za pomocą układu n równań różniczkowych, które w zapisie macierzowym mają postać [135]:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{x}} + \mathbf{K}\mathbf{x} = \mathbf{f} \quad (4.1)$$

gdzie: $\mathbf{M}$, $\mathbf{C}$, $\mathbf{K}$ – macierze, odpowiednio mas, tłumienia i sztywności, rozmiaru $(n \times n)$,
 $\mathbf{f}$ – wektor sił wymuszających,

$\mathbf{x}, \dot{\mathbf{x}}, \ddot{\mathbf{x}}$ – wektor przemieszczeń, prędkości i przyspieszeń,

n – liczba stopni swobody układu.

Dla zerowych warunków początkowych i po zastosowaniu transformacji Laplace'a

$$F(s) = \int_0^{\infty} e^{-st} f(t) dt \quad (4.2)$$

otrzymamy:

$$(s^2 \mathbf{M} + s \mathbf{C} + \mathbf{K}) \mathbf{X}(s) = \mathbf{F}(s) \quad (4.3)$$

gdzie: $\mathbf{X}(s)$ – transformacja Laplace'a odpowiedzi układu,

$\mathbf{F}(s)$ – transformacja Laplace'a wymuszenia,

s – zmienna zespolona $s = j\omega$.

Równanie (4.2) możemy zapisać w postaci:

$$\mathbf{Z}(s) \mathbf{X}(s) = \mathbf{F}(s) \quad (4.4)$$

gdzie $\mathbf{Z}(s)$ jest macierzą sztywności dynamicznej.

W praktyce analizy modalnej stosuje się pojęcie podatności, która jest odwrotnością sztywności dynamicznej:

$$\mathbf{H}(s) = \mathbf{Z}(s)^{-1} = \frac{\mathbf{Z}_{ad}(s)}{|\mathbf{Z}(s)|} \quad (4.5)$$

gdzie: $\mathbf{Z}_{ad}(s)$ – macierz dołączona macierzy $\mathbf{Z}(s)$, tj. (macierz dopełnień algebraicznych transponowana)

$$\mathbf{Z}_{ad}(s) = \left[\varepsilon_{ij} |\mathbf{Z}_{ij}| \right]^T \quad (4.6)$$

$\varepsilon_{ij} = 1$, gdy $i+j$ parzyste, $\varepsilon_{ij} = -1$, gdy $i+j$ nieparzyste,

$|\mathbf{Z}_{ij}|$ – wyznacznik macierzy $\mathbf{Z}(s)$ po skreśleniu i -tego rzędu i j -tej kolumny,

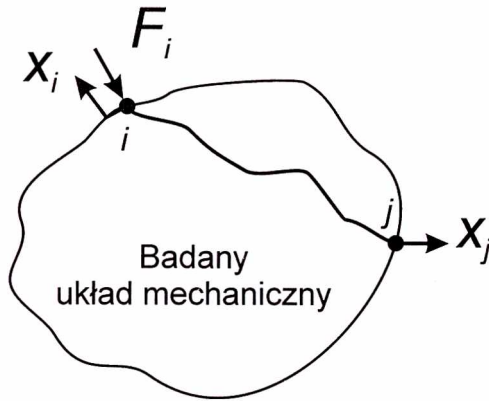
$|\mathbf{Z}(s)|$ – wyznacznik macierzy $\mathbf{Z}(s)$,

$\mathbf{H}(s)$ – macierz $(n \times n)$ dla układu o n stopniach swobody.

Elementy macierzy $\mathbf{H}(s)$ są interpretowane jako *funkcje przejścia* między punktem, w którym przyłożone jest wymuszenie, a punktem, w którym mierzona jest odpowiedź. Dla $i = j$ funkcja przejścia nazywa się *charakterystyką punktową* (rys. 4.3), a dla $i \neq j$ funkcja nazywa się *charakterystyką przejścia*.

Dla układów liniowych macierz funkcji przejścia $\mathbf{H}(s)$ jest macierzą symetryczną o elementach zespolonych i w pełni opisuje dynamikę układu. Znając macierz funkcji przejścia, można przewidzieć odpowiedź układu na dowolne wymuszenie przyłożone w dowolnym punkcie konstrukcji, czyli na podstawie znajomości widma wymuszenia można określić widmo odpowiedzi

$$\mathbf{X}(j\omega) = \mathbf{H}(j\omega) \mathbf{F}(j\omega) \quad (4.7)$$



Rys. 4.3. Schematyczne przedstawienie charakterystyki punktowej $i = j$
i charakterystyki przejścia $i \neq j$

Równanie postaci $\mathbf{Z}(s) = 0$ nazywamy równaniem charakterystycznym. Bieguny układu, które opisują częstotliwości własne układu i współczynniki tłumienia dla tych częstotliwości, są definiowane jako pierwiastki równania charakterystycznego. Bieguny układu wyznaczone są z rozwiązania zagadnienia własnego. W celu doprowadzenia do klasycznego zagadnienia własnego należy zależność (4.3) przedstawić w następującej postaci

$$(s\mathbf{A} + \mathbf{B})Y(s) = F'(s) \quad (4.8)$$

gdzie:

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} 0 & \mathbf{M} \\ \mathbf{M} & \mathbf{C} \end{bmatrix}, \quad \mathbf{B} = \begin{bmatrix} -\mathbf{M} & 0 \\ 0 & \mathbf{K} \end{bmatrix}, \quad Y = \begin{Bmatrix} sX \\ X \end{Bmatrix}, \quad F' = \begin{Bmatrix} 0 \\ F \end{Bmatrix} \quad (4.9)$$

Gdy $F(s) = 0$, zależność (4.8) przedstawia ogólną postać problemu własnego. Znalezienie wartości własnych polega na rozwiązaniu układu równań:

$$|a\mathbf{A} + \mathbf{B}| = 0 \quad (4.10)$$

Rozwiązanie problemu własnego prowadzi do wyznaczenia $2n$ zespolonych wartości własnych, podanych w postaci sprzężonych par pierwiastków

$$\Lambda = \text{diag}(\lambda_i) = \text{diag}(\delta_i + j\omega_i) \quad (4.11)$$

Pierwiastki te są biegunami układu, w których części rzeczywiste δ_i są współczynnikami tłumienia, a ω_i są częstotliwościami własnymi tłumionymi układu. Z zależności (4.11) widać, że liczba częstotliwości własnych jest równa liczbie stopni swobody układu. Informacja ta ma istotne znaczenie przy modelowaniu układów mechanicznych. Z każdą wartością

własną związany jest wektor własny, który otrzymujemy z rozwiązania zagadnienia własnego

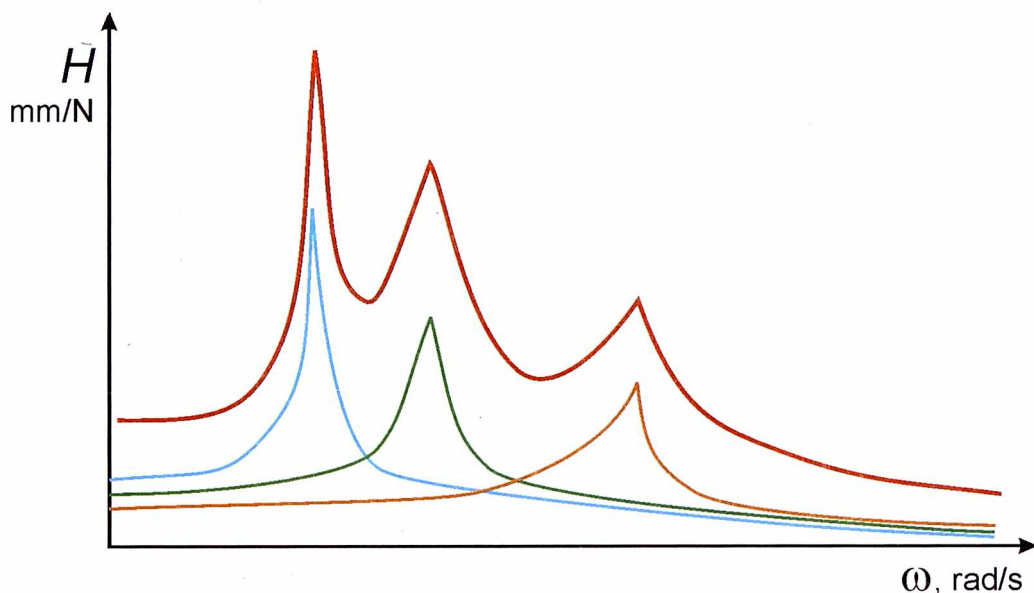
$$(s\mathbf{A} + \mathbf{B})Y(s) = 0 \quad (4.12)$$

gdzie za s należy wstawić daną wartość własną λ_r .

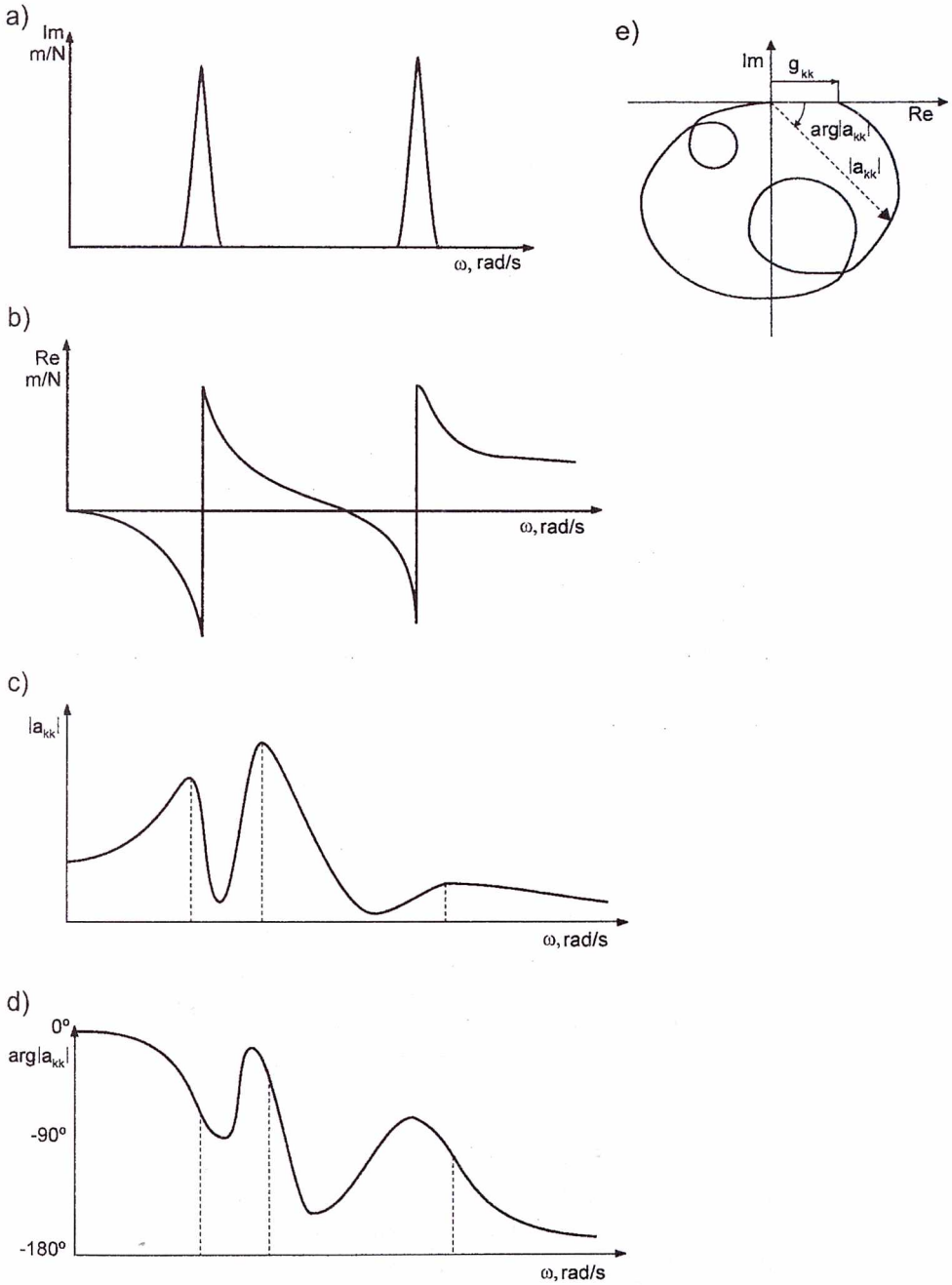
Wektory własne w analizie modalnej są postaciami drgań, nazywanymi też wektorami modalnymi lub wektorami przemieszczeń modalnych i oznaczane przez Ψ_r .

Charakterystykę częstościową układu o wielu stopniach swobody można traktować jako sumę charakterystyk układów o jednym stopniu swobody, jak to przedstawiono na rys. 4.4.

Charakterystykę częstościową przedstawia się w różnych układach współrzędnych jak pokazano to na rys. 4.5. Wykresy te otrzymuje się po założeniu, że wejściem do układu jest siła, a wyjściem przemieszczenie. Tego typu charakterystykę nazywa się również podatnością dynamiczną. Podobne charakterystyki otrzymuje się dla odpowiedzi układu w postaci prędkości $V(j\omega)$ zwana *impedancją* lub przyspieszenia zwana *inertancją*. Z uwagi na to, że charakterystyki wyznaczone są dla ruchu ustalonego, istnieją ścisłe związki pomiędzy tymi charakterystykami. Na przykład zależność między charakterystyką dla odpowiedzi układu w postaci prędkości a charakterystyką odpowiedzi układu w postaci przemieszczenia określa się ze wzoru [135]:



Rys. 4.4. Charakterystyka amplitudowo-częstościowa układu o wielu stopniach swobody jako złożenie charakterystyk układów o jednym stopniu swobody [135]



Rys. 4.5. Przebieg funkcji przejścia dla układu o wielu stopniach swobody [135]: a) część urojona w funkcji częstości, b) część rzeczywista w funkcji częstości, c) amplituda w funkcji częstości, d) faza w funkcji częstości, e) część rzeczywista w funkcji części urojonej (wykres Nyquista)

$$|V(j\omega)| = \omega |H(j\omega)| \quad (4.13)$$

$$\arg(V(j\omega)) = \arg(H(j\omega + 90^\circ)) \quad (4.14)$$

Podobne zależności opisują charakterystyki dla odpowiedzi układu w postaci przyspieszenia.

4.2. Model modalny z pomiarów drgań obiektu

W toku doświadczalnym schematu (rys. 4.2) zawarto systematykę proponowaną w badaniach maszyn górnictwa odkrywkowego. Badania eksperymentalne podzielono na trzy grupy pomiarów, określane skrótowo jako:

- skalowanie,
- urabianie,
- ruchy technologiczne.

Skalowanie jest pomiarem stosowanym w celu wyskalowania torów pomiarowych. Pomiar ten wykorzystuje się również do zbadania charakterystyk dynamicznych obiektu, kiedy to drgania wzbudzone są w sposób sterowany przez eksperymentatora. Taki sposób badania właściwości dynamicznych obiektu jest przedmiotem eksperymentalnej analizy modalnej, którą przedstawiono w rozdziale 5.1.

Drgania wymuszane są za pomocą kontrolowanego impulsu siły [5]. Impuls siły zadaje się raz w kierunku pionowym (rys. 7.3), a raz w kierunku poziomym (rys. 7.5). W badaniu tym używa się specjalnych siłomierzy podczepianych do koła czerpakowego i stałego punktu związanego z gruntem. Podczas powolnego podnoszenia wysięgnika koła czerpakowego zwiększa się napięcie w siłomierzu. Po przekroczeniu określonej siły ulegają ścięciu walcowe kołki. Dla określonej prędkości podnoszenia wymuszenie ma charakter niesymetrycznego impulsu trójkątnego. Pobudzona takim impulsem konstrukcja nośna wykonuje ruch drgający. W ten sposób, poza skalowaniem torów pomiarowych, możemy, na podstawie analizy zarejestrowanych przebiegów drgań, określić częstotliwości drgań swobodnych i współczynniki tłumienia. Impuls tego typu wywołuje drgania całej struktury nośnej, bez względu na jej częstotliwości własne. Im krótszy czas działania, tym bardziej widmo wymuszenia jest rozmyte. Teoretycznie dla impulsu Diraca widmo wymuszenia jest nieskończenie rozmyte, czyli wymuszane są drgania o wszystkich częstotliwościach. Tylko te częstotliwości, które pokrywają się z częstotliwościami własnymi są podtrzymywane, a pozostałe ulegają szybkiemu wytłumieniu. W ten sposób możliwe jest określenie charakterystyki dynamicznej badanego obiektu. Dzięki tej metodzie skalowania udowodniono, że maszyny podstawowe można rozpatrywać jako obiekty liniowe o nielicznych, prawie dyskretnych, poliharmonicznych widmach częstotliwościowych [33, 34, 5].

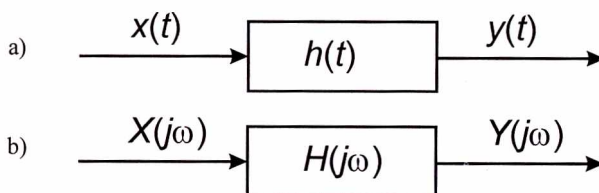
Drugą grupą badań właściwości dynamicznych maszyn są pomiary wykonywane podczas eksploatacji, tj. podczas urabiania i wykonywania ruchów technologicznych, np.

jazda, obrót, zwodzenie. Badania tego typu są przedmiotem eksploatacyjnej analizy modalnej, której podstawy teoretyczne przedstawiono w rozdziale 5.2. Właściwości dynamiczne obiektu wyznacza się tutaj na podstawie analizy zmierzonych drgań, bez konieczności pomiaru obciążeń będących źródłem tych drgań. Podczas wykonywania tzw. ruchów technologicznych istotne są stany rozruchu i hamowania. Jakkolwiek obecnie w układach napędowych stosuje się odpowiednie sterowania minimalizujące efekt nagłego wzrostu obciążeń. Ze względu na duże gabaryty tych maszyn szczególną uwagę należy zwrócić na rozruch jazdy, kiedy w wyniku bezwładności dużych mas wysięgników, masztów wychylenia tych elementów są znaczne.

5. Identyfikacja modelu modalnego

5.1. Eksperymentalna analiza modalna

Parametry modalne identyfikowanego ustroju wyznacza się na podstawie pomiaru charakterystyk częstotliwościowych zmierzonych podczas sterowanego wymuszenia drgań układu i pomiarze odpowiedzi w postaci widma przyspieszenia drgań. Na podstawie znajomości widma odpowiedzi i wymuszenia dokonuje się identyfikacji przebiegu charakterystyk częstotliwościowych obiektu. W metodzie realizowanej w dziedzinie częstotliwości, można wyznaczyć parametry modelu modalnego w otoczeniu pojedynczej częstotliwości własnej (metody SDOF) lub w wybranym pasmie częstotliwości, zawierającym więcej niż jedną częstotliwość własną (metody MDOF).



Rys. 5.1. Schemat układu dynamicznego z jednym wejściem i jednym wyjściem:
a) w dziedzinie czasu, b) w dziedzinie częstotliwości

Najczęściej stosowanymi charakterystykami układów mechanicznych są charakterystyki częstotściowe lub charakterystyki czasowe (rys. 5.1). Analiza sygnałów w dziedzinie częstości jest jedną z podstawowych metod badania składu częstotściowego sygnału. Podstawową transformacją sygnału z dziedziny czasu do dziedziny częstości jest transformacja Fouriera, zdefiniowana jako szereg

$$x(t) = \sum_{k=-\infty}^{k=+\infty} X(k\Delta t) e^{j2\pi k \Delta f t} \quad (5.1)$$

gdzie: $X(k\Delta t)$ – współczynniki rozkładu w szereg Fouriera

$$X(k\Delta t) = \frac{1}{T} \int_{-T/2}^{T/2} x(t) e^{-j2\pi k \Delta f t} dt \quad (5.2)$$

- t – czas,
 k – stała całkowita,
 Δt – okres próbkowania,
 Δf – rozdzielczość częstotściowa $\Delta f = 1/T$,
 T – długość próbki.

Zbiór współczynników szeregu Fouriera $X(k\Delta t)$ jest nazywany widmem dyskretnym przebiegu $x(t)$, w przypadku kiedy funkcja $x(t)$ jest okresowa. Widmo jest wielkością zespoloną, dla której można wyróżnić część rzeczywistą i urojoną lub amplitudę i fazę. Jeśli mamy do czynienia z funkcjami nieokresowymi, np. przebiegów przejściowych lub sygnałów losowych, traktuje się je jak funkcje okresowe o okresie nieskończenie długim. Po założeniu, że długość próbki T jest nieskończona, podane wzory mają postać

$$x(t) = \int_{-\infty}^{+\infty} X(f) e^{j2\pi f t} df \quad (5.3)$$

$$X(f) = \int_{-\infty}^{+\infty} x(t) e^{-j2\pi f t} dt \quad (5.4)$$

Wzór (5.4) nazywany jest całką Fouriera i jest najczęściej wykorzystywaną postacią transformacji sygnału z dziedziny czasu do dziedziny częstotliwości. Pierwszy jest odwrotną transformacją Fouriera. Dla sygnałów spróbkowanych podane wzory mają postać

$$x(n\Delta t) = \frac{1}{f_s} \int_{-f_s/2}^{f_s/2} X(f) e^{j2\pi f n\Delta t} df \quad (5.5)$$

$$X(f) = \sum_{n=-\infty}^{+\infty} x(n\Delta t) e^{-j2\pi f n\Delta t} \quad (5.6)$$

gdzie f_s – częstość próbkowania, $f_s = 1/\Delta t$.

Mierzony przebieg czasowy ma zawsze skończony czas trwania i wówczas granice sumowania we wzorze (5.6) mają wartości skończone i widmo ma skończoną rozdzielczość. W praktyce, ze zmierzonego przebiegu, wybiera się, przez zastosowanie okna, realizację o czasie trwania T . Z założenia okresowości sygnału, otrzymane widmo jest dyskretne. W związku z tym, na podstawie zależności (5.5) i (5.6) można zdefiniować dyskretną transformację Fouriera

$$x(n\Delta t) = \sum_{k=0}^{N_s-1} X(k\Delta f) e^{\frac{j2\pi nk}{N_s}} \quad (5.7)$$

$$X(k\Delta f) = \left(\frac{1}{N_s} \right) \sum_{n=0}^{N_s-1} x(n\Delta t) e^{-\frac{j2\pi nk}{N_s}} \quad (5.8)$$

gdzie: N_s – liczba próbek w badanej realizacji,
 n – kolejny numer próbki w przebiegu czasowym,
 k – kolejny numer prążka w widmie.

Wyznaczenie dyskretnej transformacji Fouriera ze wzoru (5.8) wymaga wykonania N_s^2 operacji mnożenia i dodawania. W celu przyspieszenia obliczenia widma stosuje się algorytmy szybkiej transformacji Fouriera (FFT), które umożliwiają zredukowanie liczby operacji do $N_s \log_2 N_s$. Algorytmy te wymagają liczby próbek równej potędze 2, np. $1024 = 2^{10}$. Algorytm FFT jest najczęściej używanym algorytmem przekształcenia sygnałów z dziedziny czasu do dziedziny częstotliwości.

W eksperymentalnej analizie modalnej charakterystyki częstotliwościowe wyznacza się metodą wymuszenia **losowego**, **harmonicznego** lub **impulsowego**.

Metody te różnią się między sobą rodzajem stosowanego wymuszenia, sposobem przeprowadzenia eksperymentów oraz estymacji przebiegu charakterystyk.

Ze względu na losowy charakter drgań można przyjmować różne miary efektów tych drgań. W analizie sygnałów dynamiki konstrukcji rozróżnia się między innymi następujące charakterystyki sygnałów:

- **wartość szczytowa** danej realizacji procesu losowego $x(t)$ w czasie od t_1 do t_2 :

$$x_{\max} = \max_{t \in [t_1, t_2]} |x(t)|, \quad (5.9)$$

- **wartość średnia**, zwana również momentem zwykłym rzędu pierwszego:

$$x_{\text{sr}} = \lim_{\Delta t \rightarrow \infty} \frac{1}{\Delta t} \int_{t_1}^{t_2} x(t) dt, \quad (5.10)$$

- **bezwzględna wartość średnia**:

$$\bar{x}_{\text{sr}} = \lim_{\Delta t \rightarrow \infty} \frac{1}{\Delta t} \int_{t_1}^{t_2} |x(t)| dt, \quad (5.11)$$

- **wartość średniokwadratowa**, zwana również momentem zwykłym rzędu drugiego:

$$x_{sr2} = \lim_{\Delta t \rightarrow \infty} \frac{1}{\Delta t} \int_{t_1}^{t_2} x^2(t) dt \quad (5.12)$$

- **wartość skuteczna (RMS)**:

$$x_{RMS} = \sqrt{x_{sr2}} = \sqrt{\lim_{\Delta t \rightarrow \infty} \frac{1}{\Delta t} \int_{t_1}^{t_2} x^2(t) dt} \quad (5.13)$$

Dla sygnałów realizowanych w skończonym czasie, parametr ten określa się z zależności:

$$x_{RMS} = \sqrt{x_{sr2}} = \sqrt{\frac{1}{\Delta t} \int_{t_1}^{t_2} x^2(t) dt} \quad (5.14)$$

- **wariancja**, zwana momentem centralnym rzędu drugiego, ma interpretację średniego kwadratu odchylenia wartości sygnału od jego wartości średniej:

$$\sigma_x^2 = \lim_{\Delta t \rightarrow \infty} \frac{1}{\Delta t} \int_{t_1}^{t_2} [x(t) - x_{sr}(t)]^2 dt = x_{sr2} - x_{sr}^2 \quad (5.15)$$

Wartość bezwzględna pierwiastka kwadratowego z wariancji nosi nazwę odchylenia standardowego. W sygnale dynamiki konstrukcji rozróżniamy stałą niezależną od czasu, statyczną i zmienną w czasie, dynamiczną, która opisywana jest właśnie przez wariancję.

- **funkcja autokorelacji** lub funkcja korelacji własnej – funkcja ta umożliwia określenie stopnia zależności wartości sygnału w określonym czasie od wartości w chwili poprzedzającej rozpatrywaną chwilę o wartości opóźnienia t

$$R_{xx}(\tau) = \lim_{\Delta t \rightarrow \infty} \frac{1}{\Delta t} \int_{t_1}^{t_2} x(t)x(t+\tau) dt \quad (5.16)$$

Funkcja ta osiąga maksimum w zerze, jest funkcją malejącą dla procesów, dla których wartość średnia jest równa zeru, zmierza do zera, a dla procesów zawierających stałą składową zmierza do kwadratu tej wartości. Funkcja autokorelacji dla $\tau = 0$ jest równa wartości średniokwadratowej $x_{sr2} = R_{xx}(0)$, a pierwiastek kwadratowy z funkcji autokorelacji dla $\tau = \infty$ równy jest wartości średniej sygnału $x_{sr} = \sqrt{R_{xx}(\infty)}$. Im węższe jest pasmo częstotliwości widma sygnału, tym bardziej istotne wartości przybiera funkcja w coraz krótszym przedziale symetrycznym wokół zera (dla sygnału typu białego szumu funkcja autokorelacji jest deltą Diraca).

- **funkcja korelacji wzajemnej** jest zdefiniowana jako miara podobieństwa w czasie dwóch sygnałów:

$$R_{xy}(\tau) = \lim_{t \rightarrow \infty} \left(\frac{1}{t} \right) \int_{-t/2}^{t/2} x(t) y(t + \tau) dt, \quad (5.17)$$

- **gęstość widmowa mocy** (PSD) jest transformatą Fouriera jego funkcji autokorelacji:

$$S_x(f) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{+\infty} R_x(\tau) e^{-i2\pi f \tau} d\tau. \quad (5.18)$$

Przedstawia moc przypadającą na przedział częstotliwości o długości df . W praktyce ma zastosowanie funkcja, która ma niezerowe wartości dla $f \geq 0$. Dla procesu ergodycznego **funkcja gęstości widmowej mocy** może być wyznaczona jako wartość średniokwadratowa sygnału po przejściu przez filtr pasmowy o częstotliwości f i szerokości pasma Δf .

$$G_x(f) = \lim_{\Delta f \rightarrow 0} \frac{1}{\Delta f} \left[\lim_{T \rightarrow +\infty} \frac{1}{T} \int_0^T x^2(t, f, \Delta f) dt \right]. \quad (5.19)$$

Ma zastosowanie do określenia struktury częstotliwościowej sygnału, a także do wyznaczania modułu transmitancji układu. Jeśli układ opisany jest przez transmitancję $H(f)$ i sygnał wejściowy jest stacjonarny, to zachodzi zależność

$$|H(f)|^2 = \frac{G_{wy}}{G_{we}}. \quad (5.20)$$

W tym przypadku brak jest jednak informacji o przesunięciu fazowym sygnałów

- **energia sygnału**

$$E = \int_{-\infty}^{+\infty} x^2(t) dt, \quad (5.21)$$

zgodnie z twierdzeniem Parsevala

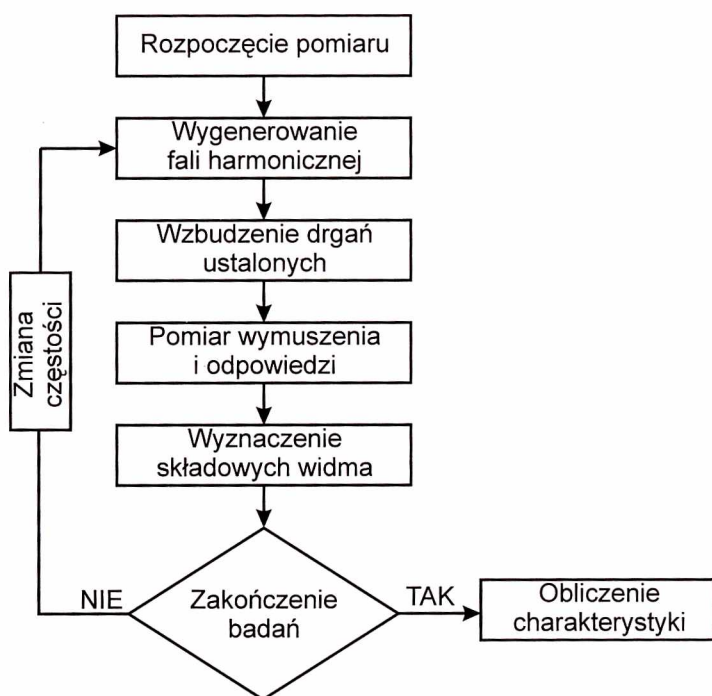
$$E = \int_{-\infty}^{+\infty} |X(f)|^2 df. \quad (5.22)$$

W przetwarzaniu sygnałów bardzo przydatna jest zależność wiążąca różniczkowanie i całkowanie sygnałów w dziedzinie czasu, z odpowiednimi operacjami w dziedzinie częstotliwości. Różniczkowanie w dziedzinie czasu sygnału jest równoważne mnożeniu sy-

gnału przez współczynnik $j2\pi f$ w dziedzinie częstotliwości, natomiast całkowanie w dziedzinie czasu odpowiada dzieleniu przez $j2\pi f$ w dziedzinie częstotliwości. Związki te ułatwiają na przykład wyznaczenie prędkości czy przemieszczenia drgań na podstawie pomiaru przyspieszenia. Rzadziej stosuje się operacje różniczkowania ze względu na wzmacnianie wysokoczęstotliwościowych szumów pomiarowych. Podczas wykonywania wymienionych operacji należy pamiętać o przesunięciach fazowych, jakie wnoszą do sygnału $+\pi/2$ i $-\pi/2$.

W metodzie wymuszenia harmonicznego charakterystykę częstotliwościową definiuje się jako stosunek amplitudy drgań w ruchu ustalonym badanego obiektu do amplitudy siły wymuszającej. Zakłada się przy tym, że odpowiedź na wymuszenie harmoniczne w stanie ustalonym jest funkcją harmoniczną o tej samej częstotliwości. Na wyjściu stosuje się filtry umożliwiające pomiar odpowiedzi jedynie dla częstotliwości wymuszenia. Faza charakterystyki częstotliwościowej jest interpretowana jako przesunięcie fazowe między funkcją harmoniczną na wejściu oraz odpowiedzią układu. Można wyróżnić dwie metody wyznaczania charakterystyk częstotliwościowych na podstawie pomiarów za pomocą wymuszenia harmonicznego (rys. 5.2).

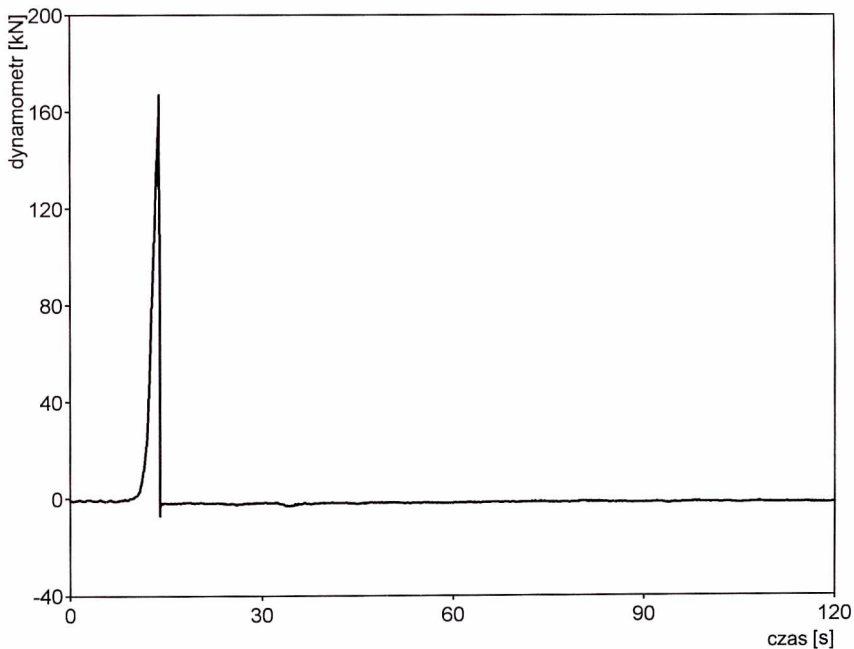
Pierwsza metoda polega na bezpośrednim pomiarze amplitudy i fazy wymuszenia odpowiedzi, a następnie wyznaczeniu wartości charakterystyki dla badanej częstotliwości



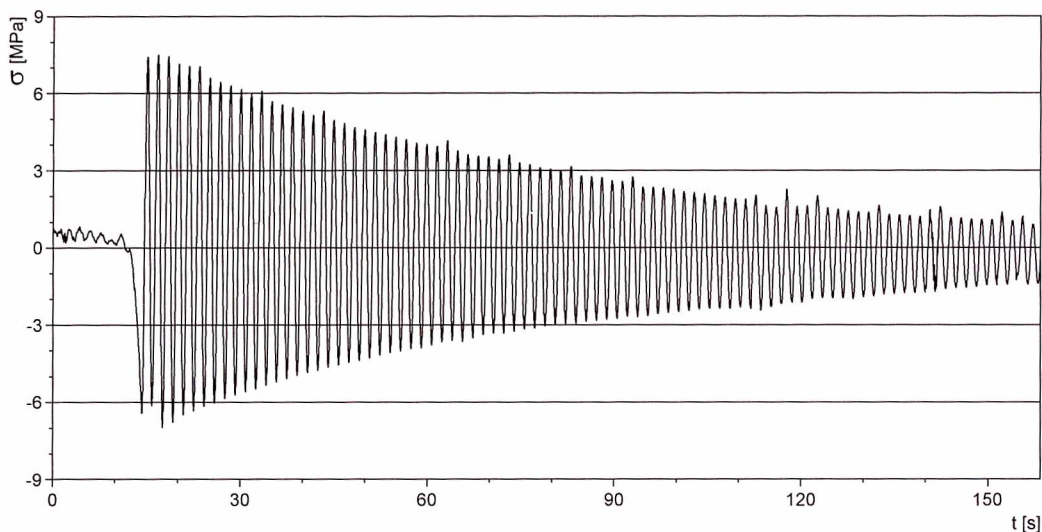
Rys. 5.2. Algorytm wyznaczania charakterystyk częstotliwościowych za pomocą wymuszenia harmonicznego

przez określenie stosunku amplitudy wymuszenia do amplitudy odpowiedzi oraz wyznaczeniu różnicy ich faz. Po dokonaniu pomiarów dla jednej częstotliwości dokonuje się zmiany częstotliwości wymuszenia. Druga metoda polega na obliczeniu gęstości widmowych własnych i wzajemnych, wymuszenia i odpowiedzi.

W większości znanych metod pierwszym krokiem procedury identyfikacji jest wyznaczenie **odpowiedzi impulsowej** układu, a następnie na podstawie jej znajomości estymuje się parametry modelu modalnego. Na rysunku 5.3 pokazano obraz impulsu, który zastosowano w identyfikacji modelu modalnego nadwozia koparki wieloczerpakowej kołowej KWK 1200. Było to wymuszenie styczne do obwodu koła czerpakowego, czyli działające w kierunku obwodowej siły urabiania. Odczyty z czujników rozmieszczonych na zespołach koparki pozwalają określić częstotliwości i postacie drgań. Na rysunku 5.4 pokazano przebieg zmian naprężeń w pasie górnym wysięgnika przeciwwagi. Z przebiegu tego można odczytać nie tylko wartość maksymalnego naprężenia, ale również częstotść drgań podstawowych wysięgnika. Z samego wykresu, bez analizy widmowej, można obliczyć, że częstotść drgań wynosi ok. 0,6 Hz. Pozostaje jedynie określić jaka jest postać tych drgań. Teoretycznie mogą być postacie drgań giętych z różną liczbą półfal. Często w tego typu maszynach postać drgań po prostu widać. Wysięgnik pobudzony drga stosunkowo długo, jak widać na wykresie (rys. 5.4). W innych przypadkach, aby określić właściwą postać drgań, należy rozmieścić większą liczbę czujników.



Rys. 5.3. Impuls siły zadany na obwodzie koła czerpakowego podczas badań koparki KWK 1200



Rys. 5.4. Przebieg zmian naprężeń wysięgnika przeciwcieżaru od impulsu siły na kole czepakowym

5.2. Eksploatacyjna analiza modalna

Parametry modelu modalnego wyznacza się na podstawie rejestracji odpowiedzi przy nieznanymi wymuszeniach eksploatacyjnych. Metody identyfikacyjne, oparte na pomiarach eksploatacyjnych, można podzielić na trzy podstawowe grupy [135]:

- na bazie korelacji własnej i wzajemnej sygnałów,
- na bazie funkcji autoregresji dla sygnałów odpowiedzi,
- w podprzestrzeni stochastycznej.

W metodzie LSCE (*Least Squares Complex Exponential*), do wyznaczenia parametrów modelu modalnego, przebieg funkcji korelacji aproksymuje się sumą zanikających wykładniczo funkcji harmonicznym. Metoda ta, stosowana do odpowiedzi impulsowej układu, jest dobrze znaną techniką w klasycznej eksperymentalnej analizie modalnej, dającą estymatory globalne biegunów układu. Można udowodnić, że funkcja korelacji wzajemnej może być wykorzystana w identyfikacji parametrów modelu modalnego, w sposób podobny jak odpowiedź impulsowa układu [135]. W tym celu rozważamy równanie dynamiczne układu w postaci

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{x}} + \mathbf{K}\mathbf{x} = \mathbf{f}(t) \quad (5.23)$$

gdzie: $\mathbf{M}$, $\mathbf{C}$, $\mathbf{K}$ – macierze mas, tłumienia i sztywności,

$\ddot{\mathbf{x}}$, $\dot{\mathbf{x}}$, $\mathbf{x}$ – wektory przyspieszeń, prędkości i przemieszczeń,

$\mathbf{f}(t)$ – wektor sił wymuszających.

Równanie (5.23) można przekształcić do współrzędnych głównych, stosując transformację daną wzorem

$$\mathbf{x}(t) = \mathbf{\Psi} \mathbf{q}(t) = \sum_{r=1}^n \mathbf{\Psi}_r \mathbf{q}_r(t) \quad (5.24)$$

gdzie: $\mathbf{\Psi}$ – macierz modalna, której kolumny są postaciami drgań własnych odpowiadających danej częstotliwości własnej,
 $\mathbf{q}_r(t)$ – współrzędna główna (modalna).

Po założeniu, że tłumienie jest małe lub proporcjonalne, po podstawieniu zależności (5.24) do równania (5.23) i pomnożeniu przez $\mathbf{\Psi}^T$, otrzymuje się rozprzężony układ równań w postaci

$$\ddot{\mathbf{q}}_r(t) + 2\xi_r \omega_{nr} \dot{\mathbf{q}}_r(t) + \omega_{nr}^2 \mathbf{q}_r(t) = \frac{1}{m_r} \mathbf{\Psi}_r^T \mathbf{f}(t) \quad (5.25)$$

gdzie: ω_{nr} – r -ta częstość drgań własnych,
 ξ_r – modalny współczynnik tłumienia dla r -tej postaci drgań,
 m_r – masa modalna.

Rozwiązanie równania (5.25), po założeniu zerowych warunków początkowych dla dowolnego wymuszenia, można zapisać w postaci spłotu

$$\mathbf{q}_r(t) = \int_{-\infty}^t \mathbf{\Psi}_r^T f(\tau) g_r(t-\tau) d\tau \quad (5.26)$$

gdzie $g_r(t) = 0$ dla $t < 0$,

$$g_r(t) = \frac{1}{m_r \omega_{rd}} \exp(-\xi_r \omega_{nr} t) \sin \omega_{rd} t \quad \text{dla } t \geq 0,$$

$\omega_{rd} = \omega_{nr} \sqrt{1 - \xi_r^2}$ – częstość drgań własnych tłumionych.

Korzystając z rozwiązania (5.26), określającego współrzędne modalne do wyznaczenia rozwiązania we współrzędnych uogólnionych $\mathbf{x}(t)$, otrzymujemy:

$$\mathbf{x}(t) = \sum_{r=1}^n \mathbf{\Psi}_r \int_{-\infty}^t \mathbf{\Psi}_r^T f(\tau) g_r(t-\tau) d\tau \quad (5.27)$$

gdzie: n – liczba postaci drgań uwzględnianych w rozwiązaniu.

W celu określenia parametrów modelu modalnego przedstawia się zależność funkcji korelacji wzajemnej od impulsowej funkcji przejścia, którą to funkcję stosuje się w kla-

sycznej analizie modalnej. Funkcję korelacji wzajemnej dla dwóch sygnałów odpowiedzi w punkcie i i j otrzymuje się w postaci sumy zanikających wykładniczo funkcji harmoniczych [135]:

$$R_{ij}(T) = \sum_{r=1}^n \frac{\Psi_{ir} G_{jr}}{m_r \omega_{rd}} \exp(-\xi_r \omega_{nr} T) \sin(\omega_{rd} T + \vartheta_r) \quad (5.28)$$

gdzie nowy kąt przesunięcia fazowego ϑ_r oraz stała G_{jr} dane są wzorami

$$\operatorname{tg} \vartheta_r = \frac{I_{rs}}{J_{rs}} \quad (5.29)$$

$$I_{rs} = 2\omega_{rd} (\xi_r \omega_{nr} + \xi_s \omega_{ns})$$

$$J_{rs} = (\omega_{sd}^2 - \omega_{rd}^2) + (\xi_r \omega_{nr} + \xi_s \omega_{ns})^2$$

$$G_{jr} = \frac{\Psi_{ir}}{m_r \omega_{rd}} \sum_{s=1}^n \sum_{k=1}^n \beta_{jkrs} (I_{rs}^2 + J_{rs}^2)^{-\frac{1}{2}} \quad (5.30)$$

$$\beta_{jkrs} = \frac{\alpha_k \Psi_{kr} \Psi_{js} \Psi_{ks}}{m_s}$$

Metoda LSCE identyfikacji parametrów modelu modalnego jest metodą realizowaną w dziedzinie czasu, która daje globalne oszacowanie parametrów modelu w postaci częstości własnych i modalnych współczynników tłumienia. Metoda ta została po raz pierwszy opublikowana w pracy [12]. Podstawą do wyznaczenia modeli modalnych w tej metodzie jest zmierzony przebieg impulsowej funkcji przejścia, w metodzie identyfikacji na podstawie pomiaru odpowiedzi układu na nieznane wymuszenie, impulsowa funkcja przejścia jest zastępowana przez funkcję korelacji wzajemnej.

5.3. Kryteria zgodności modeli modalnych układów mechanicznych

W procesie dostrajania modelu numerycznego MES do modelu modalnego z eksperymentu porównuje się częstości drgań lub lepiej charakterystyki częstotliwościowe obliczone ze zmierzonymi. Zwykle błąd z porównania częstotliwości nie powinien przekraczać 1%.

Drugim istotnym elementem modelu modalnego jest porównanie postaci drgań otrzymanych z modelu MES z postacią drgań z eksperymentu. W tym celu stosuje się odpowiednie kryteria zgodności. Wśród najczęściej stosowanych można wymienić:

- **współczynnik MAC** (ang. *Modal Assurance Criterion*) jest współczynnikiem korelacji zdefiniowanym dla wektorów określonej postaci drgań otrzymanej z analizy MES i z eksperymentu

$$MAC^{e-a}(i, j) = \frac{(\Psi_i^{aT} \Psi_j^e)^2}{(\Psi_i^{aT} \Psi_i^a)(\Psi_j^{eT} \Psi_j^e)} \quad (5.31)$$

gdzie: Ψ_i^a – i -ty wektor własny otrzymany z analizy numerycznej MES,
 Ψ_j^e – j -ty wektor własny otrzymany z eksperymentu.

Współczynnik ten może być wyznaczony dla każdej kombinacji postaci drgań. Wartość tego współczynnika zawiera się w przedziale $[0, 1]$. W przypadku pełnej zgodności współczynnik ten przybiera wartość 1, przy braku zgodności przyjmuje wartość 0. W praktyce przyjmuje się za dobrą zgodność, kiedy współczynnik ten jest nie mniejszy od 0,8.

Innym kryterium zgodności postaci drgań jest kryterium ortogonalności wzajemnej wektorów modalnych modelu MES z eksperymentalnym, wówczas obliczamy współczynniki COM i COK oraz MOM i MOK :

$$COM = \Psi^{aT} \mathbf{M} \Psi^e \quad (5.32)$$

$$COK = \Psi^{aT} \mathbf{K} \Psi^e \quad (5.33)$$

$$MOM = \Psi^{eT} \mathbf{M} \Psi^e \quad (5.34)$$

$$MOK = \Psi^{eT} \mathbf{K} \Psi^e \quad (5.35)$$

gdzie $\mathbf{M}$, $\mathbf{K}$ – macierze mas i sztywności modelu MES.

Dobra korelacja jest wtedy kiedy współczynniki, poza główną przekątną, są bliskie zera.

6. Modele dyskretne maszyn górnictwa odkrywkowego

Analiza zagadnień dynamicznych może dotyczyć całego nadwozia, podwozia lub ich wydzielonych fragmentów.

Struktura nadwozia składa się z następujących zespołów:

- platformy nadwozia o strukturze blachownicowo-belkowej, wspartej na łożu kulowym lub zestawie wózków,
- masztu o strukturze belkowo-kratownicowej lub pylonu o strukturze blachownicowej,
- wysięgnika organu urabiającego o strukturze belkowo-kratownicowej,
- wysięgnika przeciwwagi o strukturze belkowo-kratownicowej,
- ciągną kratownicowego,
- zespołu zawiesi, lin, trawersy.

W zależności od celu i zakresu analizy zagadnień dynamicznych opracowuje się modele dyskretne o różnym stopniu złożoności. Możemy tutaj wyróżnić:

- modele złożone z elementów sztywnych, elementów sprężystych i tłumiących,
- modele złożone z elementów podatnych belkowych,
- modele belkowo-powłokowe,
- modele powłokowe,
- modele bryłowe.

Obecnie, ze względu na duże moce obliczeniowe programów i sprzętu komputerowego, modele dyskretne oparte są na powłokowych elementach skończonych. Budowa takiego modelu jest bardzo pracochłonna, lecz pozwala śledzić zarówno lokalne, jak i globalne postaci odkształceń i naprężeń. Modele belkowe czy powłokowe uzupełniane są całą paletą elementów specjalnych, jak skupione elementy masowe, sztywne elementy skończone, elementy typu sprężyna, elementy typu tłumik, elementy kontaktowe (typu GAP). Na przykładach przedstawiono modele dyskretne, stosowane w analizie rzeczywistych konstrukcji maszyn podstawowych górnictwa odkrywkowego.

6.1. Zredukowane modele belkowe

Zgodnie z zasadami redukcji buduje się uproszczone modele nadwozi maszyn podstawowych. Model taki składa się z pojedynczych belek (prętów), które zastępują wysięgni-

ki, maszty, pylony, ciągną analizowanego nadwozia. W określaniu charakterystyk zastępczych belek (prętów) wykorzystuje się równość energii (odkształcenia, kinetycznej, potencjalnej) układu zastępczego w stosunku do zastępowanego obiektu. Często przyjmuje się uproszczenia dotyczące rozkładu sztywności, masy wzdłuż zredukowanego elementu belkowego. Element zastępczy zwykle ma stały przekrój, zachowuje jedynie sztywność globalną na zginanie i skręcanie oraz masę.

Modele zredukowane znajdują zastosowanie do modelowania pewnych mniej istotnych w danej analizie fragmentów nadwozia. Na przykład w analizie tylko wysięgnika koła czerpakowego, wysięgnik jest modelowany dokładnie, a pozostałe zespoły jako układy zastępcze.

Zaletą zredukowanych modeli jest ich prostota, szybkość przeprowadzania obliczeń numerycznych, możliwość wykonania analiz wieloparametrowych, optymalizacji.

Wadą tych modeli jest brak możliwości analizy zjawisk lokalnych (lokalne postaci drgań prętów), lokalnych koncentracji naprężeń, brak możliwości analizy zjawisk falowych. Pracochłonny i wymagający dużego doświadczenia jest sam proces redukcji parametrów obiektu na parametry modelu zastępczego.

6.2. Modele belkowe

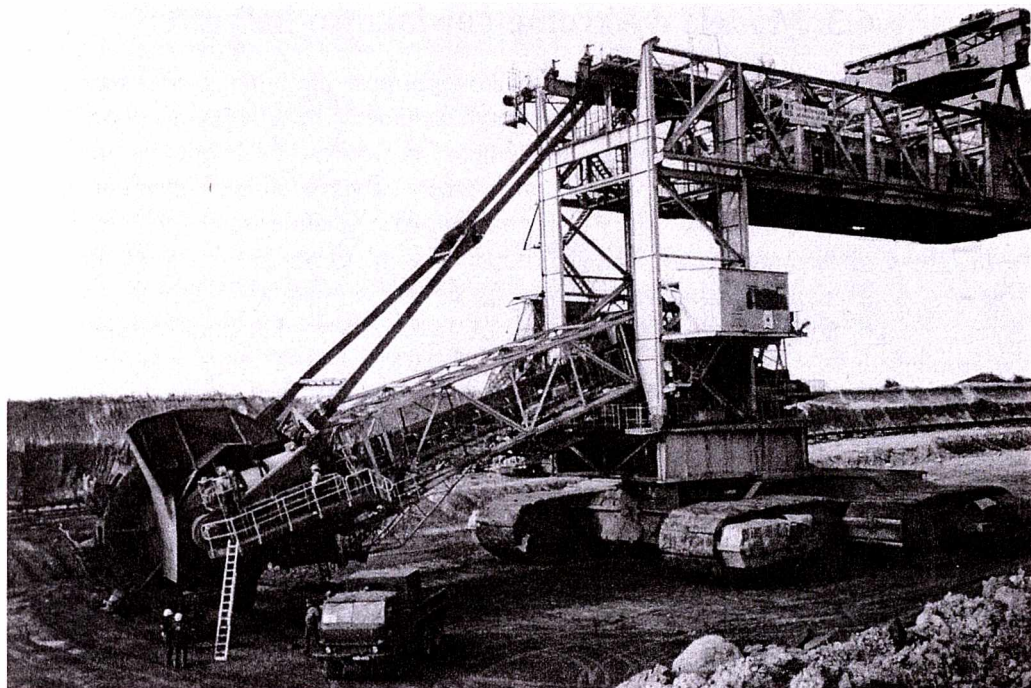
W modelu belkowym każdy element konstrukcyjny wysięgnika o strukturze prętowej zastępowany jest jednym lub kilkoma elementami skończonymi belkowymi. Modele belkowe są powszechnie stosowanym sposobem modelowania konstrukcji wysięgników lub masztów złożonych z dużej liczby prętów. Problemem, w czysto belkowym modelowaniu, są obszary o blachownicowej strukturze, jak konstrukcja platformy nadwozia, czy obszar wokół zabudowy koła czerpakowego, a w przypadku nadwozi koparek łańcuchowych blachownicowa konstrukcja prowadzenia łańcucha.

Analiza statyczna za pomocą modeli belkowych umożliwia zwymiarowanie przekrojów prętów wysięgników oraz masztów. Za pomocą modeli belkowych można wykonać analizę dynamiczną zarówno drgań globalnych, jak i lokalnych poszczególnych prętów.

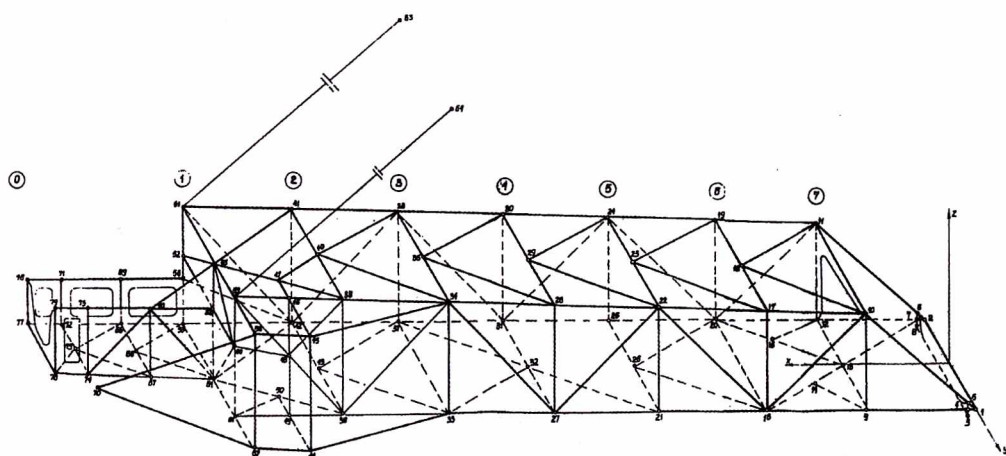
Modele belkowe nie określają lokalnych rozkładów naprężeń w obszarze połączeń prętów i blach węzłowych. Dają wyniki daleko odbiegające od rzeczywistych w obszarach krótkich belek lub konstrukcji blachownicowych, które trudno zastąpić jakimś zastępczym przekrojem. W analizie dynamicznej i statycznej nie uwzględniają rzeczywistej sztywności węzłów konstrukcyjnych.

Modelowanie elementami belkowymi jest możliwe tylko w przypadku stosowania programów opartych wyłącznie na elementach belkowych. Obecne programy, oparte na metodzie elementów skończonych, umożliwiają opracowywanie modeli mieszanych belkowo-powłokowych.

Na rysunku 6.1 pokazano widok koparki SRs 1200, a na rysunku 6.2 model belkowy wysięgnika koła czerpakowego tej koparki.



Rys. 6.1. Widok koparki SRs 1200



Rys. 6.2. Model belkowy wysięgnika koła czerpakowego koparki SRs 1200

6.3. Modele dyskretne powłokowo-belkowe

Modelowanie elementami powłokowo-belkowymi pozwala uniknąć większości problemów występujących podczas modelowania tylko elementami belkowymi. W obszarach o strukturze blachownicowej stosuje się elementy powłokowe. Również w obszarach szczególnie istotnych do analizy wysoko obciążone węzły modeluje się elementami powłokowymi. Same wysięgniki, maszty, ciągną kratowe modeluje się elementami belkowymi, a nadwozie zbudowane z wysokich dźwigarów, platformy, zabudowy kół czerpakowych czy łańcucha modeluje się za pomocą elementów powłokowych.

Zaletą tego modelowania jest prosty sposób tworzenia modeli kratowo-belkowych wysięgników, masztów, złożonych zwykle z dużej liczby prętów. W łatwy sposób można określić (zwymiarować) przekroje zgodnie z obowiązującymi normami, które przystosowane są z natury do wymiarowania konstrukcji prętowych.

W tworzeniu modeli mieszanych, belkowo-powłokowych, wymaga się jedynie właściwego sposobu łączenia tych elementów. Jeżeli na przykład, węzeł zbiegających się prętów (tzw. węzłówka) jest modelowany elementami powłokowymi, a same pręty w pewnej odległości od węzła elementami belkowymi, to problemem staje się odpowiednie połączenie elementów powłokowych z elementami belkowymi. Wynika to ze znikomej sztywności lokalnej na zginanie elementu powłokowego w miejscu połączenia ze stosunkowo sztywnym elementem belkowym.

Na rysunkach 6.3 i 6.4 pokazano widok zmodernizowanej koparki SchRs 800, obecnie KWK 800. Do analizy wytrzymałościowej i dynamiki zastosowano model dyskretny belkowo-powłokowy (rys. 6.5). Powłokami modelowana była platforma nadwozia (rys. 6.6, 6.7) i obszar wokół koła czerpakowego (rys. 6.8). Widać w platformie wyprowadzenia powłokowe przekrojów słupów, które przechodzą w elementy belkowe.

Innym przykładem modelu belkowo-powłokowego jest model nadwozia koparki KWK 1200M. Widok koparki pokazano na rysunku 6.9, a jej model dyskretny na rysunku 6.10. Zastosowano model powłokowy do całego wysięgnika koła czerpakowego oraz górnego i dolnego fragmentu masztu. Natomiast pozostałą część masztu, ciągną kratowe i wysięgnik kabiny operatora dyskretyzowano elementami belkowymi.

Na kolejnych rysunkach 6.11 i 6.12 pokazano przykład zastosowania modelu powłokowo-belkowego przygotowanego do analizy statyki i dynamiki nadwozia koparki łańcuchowej KW 2540.

6.4. Dyskretne modele powłokowe

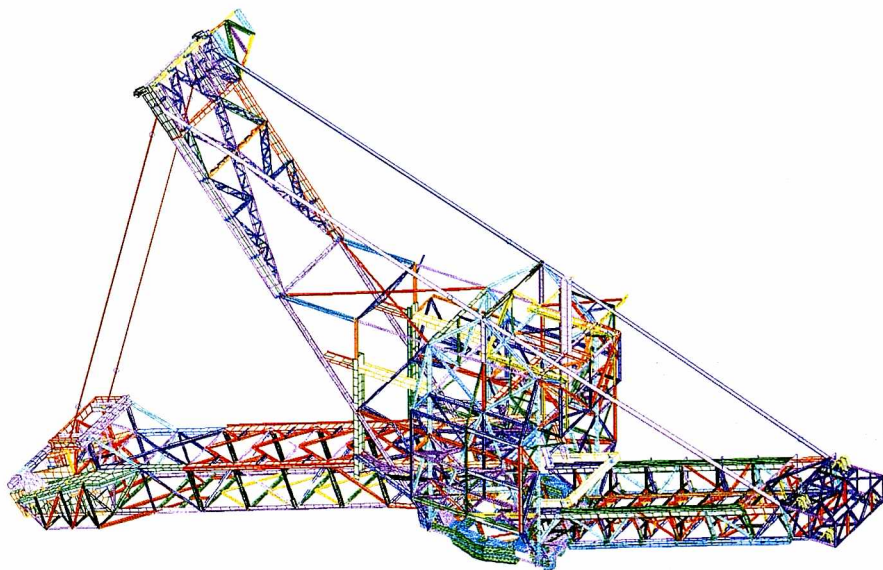
Dyskretyzowanie całych konstrukcji nośnych powłokowymi elementami skończonymi umożliwia uzyskiwać modele najbardziej zbliżone do rzeczywistych obiektów. Modelowanie to jest bardzo żmudne i pracochłonne, lecz efektywne. Obecne programy komputerowe, jak UG, I-DEAS, Pro/E, CATIA, MSC/PATRAN&MSC/NASTRAN, mają kil-



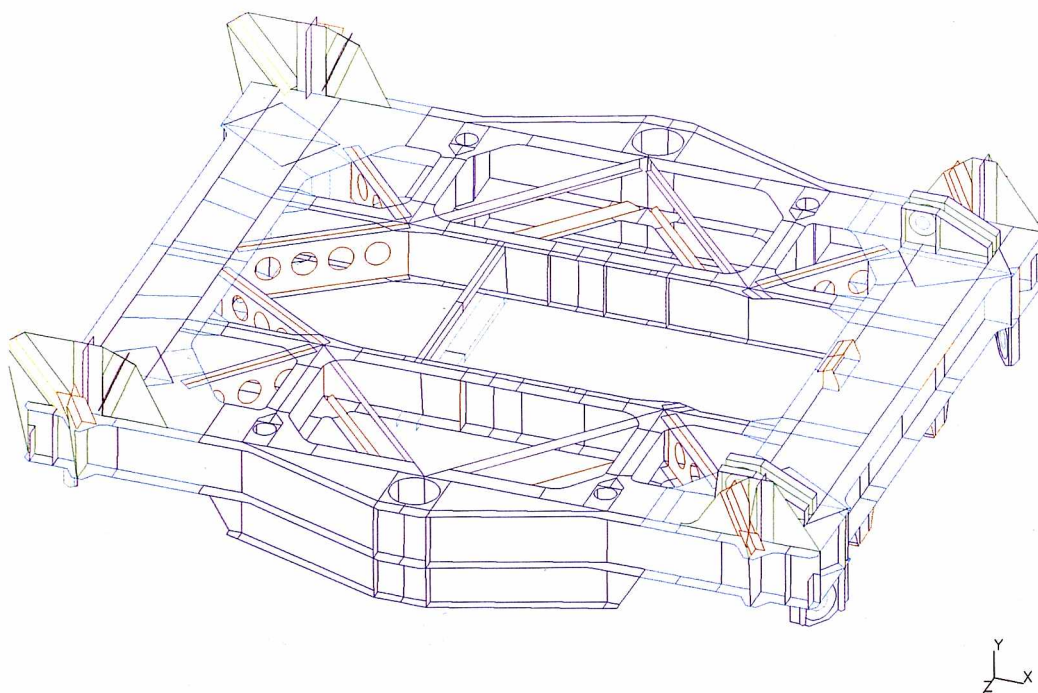
Rys. 6.3. Widok koparki KWK 800



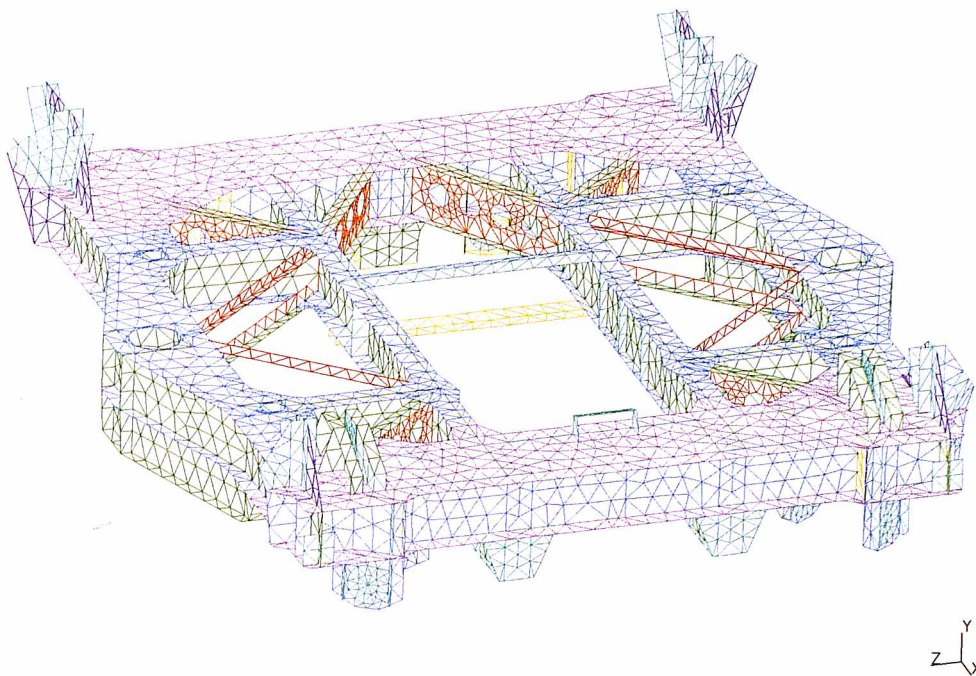
Rys. 6.4. Widok koparki KWK 800



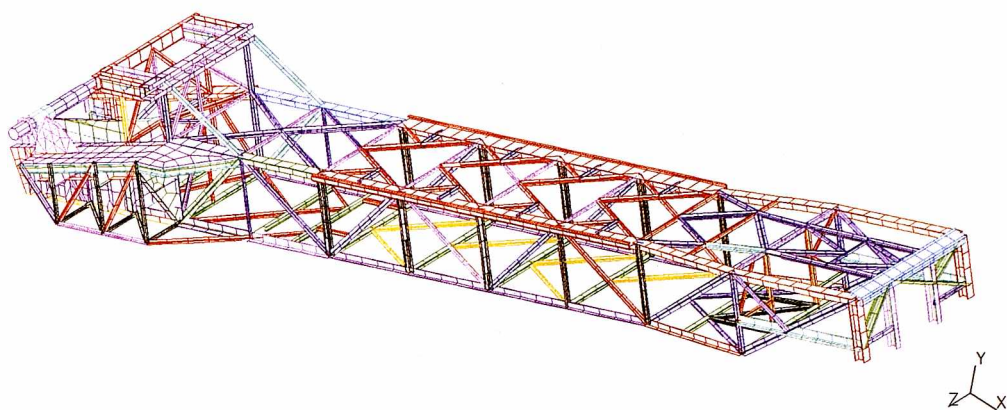
Rys. 6.5. Model belkowo-powłokowy nadwozia zmodernizowanej koparki SchRs 800



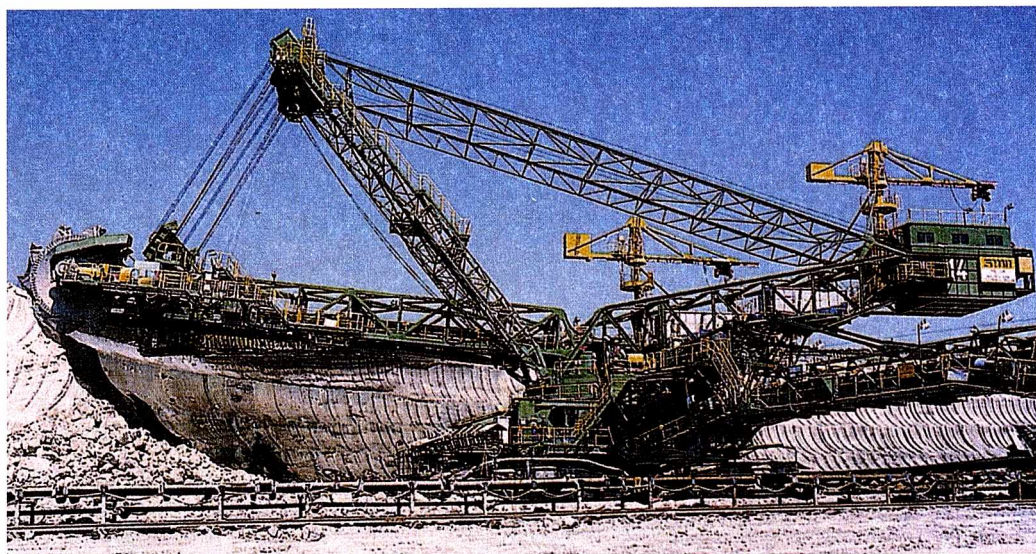
Rys. 6.6. Model geometryczny platformy



Rys. 6.7. Model dyskretny powłokowy platformy nadwozia



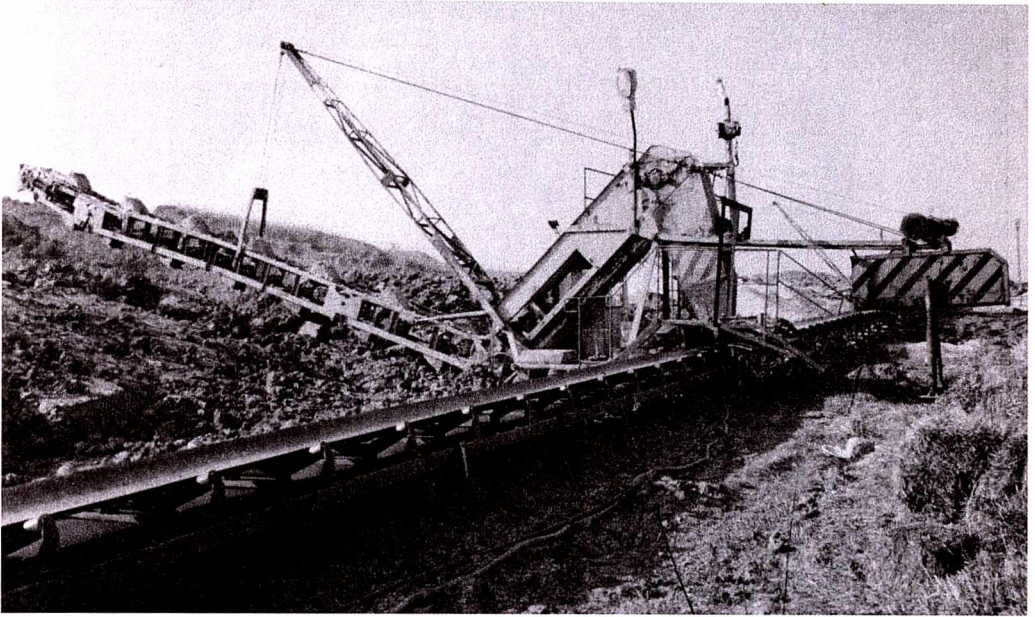
Rys. 6.8. Model belkowy wysięgnika koła czerpakowego z fragmentami wokół koła modelowanymi elementami powłokowymi



Rys. 6.9. Widok koparki KWK 1200M



Rys. 6.10. Model dyskretny belkowo-powłokowy nadwozia koparki KWK 1200M

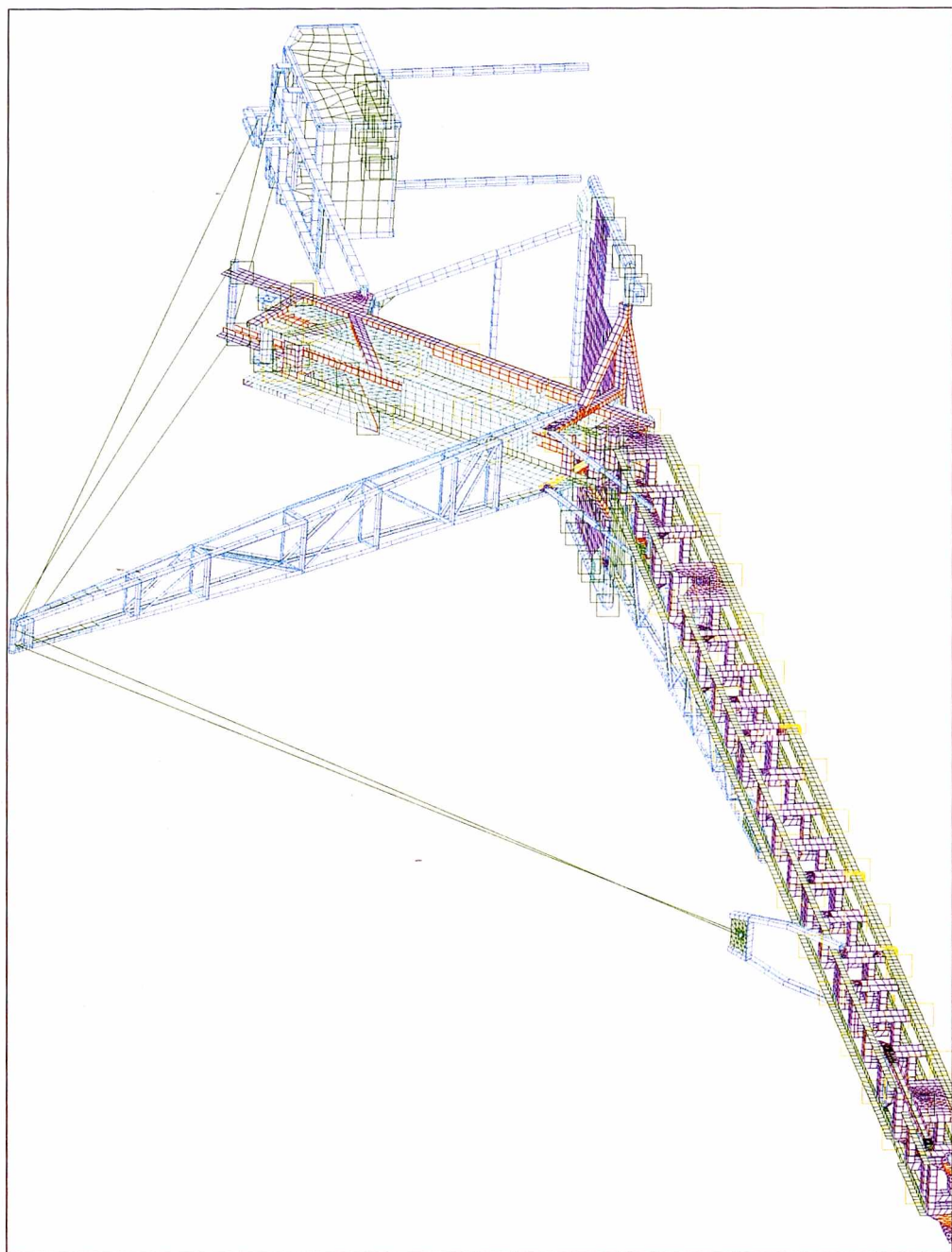


Rys. 6.11. Widok koparki łańcuchowej KW 2540

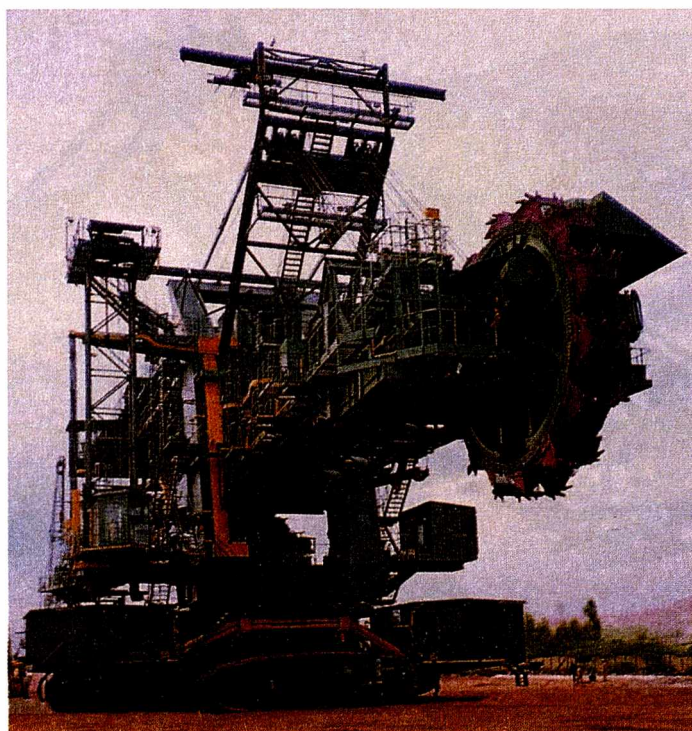
ka narzędzi, znacznie ułatwiających opracowywanie geometrycznych modeli powierzchniowych i dyskretnych powłokowych.

Modele te umożliwiają obliczenia statyczne i dynamiczne. Przykładem konstrukcji nadwozia i podwozia dyskretyzowanego elementami powłokowymi jest koparka BWE 700L, projektowana przez POLTEGOR-PROJEKT, na rzecz kopalni węgla brunatnego w Neyveli India. Na rysunku 6.13 pokazano widok ogólny koparki, na rysunku 6.14 podstawowe zespoły koparki, a na rysunkach 6.15÷6.20 powłokowy model nadwozia i podwozia.

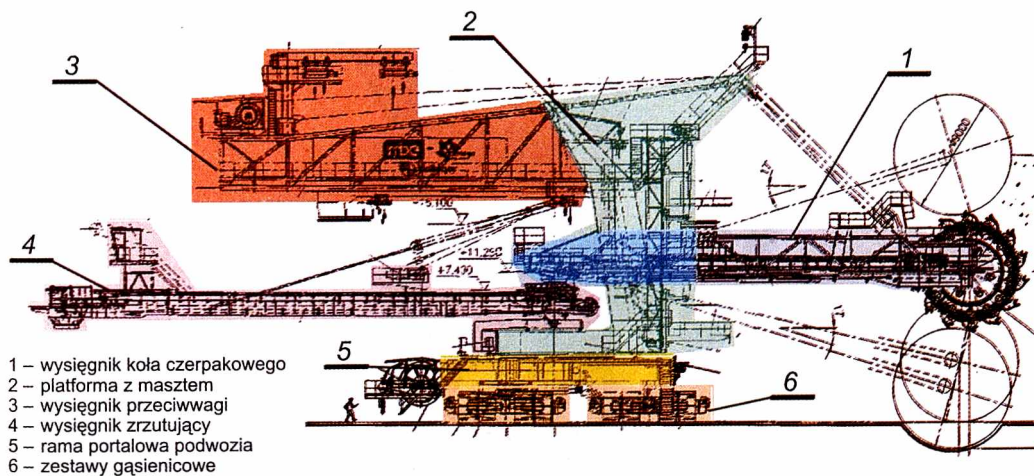
W przypadku podwozi zagadnienia dynamiczne nie odgrywają aż tak istotnej roli, jak w zespołach nadwozi. Niemniej jednak na tym zespole wspiera się nadwozie, którego drgania i wahania przenoszą się przez łożysko obrotu na ustrój nośny podwozia. Dla elementów podwozia istotne znaczenie ma zmiana obciążeń, wynikająca z obrotu nadwozia, powodującego przemieszczanie się środka mas. Ponadto, znaczne obciążenia, również o charakterze zmiennym, pojawiają się podczas jazdy na zakręcie.



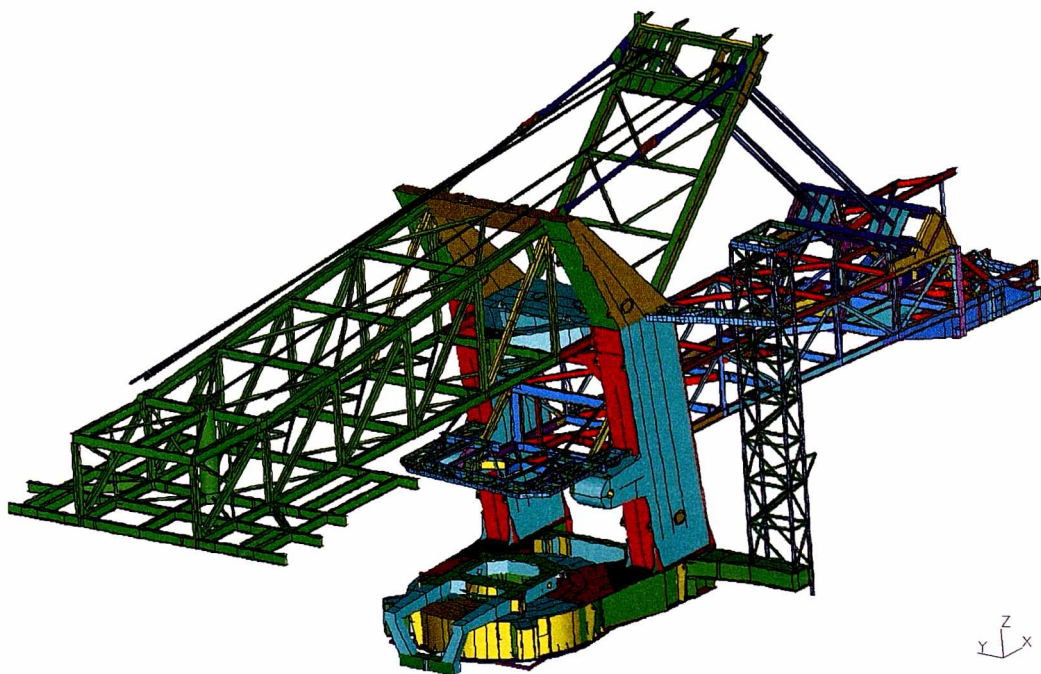
Rys. 6.12. Model dyskretny belkowo-powłokowy nadwozia koparki łańcuchowej KW 2540



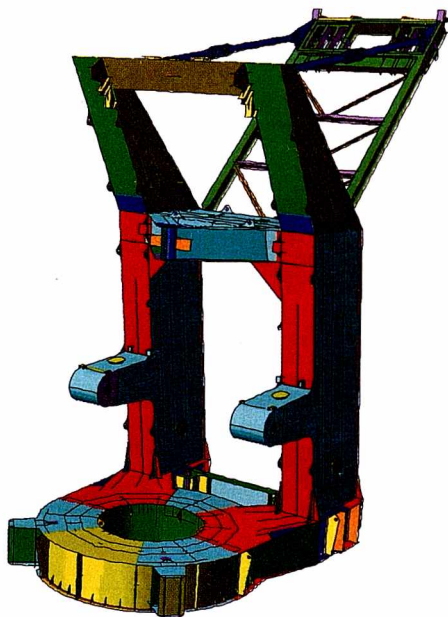
Rys. 6.13. Widok ogólny koparki kołowej BWE 700L



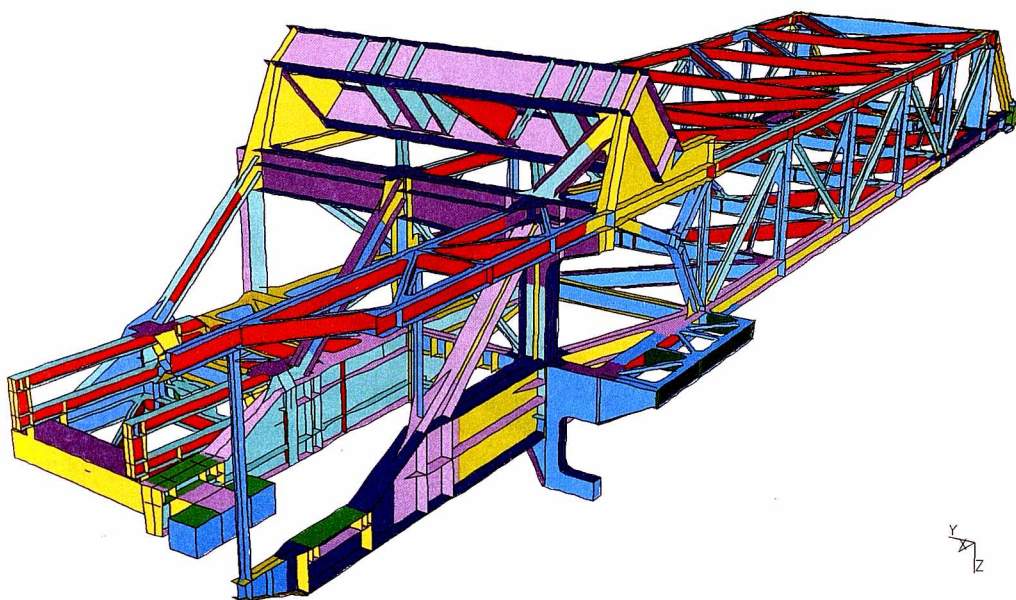
Rys. 6.14. Podstawowe zespoły konstrukcji nośnej koparki BWE 700L



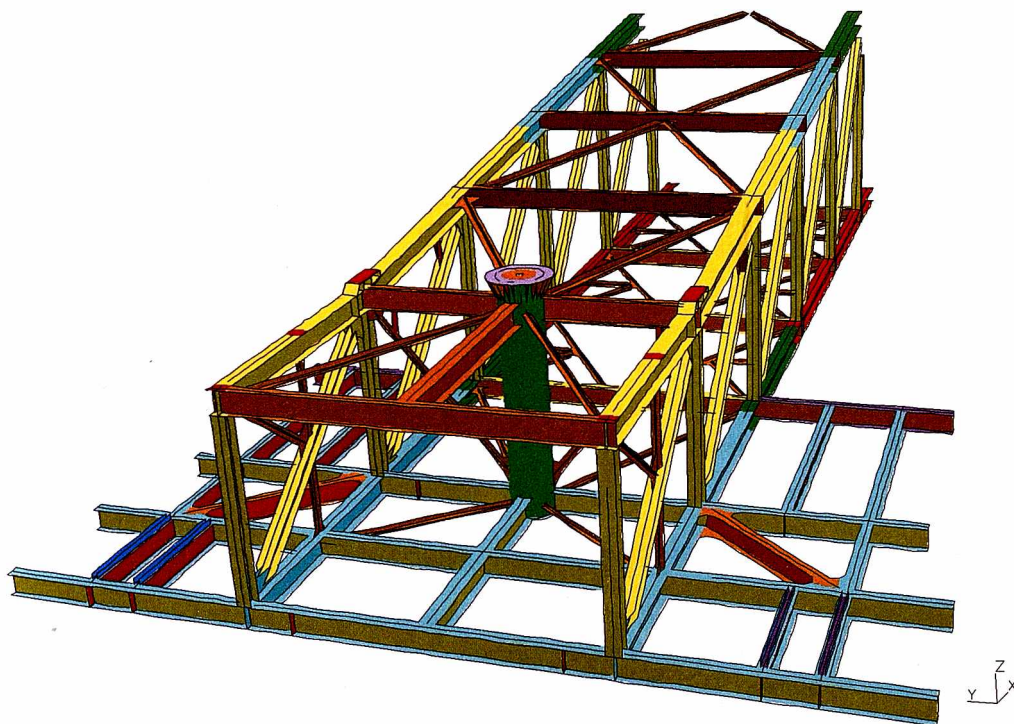
Rys. 6.15. Model dyskretny nadwozia koparki BWE 700L



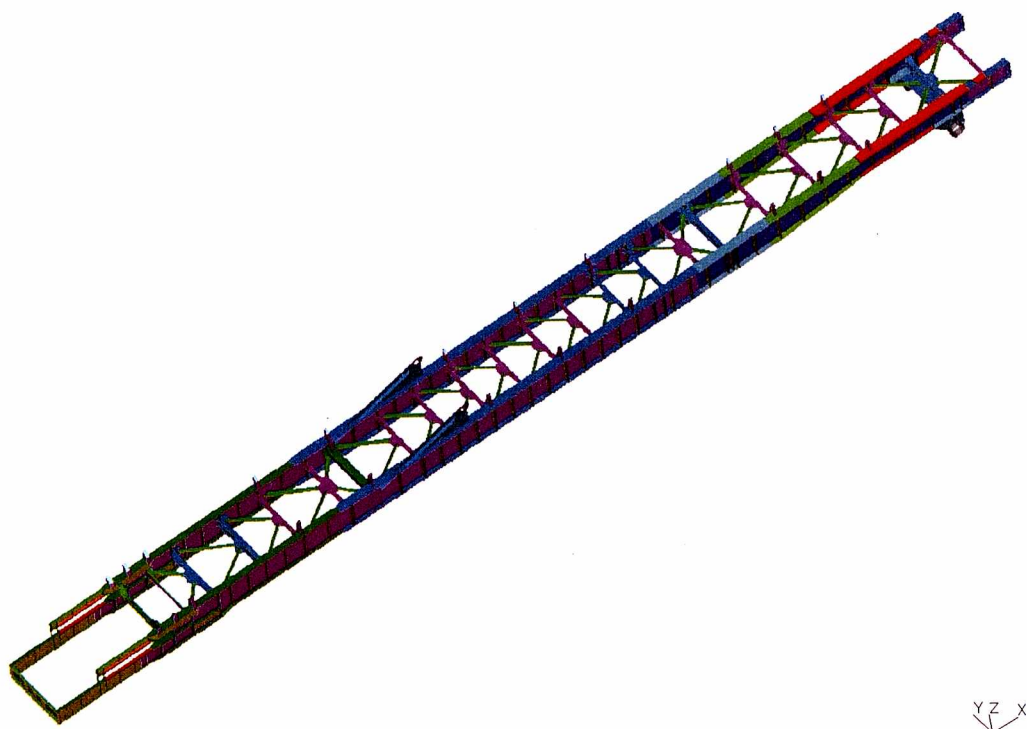
Rys. 6.16. Model dyskretny powłokowy nadwozia koparki BWE 700L
platforma, pylony i wysięgnica



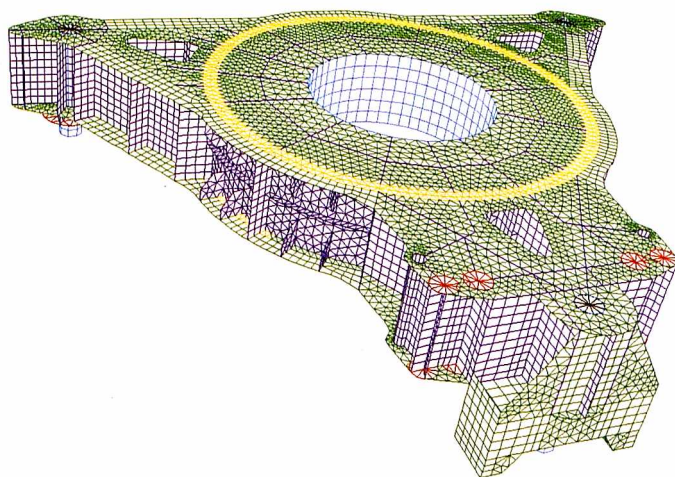
Rys. 6.17. Model dyskretny powłokowy wysięgnika koła czepakowego koparki BWE 700L



Rys. 6.18. Model dyskretny powłokowy wysięgnika przeciwwagi



Rys. 6.19. Model dyskretny powłokowy wysięgnika zrzutowego



Rys. 6.20. Model dyskretny powłokowy ramy portalowej podwozia

7. Eksperymentalna analiza modalna drgań wieloczerpakowej koparki kołowej

W celu zweryfikowania przyjętej metody wykonano pomiary na koparce KWK1200M. Do pomiarów stosowano układy tensometryczne i akcelerometryczne, rozmieszczone na całej konstrukcji nadwozia koparki.

7.1. Układ pomiarowy

Pomiary prowadzono z zastosowaniem czujników przyspieszeń i tensometrów rozmieszczonych w odpowiednich miejscach struktury nośnej koparki. Prowadzono pomiary drgań zarówno dla całej koparki, jak i dla poszczególnych zespołów, tj. wysięgnika koła czerpakowego i wysięgnicy. Na rysunku 7.1 pokazano rozmieszczenie czujników przyspieszeń podczas pomiaru drgań całej koparki, a w tabeli 7.1 zamieszczono ich opis.

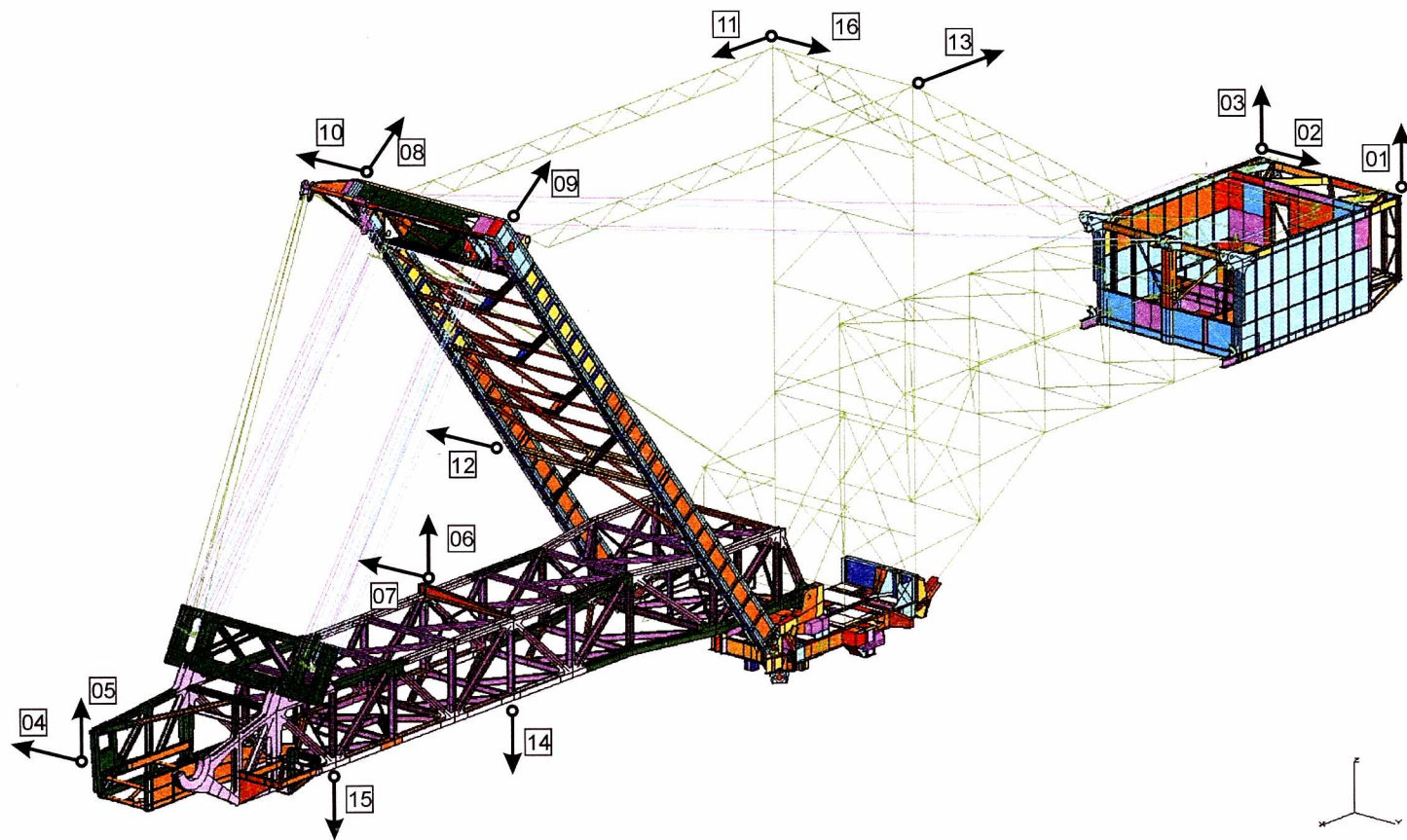
Przy takim rozmieszczeniu czujników pomiar prowadzono dla następujących stanów:

- a) skalowanie torów pomiarowych przy wymuszeniu siłą pionową na końcu czerpaka,
- b) skalowanie torów pomiarowych przy wymuszeniu siłą poziomą na końcu czerpaka w jego dolnym położeniu,
- c) podczas wykonywania ruchów roboczych,
 - jazdy,
 - obrotu nadwozia,
 - zwodzenia wysięgnika koła czerpakowego,
- d) podczas urabiania.

Pomiary podczas skalowania torów pomiarowych były podstawą do analiz dynamicznych przy obciążeniach zdeterminowanych. Podczas tego typu pomiarów drgania wywołwane są na skutek znanego wymuszenia.

7.2. Skalowanie torów pomiarowych

Podczas określenia odpowiedzi układu od znanych obciążeń wykonuje się skalowanie torów pomiarowych. Skalowanie prowadzi się dla obciążeń pionowych i poziomych, działających w osi koła czerpakowego. Na rysunku 7.3 pokazano widok koparki podczas skalowania siłą pionową. Proces skalowania polega na wymuszeniu drgań koparki impul-



Rys. 7.1. Rozmieszczenie czujników przyspieszeń

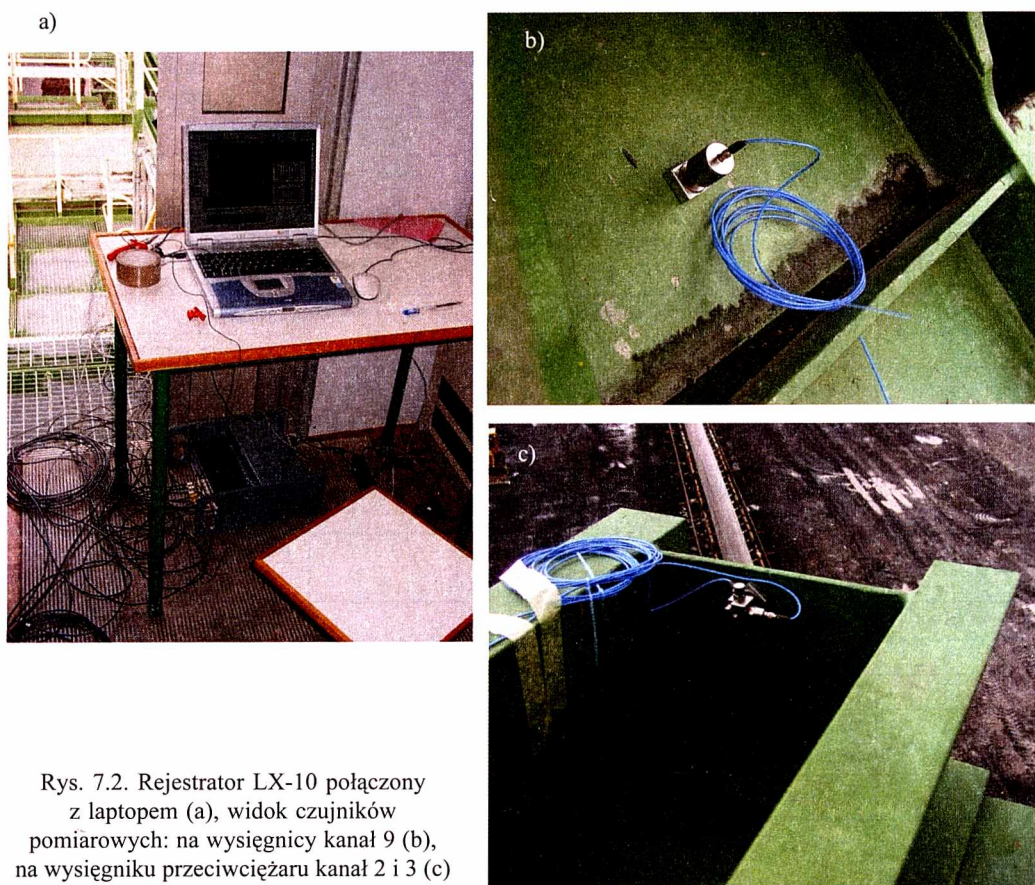
Tabela 7.1. Opis punktów pomiarowych przyspieszeń

Nr kanału	Miejsce	Kierunki mierzonych przyspieszeń
1	Lewy koniec wysięgnika przeciwcieżaru	Pionowe
2	Prawy koniec wysięgnika przeciwcieżaru	Poziome poprzeczne
3		Pionowe
4	W osi koła czerpakowego po prawej stronie	Poziome poprzeczne
5		Pionowe
6	W środku rozpiętości wysięgnika koła czerpakowego po prawej stronie	Pionowe
7		Poziome poprzeczne
8	Górny prawy punkt wysięgnicy	Prostopadle do płaszczyzny wysięgnicy
10		Poziome poprzeczne
9	Górny lewy punkt wysięgnicy	Prostopadle do płaszczyzny wysięgnicy
12	Na środku długości wysięgnicy po prawej stronie	Poziome poprzeczne
11	Górny prawy punkt masztu	Poziome wzdłużne
16		Poziome poprzeczne
13	Górny lewy punkt masztu	Poziome wzdłużne
14	W środku rozpiętości wysięgnika koła czerpakowego po lewej stronie	Pionowe
15	W osi koła czerpakowego po lewej stronie	Pionowe

sem siły o określonej wartości. Do czerpaka podwieszany jest dynamometr (rys. 7.4), w którym podczas podnoszenia wysięgnika podlegają ścięciu odpowiednio dobrane kołki. Rejestrowany jest impuls wymuszający drgania. Podobnie wykonuje się pomiary skalujące od obciążenia działającego poziomo, poprzecznie do płaszczyzny koła czerpakowego. Podczas pomiarów rejestrowano również przemieszczenia pionowe i poziome z dokładnością 0,5 cm.

Próby skalowania prowadzono dla kilku różnych wartości obciążeń, co pokazano w tabeli 7.2. W wyniku pomiarów podczas skalowania otrzymujemy przebiegi przyspieszeń (rys. 7.7) i naprężeń, w określonych punktach konstrukcji nośnej od wymuszeń siłą o znanej wartości. Dzięki temu, w dalszych pomiarach, możemy określić zmiany naprężeń od zmiennych sił urabiania.

Zestawienie maksymalnych amplitud naprężeń podczas skalowania zamieszczono w tabeli 7.3.



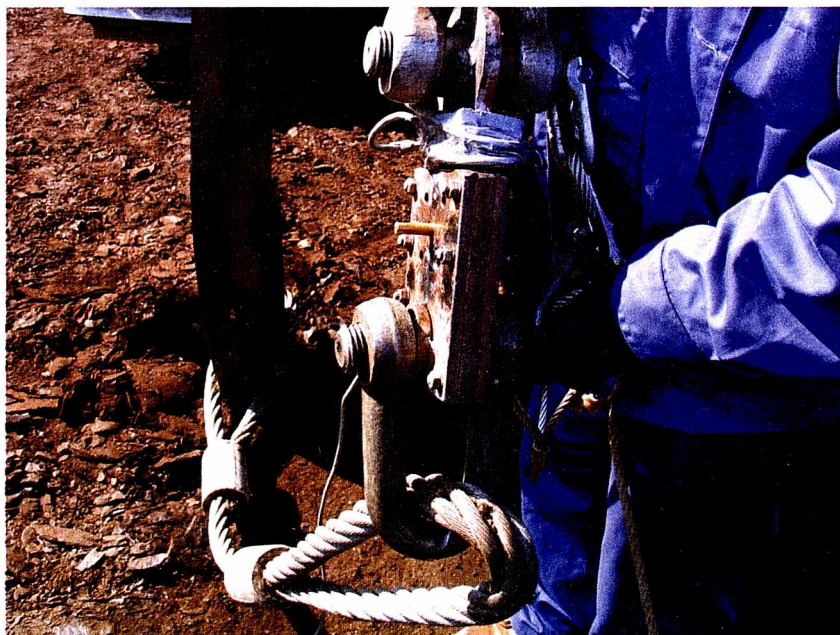
Rys. 7.2. Rejestrator LX-10 połączony z laptopem (a), widok czujników pomiarowych: na wysięgnicy kanał 9 (b), na wysięgniku przeciwcieżaru kanał 2 i 3 (c)

Tabela 7.2. Zestawienie pomiarów przy skalowaniu koparki KWK1200M

Nr pomiaru	Kierunek obciążenia	Siła ścinająca, kN
1	Pionowy	~110
2		~145
3		~151
4		~178
5		~99
6		~105
7	Poziomy	~52
8		~78
9		~81
10		~99
11		~101



Rys. 7.3. Widok koparki podczas skalowania siłą pionową, z lewej strony kamera do rejestracji przemieszczeń pionowych



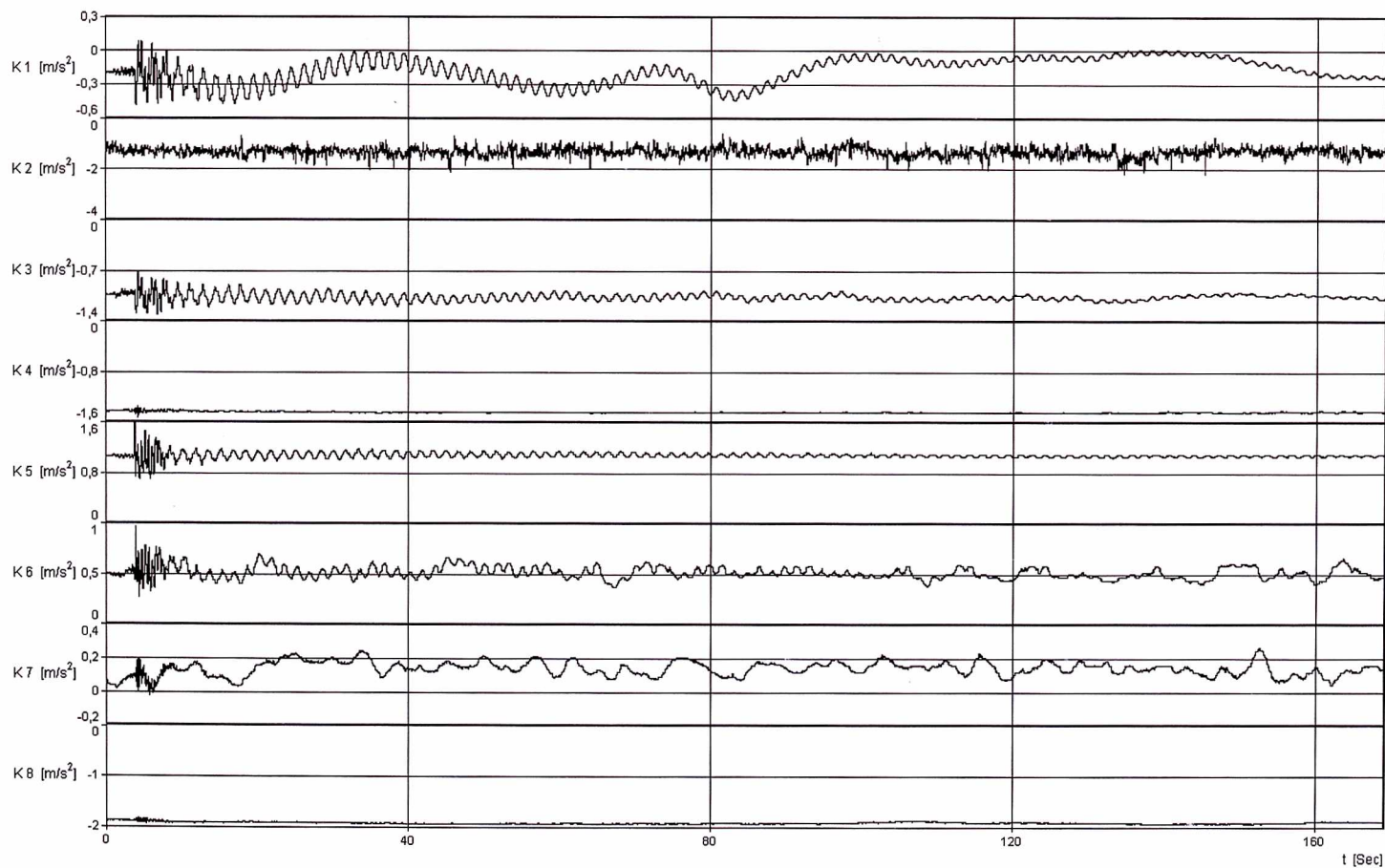
Rys. 7.4. Widok przyrządu, w którym kołki ulegają ścinaniu przy określonej sile



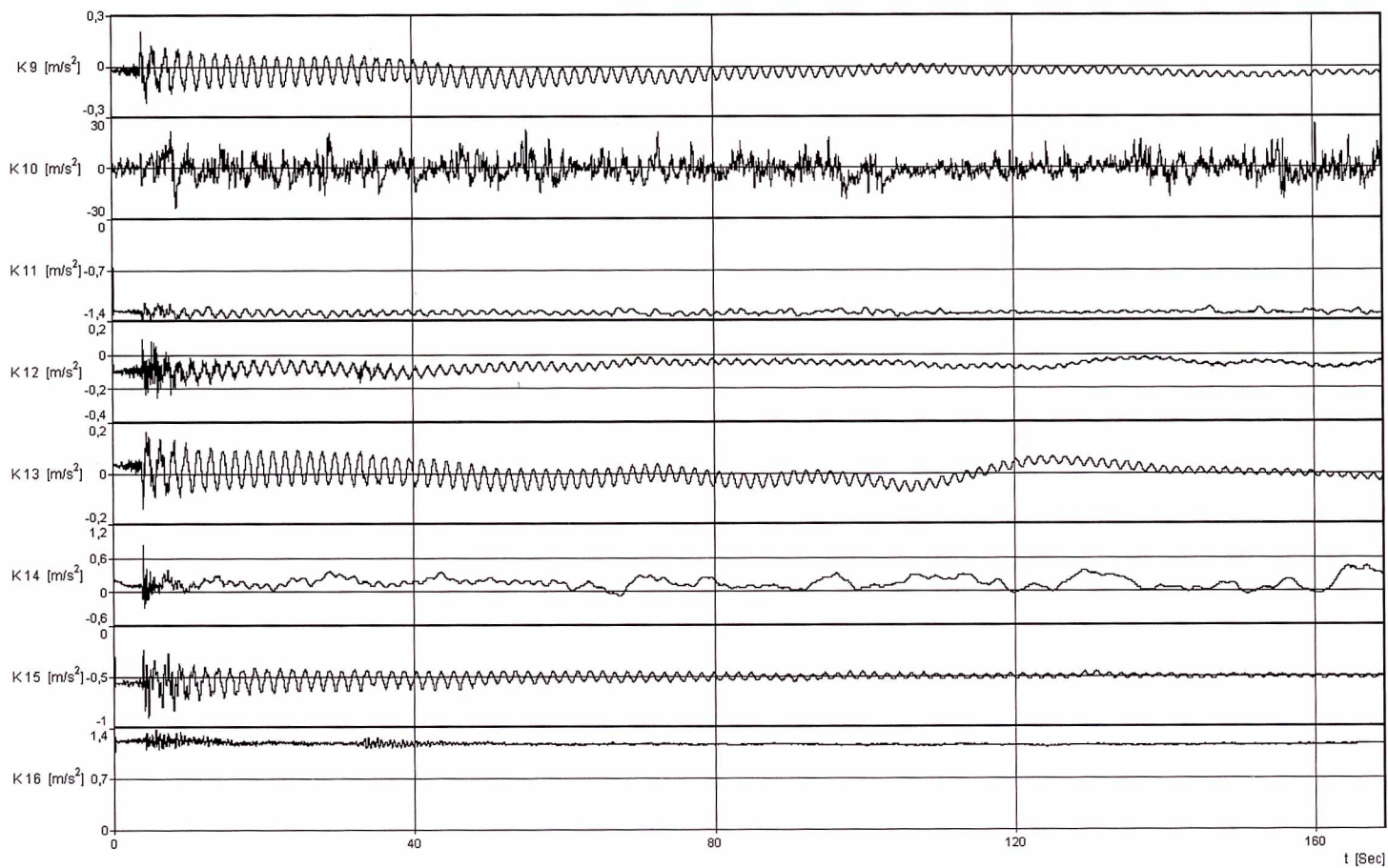
Rys. 7.5. Skalowanie siłą poziomą



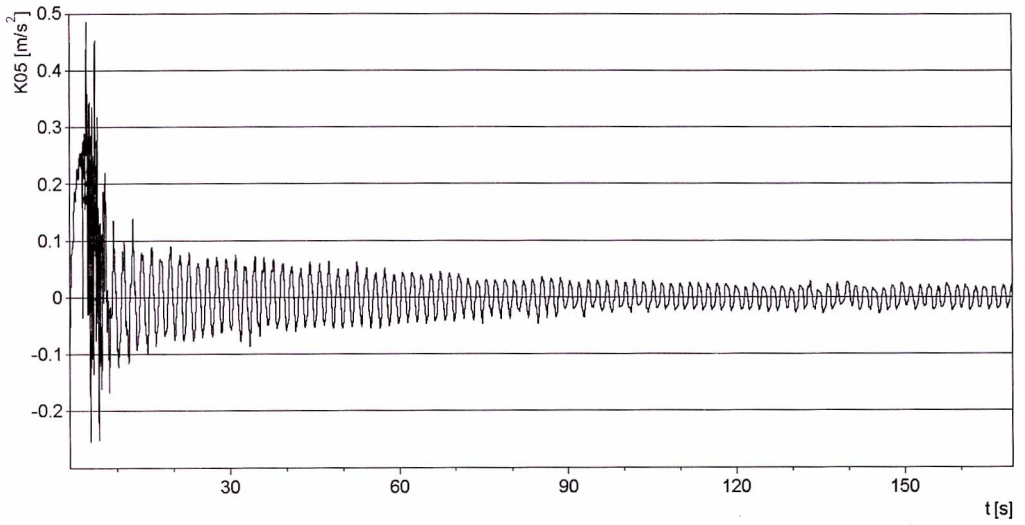
Rys. 7.6. Skalowanie siłą poziomą z rejestracją przemieszczeń poziomych



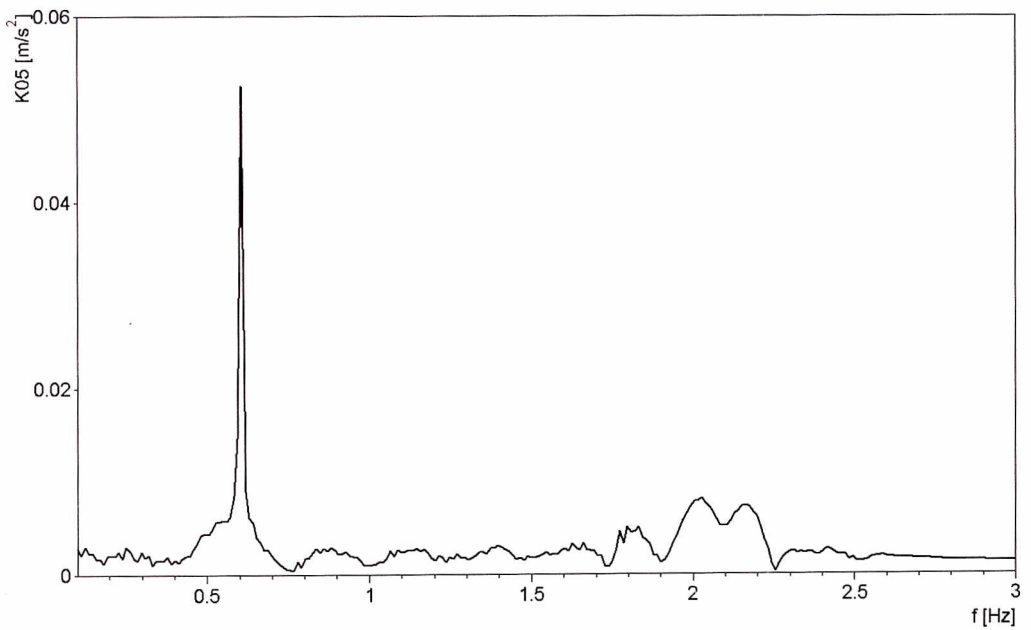
Rys. 7.7a. Przebiegi przyspieszeń podczas skalowania torów pomiarowych przy wymuszeniu siłą pionową



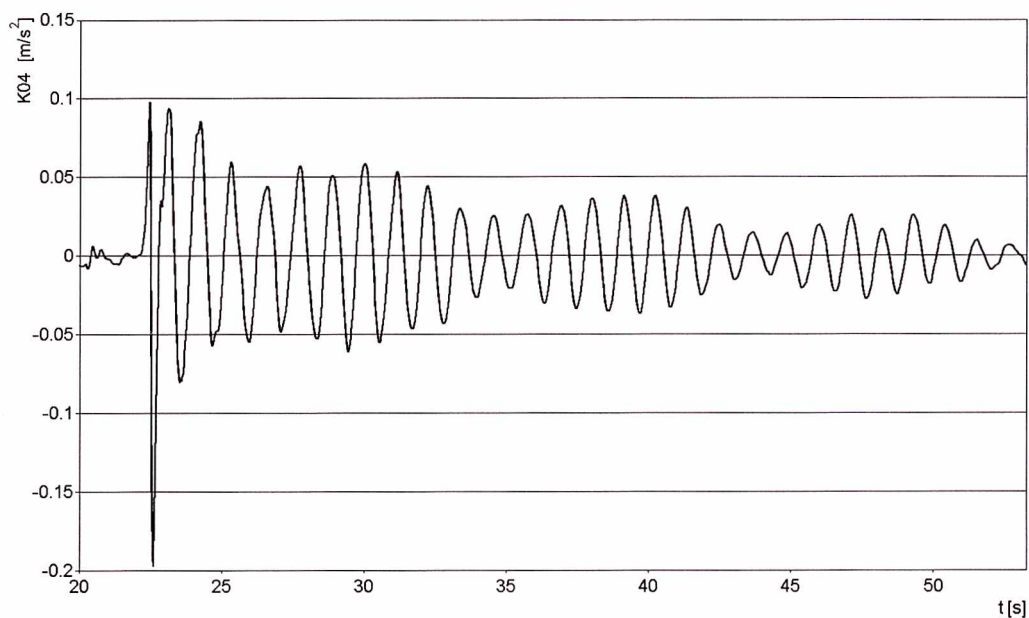
Rys. 7.7b. Przebiegi przyspieszeń podczas skalowania torów pomiarowych przy wymuszeniu siłą pionową



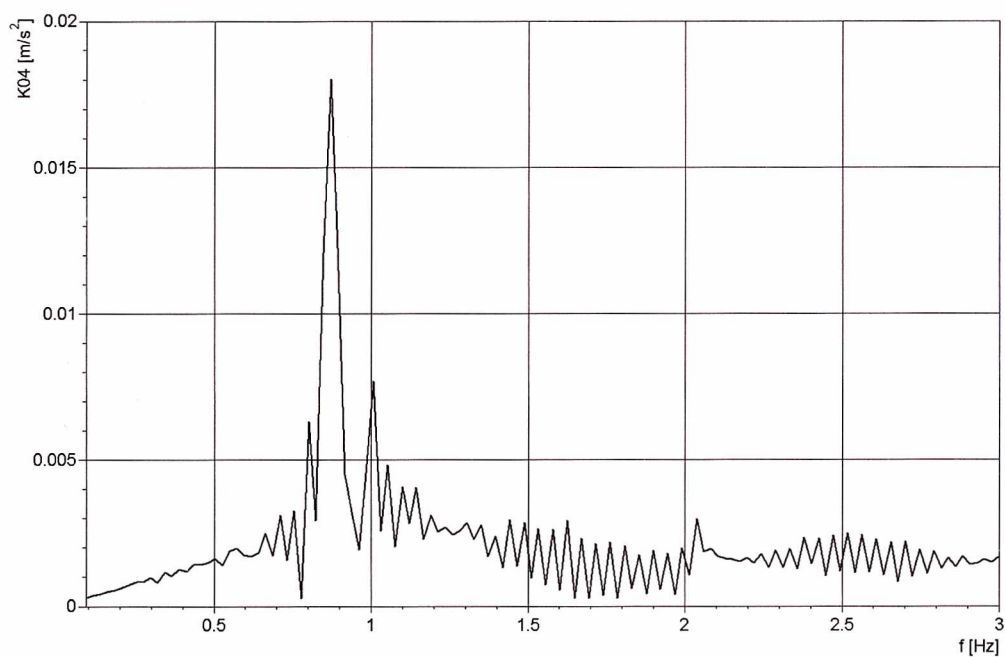
Rys. 7.8. Przebieg przyspieszeń pionowych z punktu 05 w skalowaniu siłą wymuszającą pionową $F = 50 \text{ kN}$



Rys. 7.9. Widmo harmoniczne przebiegu przyspieszeń z kanału 05 (drgania pionowe), częstotliwość dominująca $f = 0,61 \text{ Hz}$



Rys. 7.10. Przebieg przyspieszeń w punkcie 04 (pomiar b003), przy skalowaniu siłą wymuszającą boczną $F = 60$ kN



Rys. 7.11. Widmo harmoniczne przebiegu przyspieszeń podczas skalowania siłą poziomą (pomiar b003) w punkcie 04, częstotliwość dominująca $f = 0.87$ Hz

Tabela 7.3. Maksymalne wartości naprężeń odczytane podczas skalowania siłą pionową i poziomą, dla koparki KWK 1200M, w MPa

Nr pomiaru	Siła [kN]		Wysięgnik przeciwwagi		Maszt tylny		Cięgna górne		Maszt główny		Cięgna tylne		Ucho masztu głównego
			Zginanie pionowe	Zginanie poziome	Ściskanie słupa prawego	Ściskanie słupa lewego	Rozciąganie cięgna prawego	Rozciąganie cięgna lewego	Słup prawy	Słup lewy	Prawe	Lewe	
			CH04	CH05	CH06	CH07	CH08	CH09	CH10	CH14	CH12	CH13	CH15
			ZVP	ZHP	SPS	SLS	RPCG	RLCG	RIP	RIL	RPGP	RPGL	ZLUcho
d01	Pionowa	100	7,5	0,4	2,8	2,4	4,0	3,75 (7,5)	1,6	1,2	4,0	3,75	2,4
d02		150	10,5	0,8	5,0	4,5	5,5	8,0	2,5	1,9	7,0	7,0	3,75
d03		150	11,0	0,5	4,0	4,0	6,0	7,5	2,5	1,8	6,5	6,5	3,75
d04		180	12	0,5	4,5	5,0	7,0	8,0	2,5	2,3	7,0	7,5	3,75
d05		100	8,0	0,7	3,0	3,0	4,0	5,0	2,0	1,2	4,5	4,0	3,0
d06		100	7,5	0,4	2,4	2,4	3,0	4,0	1,25	0,9	3,0	3,75	2,4
d07	Pozioma	50	0,9	4,0	0,6	1,0	0,8	2,0	1,2	1,2	0,9	1,0	6,0
d08		80	2,4	6,0	1,2	1,0	2,0	4,0	2,5	1,8	1,5	2,0	10,0
d09		80	2,4	6,0	1,4	1,2	1,5	4,0	2,4	2,8	1,5	1,3	9,0
d010		100	3,0	7,0	1,4	1,4	1,7	2,2	3,0	3,0	1,8	1,8	12
d011		100	3,0	6,0	1,6	1,4	1,8	2,4	3,2	2,8	1,8	1,8	12

W tabeli użyto następujących oznaczeń:

CH4 – CH15

– nr kanału,

ZVP, ZHP

– oznaczenie tensometru do odczytu odkształceń od zginania w płaszczyźnie pionowej (V), poziomej (H) na wysięgniku przeciwwagi,

SPS, SLS

– oznaczenie tensometru do odczytu odkształceń ściskających w prawym, lewym słupie masztu tylnego

RPCG, RLCG

– oznaczenie tensometru do odczytu odkształceń rozciągających prawego, lewego cięgna górnego,

RIP, RIL

– oznaczenie tensometru do odczytu odkształceń ściskających prawego, lewego słupa masztu głównego (wysięgnicy),

RPGP, RPGL

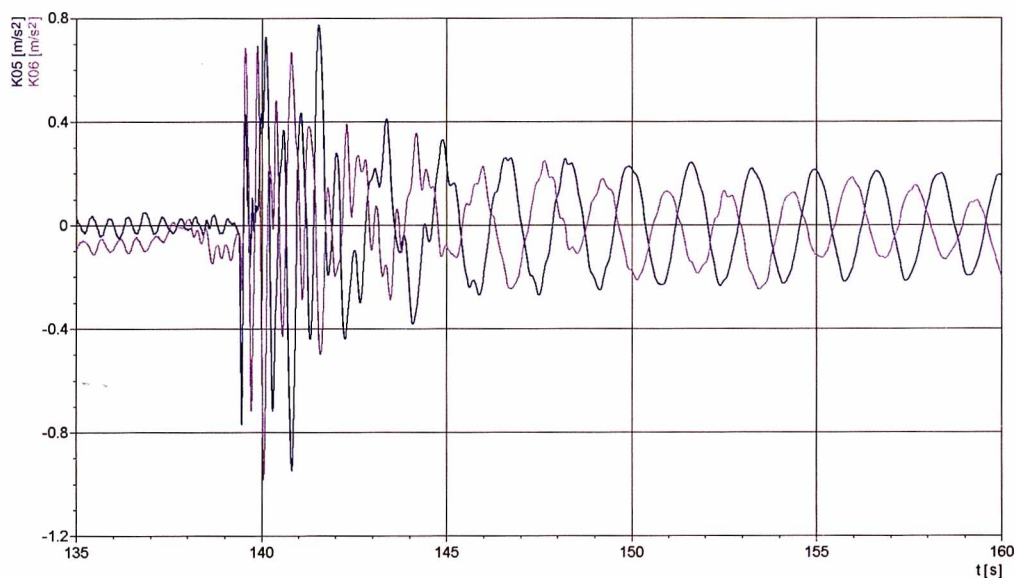
– oznaczenie tensometru do odczytu odkształceń rozciągających prawego, lewego cięgna tylnego,

ZLUcho

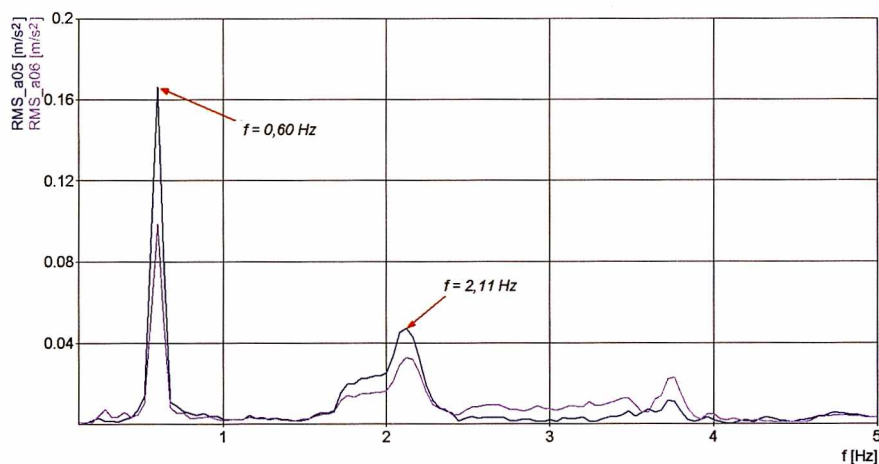
– oznaczenie tensometru do odczytu odkształceń w uchu mocowania masztu głównego (wysięgnicy).

Drgania giętnie wysięgnika koła czerpakowego w płaszczyźnie pionowej

W celu określenia częstotliwości **drgań giętnych w płaszczyźnie pionowej** wysięgnika koła czerpakowego porównano przebiegi drgań pionowych w punkcie 05 i 06. Na rysunku 7.12 pokazano przebiegi tych drgań, a na rysunku 7.13 ich charakterystykę częstotliwościową, otrzymaną podczas skalowania siłą pionową przyłożoną w osi koła czerpakowego. Z analizy częstotliwościowej wynika, że są to drgania na poziomie 2,1 Hz.



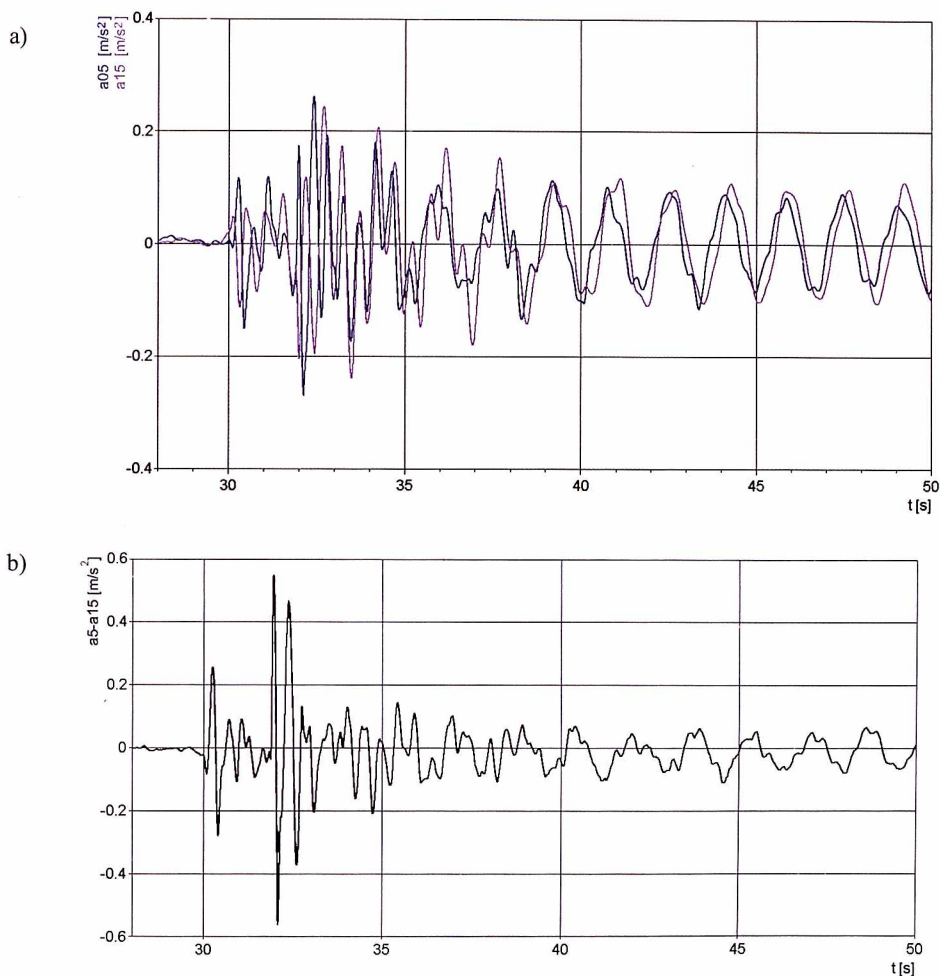
Rys. 7.12. Drgania pionowe wysięgnika koła czerpakowego podczas skalowania siłą pionową przyłożoną w osi koła czerpakowego odczytane z punktu 05 i 06



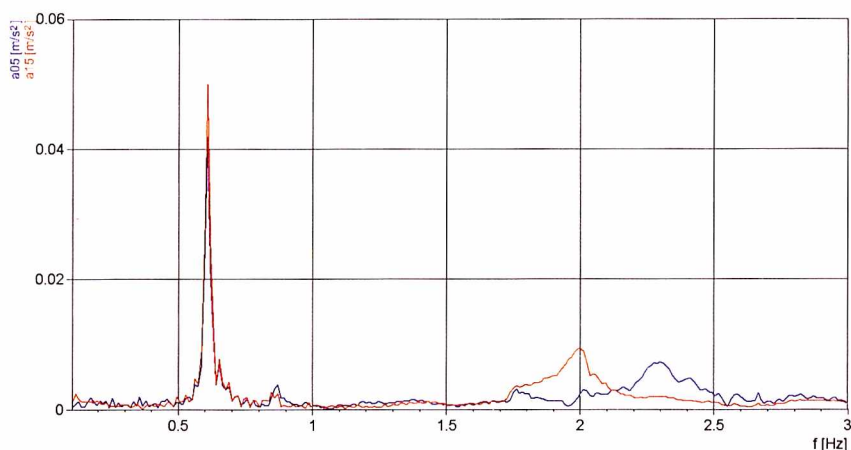
Rys. 7.13. Widmo harmoniczne drgań wysięgnika koła czerpakowego podczas próby skalowania siłą pionową przyłożoną w osi koła czerpakowego w punkcie 05 i 06

Drgania skrętne wysięgnika koła czerpakowego

W celu określenia częstotliwości **drgań skrętnych** wysięgnika koła czerpakowego porównano przebiegi drgań pionowych w punkcie 05 i 15. Na rysunku 7.14a pokazano przebiegi tych drgań otrzymane podczas skalowania siłą poziomą przyłożoną do czerpaka w dolnym jego położeniu. Widać, że w pierwszym momencie podczas próby skalowania siłą poziomą wysięgnik drga skrętnie, przebiegi z punktów 05 i 15 są w przeciwfazie. Różnicę tych przebiegów pokazano na wykresie (rys. 7.14b). Z analizy częstotliwościowej (rys. 7.15) wynika, że są to drgania na poziomie 2,0–2,3 Hz. Później drgania tych punktów stabilizują się na poziomie 0,6 Hz.



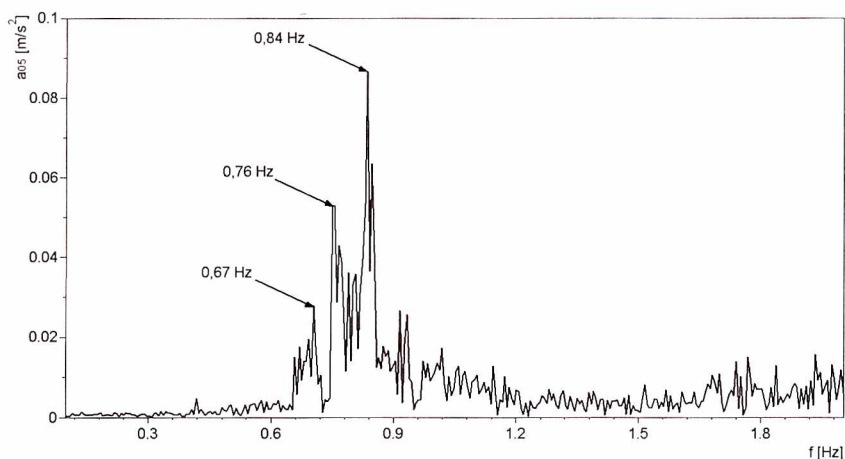
Rys. 7.14. Drgania wysięgnika koła czerpakowego podczas skalowania siłą poziomą przyłożoną do czerpaka w położeniu dolnym odczytane z punktów 05 i 15 (a).
Różnica sygnałów odczytanych z punktów 05 i 15 (b)



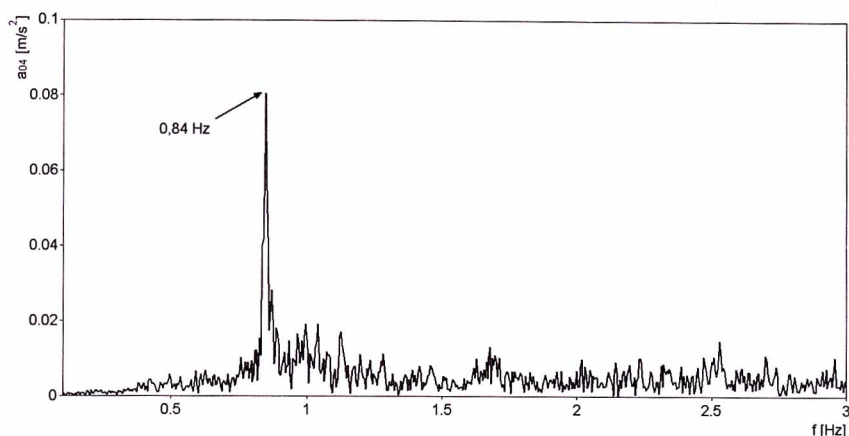
Rys. 7.15. Wynik analizy częstotliwościowej drgań wysięgnika koła czerpakowego podczas próby skalowania siłą poziomą przyłożoną do czerpaka w położeniu dolnym dla punktu 05 i 15

7.3. Analiza modalna drgań wysięgnika urabiającego podczas pracy

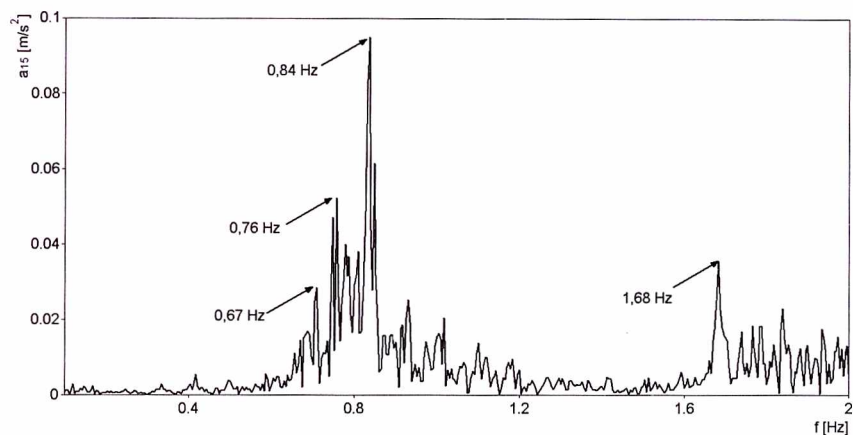
Przedstawiono analizę częstotliwościową drgań wysięgnika koła czerpakowego zarejestrowane podczas pracy. Z wykresów przedstawionych na rysunkach 7.16÷7.20 widać, że dominującymi częstotliwościami drgań pionowych są częstotliwości $f_1 = 0,67$ Hz, $f_2 = 0,76$ Hz, $f_3 = 0,84$ Hz, natomiast w kierunku poziomym dominuje jedna częstotliwość



Rys. 7.16. Wynik analizy częstotliwościowej drgań pionowych wysięgnika koła czerpakowego z pomiarów wykonanych podczas urabiaiania – punkt 05



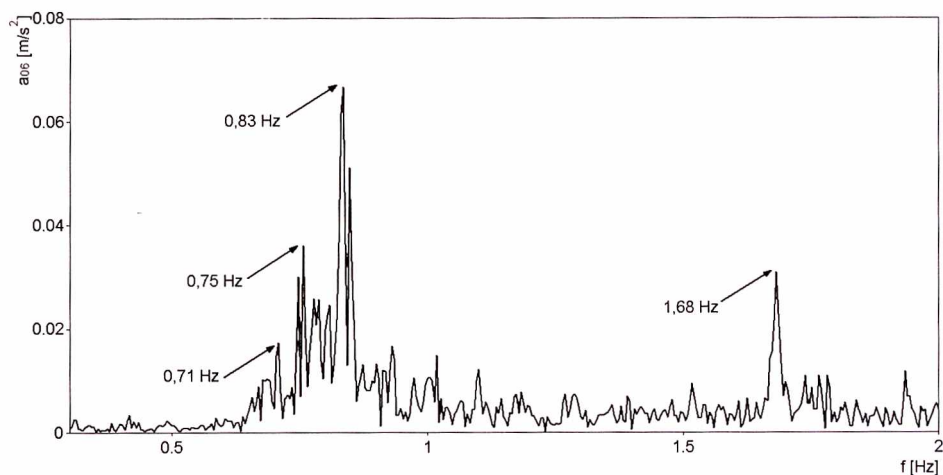
Rys. 7.17. Wynik analizy częstotliwościowej drgań poziomych wysięgnika koła czerpakowego z pomiarów wykonanych podczas urabiania – punkt 04



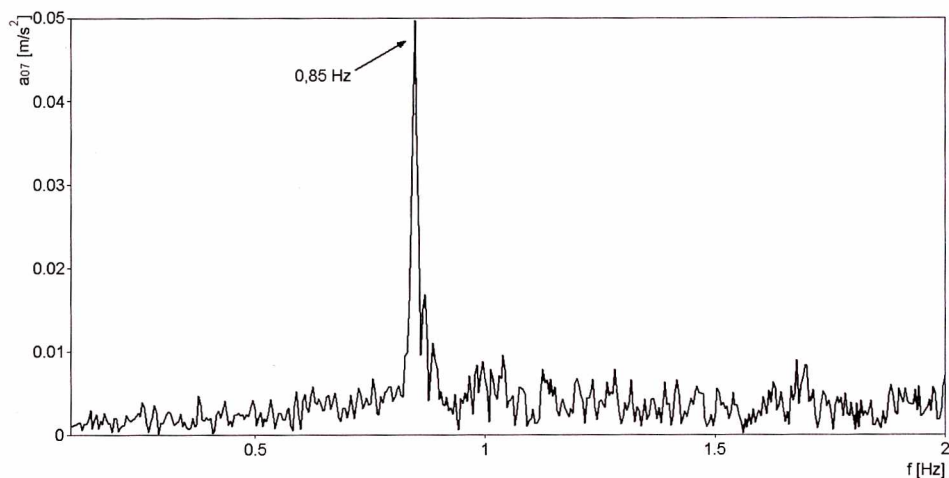
Rys. 7.18. Wynik analizy częstotliwościowej drgań pionowych wysięgnika koła czerpakowego z pomiarów wykonanych podczas urabiania – punkt 15

$f = 0,84$ Hz. Częstotliwość pierwsza $f_1 = 0,67$ Hz jest zbliżona do drgań całego nadwozia $f = 0,61$ Hz, otrzymanej podczas skalowania siłą pionową (por. rozdz. 7.1), natomiast częstotliwość trzecia $f_3 = 0,84$ Hz jest zbliżona do częstotliwości wynikającej z procesu urabiania, tj. liczby wysypów, która wynosi $l_w = 52,15 \text{ min}^{-1} = 0,87 \text{ s}^{-1}$ [61].

W celu określenia postaci drgań wysięgnika koła czerpakowego zarejestrowanych podczas pracy wykonano pomiary z kilku punktów rozmieszczonych wzdłuż wysięgnika (rys. 7.22). Na rysunkach 7.23 i 7.26 pokazano przebieg drgań przyspieszeń zarejestrowanych podczas urabiania. Na rysunkach 7.24, 7.25, 7.27 i 7.28 pokazano charakterysty-

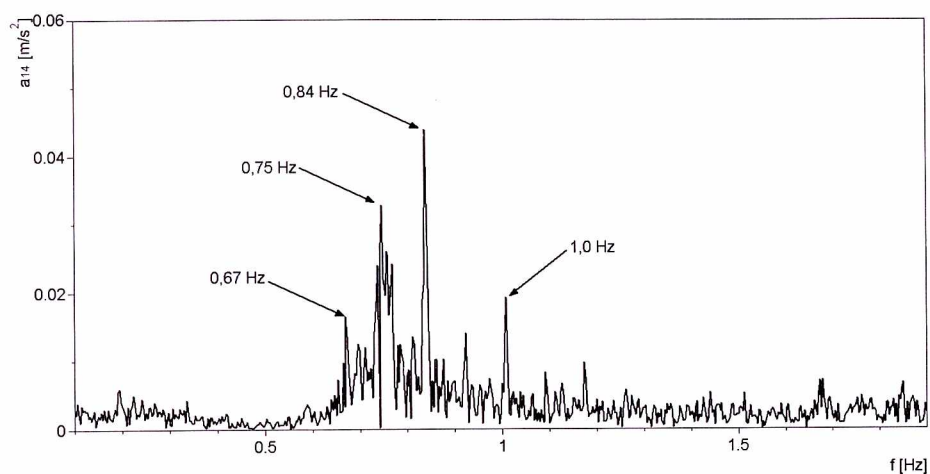


Rys. 7.19. Wynik analizy częstotliwościowej drgań pionowych wysięgnika koła czerpakowego z pomiarów wykonanych podczas urabiania – punkt 06

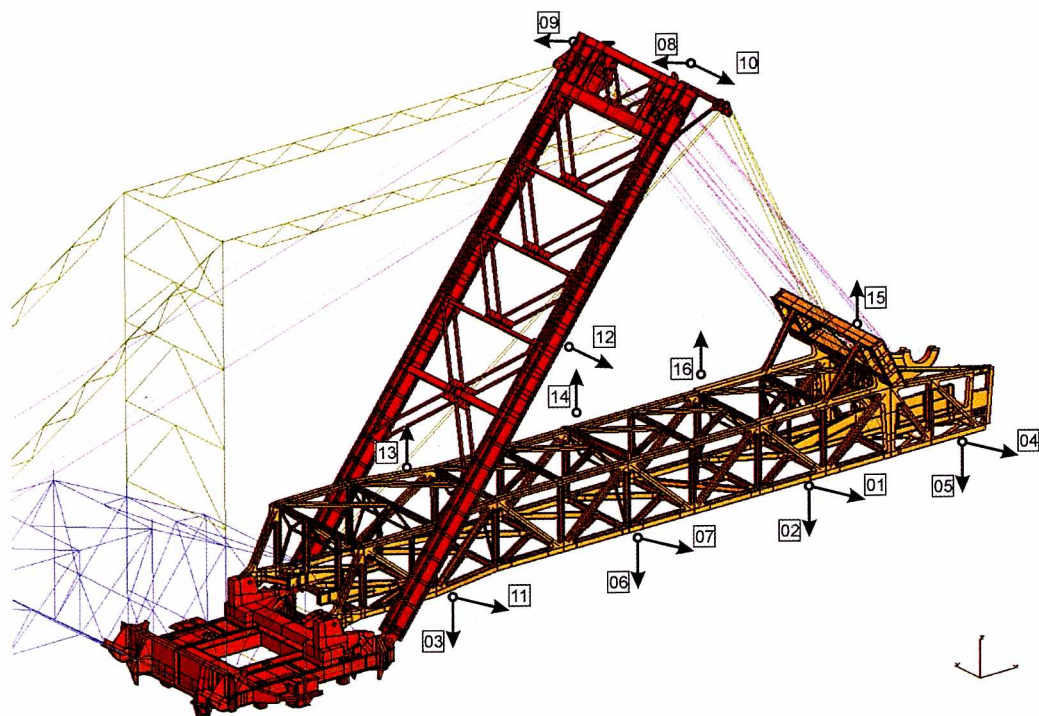


Rys. 7.20. Wynik analizy częstotliwościowej drgań poziomych wysięgnika koła czerpakowego z pomiarów wykonanych podczas urabiania – punkt 07

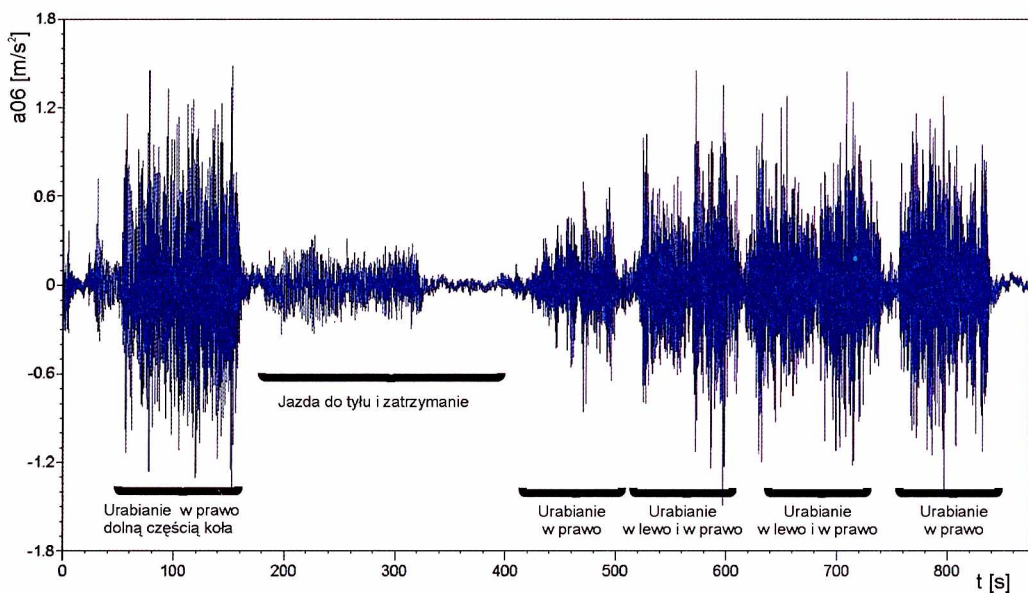
ki częstotliwościowe podczas urabiania przednią i dolną częścią koła czerpakowego dla przebiegów odczytanych na wysięgniku koła czerpakowego. Wyniki pomiarów podczas urabiania odczytane z dolnego pasa wysięgnika koła czerpakowego umożliwiły określenie postaci drgań odpowiadające dominującym częstotliwościom (rys. 7.29).



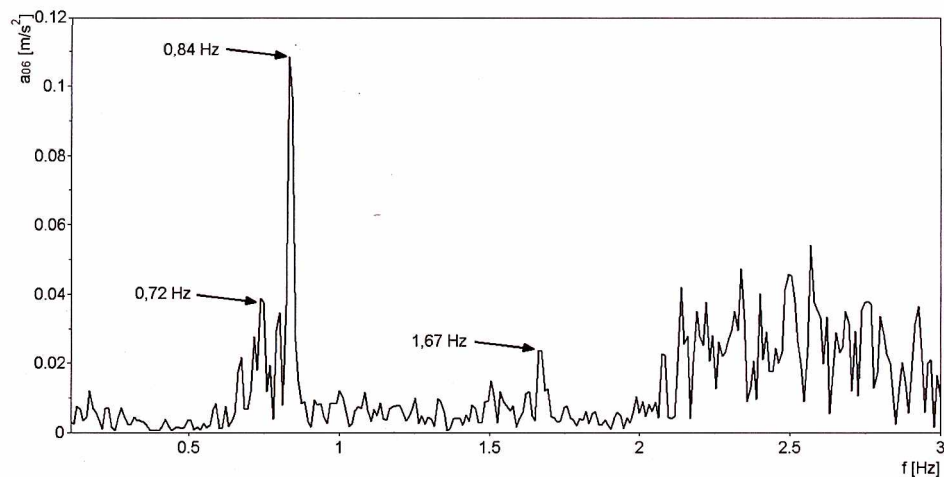
Rys. 7.21. Wynik analizy częstotliwościowej drgań pionowych wysięgnika koła czerpakowego z pomiarów wykonanych podczas urabiania – punkt 14



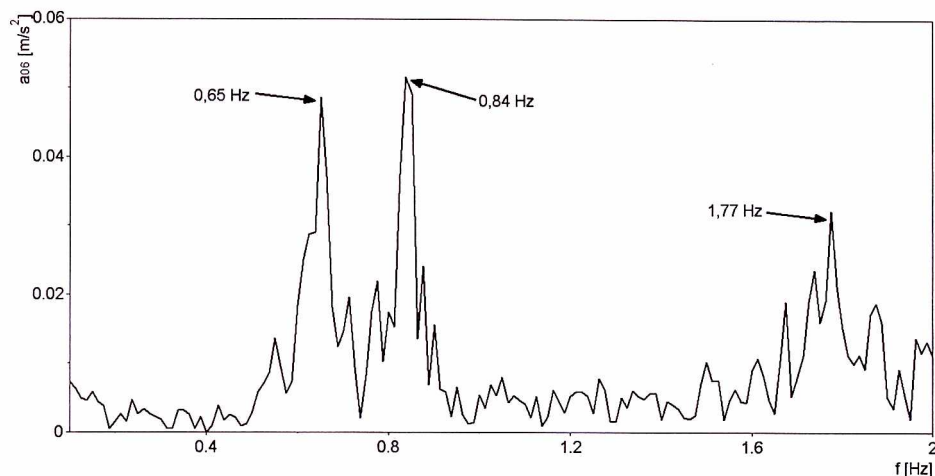
Rys. 7.22. Rozmieszczenie czujników przyspieszeń na wysięgniku koła czerpakowego



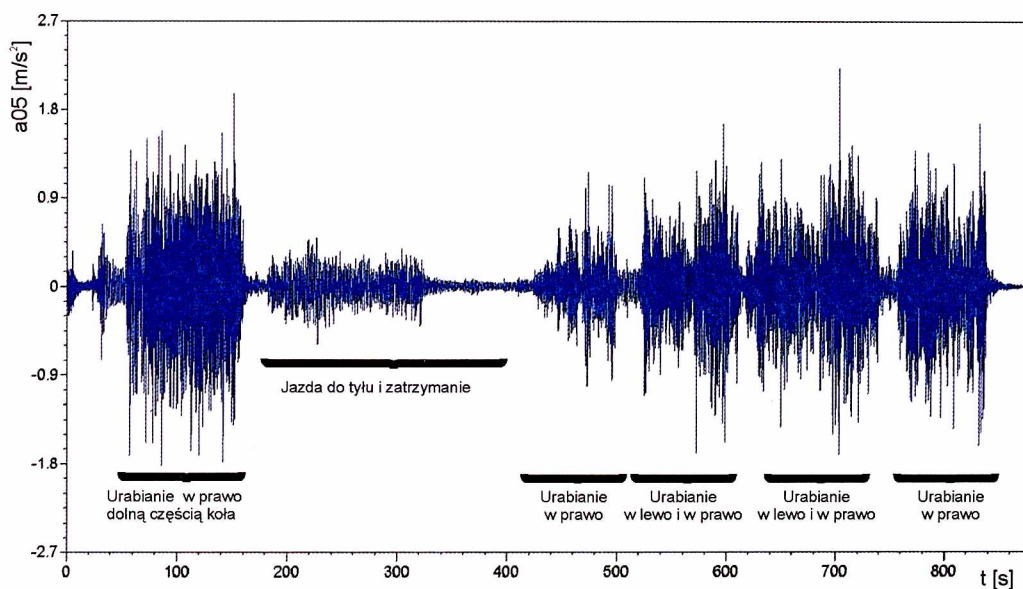
Rys. 7.23. Przebieg drgań pionowych zarejestrowanych na czujniku przyspieszeń w punkcie 06, tj. na środku wysięgnika koła czerpakowego



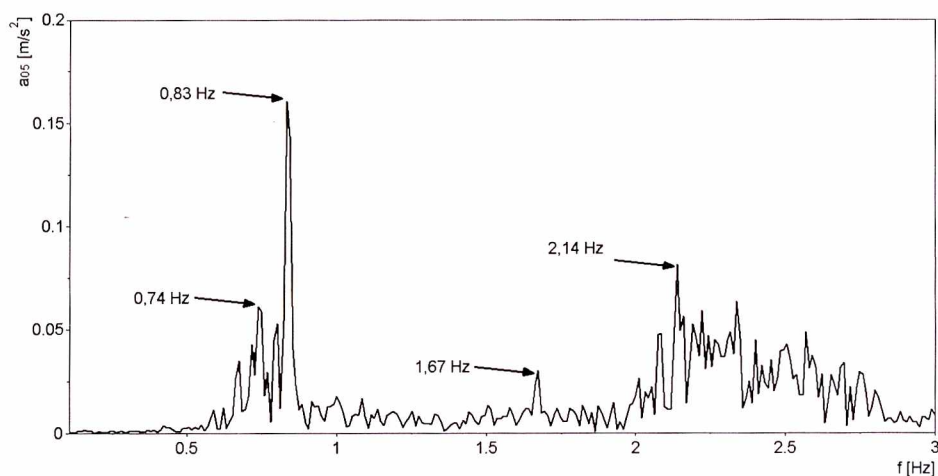
Rys. 7.24. Wynik analizy częstotliwościowej drgań pionowych wysięgnika koła czerpakowego z pomiarów wykonanych podczas urabiania w prawo dolną częścią koła – odczyt z punktu 06, rys. 8.26 (czas 55÷150 s)



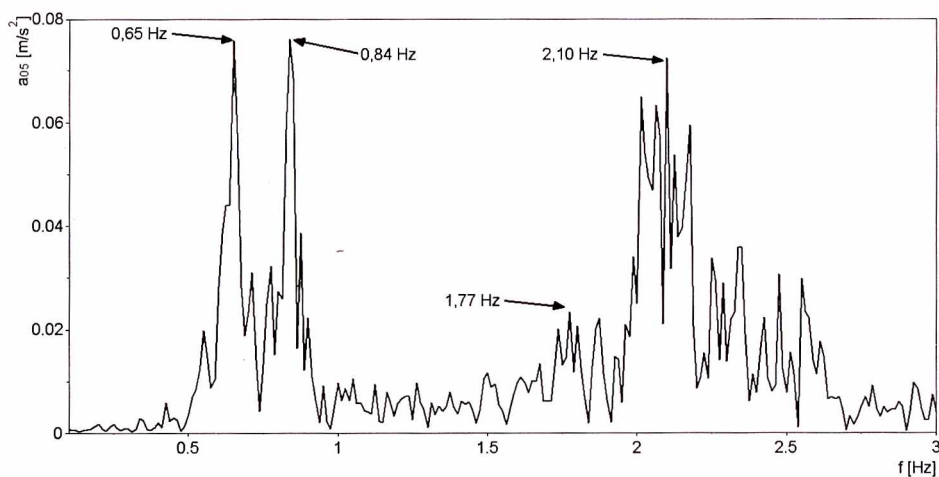
Rys. 7.25. Wynik analizy częstotliwościowej drgań pionowych wysięgnika koła czerpakowego z pomiarów wykonanych podczas urabiania w prawo przednią częścią koła – odczyt z punktu 06, rys. 8.26 (czas 760÷840 s)



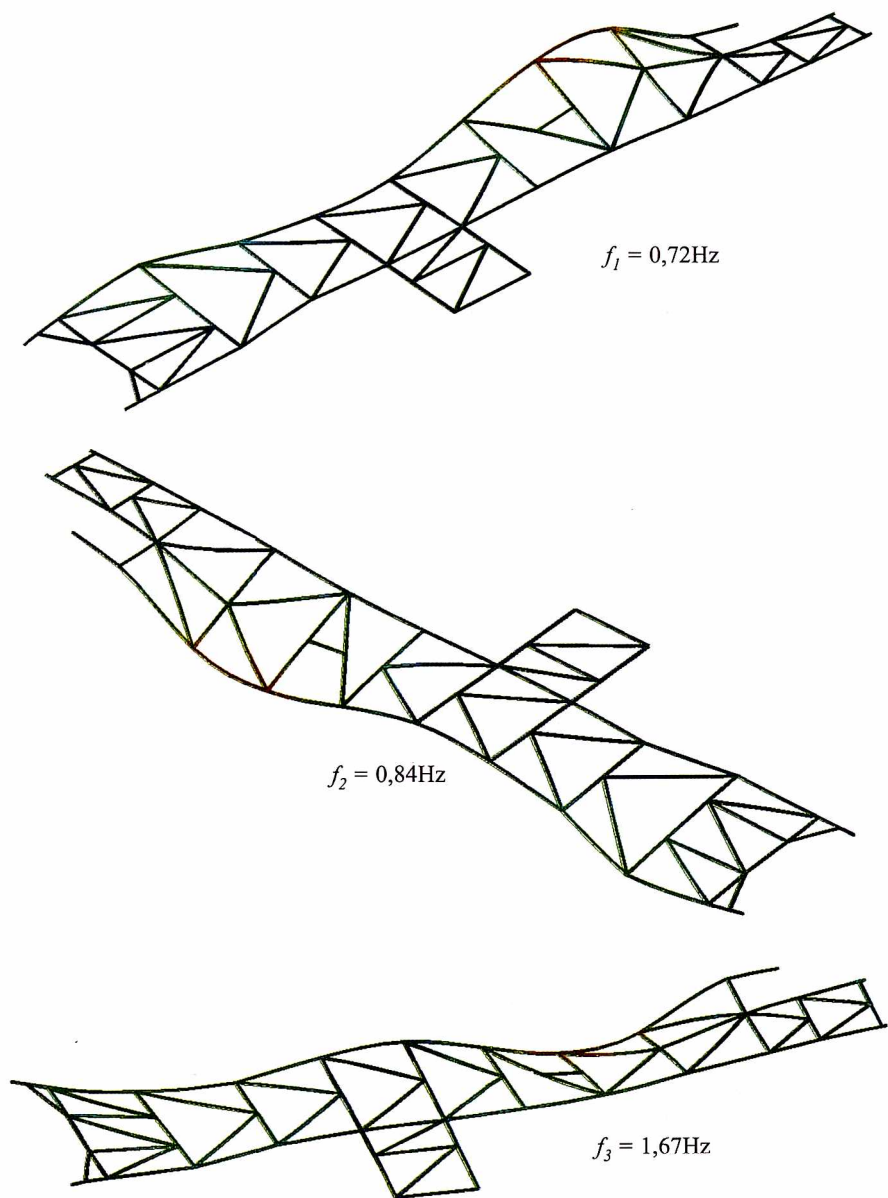
Rys. 7.26. Przebieg drgań pionowych zarejestrowanych na czujniku przyspieszeń w punkcie 05, tj. w przedniej części wysięgnika koła czerpakowego



Rys. 7.27. Wynik analizy częstotliwościowej drgań pionowych wysięgnika koła czerpakowego z pomiarów wykonanych podczas urabiania w prawo dolną część koła
– odczyt z punktu 05, rys. 8.26 (czas 55÷150 s)



Rys. 7.28. Wynik analizy częstotliwościowej drgań pionowych wysięgnika koła czerpakowego z pomiarów wykonanych podczas urabiania w prawo przednią część koła
– odczyt z punktu 05, rys. 8.26 (czas 760÷840 s)

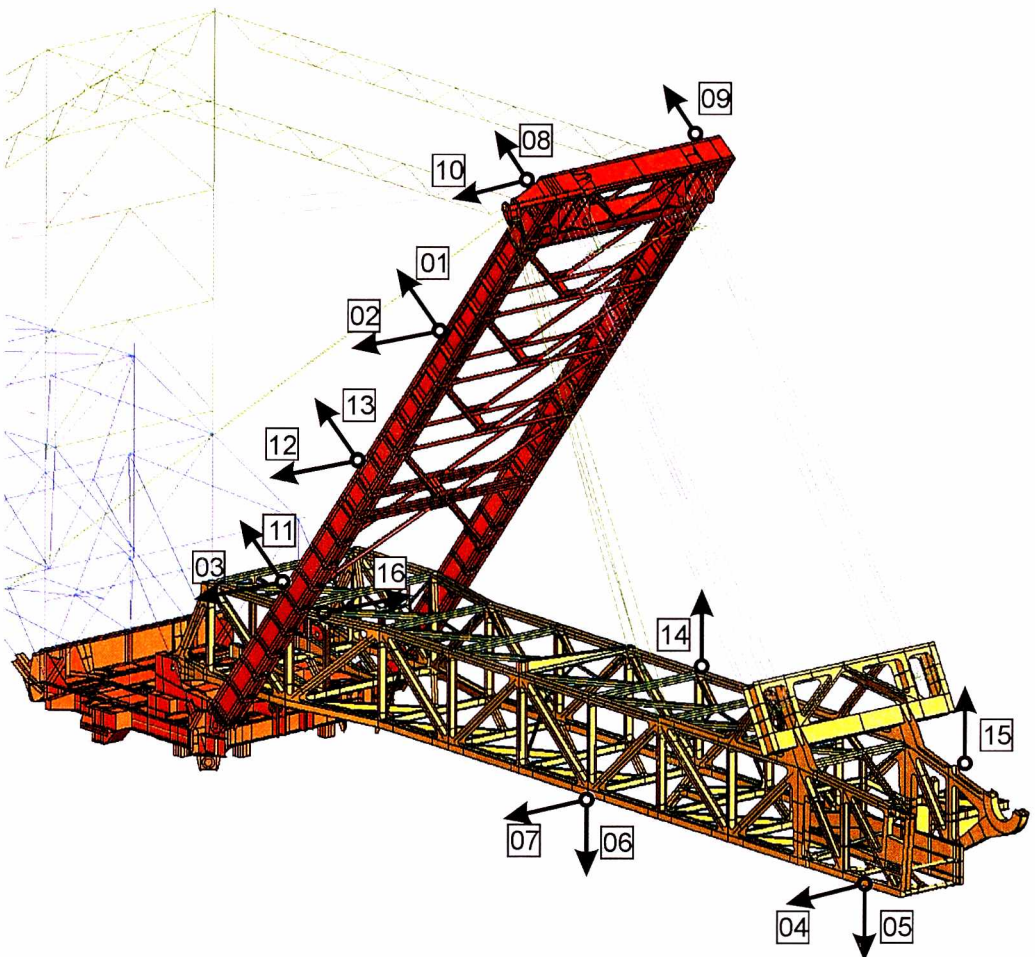


Rys. 7.29. Wynik analizy modalnej z eksperymentu drgań wysięgnika koła czerpakowego

7.4. Analiza modalna drgań wysięgnicy koparki wieloczerpakowej

W analizie drgań nadwozia koparki kołowej szczególne znaczenie mają drgania wysięgnic i masztów. Ze względu na duże gabaryty podczas wykonywania ruchów roboczych, zwłaszcza podczas jazdy, obserwuje się znaczne wychylenia tych zespołów. Pomiary drgań wysięgnicy, a także masztu wykonano podczas:

- skalowania siłą obwodową działającą na kole czerpakowym,
- skalowania siłą boczną,
- ruchów manewrowych (jazda, obrót nadwozia, zwodzenie),
- urabiania.



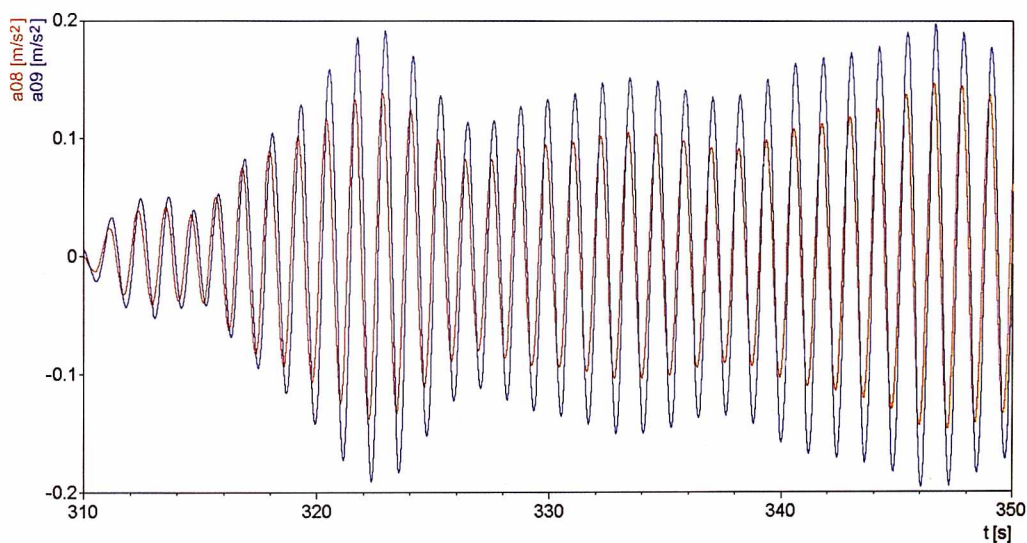
Rys. 7.30. Rozmieszczenie czujników podczas pomiarów drgań wysięgnicy (masztu głównego)

Pomiar prowadzono, kiedy czujniki były rozmieszczone na całym nadwoziu koparki, jak na rys. 7.1. Przedstawiono wybrane wyniki pomiarów i ich analizę, kiedy więcej czujników rozmieszczonych było na wysięgnicy, jak to pokazano na rys. 7.30.

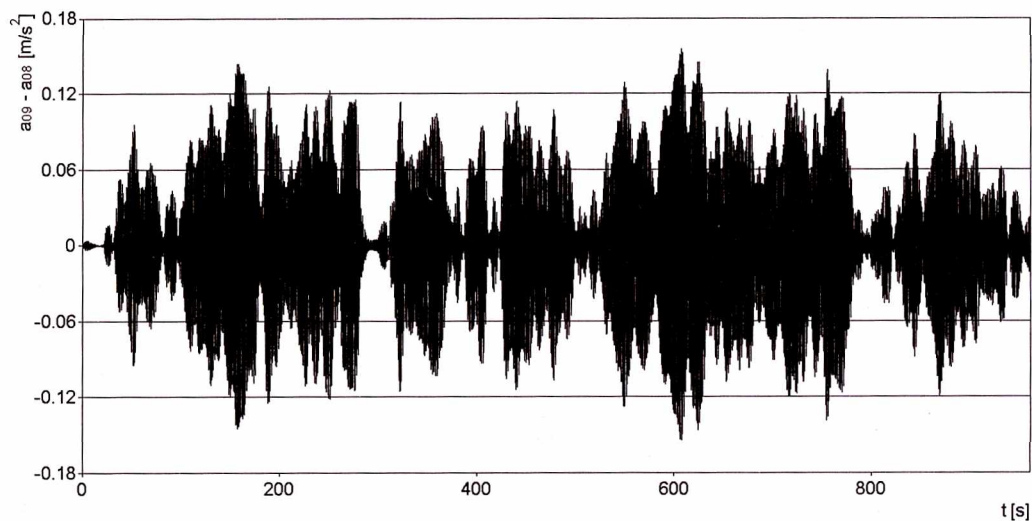
7.4.1. Pomiar przemieszczeń poprzecznych i skrętnych

Podczas pomiarów użyto czujników przyspieszeń i układów tensometrycznych. Aby określić przemieszczenie poprzeczne masztów, będące wynikiem drgań, zastosowano procedurę dwukrotnego całkowania przebiegów przyspieszeń dla określonych częstotliwości, tj. określonych harmonicznym. W wyniku analizy częstotliwościowej, przedstawionej w rozdziale 7.2, można określić kilka podstawowych częstotliwości charakterystycznych dla wysięgnicy. Zestawienie tych częstotliwości przedstawiono w tabeli 7.4. Aby określić przemieszczenie poprzeczne i skrętne, w pierwszej kolejności zbadano względny ruch punktów 08 i 09 według rys. 7.30. Na rysunkach 7.31 i 7.32 pokazano zarejestrowane przyspieszenia z tych punktów podczas urabiania dla częstotliwości $f = 0,84$ Hz. Z wykresu widać, że lewy koniec wysięgnicy (punkt 09) w stosunku do prawego końca (punkt 08) wykazuje większe przyspieszenia, przy czym maksima przesunięte są o ok. 0,1 s. Różnica powoduje skręcanie wysięgnicy. Skręcanie to, będące wynikiem różnicy przyspieszeń około $0,16$ m/s², powoduje względne przemieszczenie o wartości:

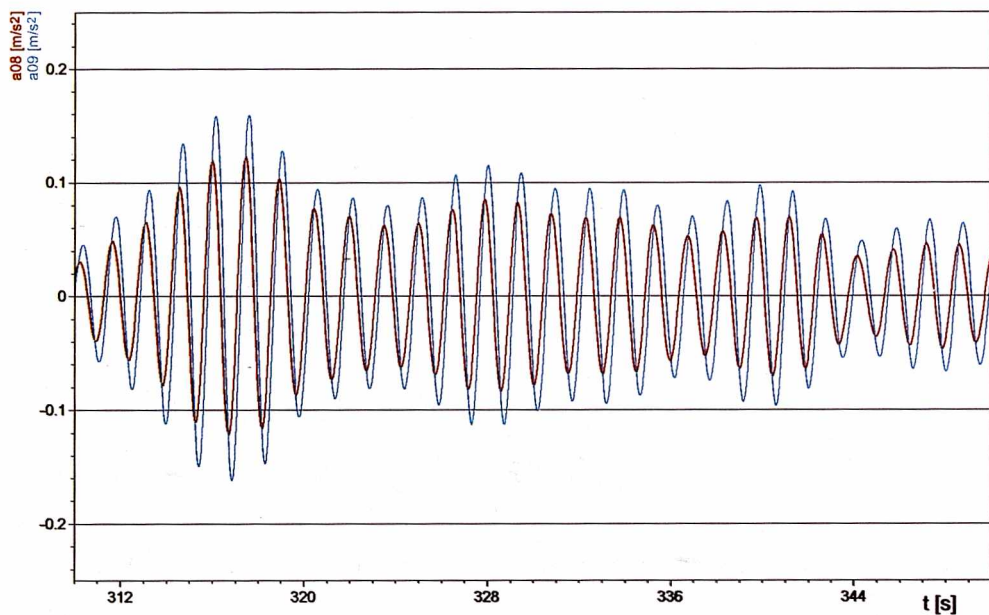
$$\Delta u = \frac{\Delta a}{4\pi^2 f^2} = \frac{0,16}{4\pi^2 0,84^2} = 9,03 \text{ mm} \quad (7.1)$$



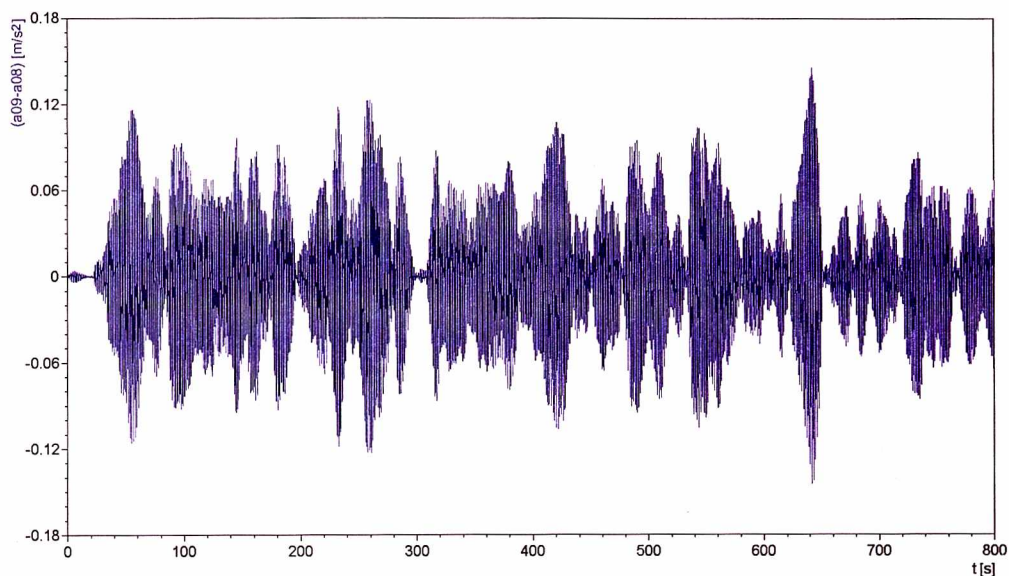
Rys. 7.31. Porównanie przyspieszeń lewego (punkt 09) i prawego (punkt 08) końca wysięgnicy dla częstotliwości drgań $f = 0,84$ Hz



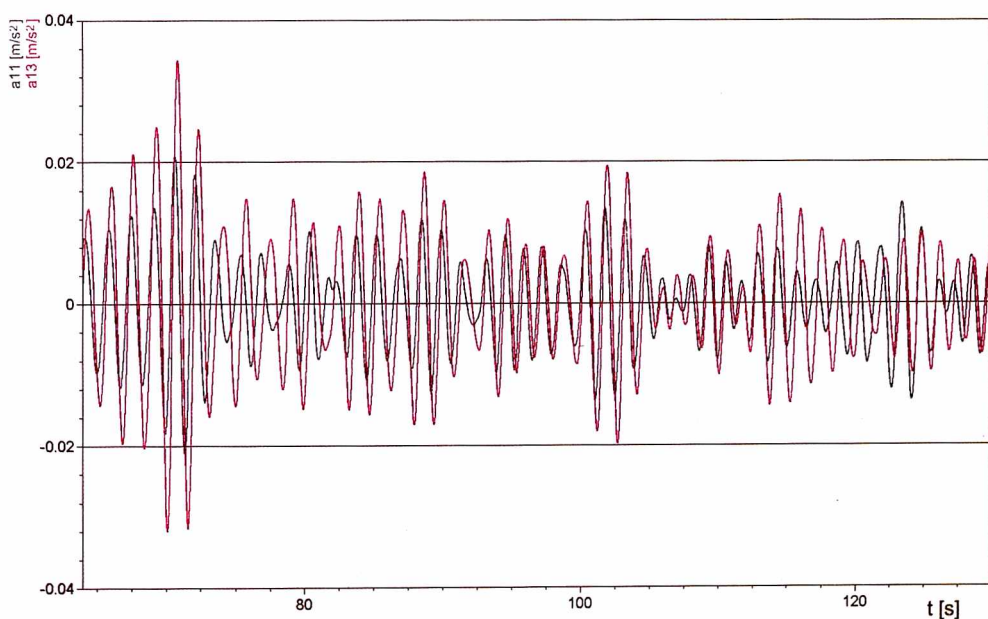
Rys. 7.32. Różnica przyspieszeń lewego (punkt 09) i prawego (punkt 08) końca wysięgnicy dla częstotliwości drgań $f = 0,84 \text{ Hz}$



Rys. 7.33. Porównanie przyspieszeń lewego (punkt 09) i prawego (punkt 08) końca wysięgnicy dla częstotliwości drgań $f = 0,67 \text{ Hz}$



Rys. 7.34. Różnica przyspieszeń lewego (punkt 09) i prawego (punkt 08) końca wysięgnicy dla częstotliwości drgań $f = 0,67$ Hz

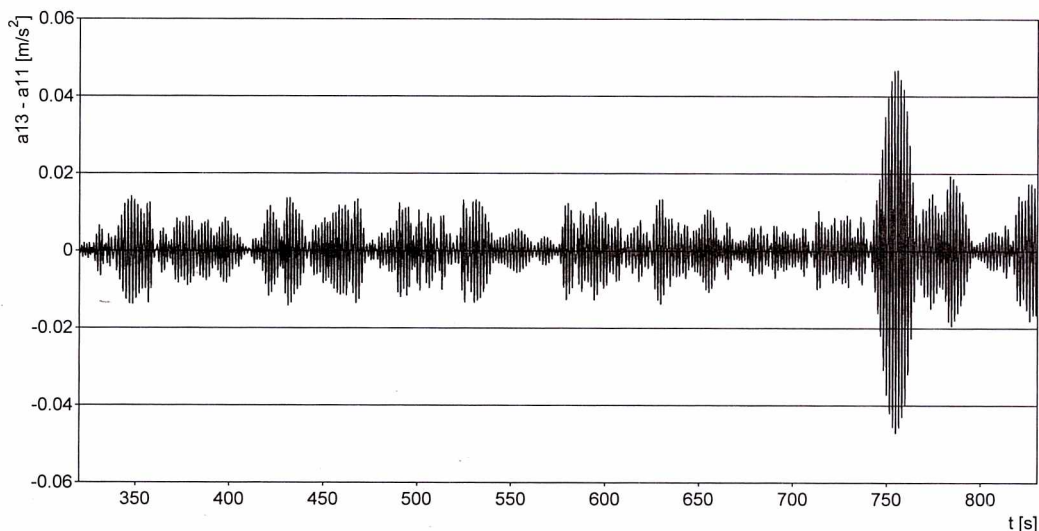


Rys. 7.35. Porównanie przyspieszeń lewego (punkt 13 wg rys. 7.1) i prawego (punkt 11 według rys. 7.1) końca masztu dla częstotliwości drgań $f = 0,6$ Hz

Podobnie, analizując dla częstotliwości $f = 0,67$ Hz, (rys. 7.33 i 7.34), otrzymujemy różnicę amplitud przyspieszeń drgań około $0,15 \text{ m/s}^2$, co w przeliczeniu na przemieszczenia daje wartość $8,5 \text{ mm}$.

Analiza drgań masztu tylnego dla częstotliwości $f = 0,6$ Hz (rys. 7.35 i 7.36) daje różnicę amplitud przyspieszeń około $0,07 \text{ m/s}^2$, co w przeliczeniu na przemieszczania (według wzoru (7.1)) daje różnicę przemieszczeń na poziomie 5 mm .

Z przebiegów zmian przyspieszeń lewego i prawego końca masztu lub wysięgnicy, wynikają cykliczne zmiany różnicy tych przyspieszeń, co w konsekwencji powoduje zmienne skręcanie tychże elementów. Intensywność tych zmian zobrazowana na wykresach 7.32, 7.34 i 7.36 pokazuje dużą dynamikę zmian. Zjawisko skręcania masztu i wysięgnicy jest wynikiem drgań skrętnych wysięgnika koła czepakowego i wysięgnika przeciwcieżaru. Do drgań wysięgnicy przyczynia się również fakt, że z jednej strony podczepiony jest wysięgnik operatora. Ten charakterystyczny charakter zmian, w postaci dudnień, wynika z nakładania się drgań o podobnej częstotliwości lewego i prawego końca wysięgnicy.



Rys. 7.36. Różnica przyspieszeń lewego (punkt 13 wg rys. 7.1) i prawego (punkt 11 wg rys. 7.1) końca masztu dla częstotliwości drgań $f = 0,6$ Hz

7.4.2. Analiza częstotliwości drgań wysięgnicy i masztu tylnego

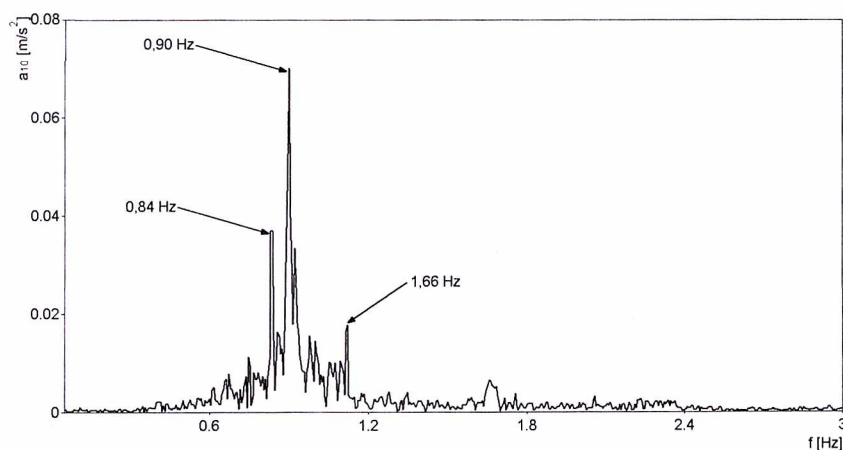
Przeprowadzono analizę częstotliwościową drgań wysięgnicy, zmierzonych w punktach pokazanych na rys. 7.30, wykonanych podczas urabiania koparki. Wyniki tych analiz przedstawiono w tabeli 7.3 i na rys. 7.37÷7.39. W tabeli 7.4 zamieszczono również wyniki z analizy drgań masztu tylnego. Grubszą czcionką wyróżniono drgania o wysokich

amplitudach. Występujące w wysięgniku koła czepakowego i wysięgnicy drgania o wartości $f = 84$ Hz są wynikiem urabiania.

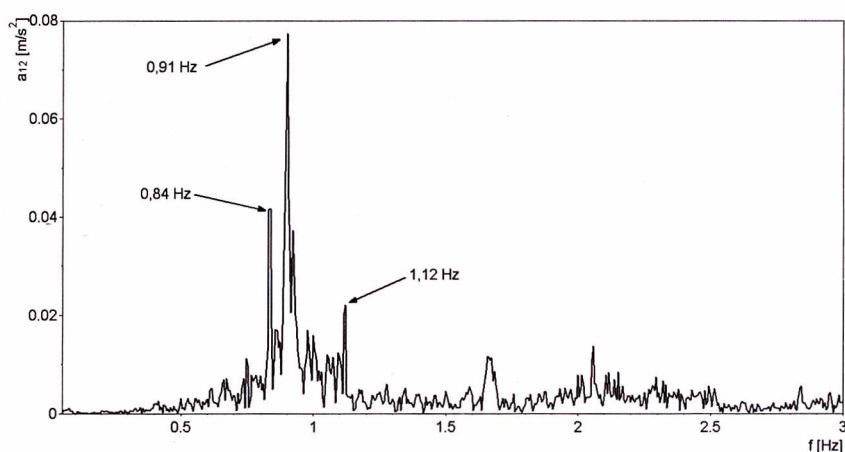
Występujące w widmie drgania boczne w górnym punkcie i na środku rozpiętości na poziomie $f = 0,90$ Hz są efektem wzbudzenia się drgań własnych wysięgnicy. Bliskość częstotliwości wymuszeń od urabiania i częstotliwości drgań wysięgnicy powoduje drgania rezonansowe charakteryzujące się stosunkowo dużymi amplitudami. Analiza ta, co pokazano dalej, przyczyniła się do modernizacji wysięgnicy mającej na celu zmniejszenie amplitudy drgań.

Tabela 7.4. Wyniki analizy częstotliwościowej drgań masztów z pomiarów

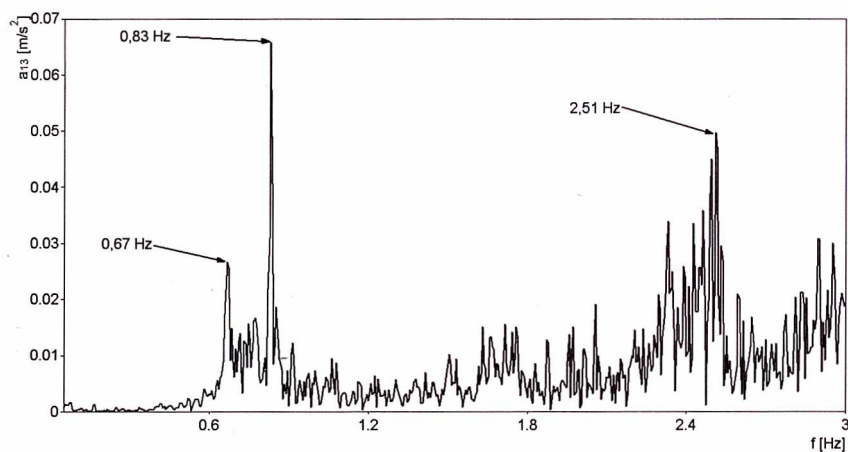
Lp.	Kierunek drgań	Maszt główny (wysięgnica)		Maszt tylny	
		f [Hz]	T [s]	f [Hz]	T [s]
1	Drgania poprzeczne (boczne)	0,84	1,19	0,85	1,18
2		0,90	1,11	1,68	0,60
3		1,12	0,89	1,77	0,56
4		1,66	0,60	2,35	0,43
5		3,47	0,29	3,30	0,30
1	Drgania prostopadłe do płaszczyzny masztu	0,67	1,49	0,76	1,32
2		0,75	1,33	0,84	1,19
3		0,83	1,20	1,68	0,59
4		1,66	0,60	2,53	0,40
5		2,51	0,40	3,30	0,30



Rys. 7.37. Wynik analizy częstotliwościowej drgań bocznych wysięgnicy z pomiarów wykonanych podczas urabiania w prawo – punkt 10



Rys. 7.38. Wynik analizy częstotliwościowej drgań bocznych wysięgnicy z pomiarów wykonanych podczas urabiania w prawo – punkt 12



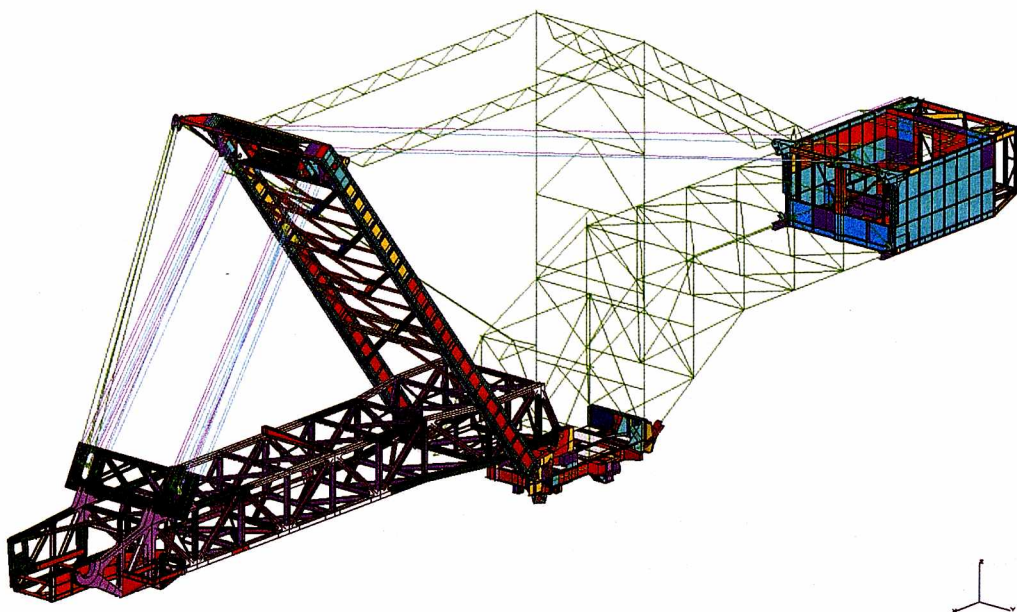
Rys. 7.39. Wynik analizy częstotliwościowej drgań prostopadłych do płaszczyzny wysięgnicy z pomiarów wykonanych podczas urabiania w prawo – punkt 13

8. Numeryczna analiza modalna drgań nadwozia wieloczerpakowej koparki kołowej

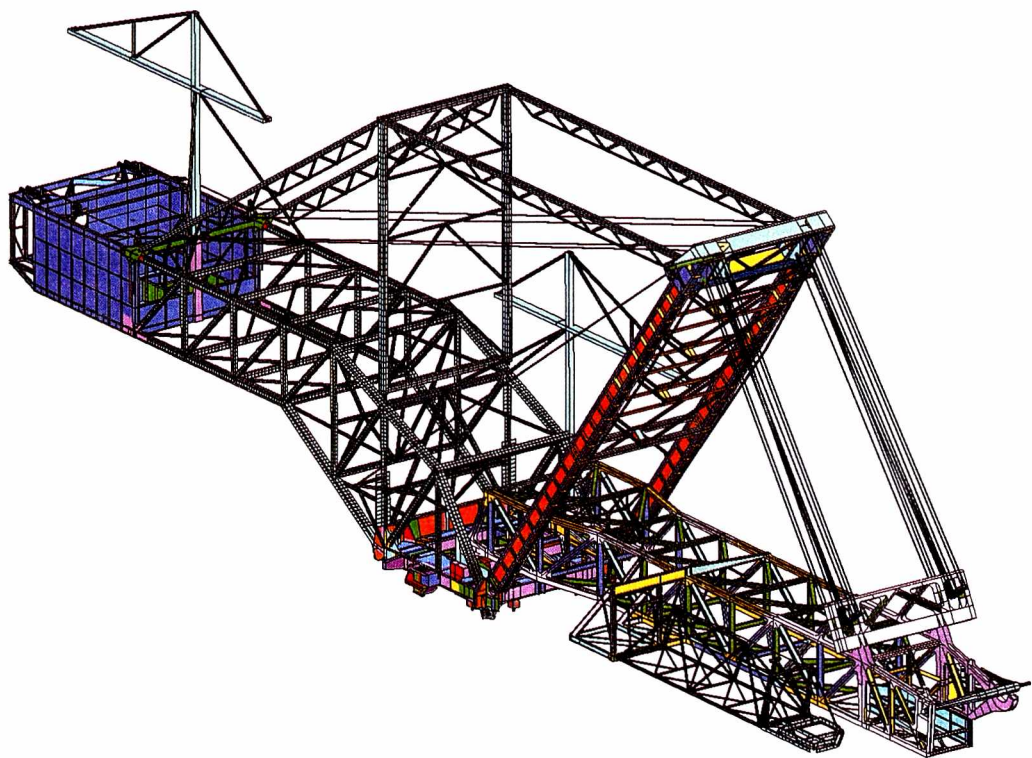
8.1. Model MES nadwozia koparki wieloczerpakowej

W celu określenia modelu modalnego metodami numerycznymi opracowano model MES nadwozia koparki KWK1200M. W obszarze wysięgnika koła czerpakowego, wysięgnicy, platformy nadwozia i tylnej części wysięgnika przeciwwagi zastosowano model powłokowy. W pozostałej części, tj. wysięgniku kabiny operatora, cięgnie kratowym i strukturze prętowej wysięgnika przeciwwagi, zastosowano model belkowy. Na rysunku 8.1 pokazano model geometryczny, a na rysunku 8.2 model dyskretny powłokowo-belkowy.

Szczegółowość modelu wynika z faktu, że zbudowano go w celu przeprowadzenia obliczeń wytrzymałościowych zgodnie z obecnie obowiązującymi normami [3, 29]. Mo-



Rys. 8.1. Model geometryczny powierzchniowo-liniowy nadwozia koparki wieloczerpakowej kołowej



Rys. 8.2. Model dyskretny powłokowo-belkowy nadwozia koparki wieloczerpakowej kołowej

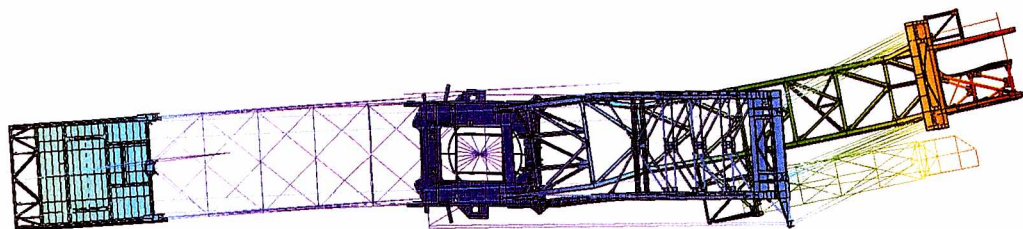
del powłokowy w części wysięgnika koła czerpakowego zastosowano ze względu na to, że jest jednym z najbardziej obciążonych zespołów koparki. Dzięki temu możliwe jest dokładne zobrazowanie stanu naprężeń zarówno w samych elementach struktury wysięgnika, jak i w węzłach konstrukcyjnych.

Model w tej postaci wykorzystano do analizy zagadnień dynamicznych, tj. obliczenia częstotliwości i postaci drgań własnych oraz określenia odpowiedzi na zadane wymuszenie od obciążeń zmiennych w czasie. Złożoność modelu umożliwia w analizie zagadnień dynamicznych uwzględnienie drgań nie tylko o charakterze globalnym, ale także lokalnym.

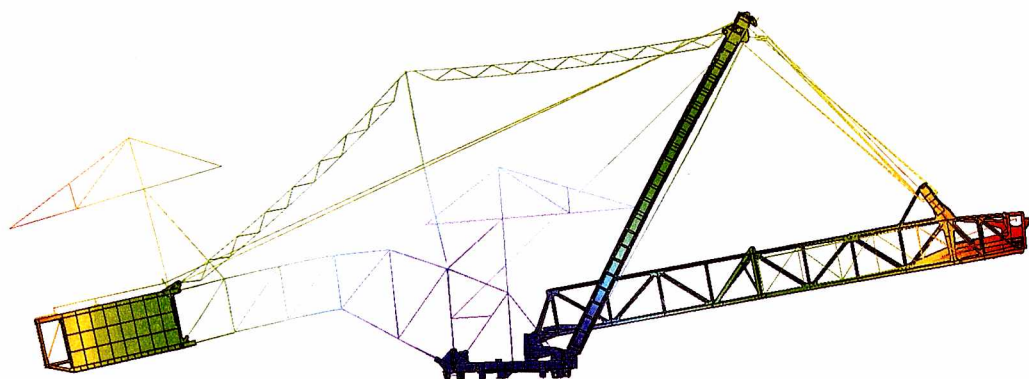
8.2. Numeryczna analiza modalna drgań nadwozia koparki wieloczerpakowej

Analiza drgań własnych w metodzie elementów skończonych sprowadza się do rozwiązania uogólnionego problemu wartości własnych (wzór (4.12)) przedstawionego w rozdz. 4.

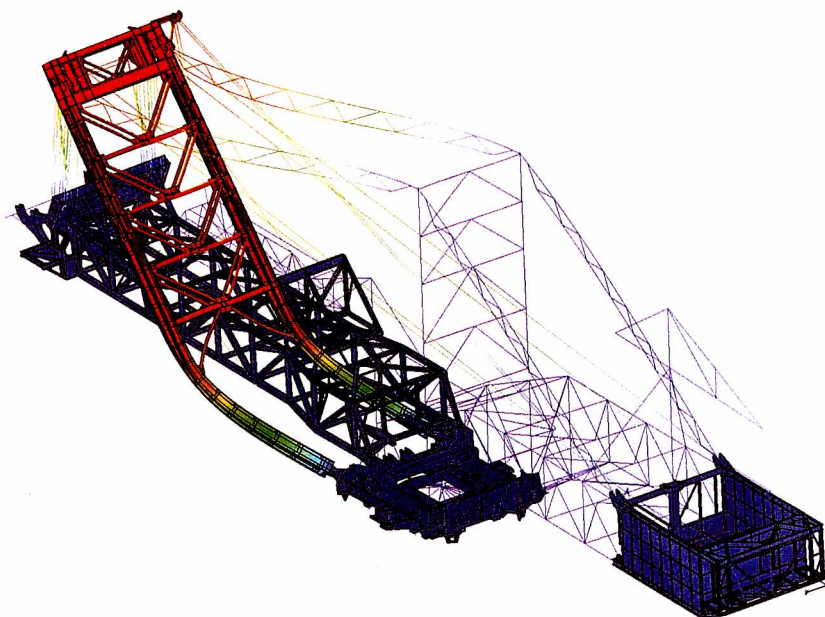
Na rysunkach 8.3÷8.9 pokazano postacie drgań, a w tabeli 8.1 zestawiono i opisano główne postaci i częstotliwości drgań. Ze względu na proces urabiania kołem wieloczer-



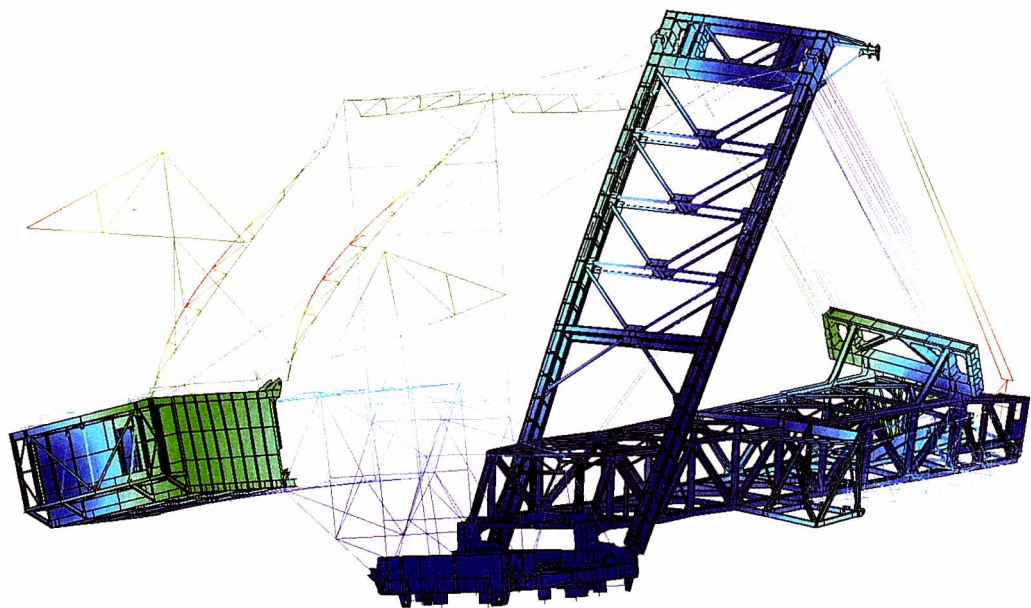
Rys. 8.3. Pierwsza postać drgań nadwozia koparki $f = 0,74$ Hz



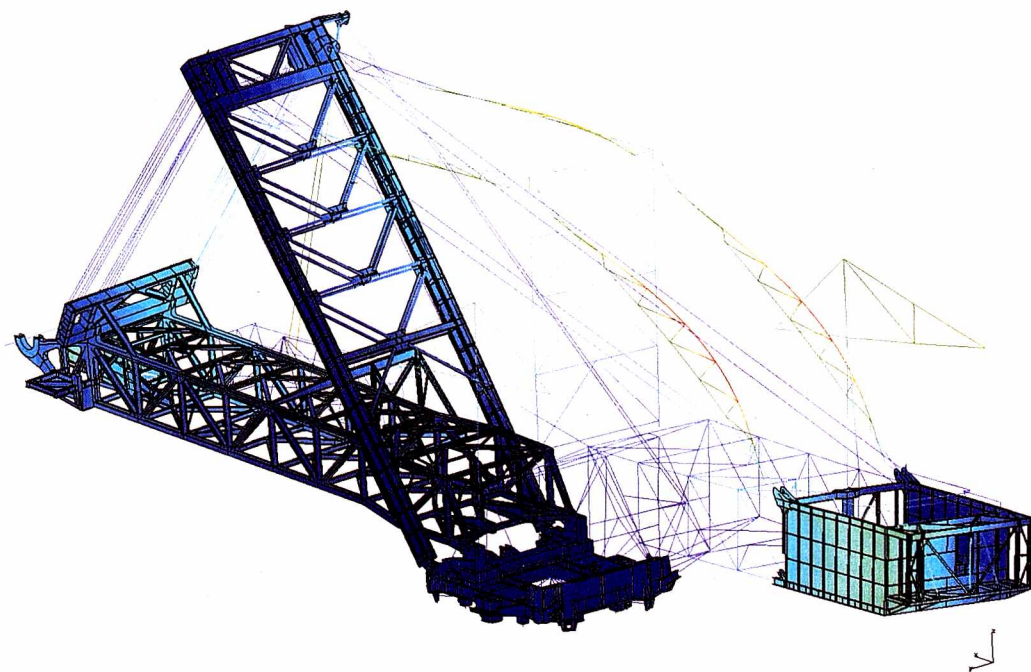
Rys. 8.4. Druga postać drgań nadwozia koparki $f = 0,80$ Hz



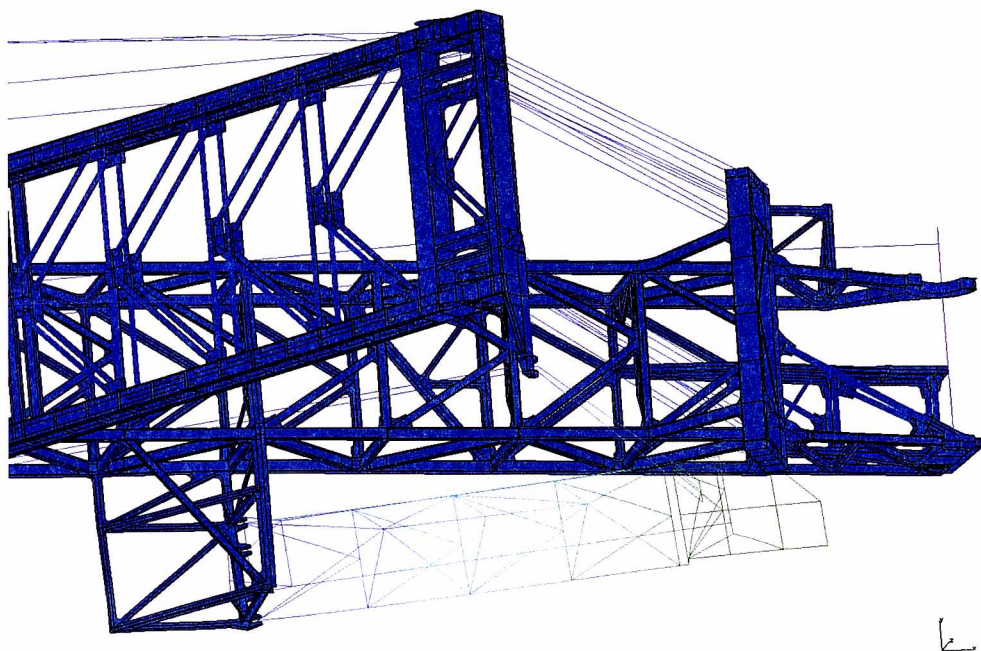
Rys. 8.5. Piąta postać drgań nadwozia koparki $f = 1,07$ Hz



Rys. 8.6. Jedenasta postać drgań nadwozia koparki $f = 2,21$ Hz



Rys. 8.7. Dwunasta postać drgań nadwozia koparki $f = 2,34$ Hz



Rys. 8.8. Dwudziesta postać drgań nadwozia koparki $f = 3,08$ Hz



Rys. 8.9. Dwudziesta ósma postać drgań nadwozia koparki $f = 3,79$ Hz

pakowym, istotne są te częstotliwości własne, które są bliskie częstotliwościom wchodzenia czerpaków w skarpe. W przypadku tej koparki częstotliwość urabiania czerpakami wynosi 52,15 wysypów na minutę czyli 0,87 Hz.

Tabela 8.1. Częstotliwości drgań i opis postaci drgań z symulacji komputerowej

Nr	Częstotliwość [Hz]	Masa modalna [kg]	Sztywność modalna [kN/m]	Opis postaci drgań
1	0,74	111 365	2432	Drgania boczne wysięgnika koła czerpakowego, wysięgnika przeciwwagi i wysięgnicy wokół osi pionowej nadwozia
2	0,80	219 490	5520	Drgania całego nadwozia w płaszczyźnie pionowej (wysięgnik koła czerpakowego do góry, wysięgnik przeciwwagi do dołu)
4	1,03	180 575	7499	Drgania skrętne wysięgnika koła czerpakowego i zginające w płaszczyźnie poziomej wysięgnika przeciwwagi
5	1,07	54 507	2451	Drgania boczne wysięgnicy
11	2,21	18 034	3481	Drgania skrętne wysięgnika przeciwwagi i wysięgnika koła czerpakowego
12	2,34	10 386	2237	Drgania skrętne wysięgnika przeciwwagi i wysięgnika koła czerpakowego
13	2,52	948	239	Drgania ciągien
20	3,08	1554	582	Drgania giętne wysięgnika kabiny operatora w płaszczyźnie pionowej i żurawia centralnego
21	3,17	2394	951	Drgania boczne wysięgnika operatora
24	3,59	5609	2855	Zginanie masztu tylnego i drgania zginające w płaszczyźnie pionowej ciągien
28	3,79	8054	4571	Zginanie w płaszczyźnie pionowej wysięgnika koła czerpakowego, drgania ciągien i skręcanie wysięgnika przeciwwagi

8.3. Dostosowanie modelu modalnego MES do modelu z badań

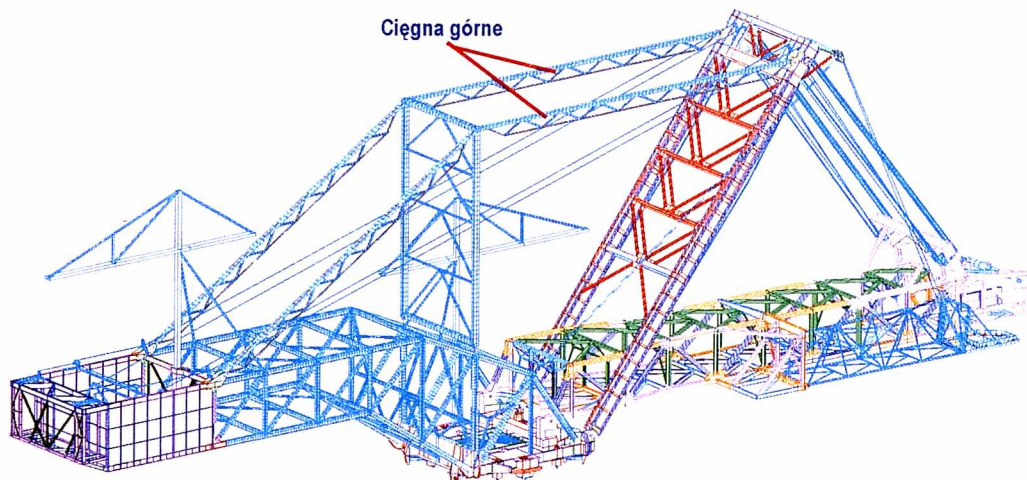
Dostosowanie modelu MES do stanu, w którym otrzymamy wyniki zbliżone do wyników badań jest zagadnieniem złożonym. W procesie dostosowywania staramy się, aby częstotliwości i postaci drgań własnych modelu MES i modelu modalnego z pomiarów były zbliżone do siebie. Rozbieżności w wartościach częstotliwości drgań własnych pokazane w tabeli 8.2 mogą wynikać z różnicy **sztywności** lub różnicy **mas** drgających zespołów lub elementów. Również tutaj może mieć wpływ **rozkład sztywności i mas** wzdłuż zespołów często o dużej rozpiętości. Masy modelu MES podczas tworzenia mo-

Tabela 8.2. Porównanie częstotliwości drgań własnych podstawowych zespołów koparki otrzymanych z obliczeń MES i z badań

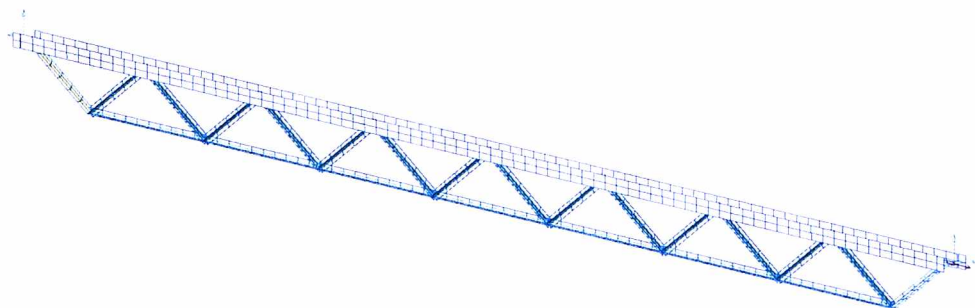
Lp.	Częstotliwość drgań $f[\text{Hz}]$		Opis postaci drgań
	MES	Pomiar na obiekcie	
1	0,67	0,84	Drgania boczne wysięgnika koła czerpakowego, wysięgnika przeciwwagi i wysięgnicy wokół osi pionowej nadwozia
2	0,79	0,61; 0,72	Drgania całego nadwozia w płaszczyźnie pionowej (wysięgnik koła czerpakowego do góry, wysięgnik przeciwwagi do dołu)
3	1,02	0,85	Drgania skrętne wysięgnika koła czerpakowego i zginające w płaszczyźnie poziomej wysięgnika przeciwwagi
4	1,07	0,97	Drgania boczne wysięgnicy
5	1,25	2,04	Drgania skrętne wysięgnik koła czerpakowego i zginające w płaszczyźnie pionowej wysięgnik przeciwwagi
6	2,45	1,67; 2,11	Skręcanie wysięgnika przeciwwagi i koła czerpakowego z drganiami pionowymi wysięgnika operatora
7	2,58	2,28	Drgania ciągien, pionowe wysięgnika operatora, żurawi, zginanie wysięgnicy
8	3,27	3,80	Drgania giętne masztu tylnego i drgania ciągien

delu sprawdza się z zestawieniem mas, który występuje w dowodzie stateczności danej maszyny [61]. Różnice wyników zależą też od przyjętego modelu, który ze względu na **uproszczenia** może nie uwzględniać pewnych częstotliwości lub postaci drgań.

Należy zwrócić uwagę na **wpływ dyskretyzacji**, kiedy to zbyt zgrubna dyskretyzacja uniemożliwia otrzymanie wyższych harmoniczných. Kolejną przyczyną może być **wpływ tłumienia** na zmianę częstości drgań. Jakkolwiek wpływ ten w przypadku analizowanych maszyn nie jest duży. Należy rozróżnić tłumienie w materiale (strukturalne, viskozne), tłumienie tarcieowe na połączeniach sworzniovych, nitowanych, śrubowych itp. Zwykle uwzględnia się tłumienie globalne drgań całego zespołu, które łatwo można określić na podstawie pomiarów. Ważnym zagadnieniem jest **wpływ stanu naprężeń** na częstotliwość drgań. Dotyczy to zwłaszcza drgań ciągien łączących maszt z wysięgnikiem przeciwważaru, napiętych znacznymi siłami oraz siły ściskające maszt i wysięgnicę. Siła napięcia ciągien górnych w koparce KWK 1200 (rys. 8.10, 8.11) wynosi ok. 1500 kN. Pierwsza giętno-skrętna częstotliwość drgań własnych przy tym napięciu (rys. 8.12) jest $2,46/1,69 = 1,45$ razy większa od częstotliwości drgań bez uwzględnienia napięcia, a dla drugiej (rys. 8.13) postaci drgań giętno-skrętnych mamy $3,79/3,25 = 1,17$ razy większą wartość. Podobnie, ale już w mniejszym stopniu, jest z wyższymi harmonicznymi (rys. 8.14, 8.15). Widać stąd, że nie uwzględnienie w obliczeniach stanu naprężeń może być źródłem znacznych błędów.

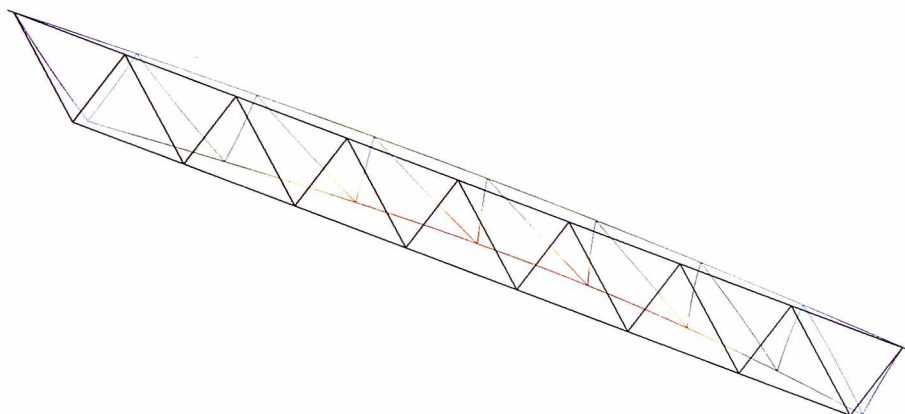


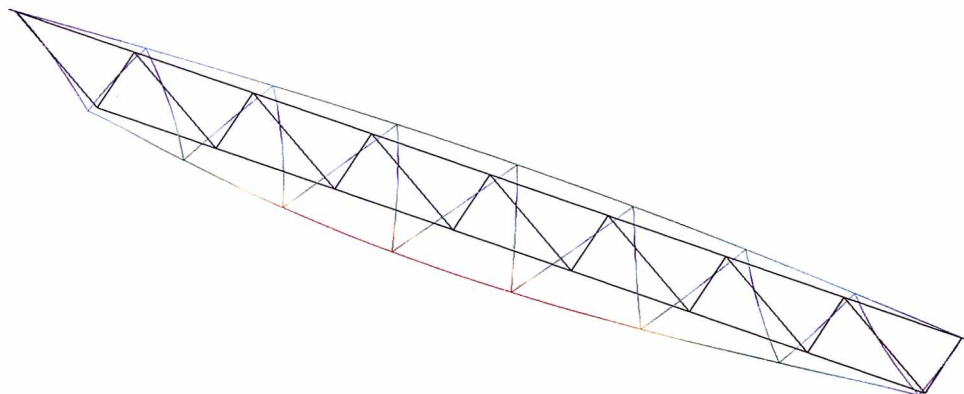
Rys. 8.10. Model MES nadwozia koparki KWK 1200M



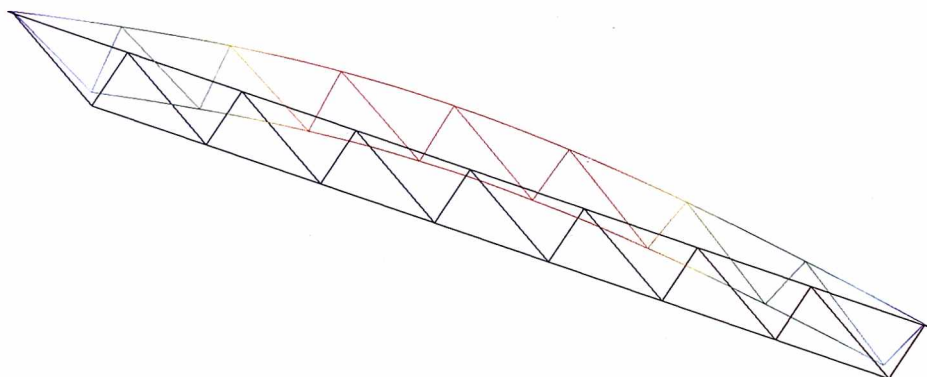
Rys. 8.11. Model cięgna górnego koparki KWK 1200M

Node Shape 1 Frequency: 2.457913

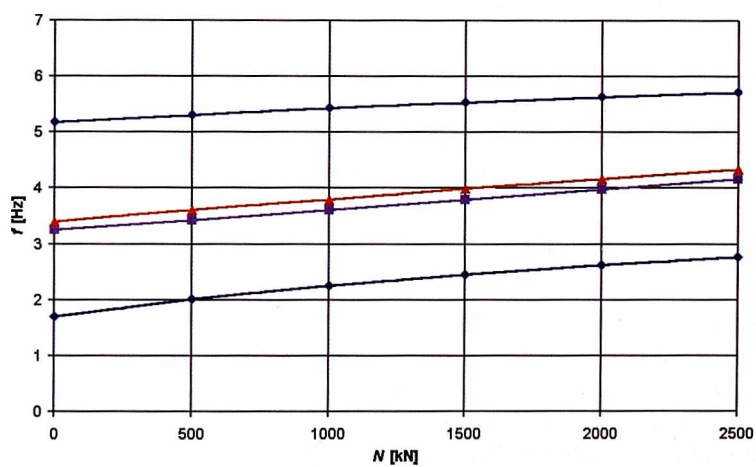
Rys. 8.12. Pierwsza postać drgań cięgna górnego $f = 2,46$ Hz, przy napięciu 1500 kN



Rys. 8.13. Druga postać drgań cięzna górnego $f = 3,79$ Hz, przy napięciu 1500 kN



Rys. 8.14. Trzecia postać drgań cięzna górnego $f = 3,99$ Hz, przy napięciu 1500 kN



Rys. 8.15. Zależność częstotliwości drgań cięzna górnego koparki KWK 1200 w funkcji siły napięcia cięzna dla pierwszych 4 postaci drgań

Porównując częstotliwości drgań własnych głównych zespołów koparki z tabeli 8.1 z częstotliwościami otrzymanymi z pomiarów przedstawionych w rozdziale 7, można wymienić następujące rozbieżności:

- częstotliwość drgań w płaszczyźnie pionowej całego nadwozia z pomiarów podczas procesu skalowania wynosiła (por. rozdz. 7.2, rys. 7.9) $f = 0,61$ Hz, natomiast z modelu MES otrzymano (tabela 8.1, rys. 8.4) $f = 0,80$ Hz,
- częstotliwość drgań w płaszczyźnie poziomej wysięgnika koła czerpakowego z pomiarów podczas skalowania wynosiła $f = 0,87$ Hz (rys. 7.11), natomiast z modelu MES otrzymano (tabela 8.1) $f = 0,74$ Hz,
- drgania skrętne wysięgnika przeciwwagi w badaniach zaobserwowano dla częstości $f = 0,75$ Hz, a z obliczeń MES otrzymano $f = 1,03$ Hz,
- częstotliwość drgań bocznych (poprzecznych) wysięgnicy z pomiarów podczas skalowania wynosiła $f = 0,75$ Hz, natomiast z modelu MES otrzymano (tabela 8.1) $f = 1,07$ Hz,
- częstotliwość drgań bocznych (poprzecznych) masztu tylnego z pomiarów podczas skalowania siłą poziomą wynosiła $0,85$ Hz, a z obliczeń MES otrzymano $f = 1,07$ Hz.

W pierwszym etapie dostrajania wprowadzono masy korygujące w celu dostosowania mas poszczególnych zespołów z masami wykazanymi w dowodzie stateczności [61]. W tabeli 8.3 zamieszczono częstotliwości drgań otrzymane po korekcji mas. W drugim kroku w obliczeniach uwzględniono stan napięcia cięgien. Częstotliwości otrzymane z tych obliczeń przedstawiono w tabeli 8.4. Różnice obserwujemy w elementach, w których występują znaczące siły napięcia, tj. w cięgnach, masztach. Niektóre częstotliwości uległy przesunięciu w stosunku do sąsiednich. Ostateczna korekcja, mająca na celu dostosowanie modelu MES do wyników z badań, polega na wprowadzeniu fikcyjnych sztywności i mas. Pierwsze dwie częstotliwości drgań wynikają ze sztywności podwozia. Ze względu na to, że w modelu MES nie było podwozia, aby dostosować te częstotliwości wprowadzono odpowiednie sztywności podpór.

Po przeprowadzeniu procesu dostosowywania modelu MES do warunków, jakie otrzymano podczas pomiarów, można zbadać jak zachowuje się obiekt podczas oddziaływań dynamicznych występujących podczas eksploatacji koparki wieloczerpakowej.

Oddziaływaniami dynamicznymi, które występują podczas eksploatacji wieloczerpakowej koparki kołowej są oddziaływania:

- od zmiennych sił urabiania,
- podczas uderzenia w skałę,
- podczas rozruchu i hamowania jazdy,
- podczas rozruchu i hamowania obrotu,
- podczas rozruchu i hamowania zwodzenia wysięgnika koła czerpakowego,
- od uderzeń urobku w punktach przeładowniczych,
- od drgań urobku na przenośnikach taśmowych.

Tabela 8.3. Częstotliwości drgań i opis postaci drgań z symulacji komputerowej po dostrojeniu 1 (po korekcji mas)

Nr	Częstotliwość [Hz]	Masa modalna [kg]	Sztywność modalna [kN/m]	Opis postaci drgań
1	0,67	129 800	2181	Drgania boczne wysięgnika koła czerpakowego, wysięgnika przeciwwagi i wysięgnicy wokół osi pionowej nadwozia
2	0,80	262 265	6561	Drgania całego nadwozia w płaszczyźnie pionowej (wysięgnik koła czerpakowego do góry, wysięgnik przeciwwagi do dołu)
4	1,02	183 530	7423	Drgania skrętne wysięgnika koła czerpakowego i zginające w płaszczyźnie poziomej wysięgnika przeciwwagi
5	1,08	55 763	2549	Drgania boczne wysięgnicy
10	1,88	3952	549	Drgania pionowe wysięgnika kabiny operatora
11	2,06	6240	1047	Drgania poziome wysięgnika kabiny operatora
12	2,23	9068	1777	Drgania skrętne wysięgnika przeciwwagi i wysięgnika koła czerpakowego, drgania cięgien
13	2,41	6035	1381	Drgania cięgien

Tabela 8.4. Częstotliwości drgań i opis postaci drgań z symulacji komputerowej po dostrojeniu 2 (uwzględnienie stanu napięcia)

Nr	Częstotliwość [Hz]	Masa modalna [kg]	Sztywność modalna [kN/m]	Opis postaci drgań
1	0,67	131 207	2330	Drgania boczne wysięgnika koła czerpakowego, wysięgnika przeciwwagi i wysięgnicy wokół osi pionowej nadwozia
2	0,79	259 606	6436	Drgania całego nadwozia w płaszczyźnie pionowej (wysięgnik koła czerpakowego do góry, wysięgnik przeciwwagi do dołu)
4	1,02	181 021	7400	Drgania skrętne wysięgnika koła czerpakowego i giętne w poziomie wysięgnika przeciwwagi
5	1,07	55 783	2519	Drgania boczne wysięgnicy
7	1,25	20 045	1245	Drgania skrętne wysięgnik koła czerpakowego i zginające w płaszczyźnie pionowej wysięgnik przeciwwagi
9	1,92	4 242	619	Drgania pionowe wysięgnika kabiny operatora
11	2,09	6570	1136	Drgania poziome wysięgnika kabiny operatora
12	2,45	16 084	3824	Drgania skrętne wysięgnika przeciwwagi i koła czerpakowego z drganiami pionowymi wysięgnika operatora
16	2,90	6367	2117	Drgania cięgien
20	3,27	1962	827	Drgania giętne masztu tylnego i drgania cięgien

8.4. Analiza dynamiczna MES od zmiennych sił urabiania

Zmienne siły urabiania wynikają z cyklicznego wchodzenia czerpaków w caliznę. W zasadzie, gdy mamy do czynienia z jednorodną gęstością urabianego materiału, czerpaki wchodzić stopniowo, zagłębiając się w caliznę. Dynamiczne oddziaływania pojawiają się wtedy, kiedy w strukturze urabianego materiału występują warstwy twardsze, jak również wynikają one z cyklicznej, zmiennej liczby czerpaków, będących w kontakcie z calizną w danym momencie. Wówczas obserwujemy rytmiczne zwiększenie obciążeń, zgodne z obrotami i liczbą czerpaków. Zmienność obciążeń podczas urabiania pokazano od strony teoretycznej w rozdziale 3. Amplituda zmian tych obciążeń zależy od liczby czerpaków (wysypów) n_w i liczby obrotów koła czerpakowego w jednostce czasu. Amplituda tych obciążeń została określona również podczas pomiarów i przedstawiona w rozdziale 3.2.

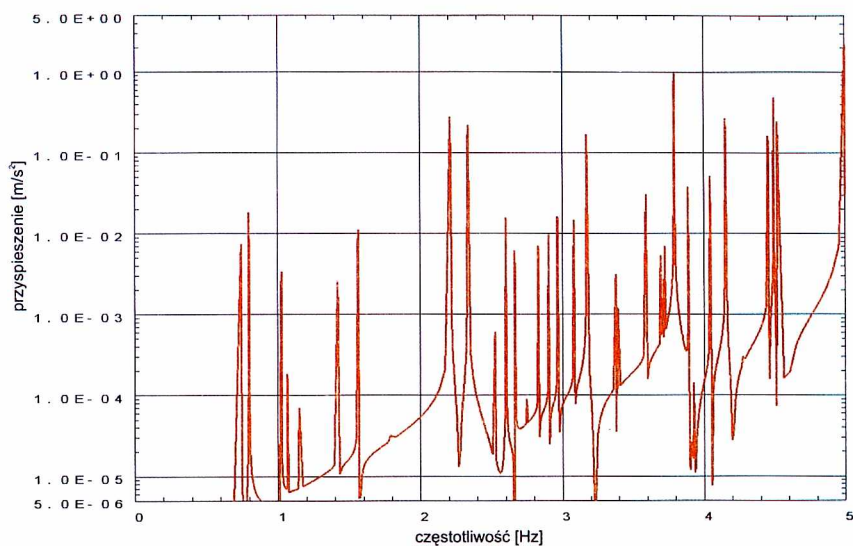
W modelu MES zdefiniowano wektor siły (rys. 8.16) skierowany stycznie do koła czerpakowego, a jego wartość wprowadzono w postaci funkcji okresowej wynikającej z liczby wysypów. Obciążenie styczne do koła czerpakowego rozłożono na dwie składowe: poziomą F_{sh} i pionową F_{sv} . Numeryczną analizę odpowiedzi dynamicznej dla obciążenia obwodową siłą od urabiania pokazano na wykresach przyspieszeń, prędkości i przemieszczeń w wybranych punktach struktury nośnej nadwozia koparki.

Parametry mechanizmu urabiania przedstawiono w tabeli 8.5.

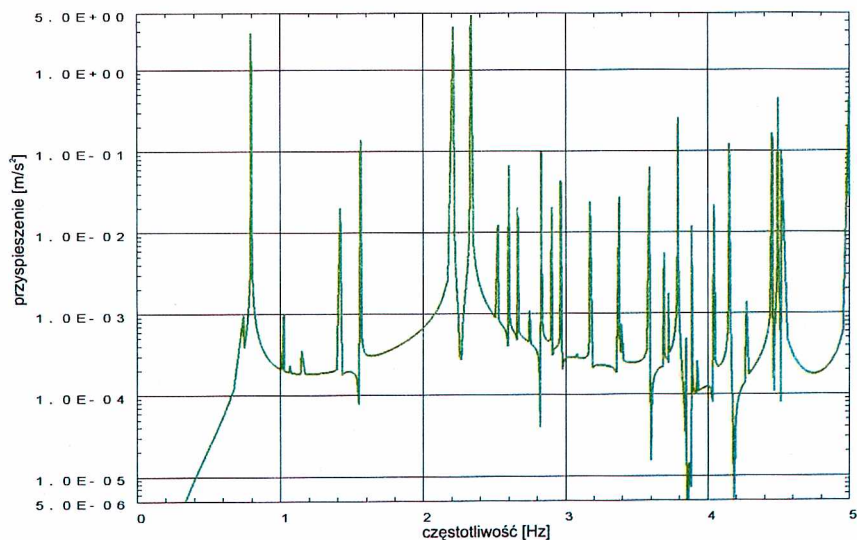
Na rysunkach 8.17÷8.19 pokazano charakterystyki częstotliwościowe w wybranych punktach od obciążeń zmiennych podczas urabiania. Pokazano tutaj odpowiedzi od składowej stycznej do koła. Dodatkowo podczas urabiania występuje składowa pozioma, prostopadła do płaszczyzny koła i składowa normalna, promieniowa, tzw. siła oporu.



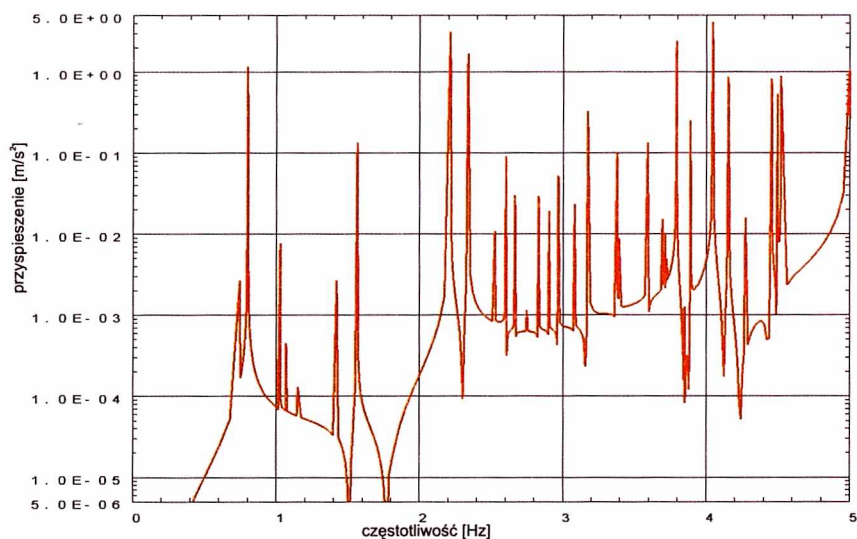
Rys. 8.16. Obciążenie od siły obwodowej urabiania $F_s(t, \varphi)$



Rys. 8.17. Odpowiedź częstotliwościowa przyspieszeń pionowych od zmiennych obciążeń podczas urabiania odczytana w punkcie 05 wysięgnika koła czerpakowego



Rys. 8.18. Odpowiedź częstotliwościowa przyspieszeń pionowych od zmiennych obciążeń podczas urabiania odczytana w punkcie 03 na wysięgniku przeciwwagi



Rys. 8.19. Odpowiedź częstotliwościowa przyspieszeń pionowych od zmiennych obciążeń podczas urabiania odczytana w punkcie 12 na wysięgnicy

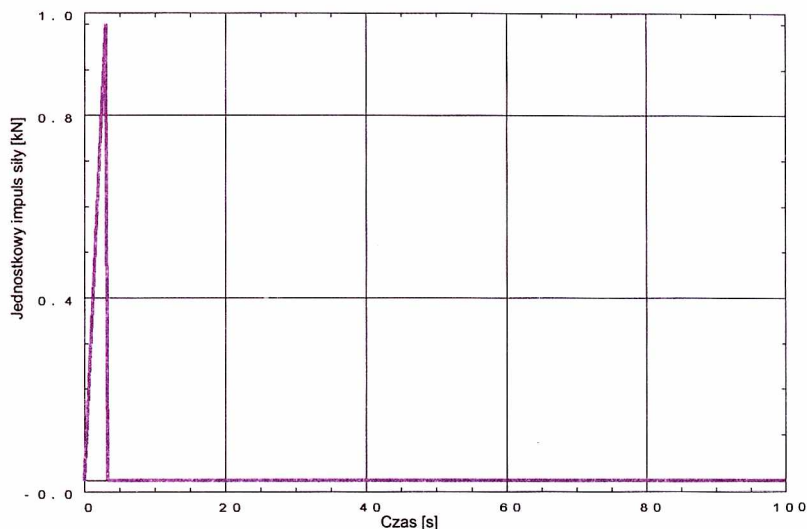
Tabela 8.5. Charakterystyki ruchowe organu urabiającego koparki KWK1200M

Lp.	Opis	Wartość	Jednostka
1	Wydajność teoretyczna	3750	m ³ /h
2	Całkowita pojemność czepaka (800+400)	1200	dm ³
3	Średnica koła czepakowego	8,4	m
4	Liczba czepaków	10	szt.
5	Prędkość urabiania	2,29	m/s
6	Liczba wysypów	52,15	1/min
7	Moc napędu urabiania	500	kW
8	Nominalna siła obwodowa na kole czepakowym	200	kN
9	Maksymalna siła obwodowa na kole czepakowym	300	kN

Charakter zmienności jest podobny jak w przypadku siły obwodowej stycznej do koła, niemniej jednak działanie tych sił wywala inne częstotliwości drgań.

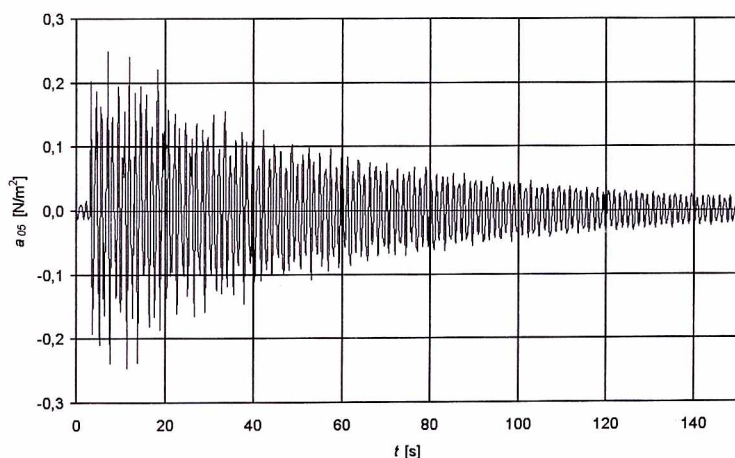
8.5. Analiza odpowiedzi dynamicznej od obciążeń impulsowych podczas urabiania

W analizie odpowiedzi od obciążeń impulsowych podczas urabiania przyjęto model impulsu, pokazany na rys. 8.20, o charakterze podobnym do tego, które występowało



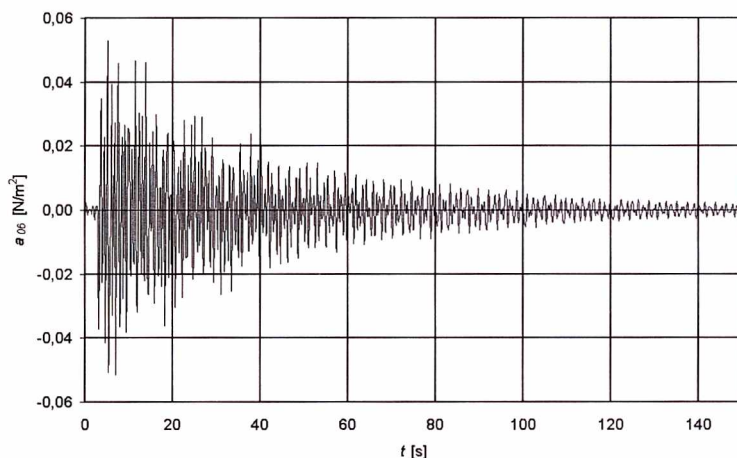
Rys. 8.20. Jednostkowy impuls siły przyłożony w osi koła czerpakowego odpowiadający obciążeniu podczas skalowania siłą pionową

w skalowaniu torów pomiarowych. Obciążenie impulsowe wprowadzono w osi koła czerpakowego, czyli tak samo jak podczas obciążenia w skalowaniu siłą pionową. Z analizy MES odczytano przebiegi przyspieszeń w punktach odpowiadających rozmieszczeniu czujników pomiarowych. Na rysunku 8.21 pokazano zmiany przyspieszeń od impulsu siły

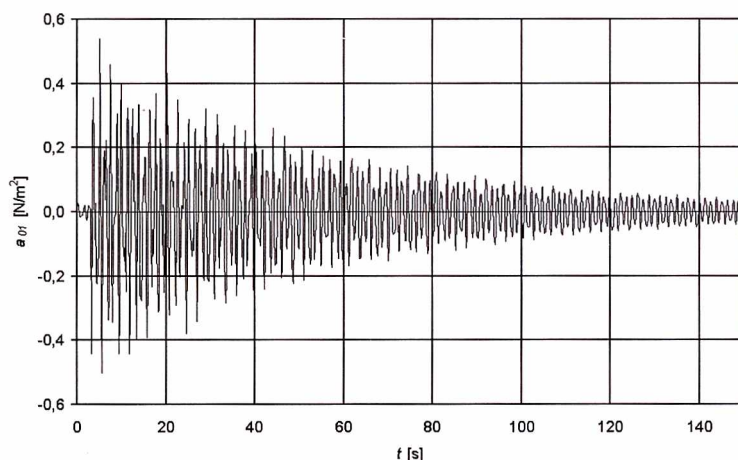


Rys. 8.21. Przebieg przyspieszeń pionowych w osi koła czerpakowego od impulsu siły odpowiadającego impulsowi podczas skalowania siłą pionową o wartości $F = 50$ kN

odpowiadającego impulsowi podczas skalowania siłą pionową o wartości $F = 50$ kN. Wykres ten odpowiada wykresowi otrzymanemu z pomiarów (rys. 7.8). Wartości przyspieszeń w środku rozpiętości wysięgnika koła czerpakowego (rys. 8.22) są tutaj zdecydowanie mniejsze. Wynika to z faktu, że w środku rozpiętości podczepiony jest wysięgnik operatora głównego. Masa wysięgnika operatora działa stabilizująco na drgania tej części. Z kolei przyspieszenia końca wysięgnika przeciwwagi (rys. 8.23) są na poziomie podobnym jak w osi koła czerpakowego.



Rys. 8.22. Przebieg przyspieszeń pionowych w środku rozpiętości wysięgnika koła czerpakowego od impulsu siły odpowiadającego impulsowi w skalowaniu siłą obwodową o wartości $F = 100$ kN



Rys. 8.23. Przebieg przyspieszeń pionowych na końcu wysięgnika przeciwwagi od impulsu siły odpowiadającego impulsowi w skalowaniu siłą obwodową o wartości $F = 100$ kN

Procedurę należy przeprowadzić również dla impulsu siły działającego poprzecznie do płaszczyzny koła i prostopadle do osi koła. Należy tutaj rozpatrywać działanie impulsu działającego na czerpak znajdujący się w dolnym położeniu $\varphi = 0^\circ$, dla położenia czerpaka z przodu $\varphi = 90^\circ$ i dla położen pośrednich. Dla położenia $\varphi = 90^\circ$ przeprowadzono procedurę skalowania siłami poziomymi, umożliwia to porównanie wyników z eksperymentu i symulacji numerycznych, a co za tym idzie dodatkowo zweryfikować model numeryczny.

8.6. Analiza dynamiczna odpowiedzi podczas rozruchu i hamowania jazdy

Szczególne znaczenie w analizie dynamiki maszyn górnictwa odkrywkowego mają drgania od ruchów nieustalonych występujących podczas rozruchu i hamowania mechanizmów napędowych. Ma to szczególne znaczenie ze względu na duże gabaryty tych maszyn. W związku z tym wykonano symulacje rozruchu jazdy, gdy wysięgnik koła czerpakowego ustawiony jest do kierunku jazdy lub kiedy wysięgnik skierowany jest prostopadle do kierunku jazdy. Obserwacja tych maszyn podczas przejazdów pokazuje, że maszty, wysięgnice i wysięgniki ulegają znacznym przemieszczeniom. W związku z tym obliczenia takie mają szczególne znaczenie w celu oszacowania wartości ekstremalnych.

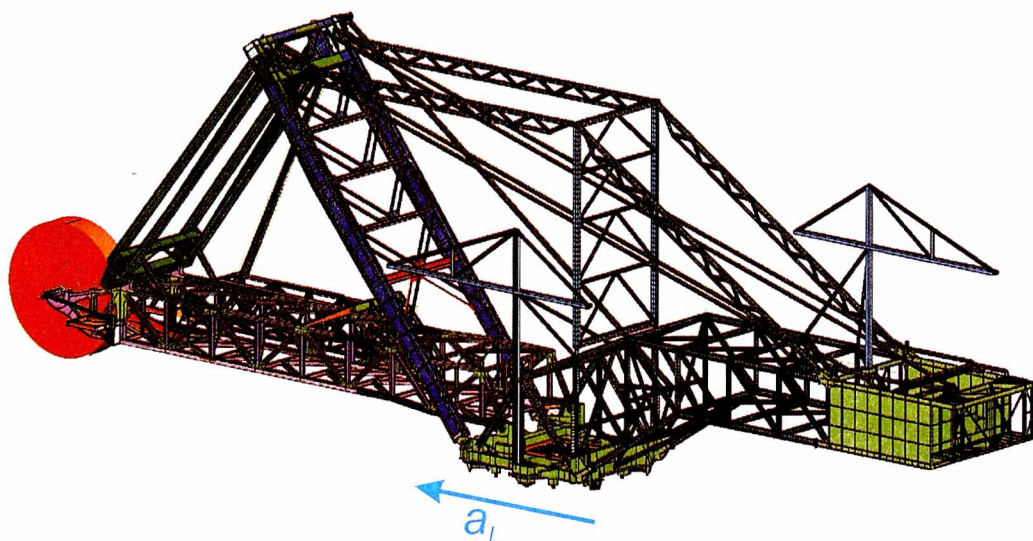
Charakterystyki ruchowe koparki KWK1200M przedstawiono w tabeli 8.6.

W modelu MES rozruch jazdy symulowano przez nadanie przyspieszenia w miejscu podparcia (rys. 8.24). Ponieważ analizowano tutaj tylko nadwozie, charakter rozruchu modelowano uproszczoną funkcją (rys. 8.25). Przykładowe odpowiedzi dynamiczne w postaci przyspieszeń na końcu wysięgnicy i na końcu wysięgnika przeciwwagi pokazano na rysunkach 8.26 i 8.27.

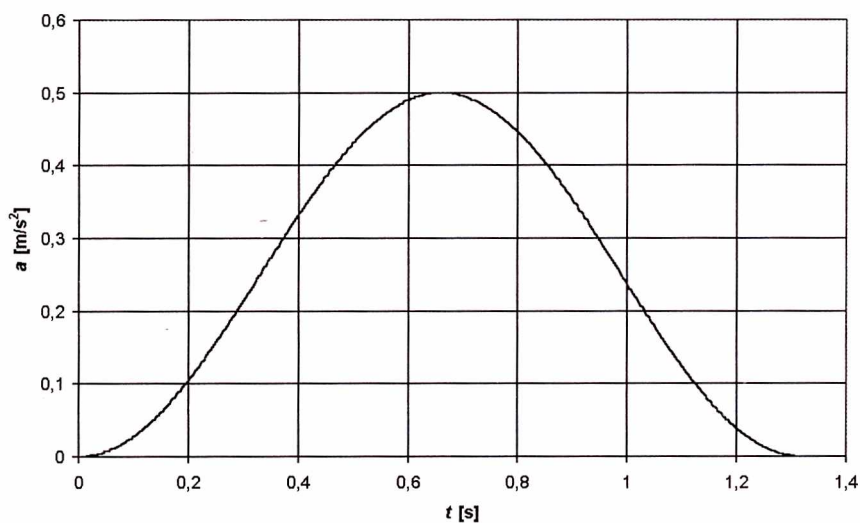
Istotne w analizie odpowiedzi dynamicznej jest symulacja jazdy, w przypadku gdy wysięgniki ustawione są prostopadle do kierunku jazdy (rys. 8.28). Wynik analizy przyspieszeń i przemieszczeń na końcu wysięgnika przeciwwagi pokazano na rysunkach 8.29

Tabela 8.6. Charakterystyki ruchowe mechanizmu jazdy koparki KWK1200M

Lp.	Opis	Wartość	Jednostka
1	Prędkość jazdy koparki	8,8	m/min
2	Minimalny promień skrętu	50	m
3	Liczba gaśienic	3 x 2	
4	Szerokość płyt gaśienicowych	2,8	m
5	Długość gaśienicy między osiami kół zwrotnych	9,5	m
6	Podziałka gaśienicy	0,52	m
7	Moc napędu gaśienic	6x55	kW
8	Masa koparki nr 26 / 28	1837 / 1854	Mg

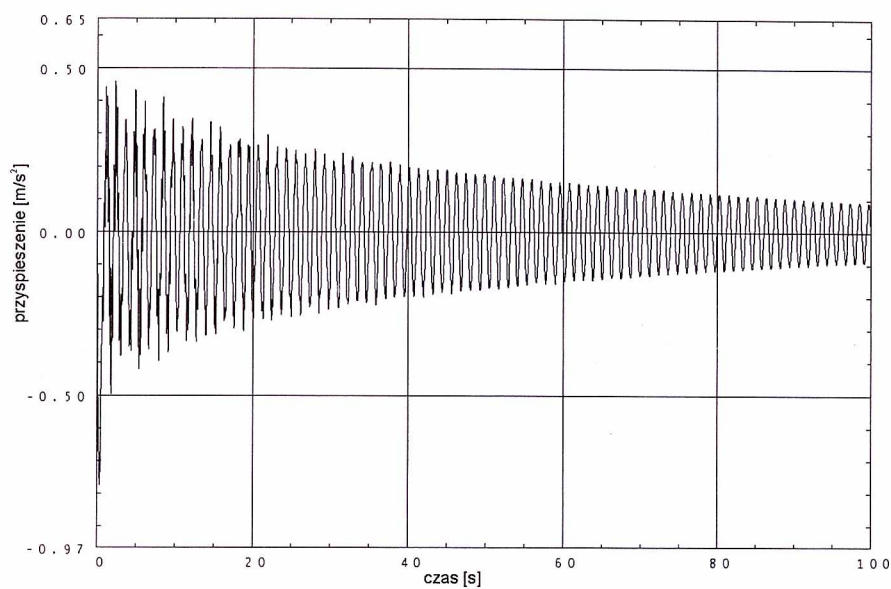


Rys. 8.24. Obciążenie nadwozia podczas rozruchu i hamowania jazdy – jazda wzdłuż wysięgnika koła czepakowego

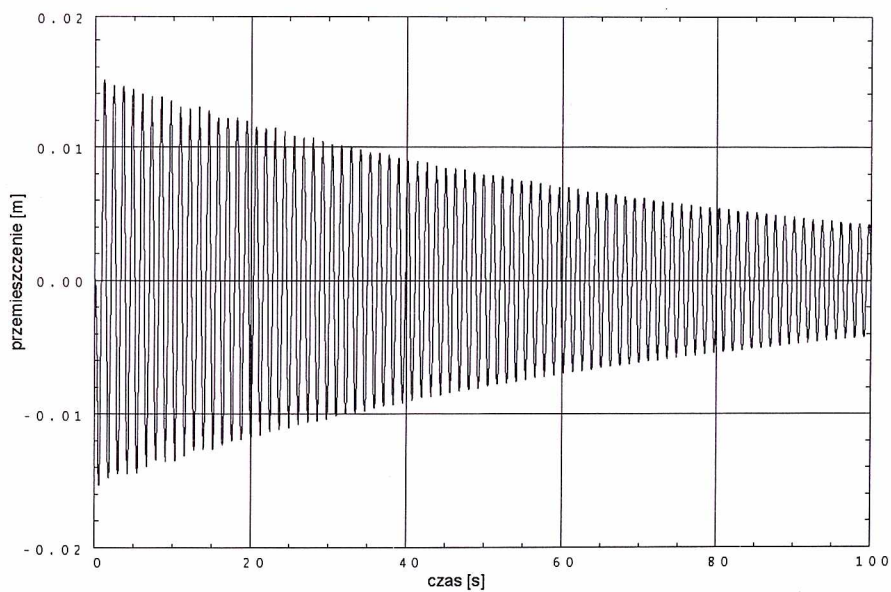


Rys. 8.25. Funkcja przyspieszeń podwozia symulująca rozruch jazdy

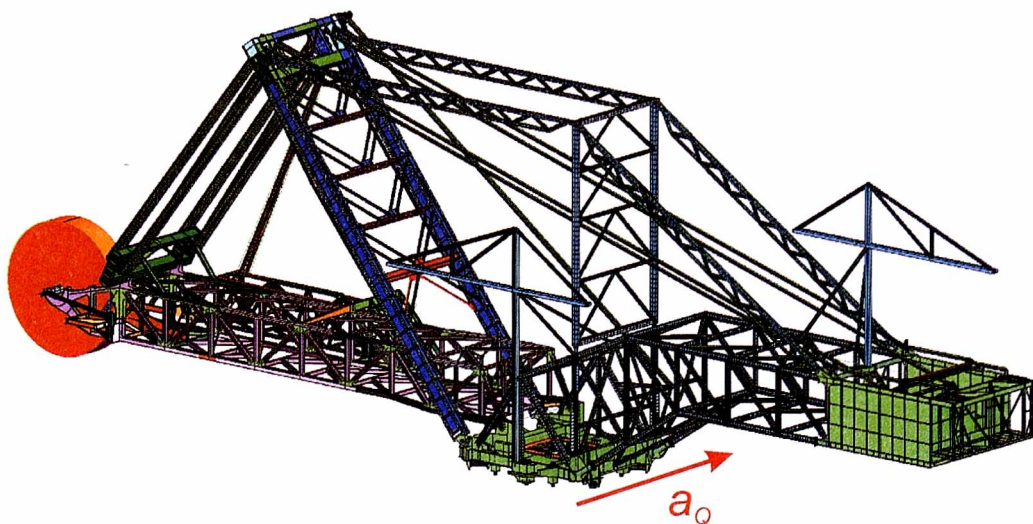
i 8.30. Przyspieszenia o takiej wartości powodują zwiększenie naprężeń w elementach u nasady wysięgników i masztów. Przykładowo na rysunku 8.31 pokazano zmienność naprężeń w dolnym pasie wysięgnika przeciwwagi.



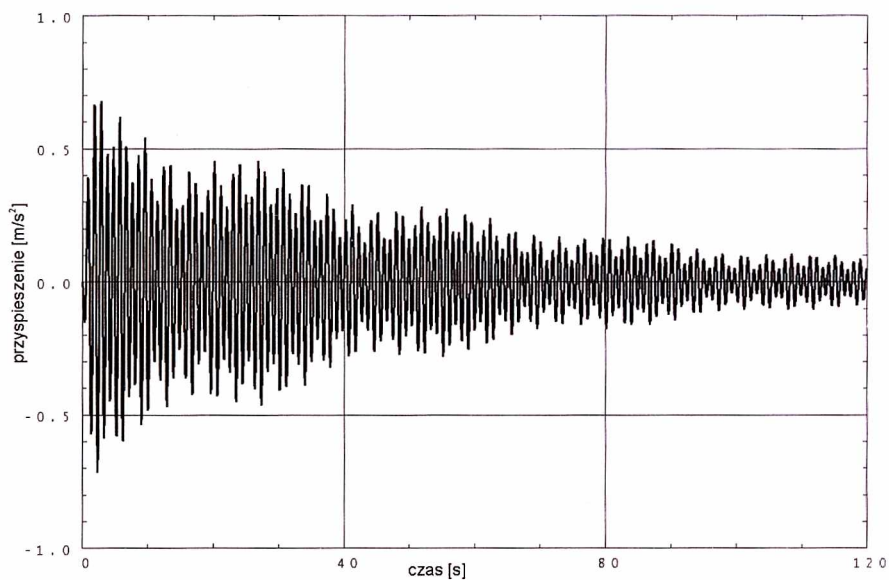
Rys. 8.26. Przyspieszenia w kierunku osi z punktu 08 na wysięgnicy podczas rozruchu jazdy koparki



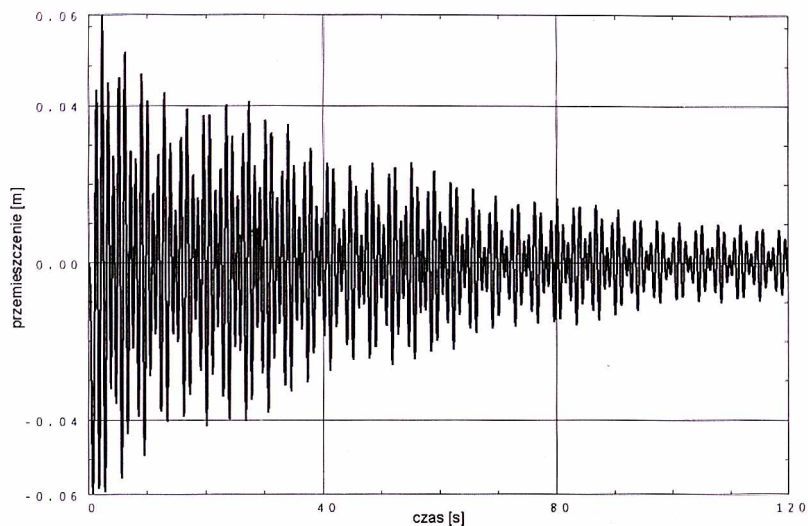
Rys. 8.27. Przemieszczenia w kierunku osi z punktu 03 na wysięgniku przeciwwagi podczas rozruchu jazdy koparki



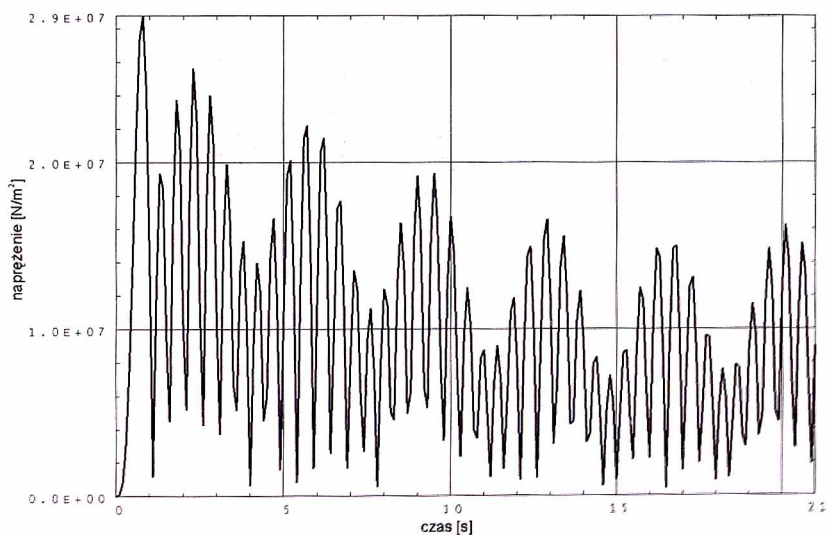
Rys. 8.28. Obciążenie nadwozia podczas rozruchu jazdy
– jazda w poprzek wysięgnika koła czerpakowego



Rys. 8.29. Przyspieszenia w kierunku osi y punktu 02 na wysięgniku przeciwwagi podczas rozruchu
jazdy w kierunku w poprzek wysięgnika koła czerpakowego



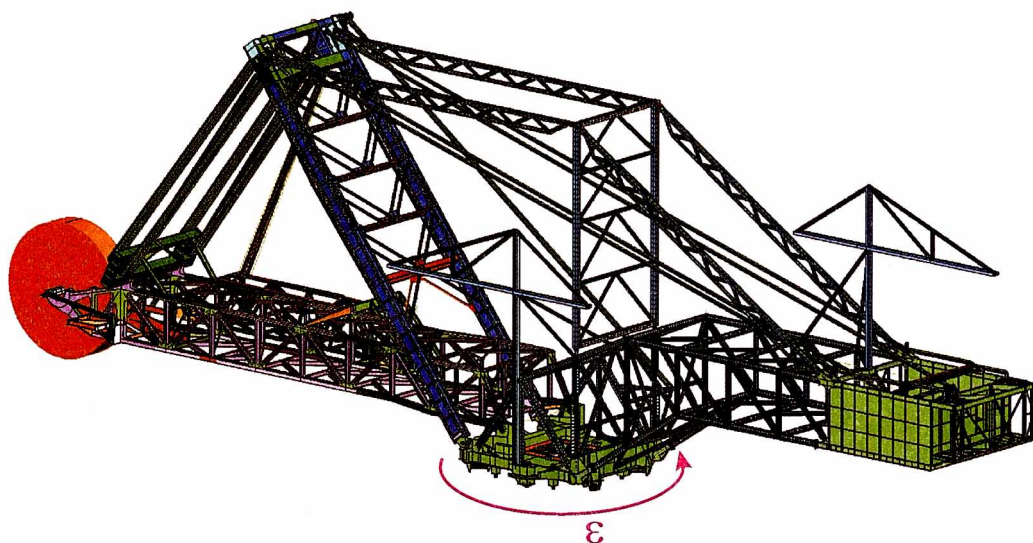
Rys. 8.30. Przeszyczenie względem podstawy w kierunku osi y punktu 02 na wysięgniku przeciwwagi podczas rozruchu jazdy w kierunku w poprzek wysięgnika koła czerpakowego



Rys. 8.31. Przebieg zmian naprężeń w dolnym pasie wysięgnika przeciwwagi podczas rozruchu jazdy w kierunku w poprzek wysięgnika koła czerpakowego

8.7. Analiza odpowiedzi dynamicznej od rozruchu obrotu nadwozia

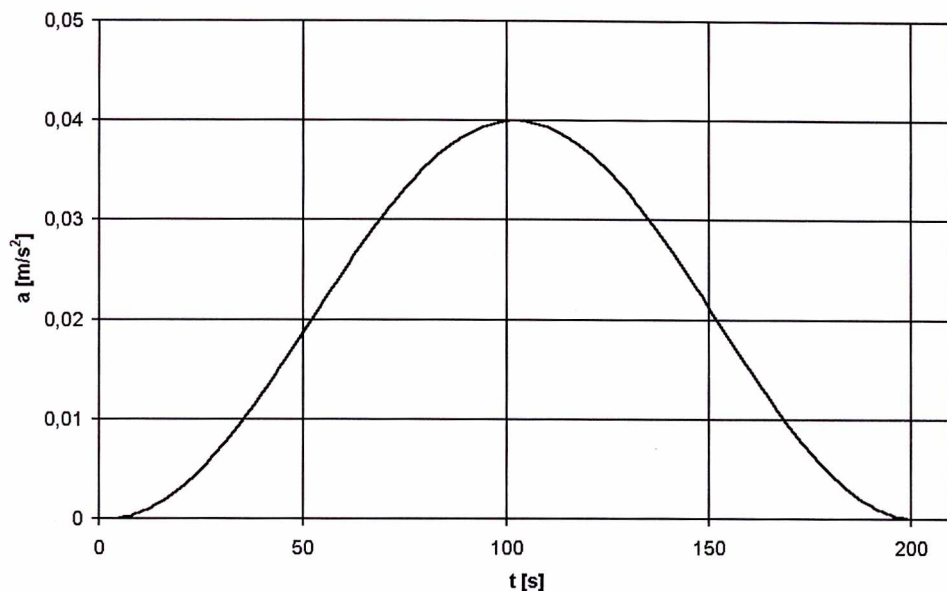
Jednym z ruchów wykonywanych podczas urabiania jest ruch obrotowy nadwozia względem podwozia. W ruchu tym uczestniczą duże masy, o dużej bezwładności, które podczas rozruchu i hamowania, a także podczas nawrotów powodują określone oddziaływania masowe. Wykonano symulację rozruchu obrotu, w którym zastosowano oddziaływanie w postaci przyspieszenia obrotowego przyłożonego do podpór modelu nadwozia (rys. 8.32) zgodnie z funkcją pokazaną na wykresie (rys. 8.33).



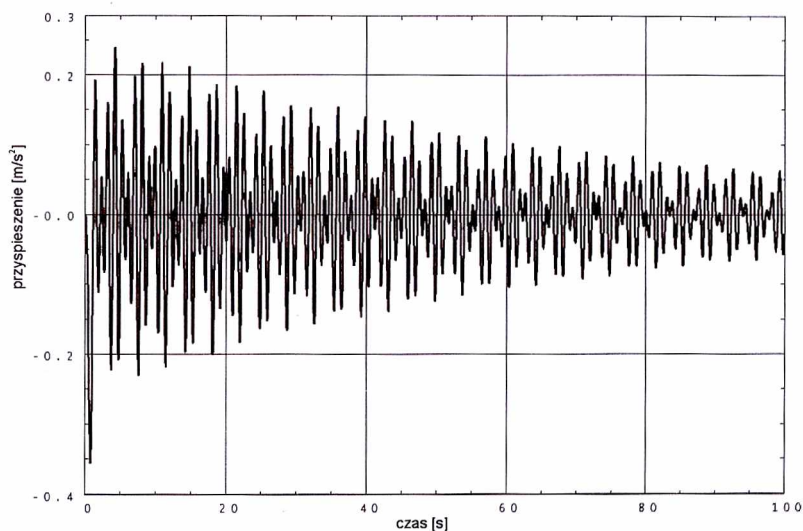
Rys. 8.32. Obciążenie nadwozia podczas rozruchu i hamowania obrotu

Tabela 8.7. Charakterystyki ruchowe mechanizmu obrotu koparki KWK 1200M

Lp.	Opis	Wartość	Jednostka
1	Promień urabiania	38	m
2	Promień ładowania	40	m
3	Kąt obrotu nadwozia względem podwozia	-132 ÷ +132	stopnie
4	Prędkość obrotu nadwozia na krawędzi czerpaka	6÷24	m/min
		0,1–0,4	m/s
5	Moc napędu mechanizmu obrotu	2×37	kW
6	Masa nadwozia	766	Mg



Rys. 8.33. Funkcja przyspieszeń symulująca rozruch obrotu nadwozia



Rys. 8.34. Przyspieszenie liniowe punktu na końcu wysięgnika przeciwwagi podczas rozruchu obrotu nadwozia

W tabeli 8.7 przedstawiono charakterystyki ruchowe nadwozia koparki KWK 1200M istotne w analizie obrotu. Na rysunku 8.34 pokazano przykładowy wykres odpowiedzi dynamicznej występującej podczas rozruchu obrotu dla punktu na końcu wysięgnika przeciwwagi.

9. Zastosowanie metodyki analizy dynamicznej maszyn urabiających

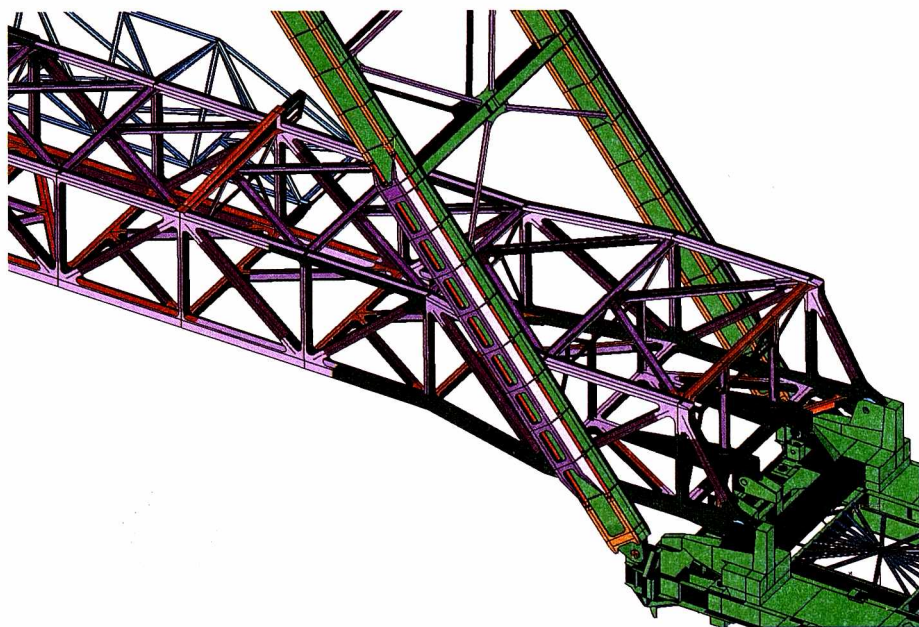
Proponowaną metodykę badania właściwości dynamicznych maszyn urabiających zastosowano w przypadku maszyn aktualnie eksploatowanych oraz na etapie projektowania nowych. Przedstawiono analizę dynamiczną koparki KWK 1200M, której efektem była modyfikacja sztywności wysięgnicy oraz analiza dynamiczna nowej koparki klasy C dla kopalni Neyveli w Indiach.

9.1. Modyfikacja właściwości dynamicznych wysięgnicy

Modyfikacja konstrukcji wysięgnicy polegała na usztywnieniu jej dolnej części. Zarówno z pomiarów, jak i z symulacji komputerowych wynikało, że sztywność boczna wysięgnicy jest zbyt mała. Efektem niepożądanym były duże wychylenia wysięgnicy podczas urabiania i w czasie przejazdów. W skrajnym przypadku dochodziło do uderzeń wysięgnicy o górny pas wysięgnika koła czepakowego. Ze względu na to, że nie ma możliwości wprowadzenia dodatkowych usztywniających wykratowań pomiędzy słupami wysięgnicy (kolizja z wysięgnikiem koła czepakowego) zaprojektowano usztywnienia po zewnętrznej stronie. Przekrój usztywnień został tak dobrany, aby częstotliwość drgań bocznych przesunąć powyżej częstotliwości wynikających z procesu urabiania (liczby wysypów na minutę). Przyjęto taką sztywność, dla której częstotliwość drgań bocznych była o 24% powyżej pierwotnej wartości otrzymanej w modelu MES, a o 30% powyżej częstotliwości otrzymanej z pomiarów na obiekcie. Przeprowadzono również analizę wytrzymałościową od obciążeń bocznych.

Na rysunkach 9.1 i 9.2 pokazano model geometryczny dyskretny powierzchniowy wysięgnicy ze wzmocnieniem jej dolnej części. Celem analizy numerycznej było określenie stanu naprężeń we wzmocnionym fragmencie wysięgnicy oraz wpływ usztywnienia na częstotliwość drgań poprzecznych wysięgnicy.

Ze względu na trudności określenia sił bocznych pojawiających się podczas eksploatacji, kiedy to następuje uderzenie słupów wysięgnicy o pas górny wysięgnika koła czepakowego, przeprowadzono następujące rozumowanie. W modelu obliczeniowym przeprowadzono symulacje komputerową polegającą na znalezieniu takiego przyspieszenia bocznego, przy którym nastąpi uderzenie wysięgnicy o pas górny wysięgnika koła czer-



Rys. 9.1. Widok modelu geometrycznego powierzchniowego dolnej części wsiężnicy ze wzmocnieniem

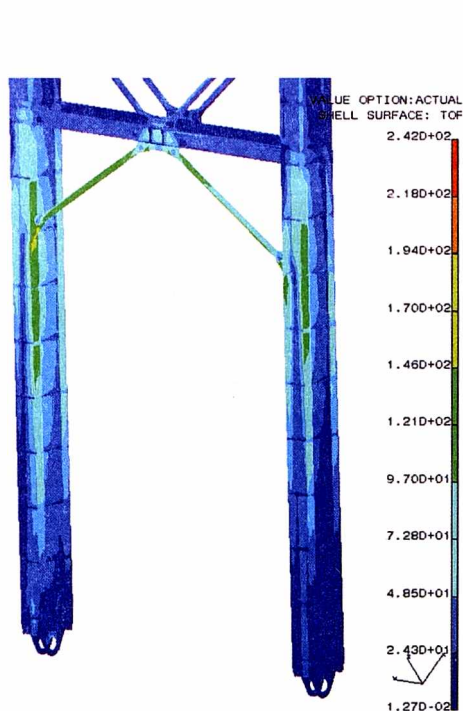


Rys. 9.2. Widok modelu dyskretnego powłokowego dolnej części wsiężnicy ze wzmocnieniem

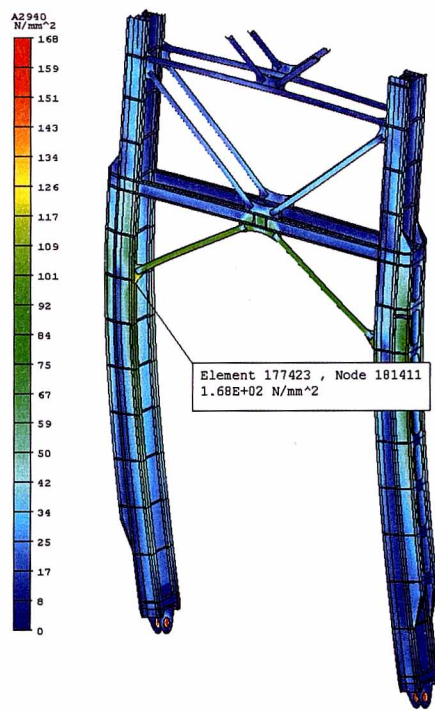
pakowego. Z obliczeń wynika, że uderzenie takie może nastąpić przy wymuszeniu przyspieszenia o wartości $a = 2,94 \text{ m/s}^2$. W przypadku wysięgnicy z wprowadzonym usztywnieniem, kolizja może nastąpić dopiero przy wymuszeniu przyspieszenia o wartości $a = 4,76 \text{ m/s}^2$. Są to wartości teoretyczne, w rzeczywistości na boki odchyła się również wysięgnik koła czerpakowego. Niemniej jednak rozważania takie prowadzimy w celach porównawczych. Na rysunku 9.3 pokazano rozkład naprężeń w dolnej części wysięgnicy przed wzmocnieniem, a na rysunku 9.4 po wzmocnieniu. Widać, że po wprowadzeniu wzmocnień w dolnej części wysięgnicy naprężenia maksymalne zmalały z 242 MPa do 168 MPa, czyli o 30%.

Na rysunku 9.5 pokazano postać drgań wysięgnicy po wprowadzeniu usztywnień w dolnej części wysięgnicy. Częstotliwość drgań bocznych wysięgnicy po modyfikacji z obliczeń MES wynosi $f = 1,21 \text{ Hz}$, czyli zwiększyła się w stosunku do wartości przed wzmocnieniem o ok. 24%.

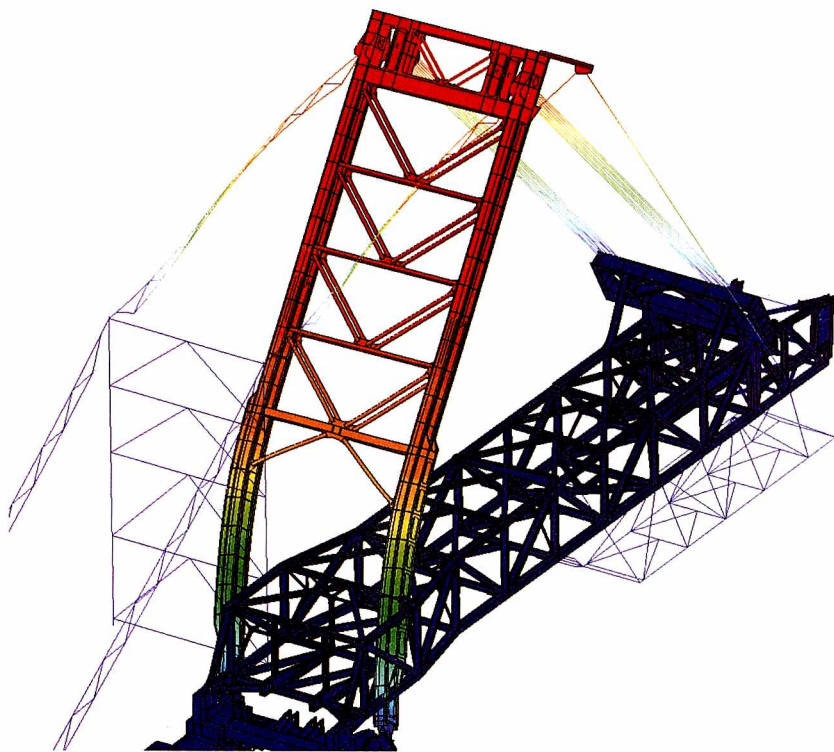
Obliczenia były podstawą do wykonania projektu zmian konstrukcyjnych. Efekt tych zmian pokazano na rys. 9.6, gdzie widać wzmocnienia wprowadzone do słupów wysięgnicy. Widać, że postać wzmocnień jest dobrze wkomponowana w ogólną strukturę wysięgnicy.



Rys. 9.3. Warstwice naprężeń w konstrukcji wysięgnicy przed modyfikacją



Rys. 9.4. Warstwice naprężeń w konstrukcji wysięgnicy po modyfikacji

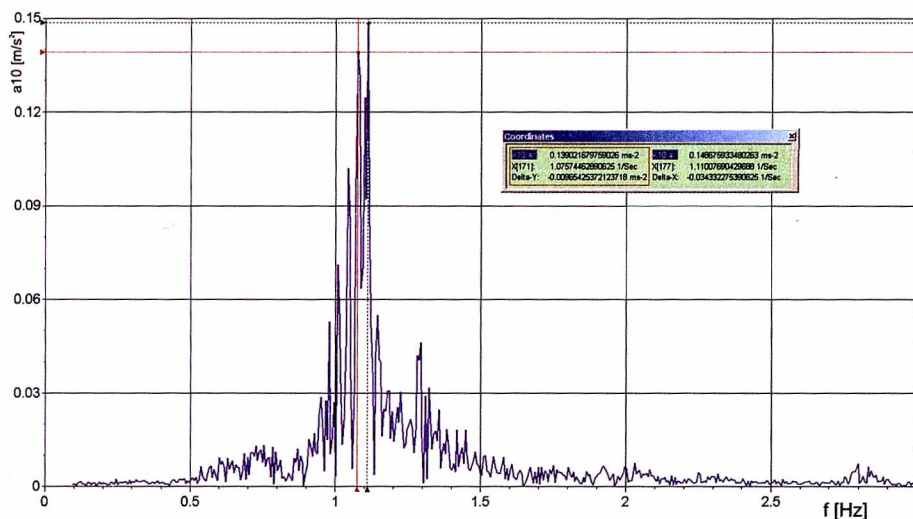


Rys. 9.5. Postać drgań wysięgnicy po wprowadzeniu wzmocnień, $f = 1,21$ Hz

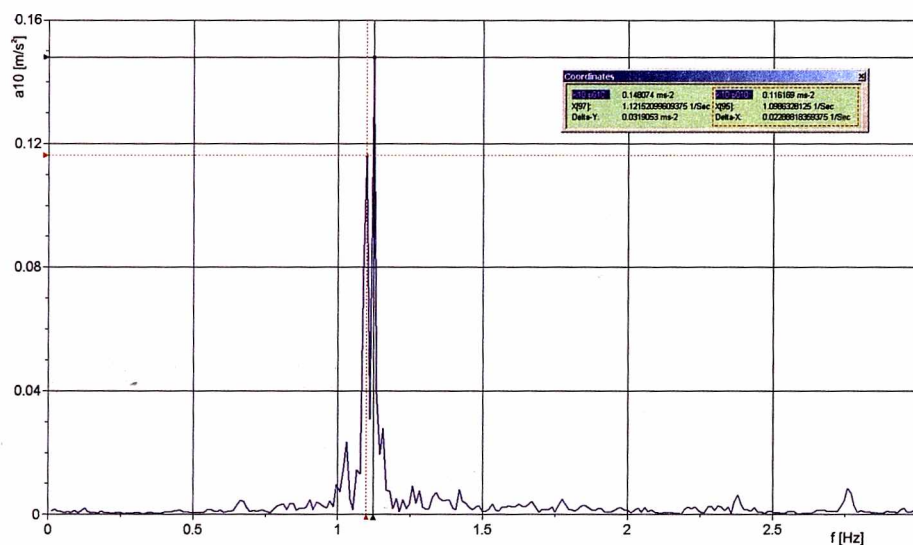


Rys. 9.6. Widok wysięgnicy ze wzmocnieniami

Po wprowadzeniu wzmocnień masztu głównego (wysięgnicy) wykonano pomiary drgań w punktach tych samych jak przed modernizacją. Zastosowano ten sam układ pomiarowy, za pomocą którego mierzono przyspieszenia w wybranych punktach nadwozia. Rejestrowano przyspieszenia dla tych samych stanów koparki, tj. podczas skalowania, urabiania i wykonywania ruchów jazdy, obrotu i rozruchu. Na rysunkach 9.7 i 9.8 pokazano



Rys. 9.7. Wynik analizy częstotliwościowej z czujnika w punkcie 10, dla pomiaru podczas urabiania, $f = 1,11$ Hz



Rys. 9.8. Wynik analizy częstotliwościowej z czujnika w punkcie 10, dla pomiaru podczas jazdy, $f = 1,12$ Hz

przykładowe charakterystyki częstotliwościowe drgań odczytanych z punktu pomiarowego umieszczonego w górnej części wysięgnicy. Otrzymane wartości są większe od tych, które mierzono przed wzmocnieniem wysięgnicy, o ok. 20%.

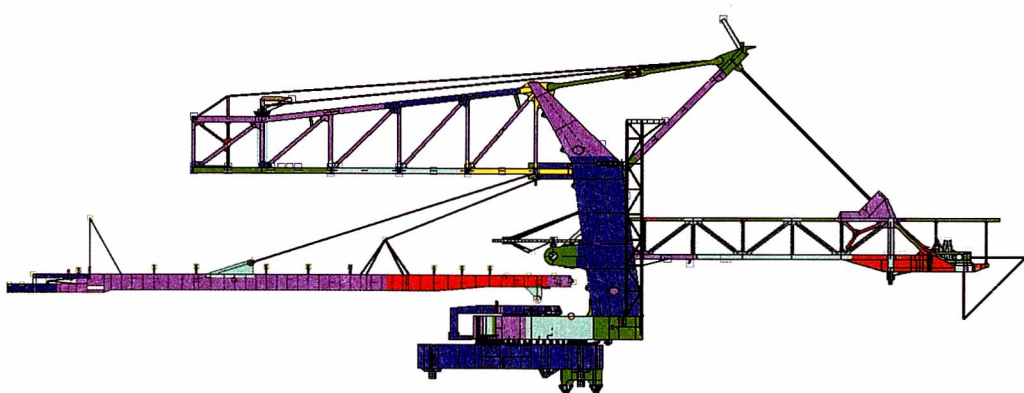
9.2. Analiza dynamiczna na etapie projektu nowej koparki

W przypadku analizy dynamicznej koparek na etapie projektu, nie mamy możliwości weryfikacji modelu MES z pomiarami na obiekcie. Z doświadczeń obliczeniowych wynika, że budując model do obliczeń metodą elementów skończonych na podstawie dokumentacji konstrukcyjnej, otrzymujemy częstotliwości większe od tych, które mierzymy na obiekcie. Model numeryczny przedstawia stan idealny. W rzeczywistości mamy do czynienia z obiektem o mniejszej sztywności, która może wynikać z innej podatności węzłów konstrukcyjnych.

Przedmiotem analizy była koparka BWE700L zaprojektowana dla kopalni w Neyveli, India. Przeprowadzono analizę dynamiczną na modelu powłokowym przygotowanym do obliczeń wytrzymałościowych. Model ten z dużą wiernością odzwierciedla strukturę nadwozia i podwozia koparki (rys. 9.9).

Korzystając z tego modelu, przeprowadzono analizę drgań własnych w celu identyfikacji częstotliwości rezonansowych i porównania z wymuszeniami występującymi w tej koparce. Wynik obliczeń częstotliwości i postaci drgań pokazano w tabeli 9.1 i na rysunkach 9.10÷9.13.

Analizę odpowiedzi dynamicznej wykonano dla urabiania, w którym przyjęto wymuszenie zmienne w czasie odpowiadające częstotliwości wysypów koła czerpakowego. Na rysunku 9.14 pokazano przemieszczenia pionowe i poprzeczne z symulacji urabiania w osi koła czerpakowego.

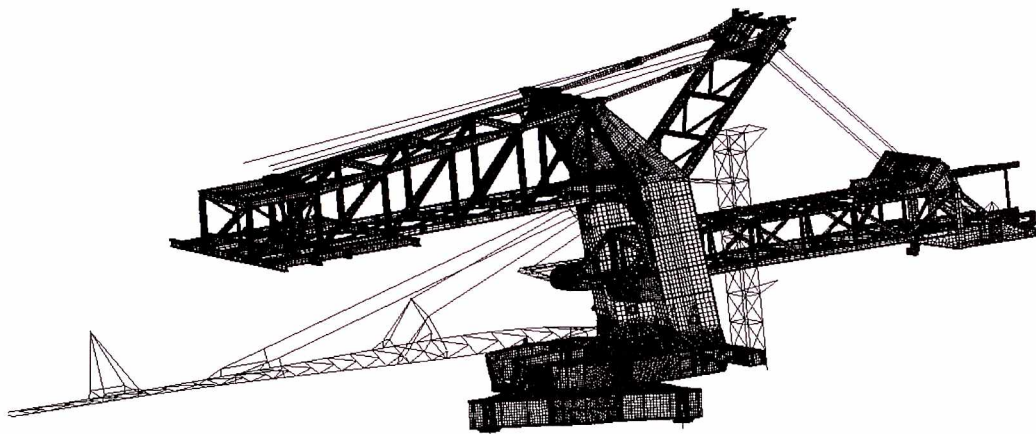


Rys. 9.9. Model koparki BWE 700L

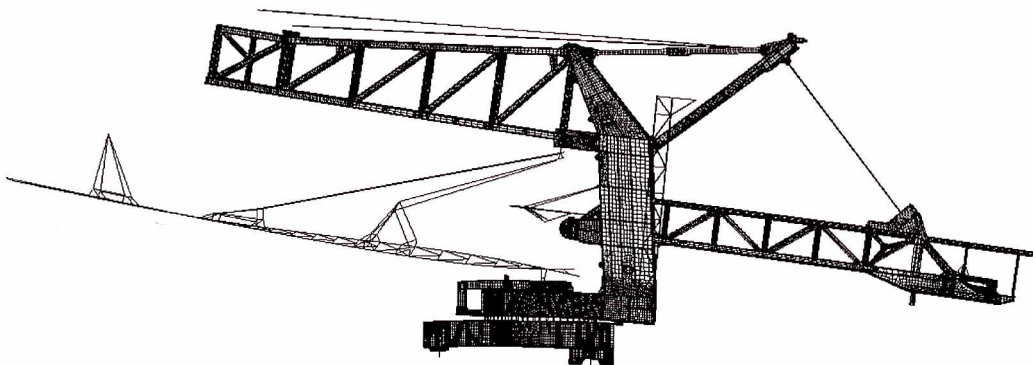
Tabela 9.1. Częstotliwości drgań własnych koparki BWE 700L

Nr	Częstotaść f_i [Hz]	Masa modalna m_i [kg]	Sztywność modalna/ 10^6 k_i [N/m]	Opis postaci drgań
1	0,545	54 270	0,636	drgania skrętne wysięgnika zrzutowego
2	0,560	183 330	1,269	drgania giętne w płaszczyźnie pionowej nadwozia
3	0,603	54 140	0,778	drgania skrętne pylonów
4	1,045	140 760	6,063	drganie giętne w płaszczyźnie poziomej wysięgnika koła czerpakowego
5	1,183	14 890	0,822	drgania giętne w płaszczyźnie pionowej wysięgnika zrzutowego
6	1,357	3 760	0,273	drgania skrętne wysięgnika zrzutowego
7	1,653	80	0,090	drgania wykratowania ślizgowego wysięgnicy
8	1,805	19 850	2,551	drgania cięgien wysięgnicy wraz z drganiami giętymi wysięgnika zrzutowego
9	1,808	3 310	0,426	drgania cięgien wysięgnicy
10	1,884	2 570	0,360	drgania cięgien wysięgnicy
11	2,285	46 830	9,649	drgania skrętne wysięgnika przeciwwagi
12	2,291	6 620	1,372	drgania belki poprzecznej wysięgnicy
13	2,596	29 420	7,828	drgania skrętne wysięgnika przeciwwagi i giętne wysięgnicy
14	2,823	96 620	30,408	drgania giętne wysięgnika koła czerpakowego, wysięgnika zrzutowego, cięgien wysięgnicy i konstrukcji nośnej kabiny operatora głównego
15	2,994	17 970	6,360	drgania giętne wysięgnicy, cięgien wysięgnicy i skrętne konstrukcji nośnej kabiny operatora głównego
16	3,390	35 300	16,025	drgania złożone: wysięgnika przeciwwagi, wysięgnicy, konstrukcji nośnej kabiny operatora głównego
17	3,535	1 150	0,568	drgania lokalne belki mocowania koła czerpakowego
18	3,618	16 820	8,694	drgania złożone: wysięgnika koła czerpakowego, wysięgnicy, wysięgnika zrzutowego
19	3,665	44 280	23,484	drgania złożone: wysięgnika zrzutowego, cięgien wysięgnicy, wysięgnika koła czerpakowego, konstrukcji nośnej kabiny operatora głównego
20	4,049	2 930	1,897	drgania cięgien wysięgnicy

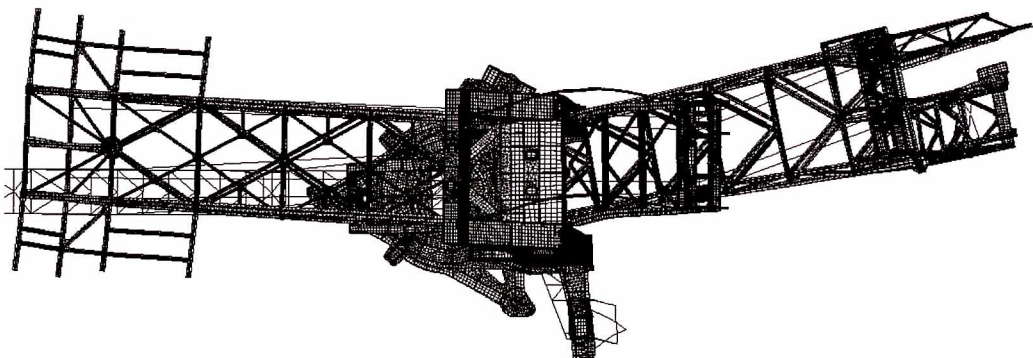
Następnie zbadano wrażliwość na drgania rezonansowe. Na rysunkach 9.15 i 9.16 pokazano wynik analizy częstotliwościowej w formie charakterystyk odczytanych w wybranych punktach wysięgnika zrzutowego, wysięgnika przeciwwagi, wysięgnika koła czerpakowego i pylonu. Częstotliwość drgań wynikająca z liczby wysypów wynosi $f_w = 1,36$ Hz. Z charakterystyk tych widać, że częstotliwości rezonansowe są oddalone od częstotliwości wynikających z procesu urabiania.



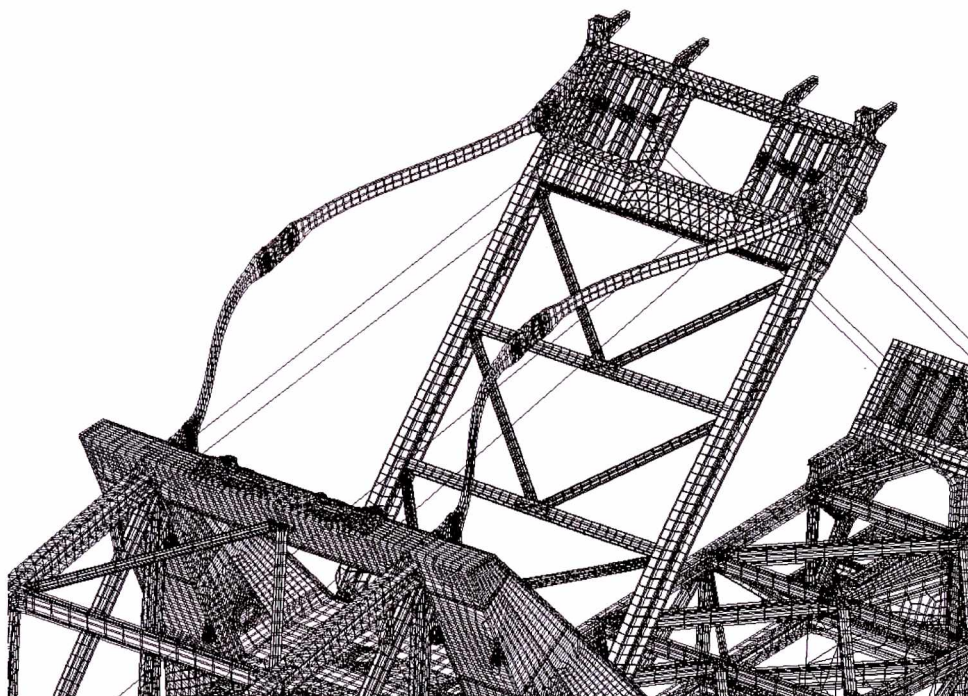
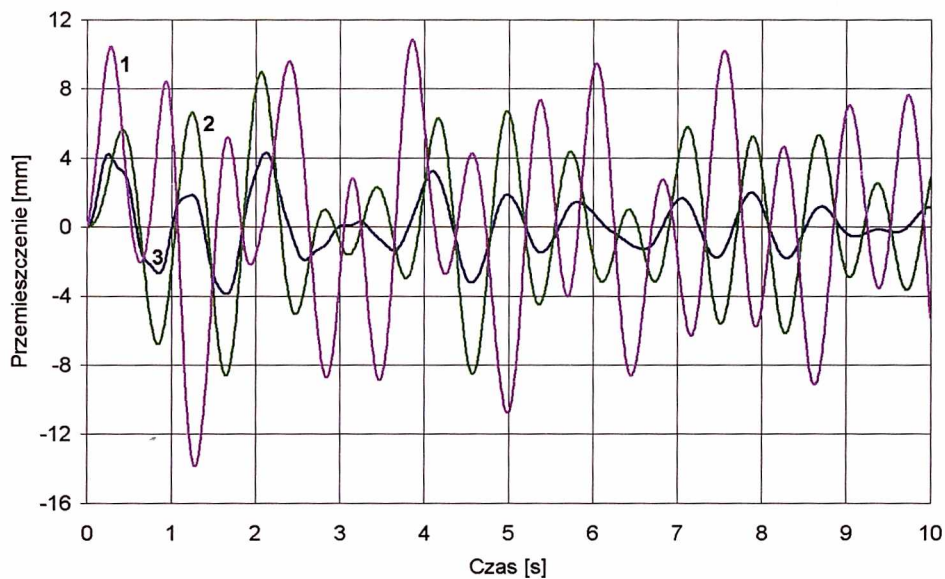
Rys. 9.10. Pierwsza postać drgań własnych, drgania skrętne wysięgnika zrzutowego, $f = 0,545$ Hz



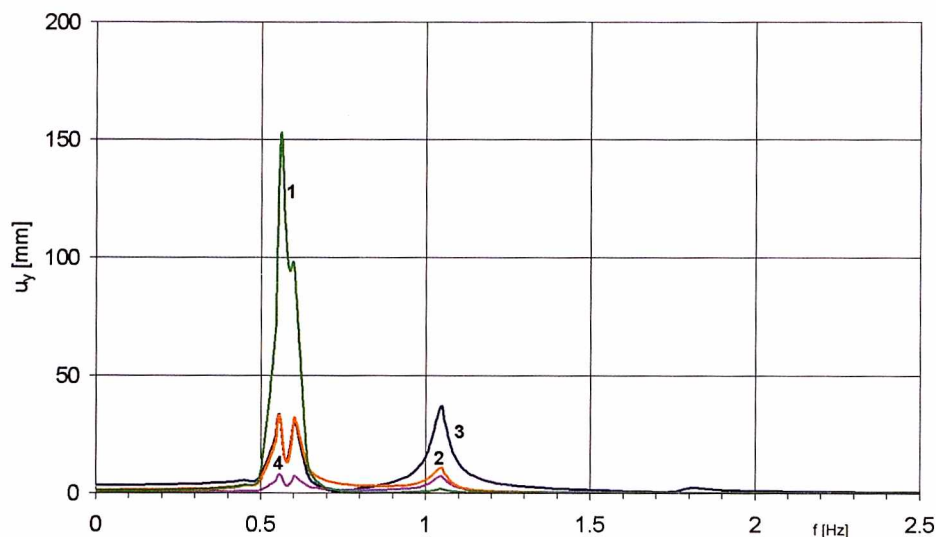
Rys. 9.11. Druga postać drgań własnych, drgania giętne nadwozia, na połączeniu pylonu z platformą, $f = 0,560$ Hz



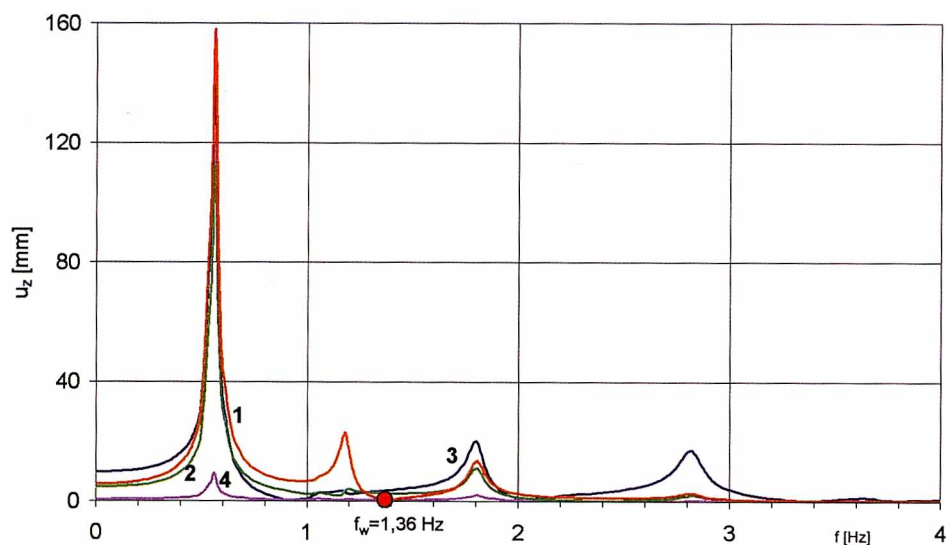
Rys. 9.12. Czwarta postać drgań, drgania giętne na bok wysięgnika koła czerpakowego, $f = 1,04$ Hz

Rys. 9.13. Drganiaciągien, $f=1,80$ Hz

Rys. 9.14. Przemieszczenia w osi koła czerpakowego przy wymuszeniu zmienną siłą urabiania:
1 – przemieszczenia pionowe od siły obwodowej, 2 – przemieszczenia boczne od siły obwodowej,
3 – przemieszczenia boczne od siły bocznej urabiania

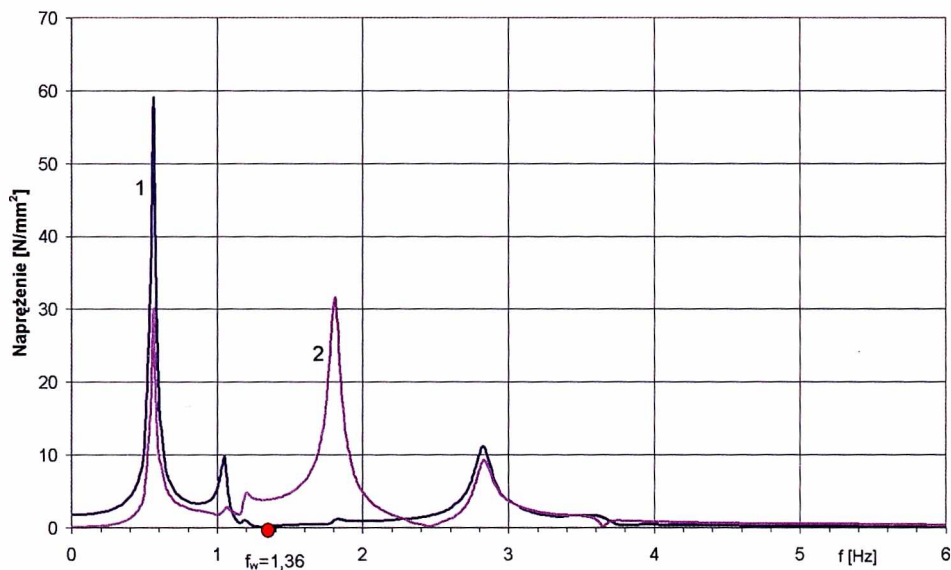


Rys. 9.15. Charakterystyki częstotliwościowe przemieszczeń poziomych: 1 – wysięgnik zrzutowy, 2 – wysięgnik przeciwwagi, 3 – wysięgnik koła czepakowego, 4 – pylon



Rys. 9.16. Charakterystyki częstotliwościowe przemieszczeń pionowych: 1 – wysięgnik zrzutowy, 2 – wysięgnik przeciwwagi, 3 – wysięgnik koła czepakowego, 4 – pylon

Wykonano również obliczenia mające na celu wyznaczenie naprężeń od obciążeń występujących podczas urabiania. Na rysunku 9.17 pokazano charakterystykę częstotliwościową naprężeń w miejscu, w którym występowały duże naprężenia w analizie wytrzyma-



Rys. 9.17. Charakterystyka częstotliwościowa naprężeń w wybranych miejscach:
1 – na połączeniu pylonu z platformą, 2 – w węźle wysięgnika przeciwwagi

małościowej. Dla częstotliwości odpowiadającej częstotliwości wysypów naprężenia dynamiczne są na poziomie kilku MPa.

10. Wnioski

10.1. Stan wiedzy

Obserwacja pęknięć połączeń spawanych, zerwanych połączeń nitowych czy też uszkodzenia materiału rodzimego w ustrojach nośnych maszyn górnictwa odkrywkowego pokazuje, że konstrukcja tych maszyn nie jest doskonała. W dużej mierze jest to konsekwencją metod projektowych. Istotny wpływ na trwałość elementów konstrukcyjnych mają drgania i oddziaływanie o charakterze dynamicznym. Ustroje nośne tych maszyn projektowane są na podstawie norm [3, 11, 29]. Obciążenia o charakterze dynamicznym uwzględnia się przez dobór współczynników bezpieczeństwa w stosunku do obciążeń statycznych. Dotyczy to analizy drgań, np. w celu uniknięcia rezonansu. Chociaż współczynniki oparte są na wieloletnich badaniach lub doświadczeniach w budowie i eksploatacji tych maszyn, to jednak w wielu przypadkach obserwujemy uszkodzenia będące wynikiem nadmiernych drgań lub oddziaływań dynamicznych. Dzieje się tak, gdyż nie uwzględnia się kilku czynników, takich jak między innymi: widma obciążeń, charakterystyk rezonansowych ustroju, zarówno całej koparki, jak i jej podstawowych zespołów. Dotyczy to projektowania nowych maszyn i aktualnie eksploatowanych. W przypadku maszyn aktualnie eksploatowanych istnieje konieczność uwzględnienia zmian widma obciążeń wynikających z zużycia organów urabiających, zmian geometrii nadwozia tj. wysięgników, masztów. Zmiany te mogą powodować zmiany charakterystyk dynamicznych całej maszyny. Osobnym zagadnieniem jest wpływ sposobu modelowania w metodzie elementów skończonych na charakterystyki dynamiczne. Widać, że brak jest usystematyzowania procedur i metod analizy dynamicznej tej klasy maszyn.

Analiza dynamiczna ma istotne znaczenie nie tylko w identyfikacji zagrożeń drgań rezonansowych, ale również w odpowiednim kształtowaniu ustroju nośnego.

Istotną przeszkodą utrudniającą analizę ustrojów nośnych tego typu maszyn jest brak w normach interpretacji wyników otrzymanych z modeli powłokowych lub bryłowych. Obecne normy bazują na modelach belkowych, z których otrzymujemy wyniki przekrojowe nie uwzględniające szczegółów połączeń oraz nierównomierności rozkładów naprężeń na przekroju. Wyniki otrzymane z modeli powłokowych i bryłowych wykazują naprężenia lokalne, które nie spełniają warunków naprężeń dopuszczalnych. Spełnienie „na siłę” tego warunku powoduje powstanie przewymiarowanych przekrojów. Analizy MES

z zastosowaniem tak dokładnych modeli, niemal wiernie odwzorowujące geometrię, powinny być interpretowane dla odpowiednio mniejszych współczynników bezpieczeństwa. W analizie dynamicznej modele powłokowe ustrojów nośnych pozwalają uwzględnić sztywności przywęzłowe, co niewątpliwie ma wpływ na częstotliwości i na postacie drgań.

10.2. Metodyka badawcza

Ze względu na złożoność badanych obiektów trudno jest jednoznacznie określić warunki obciążeniowe występujące podczas eksploatacji. W przedstawionej metodyce połączono eksperyment z symulacją komputerową. W analizie dynamiki wieloczerpakowych koparek kołowych należy zdefiniować model MES adekwatny do celu analizy i jednocześnie wykonać badania na obiekcie. Proponuje się wykonanie wstępnego eksperymentu planowanego poprzez wymuszenie drgań określonymi impulsami siły, aby zidentyfikować zasadniczą częstotliwość i postać drgań. Otrzymane modele modalne z symulacji komputerowych i eksperymentu po procedurze dostrajania są stosowane do analizy dynamicznej w stanach ustalonych i niustalonych występujących podczas eksploatacji.

10.3. Wnioski ogólne

Badania eksperymentalne i symulacje komputerowe wykonane dla koparek górnictwa odkrywkowego pozwoliły wypracować metodykę budowy modeli MES ustrojów nośnych maszyn podstawowych górnictwa odkrywkowego do analizy drgań i analizy odpowiedzi dynamicznych.

Dla tak dużych i złożonych obiektów przedstawiono sposób przeprowadzania eksperymentu w celu zbadania charakterystyk częstotliwościowych i postaci drgań, czyli określania modeli modalnych podstawowych zespołów maszyn górnictwa odkrywkowego. Zbadano eksperymentalnie drgania wysięgnika koła czerpakowego, wysięgnika przeciwwagi, masztów dla różnych stanów, tj. podczas urabiania, ruchów technologicznych (podjazdy, obroty, zwodzenia) oraz sterowanego eksperymentu.

Ważnym zagadnieniem jest określenie rzeczywistych obciążeń o charakterze dynamicznym. W tym celu zaprezentowano oryginalny sposób eksperymentalnej identyfikacji obciążeń zmiennych występujących podczas urabiania.

Badania eksperymentalne były podstawą do zweryfikowania modeli numerycznych MES. Przeprowadzono analizę źródeł błędów występujących w modelach numerycznych w procesie dostrajania do modelu modalnego z eksperymentu.

Opracowano układ pomiarowy do rejestracji drgań nadwozia koparki wieloczerpakowej kołowej. Pomiary prowadzono podczas urabiania, ruchów technologicznych, tj. podjazdów, obrotów i zwodzenia, oraz podczas skalowania torów pomiarowych. Na podstawie zarejestrowanych przebiegów sygnałów wykonano analizę częstotliwościową oraz

określono postacie drgań. Wyniki tych analiz opisują tzw. model modalny koparki otrzymany z eksperymentu.

Ponadto, opracowano model dyskretny MES powłokowo-belkowy całej struktury nadwozia koparki wieloczerpakowej. Wprowadzono współczynniki tłumienia otrzymane z przebiegów zarejestrowanych podczas badań na obiekcie. Przeprowadzono analizy numeryczne drgań własnych, drgań wymuszonych symulujących proces urabiania oraz analizę drgań w stanach nieustalonych podczas rozruchu jazdy i obrotu. W wyniku obliczeń otrzymano charakterystyki częstotliwościowe i postacie drgań im odpowiadające.

Porównując oba modele, tj. model eksperymentalny i symulacyjny, otrzymujemy pewne rozbieżności, które są eliminowane lub zmniejszane w procesie dostrajania modelu MES do modelu otrzymanego z badań. Wskazano sposoby zmniejszenia rozbieżności pomiędzy modelem modalnym z eksperymentu i obliczeń numerycznych. Odpowiednio dostrojony model dyskretny umożliwił zbadanie zjawisk dynamicznych występujących w konstrukcji nośnej nadwozia koparki od oddziaływań zmiennych w czasie.

Analiza zarówno wyników pomiarów, jak i symulacji komputerowych przyczyniła się do wprowadzenia odpowiednich zmian w ustroju nośnym mającym znaczenie w zmniejszeniu niepożądanych drgań wysięgnicy. Zmniejszenie intensywności tych drgań przyczyniło się do zwiększenia trwałości ustroju nośnego koparki.

10.4. Kierunki dalszych badań

Przeprowadzone badania i analiza wyników wskazują na potrzebę prowadzenia dalszych badań dynamiki koparek górnictwa odkrywkowego w zakresie:

- optymalnego doboru parametrów konstrukcyjnych dla zapewnienia większej trwałości,
- opracowanie modeli MES z uwzględnieniem nieliniowych charakterystyk fizycznych i geometrycznych,
- udoskonalanie modeli MES w kierunku uwzględnienia rzeczywistej sztywności węzłów spawanych, nitowanych, śrubowych,
- doskonalenia postaci konstrukcyjnych, mających na celu zmniejszenie skutków oddziaływań dynamicznych,
- wpływu stopienia zębów czerpaka na zmianę zarówno dynamiki procesu urabiania, jak i na dynamikę całej koparki,
- doboru parametrów układów zabezpieczających w układzie napędowym koła czerpakowego przed nagłym uderzeniem, np. w głąz narzutowy.

Literatura

- [1] Alenowicz J., *Badania diagnostyczne konstrukcji nośnych maszyn podstawowych górnictwa odkrywkowego*, Górnictwo Odkrywkowe, 2/2004, 50–54.
- [2] Augustynowicz J., Dudek D., Dudek K., *Badania eksperymentalne ustrojów nośnych maszyn roboczych w długoterminowych przedziałach obserwacji biernej*, II Konferencja Naukowo-Techniczna „Odporność udarowa konstrukcji”, Rynia 9–11 grudnia 1998.
- [3] Augustynowicz J., Dudek D., *Problemy stanów niestabilnych w konstrukcjach maszyn*. Systems 2002. VI Międzynarodowa Konferencja Naukowa. Computer Aided Engineering. Polanica Zdrój 5–8 czerwca 2002,
- [4] Augustynowicz J., Figiel A., *Doświadczalna analiza modernizacji mechanizmu urabiania koparek kołowych SRs-1200*, Transport Przemysłowy, 4 (14)/2003, 39–41.
- [5] Babiarczyk S., Dudek D., *Kronika awarii i katastrof maszyn podstawowych w polskim górnictwie odkrywkowym*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2007.
- [6] Babiarczyk S., Dudek D., *Wielkie awarie maszyn podstawowych górnictwa odkrywkowego. Analiza przyczyn i metodyka napraw*. Transport Przemysłowy 4(14)/2003, 44–51.
- [7] Bartelmus W., *Diagnostyka maszyn górniczych*. Górnictwo odkrywkowe, Wydawnictwo Śląsk, Katowice 1998.
- [8] Bendat J., Piersol A., *Metody analizy i pomiarów sygnałów losowych*, PWN, Warszawa 1976.
- [9] Bogusz W., Giergiel J., Łopata A., *Drgania samowzbudne koła czepakowego koparki wielonaczyniowej, Zagadnienia Drganí Nieliniowych*, PAN IPPT, 1972, nr 13.
- [10] Borkowski W., Konopka , Prochowski L., *Dynamika maszyn roboczych*, WNT, Warszawa 1996.
- [11] Brach I., Walczewski R., *Koparki jednonaczyniowe, Maszyny do robót ziemnych*, WNT, Warszawa 1982.
- [12] Brown D.L., Allemang R.J., Zimmerman R., Mergeay M., *Parameter estimation Techniques for modal analysis*, SAE Technical Paper Series, No. 790221, 1979.
- [13] Buchacz A., Dymarek A., Dzitkowski T., *Projektowanie i badanie wrażliwości układów ciągłych i dyskretno-ciągłych układów mechanicznych o żądanym widmie częstości w ujęciu grafów i liczb strukturalnych*, Monografia nr 88, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2005.
- [14] Buchacz A. (red.), *Komputerowe wspomaganie syntezy i analizy podzespołów maszyn modelowanych grafami i liczbami strukturalnymi*, ZN Politechniki Śląskiej, Mechanika z. 127, Gliwice, 1997.
- [15] Chmielewski T., Zembaty Z., *Podstawy dynamiki budowli*, Arkady, Warszawa 1998.
- [16] Czmochoński J., Iluk A., Rusiński E., *Numeryczna analiza drgań kabiny operatora koparki kołowej*. W: Napędy '99. IV Szkoła Analizy Modalnej. Ed. Tadeusz Uhl. Szczyrk, 13–15 grudzień 1999. Kraków: Wydaw. Katedry Robotyki i Dynamiki Maszyn AGH 1999, 217–222.
- [17] Czmochoński J., Iluk A., *Analiza drgań wysięgnika zrzutowego koparki kołowej o konstrukcji nadwozia typu C*. Górnictwo Odkrywkowe 2003, R. 45, nr 4/5, 43–45.
- [18] Czmochoński J., Łużyński P., *Analiza statyczna i dynamiczna wielosegmentowej konstrukcji kra-towo-ciężniowej wysięgnika zrzutowego maszyn zwalających*. W: Metody komputerowe w mecha-

- nice. IX Konferencja. PKrak. Sekc. Mech. Konstr., KILiW PAN, Zesp. Metod Komput. Komit. Mech. PAN. Kraków-Rytro, 16–20 maja 1989. T. 1. Kraków: PKrak. 1989 155–162.
- [19] Czmochoowski J., Moczko P., *Analiza drgań nadwozia koparki kołowej wieloczerpakowej*. Górnictwo Odkrywkowe 2006, R. 48, Nr 5/6, 97–100.
- [20] Czmochoowski J., Moczko P., *Numerical-experimental analysis of bucket wheel excavator body vibrations*. W: 22nd Danubia-Adria Symposium on Experimental Methods in Solid Mechanics. Extended abstracts. Italian Association for Stress Analysis Monticelli Terme-Parma, Italy, September 28–October 1, 2005, 294–295.
- [21] Czmochoowski J., Muchaczow J., Rosik R., *Modele modalne maszyn podstawowych górnictwa odkrywkowego eksploatowanych w obszarach rezonansowych*. Górnictwo Odkrywkowe 2006, R. 48, Nr 5/6, 104–106.
- [22] Czmochoowski J., Rusiński E., Górski A., Moczko P., *Analiza dynamiczna wysięgnika urabiającego zmodernizowanej koparki kołowej KWK 1200M*. W: Problemy rozwoju maszyn roboczych. XII Konferencja naukowa. [Komitet Budowy Maszyn PAN Sekcja Podstaw Konstrukcji i in.]. Zakopane, 18–21 styczeń 1999. Cz. 1, 53–60.
- [23] Czmochoowski J., Rusiński E., *Analiza drgań wysięgnika urabiającego koparki kołowej*. Prz. Mech. 2001 R. 60, nr 10, 13–16.
- [24] Czmochoowski J., Rusiński E., *Einige Aspekte zur Planung der Tragkonstruktion eines Eimerkettenbaggers*. Braunkohle Surface Mining 1999(51), Nr 1, 19–24.
- [25] Czmochoowski J., Rusiński E., *Symulacja komputerowa drgań wysięgnika urabiającego koparki kołowej*. W: Komputerowe wspomaganie prac inżynierskich. V Międzynarodowa konferencja naukowa. Polanica Zdrój, 2000. T. 1. Wrocław: Instytut Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn PWroc., 225–234.
- [26] Czmochoowski J., *Analiza dynamiczna nadwozia koparki BWE-700L*. W: Metody doświadczalne w budowie i eksploatacji maszyn. V Konferencja naukowa. Wrocław-Szklarska Poręba, [14–16 maja] 2001. T. 1. Wrocław: Instytut Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn PWr. 2001, 227–234.
- [27] Czmochoowski J., *Analiza numeryczna drgań koparki kołowej BWE 700L*. Systems 2003, Vol. 8, spec. iss. 101–111.
- [28] Czmochoowski J., *Numeryczna i doświadczalna identyfikacja drgań własnych nadwozia koparki SchRs800*. W: Metody doświadczalne w budowie i eksploatacji maszyn. IV Konferencja naukowa. Wrocław-Szklarska Poręba, 1999. T. 1. Wrocław: Instytut Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn PWr. 1999, 195–202.
- [29] Czmochoowski J., *Numeryczno-doświadczalna identyfikacja modelu modalnego wysięgnika koła czerpakowego koparki*. Transport Przemysłowy, 2006, Nr 2, 44–47.
- [30] Czmochoowski J., *Wybrane zagadnienia z analizy dynamicznej nadwozia koparki kołowej*. W: Problemy rozwoju maszyn roboczych. XIII Konferencja naukowa. [Komitet Budowy Maszyn PAN. Sekcja Podstaw Konstrukcji i in.]. Zakopane, 24–27 styczeń 2000, T. 1, 105–112.
- [31] Dresig H., *Schwingungen mechanischer Antriebssysteme. Modellbildung, Berechnung, Analyse, Synthese*, Springer-Verlag Berlin Heidelberg 2001, 2006.
- [32] Dresig H., Holzweissig F., *Maschinendynamik*, Springer-Verlag Berlin Heidelberg 2005, 2006.
- [33] Dudek D., *Analityczna metoda regulacji obciążeń w wysięgnikach prętowo-ciężnowych maszyn urabiających i ładujących o ruchu ciągłym*, Prace Naukowe IKEM PWr. Nr 28, Seria Monografie Nr 5, Wrocław 1974.
- [34] Dudek D., *Elementy dynamiki maszyn górnictwa odkrywkowego, Akwizycja sygnałów, Analiza układów*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 1994.
- [35] Dudek D., *Modele statystyczne obciążeń eksploatacyjnych w procesie urabiania wielonaczyniowymi koparkami kołowymi*. Prace Naukowe IKEM PWr. Nr 53, Seria: Monografie Nr 12, Wrocław 1987.

- [36] Dudek D., Korzeń Z., *Dynamische Untersuchungen des Krupp- Schaufelradbaggers SchRs- 4600.50 unter Betriebsbedingungen des Tagebaues Belchatów in Polen*. Braunkohle Tagebautech. 1985, Bd 37, H. 4, 109–118.
- [37] Dudek D., Oziemiński S., Sobczykiewicz W., *Elementy teorii degradacji maszyn*, Problemy Maszyn Roboczych, Nr 4, Warszawa, 1994.
- [38] Dudek D., *Die Identifikation der dynamischen Eigenschaften von Schaufelradgeräten im Gewinnungs-sprossen*. Identyfikacja własności dynamicznych wysięgnika urabiającego w procesie urabiania. Pr. Nauk. Inst. Konstr. Eksp. Masz. PWr 1985 nr 44, Ser., Współpraca Nr 4, 119–137.
- [39] Durst W., Vogt W., *Schaufelradbagger*, Trans Tech Publications, Clausthal-Zellerfeld, 1986.
- [40] Figiel A., Sztorch : *Sposób zmniejszenia oddziaływania wirujących mas bezwładności na zespół urabiający koparki SRs-1200*, Górnictwo Odkrywkowe, 2–3/2003.
- [41] Friswell M.I., Mottershead J.E., „*Model Updating in Structural Dynamics: A Survey*”, Journal of Sound and Vibration, 1993, 167(2), 347–375.
- [42] Friswell M.I., Mottershead J.E., *Finite Element Model Updating in Structural Dynamics*, Kluwer Academic Publishers, 1995.
- [43] Friswell M.I., Penny J.E.T., Wilson D.A.L., *Using Vibration Data and Statistical Measures to Locate Damage in Structures*, Modal Analysis: The International Journal of Analytical and Experimental Modal Analysis, 1994, 9(4), 239–254.
- [44] Gawroński W. K., *Advanced Structural Dynamics and Active Control of Structures*, Springer-Verlag, New York 2004.
- [45] Giergiel J., Uhl T., *Identyfikacja układów mechanicznych*, PWN, Warszawa 1990.
- [46] Giergiel J., *Drgania mechaniczne*, Uczelniane Wydawnictwa Naukowo-Dydaktyczne, Kraków 2000, 433.
- [47] Goliński J.A., *Wibroizolacja maszyn i urządzeń*, WNT, Warszawa 1979.
- [48] Gryboś R., *Drgania maszyn*, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 1998.
- [49] Gryboś R., *Stateczność konstrukcji pod obciążeniem uderzeniowym*, PWN, Warszawa-Poznań 1980.
- [50] Gutowski R., Świetlicki W.A. *Dynamika i drgania układów mechanicznych*, PWN, Warszawa 1986.
- [51] Hawrylak H., Sobolski R., *Maszyny podstawowe górnictwa odkrywkowego*. Wydawnictwo „Śląsk”, Katowice 1967.
- [52] Henrych J., *Finite models and methods of dynamics in structures*, Academia Prague Praha 1990.
- [53] Heyns P.S., Heyns M., *Simulation of mining conveyance dynamics*, Transactions of the Institution of Mining and Metallurgy Section A-Mining Industry, Vol. 106, 1997, 77–83.
- [54] Hughes T. J. R., *The Finite Element Method. Linear Static and Dynamic Finite Element Analysis*. Dover Publications, Inc. Mineola, New York 2000.
- [55] Iluk A., Rusiński E., Woronowicz M., Hawrylak H., *Analiza obciążeń dynamicznych w mechanizmie urabiania koparki KWK-1400*. W: Metody doświadczalne w budowie i eksploatacji maszyn. III Konferencja naukowa. Wrocław, Szklarska Poręba, 1997. Wrocław: Instytut Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn PWr. 1997, 345–354.
- [56] Iluk A., Rusiński E., Woronowicz M., *Badania symulacyjne obciążeń dynamicznych elementów koparki kołowej*. Prz. Mech. 1997, R. 56, Nr 7 24–26.
- [57] Isermann, R., *Identifikation dynamischer Systeme. Grundlegende Methoden*, Berlin, Heidelberg, Springer Verlag, 1991.
- [58] Jabłoński G., Rusiński E., Wach Z., *Analiza dynamiczna konstrukcji nośnych maszyn podstawowych dla górnictwa odkrywkowego*. Górnictwo Odkrywkowe 1994, R. 36, Nr 2, 48–55.
- [59] Kaczmarek J., *Podstawy teorii drgań i dynamiki maszyn*. Wyższa Szkoła Morska, Szczecin 1993.
- [60] Kaliski i in., *Drgania i fale w ciałach stałych*, IPPT PAN, Warszawa 1966.

- [61] Kawicz R., Kowalczyk M., *Dowód stateczności koparki KWK-1200/K26*, SKW Biuro Projektowo-Techniczne, Zgorzelec 1999.
- [62] Kaźmierczak H., *Analiza dynamiczności konstrukcji metodą eksperymentalnej analizy modalnej*. AGH Kraków, 11–12 grudnia 1995.
- [63] Kaźmierczak H., *Zadawanie wymuszenia w eksperymentalnej analizie modalnej w aspekcie minimalizacji błędów modelowania*, V Szkoła Analizy Modalnej, Szczyrk 1999.
- [64] Kołkiewicz W., *Zastosowanie maszyn podstawowych w górnictwie odkrywkowym*, Wydawnictwo „Śląsk”, Katowice 1974.
- [65] Kowalczyk M., Czmochoński J., Przystupa F., *Zastosowanie metod numerycznych przy szacowaniu obciążeń układów napędowych poddanych oddziaływaniom uderowym*. Gór. Odkryw. 2006, R. 48, Nr 5/6, 198–202.
- [66] Kowalczyk M., *Metoda diagnozowania maszyn w stanach rozwijającej się awarii*, praca doktorska. IKiEM Politechnika Wrocławska PRE 11/2005, Wrocław 2005.
- [67] Kratzig W.B., Nieman H.J. i in., *Dynamics of Civil Engineering Structures*, F.A. Balkema 1966.
- [68] Kruszewski J., Sawiak, Wittbrodt E., *Metoda sztywnych elementów skończonych w dynamice konstrukcji*, WNT, Warszawa 1999, 379.
- [69] Kruszewski J., Wittbrodt E., Walczak Z., *Drgania układów mechanicznych w ujęciu komputerowym*, T. 2. *Zagadnienia wybrane*, WNT, Warszawa 1993.
- [70] Kruszewski J., Wittbrodt E., *Drgania układów mechanicznych w ujęciu komputerowym*, T. 1. *Zagadnienia liniowe*, WNT, Warszawa 1992.
- [71] Kucharski T., *System pomiaru drgań mechanicznych*, WNT, Warszawa 2002, 142.
- [72] Kulisiewicz M., Piesiak : *Metodologia modelowania i identyfikacji mechanicznych układów dynamicznych*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 1994.
- [73] Jonak J., *Urabianie skał głowicami wielonarzędziowymi*, Wydawnictwo Naukowe „Śląsk”, Katowice 2002.
- [74] Langer J., *Dynamika budowli*, Wrocław, Wyd. PWr 1980.
- [75] Lewandowski T., Rusiński E., Słomski W., *Pomiary drgań kabin operatorów zwalowarek*. Transp. Przem. 2003, Nr 4, 58–61.
- [76] Leyko J., *Dynamika układów materialnych*, PWN, Warszawa 1959.
- [77] Lisowski W., Uhl T., *Praktyczne problemy analizy modalnej konstrukcji*, Wydawnictwo AGH Kraków 1996.
- [78] Łagoda T., *Algorytm oceny trwałości zmęczeniowej z wykorzystaniem przebiegów naprężeń i odkształceń*, Górnictwo Odkrywkowe, 7–8/2006, 32–35.
- [79] 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.
- [80] *Metoda elementów skończonych w dynamice konstrukcji* pod kier. Jana Kruszewskiego, współautorzy: Gawroński W., Ostachowicz W., Tarnowski J., Wittbrodt E., Arkady, Warszawa 1984.
- [81] Minas C., Inman D. J., *Matching Finite Element Models to Modal Data*, Transaction of the ASME, Journal of Vibration and Acoustics, Vol. 112, January 1990, 84–91.
- [82] Moczko P., *Numeryczno-doświadczalna metoda prognozowania trwałości elementów ustrojów nośnych*. Praca Doktorska. Politechnika Wrocławska, Wrocław 2003.
- [83] Morrison F., *Sztuka modelowania układów dynamicznych, deterministycznych, chaotycznych, stochastycznych*, WNT, Warszawa 1996.
- [84] Niezgodziński M. E., Niezgodziński T., *Wzory wykresy i tablice wytrzymałościowe*, WNT, Warszawa 1996.

- [85] Nowacki W., *Dynamika budowli*, Arkady Warszawa 1961.
- [86] Osiecki J., *Dynamika maszyn*, Wydawnictwo WAT, Warszawa 1994.
- [87] Osiecki J., *Podstawy analizy drgań mechanicznych*, Politechnika Świętokrzyska, Kielce 1979.
- [88] Osiński Z., *Teoria drgań*, Warszawa, PWN 1980.
- [89] Osowski S., *Modelowanie układów dynamicznych z zastosowaniem języka SIMULINK*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa 1997.
- [90] Pajer G., Pfeifer M., Kurth F., *Tagebaugroßgeräte und Universalbagger*, VEB Verlag Technik, Berlin 1979, 364
- [91] Pieczonka K., *Maszyny urabiające. Podstawy urabiania i przemieszczania*, Wydawnictwo Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 1988.
- [92] Pieczonka K., *Inżynieria maszyn roboczych. Cz. 1. Podstawy urabiania, jazdy, podnoszenia i obrotu*. Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2007.
- [93] Piesiak : *Identyfikacja układów mechanicznych w dziedzinie nieliniowych i zdegenerowanych modeli dynamicznych*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2003, 150.
- [94] Piszczek K., Walczak J., *Drgania w budowie maszyn*, PWN, Warszawa 1982, 342.
- [95] Podgórski J., Jonak J., *Numeryczne badania procesu skrawania skał izotropowych*, Lubelskie Towarzystwo Naukowe, Lublin 2004, 80.
- [96] Podgórski J., Jonak J., *Numeryczne badania procesu skrawania skał anizotropowych*, Lubelskie Towarzystwo Naukowe, Lublin 2006.
- [97] Posiadała B., *Modelowanie i analiza zjawisk dynamicznych maszyn roboczych i ich elementów jako dyskretno-ciągłych układów mechanicznych*. Seria Monografie nr 61. Wydawnictwo Politechniki Częstochowskiej, Częstochowa 1999.
- [98] Rakowski G., Kacprzyk Z., *Metoda elementów skończonych w mechanice konstrukcji*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa 2005, 452.
- [99] Rasper L., *Der Schaufelradbagger als Gewinnungsgerät*, Trans Tech Publications, Clausthal, Germany, 1973.
- [100] Rusiński E., Lewandowski T., Słomski W., *Baggerschaufelrad – Aspekte zur Optimierung des Schwingungsisolierungssystems für die neue Generation von Führerständen*. Konstruktion 2004, 55, H. 7/8, 1–6.
- [101] Rusiński E. *Metoda elementów skończonych. System COSMOS/M*. WKŁ, Warszawa 1994.
- [102] Rusiński E., Czmochocki J., Górski A., *Wybrane zagadnienia z obliczeń wytrzymałościowych koparki SchRs 1200*. W: Problemy rozwoju maszyn roboczych. XIV Konferencja naukowa. Zakopane, 22–25.01.2001. Opole: Oficyna Wydaw. POpol. 2001, 347–354.
- [103] Rusiński E., Czmochocki J., Moczko P., Muchaczow J., *Numeryczno-eksperymentalna analiza modalna drgań nadwozia koparki kołowej*. W: Problemy rozwoju maszyn roboczych. XVIII Konferencja naukowa. Zakopane, 17–20 stycznia 2005. Kraków: Wydaw. PKrak. 2005, 357–366.
- [104] Rusiński E., Czmochocki J., Przybyłek G., Jankowiak R., *Obliczenia wytrzymałościowe konstrukcji nośnej nadwozia koparki BWE–700L*. W: Problemy rozwoju maszyn roboczych. XIV Konferencja naukowa. Zakopane, 22–25.01.2001. Opole: Oficyna Wydaw. POpol. 2001, 355–362.
- [105] Rusiński E., Czmochocki J., Smolnicki T., *Static and dynamic strength analysis of the gear casing in the bucket wheel excavator drive*. W: International Conference on Computer Integrated Manufacturing. Proceedings. Chair of the Integrated Manufacturing Systems. Faculty of Mechanical Engineering. Silesian Technical University in Gliwice, Polish Association of Mechanical Engineers. Zakopane, 14 to 17 May, 1996. Vol. 3, Gliw., PŚI., 425–432.
- [106] Rusiński E., Czmochocki J., Smolnicki T., *Zaawansowana metoda elementów skończonych w konstrukcjach nośnych*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2000.

- [107] Rusiński E., Czmochoński J., *Die Modalanalyse des Oberbaus eines Baggers vom Typ SchRs-800*. Surface Mining Braunkohle 2001, Vol. 53, No. 3, 319–324.
- [108] Rusiński E., Iluk A., Woronowicz M., *Untersuchung der dynamischen Belastung des Schaufelradantriebes eines Baggers mit Hilfe von Simulationen*. Braunkohle Surface Mining 1998, 50, Nr 1, 15–20.
- [109] Rusiński E., Lewandowski T., Słomski W., *Układ wibroizolacji stanowiska pracy operatora koparki dla nowej generacji kabin maszyn podstawowych górnictwa odkrywkowego*. Przegląd Mechaniczny 2002, R. 61, Nr 5, 26–31.
- [110] Rusiński E., Moczko P., Derlukiewicz D., *Use of finite element method in designing and operation of basic machines of open-cast mining*. Zb. Tr.-Mas. Fak. Skopje 2004, G. 23 br. 2, 49–57.
- [111] Rusiński E., Smolnicki T., Czmochoński J., Kanczewski P., *Some aspects of reconstructing and modernizing the SCHRS 800 stripper gantry using FEM*. W: Off-road machine and vehicles in theory and practice. Proceedings of the 1st international conference. Ed. by Piotr Dudziński [i in.]. ISTVS East European Office, Technical University of Wrocław. Faculty of Mechanical Engineering. Institute of Machines Design and Operation. [Wrocław], September 23–24, 1996. Wrocław 1996, 329–336.
- [112] Rusiński E., Smolnicki T., Górski A., *Budowa modeli dyskretnych korpusów przekładni mechanizmów koparek kołowych*. W: Problemy rozwoju maszyn roboczych. XIII Konferencja naukowa. [Komitet Budowy Maszyn PAN. Sekcja Podstaw Konstrukcji i in.]. Zakopane, 24–27 styczeń 2000. T. 2. 139–146.
- [113] Rusiński E., Smolnicki T., Przybyłek G., *Analiza kinematyczna zespołu napędowego mechanizmu urabiania maszyn podstawowych*. Systems 2002, Vol. 7, spec. iss. nr 1, 496–505.
- [114] Rusiński E., Smolnicki T., Przybyłek G., *Some aspects of bucket wheel excavator modal frequencies identification*. W: 22nd Danubia-Adria Symposium on Experimental Methods in Solid Mechanics. Extended abstracts. Italian Association for Stress Analysis. Monticelli Terme-Parma, Italy, September 28–October 1, 2005, 272–273.
- [115] Rusiński E., *Baggerschaufelrad-Aspekte zur Optimierung des Antriebssystems*. Konstruktion 1998 Jg 50, H. 5, 53–57.
- [116] Rusiński E., *Zastosowanie mikrokomputerów do obliczeń wytrzymałościowych ustrojów nośnych pojazdów i maszyn roboczych*, WKiŁ, Warszawa, 1990.
- [117] Schlecht B., Wunsch D., Christianhemmers A., *Theoretische Untersuchung des dynamischen Verhaltens von Schaufelradantrieben*, Braunkohle – Surface Mining, Vol. 51, 1999, Nr. 1, 9–18.
- [118] Schlecht B., Wunsch D., Deckers J., Holtman M., *Experimental Analysis of the Cutting Forces of a Compact Bucket Wheel Excavator*, Bulk Solids Handling, Vol. 19, 1999, No. 4, 507–516.
- [119] Schlecht B., *Effektive Überlastsicherung in Schaufelradantrieben*, Braunkohle 1/1998.
- [120] Smolnicki T., Rusiński E., Przybyłek G., *Wybrane aspekty dostrajania modeli dyskretnych koparki wielonaczyniowej kołowej*. Górnictwo Odkrywkowe 2006, R. 48, Nr 7/8, 146–148.
- [121] Szabatin J., *Podstawy teorii sygnałów*, WKiŁ, wyd. IV, Warszawa 2003.
- [122] Szepietowski W., Alenowicz J., *Symulacja komputerowa w projektowaniu napędów na przykładzie napędu koła czerpakowego koparki SchRs 1200*, Systems 2002, Vol. 7.
- [123] Szepietowski W., *Wybrane problemy oceny obciążenia koła czerpakowego od składowej poziomej siły urabiania*, Górnictwo Odkrywkowe, 2/2004, 41–45.
- [124] Śniady P., *Podstawy stochastycznej dynamiki konstrukcji*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2000, 174.
- [125] Świtoński E. (red.) i inni: *Modelowanie mechatronicznych układów napędowych*, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2004.

- [126] Świtoński E., Mężyk A., *Optymalny dobór cech dynamicznych mechatronicznych układów napędowych*, Górnictwo Odkrywkowe, 7–8/2006, 167–171.
- [127] *Łtumenie drgań* pod red. Zbigniewa Osińskiego, Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa 1997.
- [128] Tomczyk J., Bednarski, Kosucki A., *Analiza obciążeń dynamicznych w cyklach roboczych dźwignic sterowanych numerycznie*, Transport Przemysłowy 4(6)/2001, 9–12.
- [129] Tomczyk J., *Modele dynamiczne elementów i układów napędów hydrostatycznych*, WNT, Warszawa 1999, 329.
- [130] Tomski L., *Drgania i stateczność układów dyskretnych*, Wydawnictwo Politechniki Częstochowskiej, Częstochowa 2006.
- [131] Uhl T., Lisowski W., Bochniak W., *Problemy dostrajania modeli elementów skończonych*, AGH, Kraków 2000.
- [132] Uhl T., Lisowski W., *Eksploatacyjna analiza modalna i jej zastosowanie*, AGH, Kraków 1999.
- [133] Uhl T., Lisowski W., *Praktyczne problemy analizy modalnej konstrukcji*, Wydawnictwo AGH, Kraków 1996.
- [134] Uhl T., *Historia i rozwój analizy modalnej*. Materiały z obchodów 70-lecia urodzin i 45-lecia pracy naukowej prof. dr hab. inż. Józefa Giergiela oraz V Szkoły Analizy Modalnej, 294–305, Kraków 2001.
- [135] Uhl T., *Komputerowo wspomagana identyfikacja modeli konstrukcji mechanicznych*, WNT, Warszawa 1997.
- [136] Wejc W.L., Koczura A.E., Martynienko A.M., *Obliczenia dynamiki napędów maszyn*, WNT, Warszawa 1975.
- [137] Wesołowski Z., *Zagadnienia dynamiczne nieliniowej teorii sprężystości*, PWN, Warszawa 1974.
- [138] Wierzbiński T., *Obliczanie konstrukcji obciążonych dynamicznie*, Arkady, Warszawa 1980.
- [139] Wilde P., Wismur M., *Mechanika teoretyczna*, PWN, Warszawa 1977.
- [140] Wocka N., *Dynamika procesu urabiania i jej wpływ na obciążalność elementów zespołu urabiania przy koparkach kołowych pracujących w utworach trudno urabialnych*, Węgiel Brunatny 3/2001.
- [141] Wocka N., *Rola i znaczenie sprzęgła przeciążeniowego*, Węgiel Brunatny 4(45)/2003.
- [142] Wojnarowski J., Buchacz A., Nowak A., Świder J., *Modelowanie drgań układów mechanicznych metodami grafów i liczb strukturalnych*, Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 1986.
- [143] Wojnarowski J., *Zastosowanie grafów w analizie drgań układów mechanicznych*, PWN, Warszawa–Wrocław 1981.
- [144] *Wspomaganie konstruowania układów redukcji drgań i hałasu maszyn*, pod red. Jerzego Świdra i Jana Kaźmierczaka, WNT, Warszawa 2001.
- [145] *Wytrzymałość elementów konstrukcyjnych*, Mechanika Techniczna, tom IX, pod red. M. Życzkowskiego, Cz. 2, Kączkowski, Z., *Dynamika prętów i ustrojów prętowych*, PWN, Warszawa 1988.
- [146] *Zbiór zadań z teorii drgań*, Praca zbiorowa pod red. Zbigniewa Osińskiego, PWN, Warszawa 1989, 383.
- [147] Zienkiewicz O.C., Taylor R.L., *The Finite Element Method*. Vol. 1, Vol. 2., McGraw-Hill Book Company, London 1991.
- [148] Żółtowski B., *Badania dynamiki maszyn*, Wydawnictwo MARKAR B. Ż., ATR Bydgoszcz 2002.
- [149] Żółtowski B., *Elementy dynamiki maszyn*, Wydawnictwo MARKAR B. Ż., Bydgoszcz 2002.

Wykaz norm

- [1] BG 1986 – Berechnungsgrundlagen für Großgeräte in Tagebauen, Richtlinien des Landesoberbergamts Nordrhein-Westfalen für die Berechnung und Bemessung von Großgeräten in Tagebauen, vom 3.1.1986, Bellmann-Verlag, Dortmund 1986.

- [2] DIN 22261-1: 1997-06 *Bagger, Absetzer und Zusatzgeräte in Braunkohlentagebauen Teil 1: Bau, Inbetriebnahme und Prüfungen.*
- [3] DIN 22261-2: 1998-01 *Bagger, Absetzer und Zusatzgeräte in Braunkohlentagebauen, Teil 2: Berechnungsgrundlagen.*
- [4] DIN 22261-3: 1997-10 *Bagger, Absetzer und Zusatzgeräte in Braunkohlentagebauen, Teil 3: Schweißverbindungen, Stossarten, Bewertungsgruppen, Prüfanweisungen.*
- [5] DIN 22261-4: 1997-06 *Bagger, Absetzer und Zusatzgeräte in Braunkohlentagebauen, Teil 4: Mechanische Bremsen für Hubwinden.*
- [6] DIN 22261-5: 1997-06 *Bagger, Absetzer und Zusatzgeräte in Braunkohlentagebauen, Teil 5: Mechanische Bremsen und Überlastsicherungen für Schwenkwerke.*
- [7] DIN 22261-6: 1997-06 *Bagger, Absetzer und Zusatzgeräte in Braunkohlentagebauen, Teil 6: Prüfung von Seilen und Seilenbefestigungen.*
- [8] DIN/1055 Teil 4, Lastannahmen für Bauten, Verkehrslasten, Windlasten bei nicht schwingungsanfälligen Bauwerken.
- [9] DIN/18800 Stahlbauten
 - Teil 1: Bemessung und Konstruktion
 - Teil 2: Stabilitätsfälle, Knicken von Stäben und Stabwerken
 - Teil 3: Stabilitätsfälle, Plattenbeulen
 - Teil 4: Stabilitätsfälle, Schalenbeulen.
- [10] ISO 5049-1 Urządzenia przejezdne do transportu ciągłego materiałów sypkich, Cz. 1 Wytyczne do obliczeń stalowych konstrukcji nośnych, Wydanie 2 z 01-07-1994.
- [11] PN-79/M-06515 Dźwignice. Ogólne zasady projektowania stalowych ustrojów nośnych.
- [12] PN-88/M-06516 Dźwignice. Złącza spawane w stalowych ustrojach nośnych dźwignic.
- [13] PN-90/B-03200 Konstrukcje stalowe. Obliczenia statyczne i projektowanie.
- [14] PN-82/N-01350. Drgania. Terminologia.
- [15] PN-91/N-01352, Drgania. Zasady wykonywania pomiarów na stanowiskach pracy.
- [16] PN-91/N-01353, Drgania. Dopuszczalne wartości przyspieszenia drgań oddziałujących na organizm człowieka przez kończyny górne i metody oceny narażenia.
- [17] PN-EN 1032:2005. Drgania mechaniczne – Badania maszyn samojezdnych w celu wyznaczenia wartości emisji drgań.
- [18] PN-EN 1299:2002. Drgania mechaniczne i wstrząsy – Wibroizolacja maszyn – Informacje dotyczące stosowania izolacji źródła.
- [19] PN-EN 12096:2002. Drgania mechaniczne – Deklarowanie i weryfikowanie wartości emisji drgań.
- [20] PN-EN 14253:2006. Drgania mechaniczne – Pomiar i obliczanie zawodowej ekspozycji na drgania o ogólnym działaniu na organizm człowieka dla potrzeb ochrony zdrowia. Wytyczne praktyczne.
- [21] PN-EN 30326-1:2000. Drgania mechaniczne. Laboratoryjna ocena drgań siedziska w pojeździe. Wymagania podstawowe.
- [22] PN-EN ISO 6721-3:1999. Tworzywa sztuczne. Oznaczanie dynamicznych właściwości mechanicznych. Drgania zginające. Metoda krzywej rezonansowej.
- [23] PN-ISO 10816-1:1998. Drgania mechaniczne. Ocena drgań maszyny na podstawie pomiarów na częściach niewirujących. Wytyczne ogólne.
- [24] PN-91/N-01354. Drgania. Dopuszczalne wartości przyspieszenia drgań o ogólnym oddziaływaniu na organizm człowieka i metody oceny narażenia.
- [25] PN-90/N-01357. Drgania. Metody pomiarów i oceny drgań maszyn pod względem bezpieczeństwa i higieny pracy.
- [26] PN-90/N-01358. Drgania. Metody pomiarów i oceny drgań maszyn.

- [27] PN-ISO 8686-1 Dźwignice. Zasady obliczania i kojarzenia obciążeń. Postanowienia ogólne.
- [28] PN-G-47000-1:2005 Górnictwo odkrywkowe. Koparki wielonaczyniowe i zwałowarki. Cz. 1: Budowa i odbiory.
- [29] PN-G-47000-2:2005 Górnictwo odkrywkowe. Koparki wielonaczyniowe i zwałowarki. Cz. 2: Podstawy obliczeniowe.
- [30] PN-G-47000-3:2005 Górnictwo odkrywkowe. Koparki wielonaczyniowe i zwałowarki. Cz. 3: Połączenia spawane.
- [31] PN-G-47000-4:2005 Górnictwo odkrywkowe. Koparki wielonaczyniowe i zwałowarki. Cz. 4: Hamulce układów wciągarkowych.
- [32] PN-G-47000-5:2005 Górnictwo odkrywkowe. Koparki wielonaczyniowe i zwałowarki. Cz. 5: Hamulce i układy zabezpieczeń przeciążeniowych mechanizmów obrotu.
- [33] PN-G-47000-6:2005 Górnictwo odkrywkowe. Koparki wielonaczyniowe i zwałowarki. Cz. 6: Sprawdzanie układów olinowania.
- [34] PN-84/G-47006. Górnictwo odkrywkowe. Koparki wielonaczyniowe. Podstawowe parametry





Właściwości dynamiczne maszyn są jednym z podstawowych kryteriów stosowanych w projektowaniu układów mechanicznych. Są istotne ze względu na bezpośredni wpływ na drgania ustroju, emitowanie hałasu, wytrzymałość zmęczeniową, stabilność i sterowalność układów mechanicznych. Analizę właściwości dynamicznych obecnie najczęściej przeprowadza się za pomocą analizy zachowań modelu metodą elementów skończonych. Na podstawie modelu strukturalnego wyznaczany jest model modalny, który jest zbiorem częstości drgań własnych i odpowiadających im postaci drgań. Poprawność przeprowadzanej analizy zależy od zgodności zachowań modelu i obiektu dla tego samego rodzaju wymuszenia drgań. Dlatego wymagają one odpowiedniego dostrojenia do wartości zmierzonych na rzeczywistym obiekcie. Dobrze opracowany model pozwala na zbadanie zachowania się ustroju nośnego poddanego dowolnemu zmiennemu obciążeniu. Za pomocą analizy modalnej można poprawiać właściwości dynamiczne ustroju w celu minimalizacji rozprzestrzeniania się niekorzystnych drgań.

W pracy podjęto próbę opracowania metodyki oceny efektów dynamicznych występujących w wieloczerpakowych koparkach kołowych stosowanych w górnictwie węgla brunatnego, wykorzystując do tego symulacje komputerowe i badania doświadczalne. Zamieszczono zastosowanie wprowadzonej metodyki zarówno w stosunku do eksploatowanych maszyn, jak i w fazie projektu.



Wydawnictwa Politechniki Wrocławskiej
są do nabycia w księgarni „Tech”, plac Grunwaldzki 13,
50-377 Wrocław, budynek D-1 PWr., tel. 071 320 29 35
Prowadzimy sprzedaż wysyłkową

ISBN 978-83-7493-380-3