

ANALIZA DRGAŃ SWOBODNYCH UKŁADU NOŚNEGO ŻURAWIA SAMOCHODOWEGO DST-0285 Z UWZGLĘDNIENIEM ZMIANY KONFIGURACJI UKŁADU

Tomasz GEISLER*

*Instytut Mechaniki i Podstaw Konstrukcji Maszyn, Wydział Inżynierii Mechanicznej i Informatyki,
Politechnika Częstochowska, ul. J. H. Dąbrowskiego 73, 42-201 Częstochowa

geisler@imipkm.pcz.czyst.pl

Streszczenie: W pracy przedstawiono model żurawia samochodowego zawierający główne jego zespoły. Modelowanie przeprowadzono przy użyciu metody elementów skończonych i wykorzystaniu pakietu COSMOS/M. Na podstawie zbudowanych modeli przeprowadzono badania wpływu położenia obciążenia oraz konfiguracji połączeń zespołów żurawia na zmiany wybranych częstości drgań własnych analizowanego układu. Zamieszczono przykładowe wykresy z wynikami przeprowadzonych badań.

1. WPROWADZENIE

Modelowanie i badania dynamiki układu nośnego żurawia samochodowego poddanego obciążeniu, jest zagadnieniem złożonym. Do zbudowania odpowiedniego modelu dynamicznego żurawia, konieczna jest znajomość warunków pracy, uwzględniająca możliwe wzajemne położenia głównych zespołów żurawia w pełnym zakresie ich ruchu. Wymagane jest uwzględnienie własności dynamicznych wszystkich zespołów. Potwierdzone jest to w wielu pracach. Szereg prac reprezentuje wielość zagadnień związanych z opisem wpływu elementów żurawia na dynamikę układu. W pracy (Posiadała, Skalmierski, Tomski, 1990) zawarto model obejmujący pełny opis ruchu ładunku w sprzężeniu z ruchami roboczymi. W pracach (Posiadała, 1997; Towarek, 1998) rozważano wpływ układu podporowego, w tym podłoża na dynamikę żurawia samochodowego. Praca (Strzałko, Grabski, 1995) omawia wpływ zmiany masy ładunku na dynamikę całego obiektu. Monografia (Posiadała i inni, 2005) dotyczyła modelowania i badań dynamiki żurawii samojezdnych. W pracy (Sochacki, Tomski, 1999) przeprowadzono analizę drgań swobodnych i parametrycznych układu zmiany wysięgu żurawia DUT 0203. W pracach z zakresu modelowania żurawia (Geisler, Posiadała, 2002; Geisler 2002) przedstawiono konstrukcję zespołów żurawia oraz badania dynamiki ramy podwozia żurawia.

Dalsze prace uwzględniały wpływ pozostałych zespołów żurawia samochodowego, w tym uwzględnienie wpływu wysięgnika teleskopowego na drgania swobodne układu żurawia. Ukazała się praca dotycząca weryfikacji modelu dyskretno-ciągłego z modelem MES żurawia (Geisler, Sochacki, 2007; Sochacki, 2008).

Poniższa praca jest rozszerzeniem badań układu żurawia (Geisler, 2010) przy uwzględnieniu wybranych konfiguracji połączeń ramy nadwozia z wysięgnikiem teleskopowym,

długości wysięgnika oraz odpowiedniego modelu obciążenia. Obciążenie układu nośnego żurawia odbywa się przez zadanie założonego ładunku, zawieszono na linach. Model obciążenia powinien uwzględniać zmiany położenia ładunku oraz związane z tym właściwości sprężyste układu olinowania.

Zadanie modelowania układu nośnego wymaga uwzględnienia zasadniczych zespołów żurawia, w możliwie pełnej ich konstrukcji oraz zespołów dodatkowych. Zaproponowany model układu nośnego składa się ze sprzężonych ze sobą głównych zespołów żurawia: rama podwozia, rama obrotowa (nadwozie) z osadzonym trójczłonowym wysięgnikiem teleskopowym oraz olinowanie. W modelowaniu układu żurawia uwzględniono masy większości wyposażenia i zespołów obciążających układ.

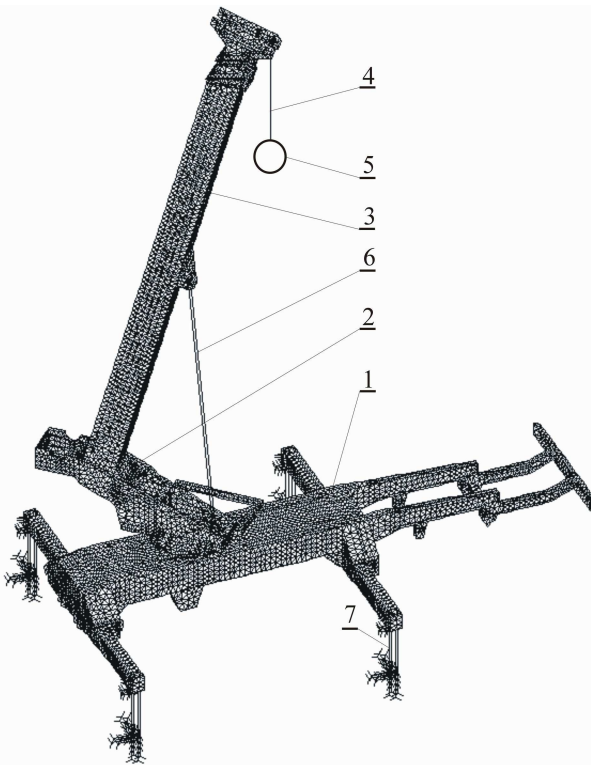
Zmiana konfiguracji układu żurawia związana jest z jego ruchami roboczymi. Ruchy określane są w poziomej płaszczyźnie obrotu ramy nadwozia z wysięgnikiem teleskopowym względem ramy nadwozia oraz obrotu wysięgnika względem ramy nadwozia w pionowej płaszczyźnie podnoszenia. Położenie obciążenia określa kombinacja wymienionych wyżej wzajemnych połączeń zespołów żurawia oraz długości olinowania. Ze względu na pewną symetryczność ramy podwozia, obliczenia przeprowadzono dla jednej strony połączeń ramy nadwozia z wysięgnikiem teleskopowym.

W pracy zaprezentowano analizę dwóch wybranych postaci drgań. Pierwszą z nich jest postać drgań zawierająca drgania giętne w płaszczyźnie podnoszenia trójczłonowego wysięgnika teleskopowego. Druga analizowana postać drgań zawiera także drgania giętne wysięgnika, ale w oddziaływaniu z ramą nadwozia i ramą podwozia jako układem nośnym żurawia. Postać ta daje pełny obraz zachowania się wszystkich zespołów żurawia powiązanych w całość. Uwzględnienie wymienionych postaci w dynamice rzeczywistego obiektu jest bardzo istotne.

Jako wyniki badań przedstawiono zmiany częstości drgań wybranych postaci drgań układu żurawia w zależności od: położenia w płaszczyźnie obrotu ramy obrotowej z wysięgnikiem, zmian długości wysięgnika, kąta podniesienia, obciążenia oraz jego położenia.

2. MODEL MES ŻURAWIA SAMOCHODOWEGO

Główne zespoły żurawia samochodowego DST-0285 zaprojektowano i wykonano w Fabryce Maszyn Budowlanych i Lokomotyw „Bumar-Fablok” w Chrzanowie. Modele opracowywano na podstawie udostępnionej dokumentacji ramy podwozia oraz dokumentacji pozostałych zespołów i elementów. W modelowaniu wymienionych zespołów uwzględniono konstrukcję wszystkich głównych części w postaci blach głównych, przepon, środników, żeber, belek, oraz innych istotnych elementów konstrukcji (Geisler, Posiadała 2002; Geisler 2002, 2008, 2010).



Rys. 1. Model układu żurawia samochodowego

Modelowanie wykonano pod kątem uzyskania modelu żurawia umożliwiającego przeprowadzenie badań pod kątem wyznaczania częstości postaci drgań swobodnych zespołów układu żurawia. Model podstawowy oraz modele pochodne zbudowano przy użyciu metody elementów skończonych i wykorzystaniu pakietu COSMOS/M (Rusiński, 1994; COSMOS/M, 1995). Ze względu na dużą liczbę elementów konstrukcji i związanym z tym stopniem komplikacji, w modelu zastosowano szereg niezbędnych uproszczeń konstrukcji.

W modelowaniu zastosowano podstawowe rodzaje elementów strukturalnych użytych do analizy liniowej: shell3, solid, spring, rbar, mass.

Wszystkie wielkości geometryczne, oraz wszystkie właściwości użytych elementów budowanych modeli wprowadzono do pliku programu w sposób parametryczny. Sposób ten pozwala na w pełną kontrolę zmian wymiarów geometrycznych elementów ram podwozia, nadwozia i wysięgnika, w tym grubości blach oraz wzajemnego położenia np. środników i przepon. Istotna jest również możliwość wyboru dowolnego wzajemnego położenia względem siebie głównych zespołów żurawia, z wybraną dokładnością.

W sposób parametryczny wprowadzane są też wartości obciążenia oraz długości i sprężystości lin. Umożliwia to wykonanie badań na podstawie modelu podstawowego, wykorzystując tworzone kolejne modele pochodne, przy zmieniających się tylko wartościach jego parametrów. Wymaga to pełnej kontroli nad wartościami parametrów oraz wprowadzonymi układami współrzędnych.

Model układu zawierający powiązane w całość ramę podwozia (1), ramę nadwozia (2), wysięgnik teleskopowy (3), układ linowy (4) oraz ładunek (5) żurawia samochodowego przedstawiono na rysunku (Rys. 1). W obliczeniach uwzględniono własności sprężyste układu podporowego ramy podwozia (7) oraz własności sprężyste układu podparcia wysięgnika (6) (Rys. 1).

Wartości obciążenia modelu zadawano jako masę ładunku, skupioną zawieszoną na elementach modelujących układ linowy. Poza obciążenia ładunkiem w postaci elementów masowych, w modelu uwzględniono również większość mas elementów budowy i wyposażenia żurawia.

Zgodnie z dokumentacją uwzględniono takie zespoły jak masa silnika ze skrzynią biegów, kabin, wciągarek, elementów zawieszenia i kół oraz wybranych siłowników. Elementy masowe modelujące te zespoły umieszczono w sposób zbliżony do rzeczywistego ich położenia w konstrukcji żurawia.

Uwzględniono w badaniach sprężystość zastępczą siłownika podparcia wysięgnika (siłownika zmiany wysięgu). Sprężystość ta przyjmowana w obliczeniach, zmieniała się wraz z długością siłownika i powiązana była z wartością kąta podniesienia wysięgnika teleskopowego.

Przyjętą w obliczeniach charakterystykę zmiany sprężystości podparcia wysięgnika w funkcji kąta podniesienia, zamieszczono dalej.

W modelu uwzględniono także stałą wartość sprężystości podparcia ramy podwozia (siłowniki podpór).

Przeprowadzono modelowanie uwzględniające umieszczenie obciążenia na sprężystym układzie linowym. Uwzględnienie zawieszenia ładunku wymagało przyjęcia w obliczeniach sprężystości zastępczej układu linowego.

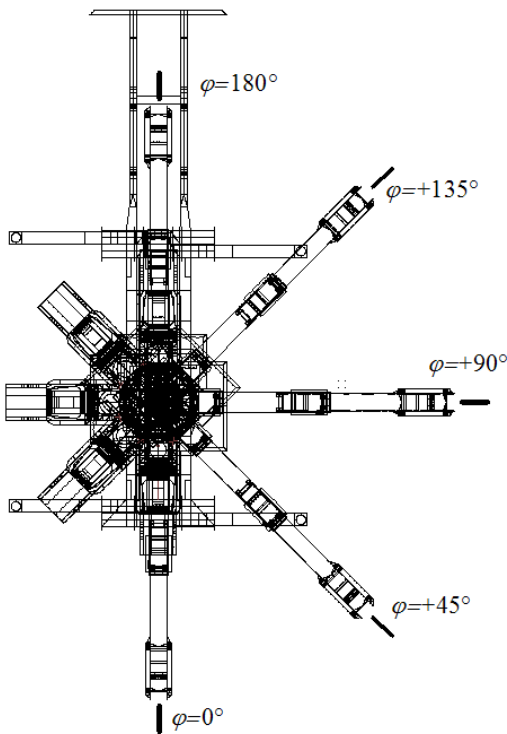
Przeprowadzenie modelowania powinno uwzględniać omawianą sprężystość ze względu na dokładniejsze odwzorowanie rzeczywistego układu żurawia w tworzonych modelach i może wprowadzać zmiany w dynamicznym zachowaniu się badanego układu nośnego żurawia samochodowego.

3. ZAŁOŻENIA PRZYJĘTE W MODELOWANIU I OBLICZENIACH

Zbudowany w sposób parametryczny model umożliwia przeprowadzenie modelowania i obliczeń dla założonych wzajemnych położen względnych zespołów żurawia samo-

chodowego. Możliwe są zmiany konfiguracji układu żurawia dla dowolnych położenia zespołów żurawia, zawartych w dokumentacji użytkownika i spotykanych w eksploatacji żurawia.

Do wykonania badań przyjęto modele o zmiennym położeniu ramy nadwozia z wysięgnikiem teleskopowym względem ramy nadwozia w płaszczyźnie obrotu. Odmierzano je od położenia wysięgnika do tyłu i określono odpowiednio $\varphi=0, +45^\circ, +90^\circ, +135^\circ$ (zalecany obszar pracy), oraz dodatkowo dla położenia wysięgnika do przodu, oznaczenie $\varphi=180^\circ$ (Rys. 2).



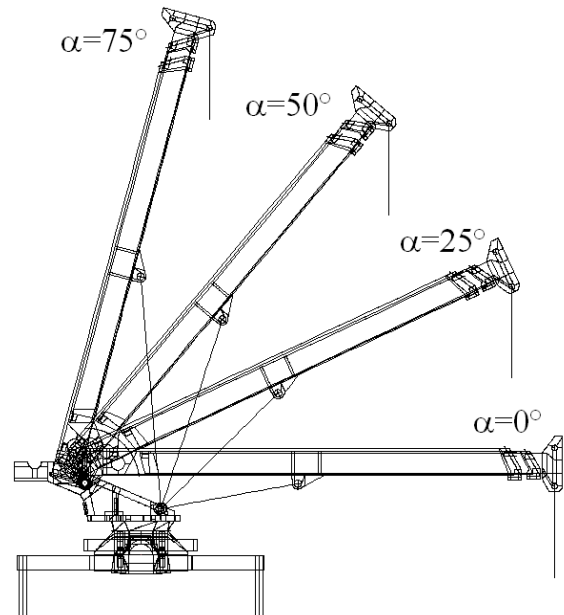
Rys. 2. Zmiany kąta φ położenia ramy nadwozia z wysięgnikiem względem ramy podwozia w płaszczyźnie obrotu

Ze względu na ograniczenie liczby tworzonych modeli, obliczenia przeprowadzono dla wybranych konfiguracji układu zakładając parametry: stały kąt (φ) położenia ramy nadwozia z wysięgnikiem względem ramy podwozia, oraz:

- stały kąt podniesienia wysięgnika $\alpha=75^\circ$, zmienne długości rozsunięcia wysięgnika $l_1=10, 15, 20, 24\text{m}$;
- stała długość wysięgnika $l_1=10\text{m}$ (zsunięty), zmienne kąty podniesienia wysięgnika ($\alpha=0^\circ, 25^\circ, 50^\circ, 75^\circ$) (Rys. 3).

Dla wszystkich kombinacji podanych (parametrów) konfiguracji zadawano zmienną wartość długości olinowania. Przyjmowano długość liny (lin), określaną jako odległość ładunku od głowicy wysięgnika $l=2, 10, 17, 27\text{m}$, przy minimalnej dopuszczalnej wartości $l=0.5\text{m}$. Dodatkowo dla $l=5, 12, 22\text{m}$.

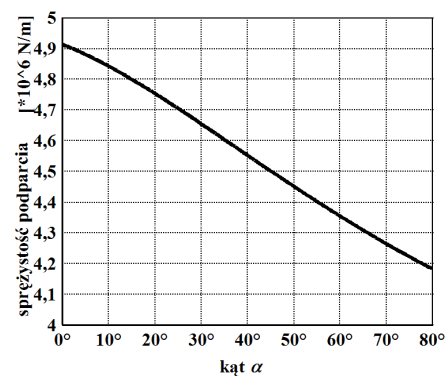
Obciążenie m zawierało się od $m_{\min}=100\text{kg}$ do $m_{\max}=30000\text{kg}$. Przyjęto wartości mas: $m=100, 1000, 5000, 10000, 20000, 30000\text{kg}$. Przeprowadzono obliczenia sprawdzające dla $l=0$ [m] oraz $m=0\text{kg}$.



Rys. 3. Zmiany położenia wysięgnika względem ramy nadwozia w płaszczyźnie podnoszenia

W modelowaniu uwzględniono wartości mas elementów wyposażenia żurawia: kabin operatora i kierowcy, wciągarki głównej i pomocniczej, przeciwwagi, silnika ze skrzynią biegów, zawieszenia przedniego i tylnego, siłownika podnoszenia, siłownika teleskopowania.

Uwzględniono w badaniach sprężystość zastępczą siłownika podparcia wysięgnika. Sprężystość przyjmowana w obliczeniach, zmieniała się wraz z długością siłownika i powiązana była z wartością kąta podniesienia wysięgnika teleskopowego (α). Przyjętą w obliczeniach charakterystykę zmiany sztywności podparcia wysięgnika w funkcji kąta podniesienia, przedstawiono na wykresie (Rys. 4).



Rys. 4. Zmiana sprężystości podparcia wysięgnika od α

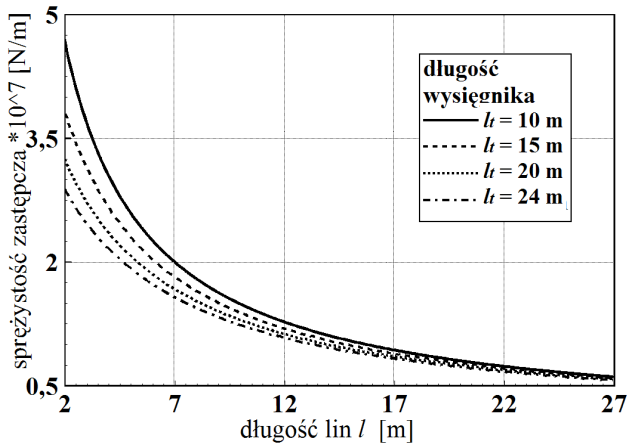
Przeprowadzenie badań uwzględniających sprężystość układu linowego wymagało przyjęcia w modelowaniu zastępczej wartości sprężystości.

Przyjęta wartość sprężystości zastępczej wynosiła:

$$k_z = \frac{n^2 E_1 A_1}{l_1 + n l_1} \quad (1)$$

gdzie: n – liczba pasm liny, A_1 – powierzchnia przekroju liny, l_1 – długość olinowania od głowicy wysięgnika do zawieszenia masy, l_t – długość liny od głowicy do wciągarki.

Wykres przedstawia zależność zmiany sprężystości zastępczej od długości olinowania (Rys. 5).



Rys. 5. Zmiana sprężystości zastępczej układu linowego

Obliczenia przeprowadzono przy założeniu 6 pasm liny na zbloczu oraz długości liny od głowicy wysięgnika do wciągarki głównej o długości wysięgnika $l=l_t$. Przyjęto parametry liny o konstrukcji WS6x36.

4. WYBÓR POSTACI DRGAŃ

W badaniu dynamiki ruchu żurawia ważne jest uwzględnienie zachowania nie tylko samego wysięgnika teleskopowego, ale także pozostałych zespołów żurawia samochodowego. Istotne jest także dynamiczne zachowanie zespołów powiązanych w jeden układ.

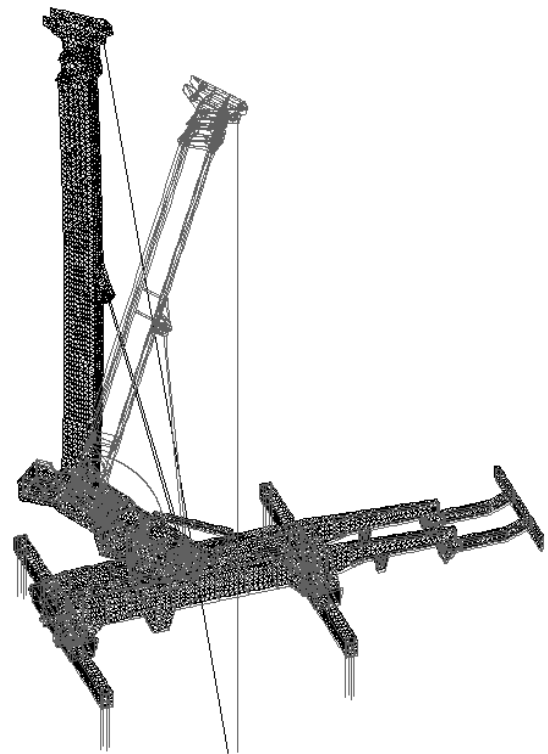
Traktowanie układu żurawia jako całości, powinno uwzględniać także ruch wysięgnika teleskopowego w powiązaniu z mocowaniem bezpośrednio w ramie nadwozia. W tym ruchu wysięgnik wymusza ruch całej ramy nadwozia oraz części nośnej ramy podwozia.

Wymuszane przemieszczenia obu ram są ściśle powiązane z przemieszczeniami wysięgnika, wiążąc ruchy głównych zespołów w ruch całego układu nośnego żurawia.

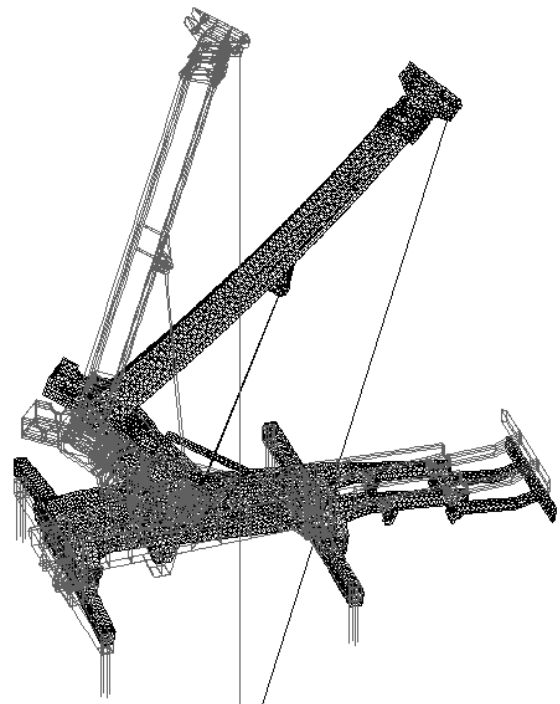
Badania przeprowadzono przy założonych konfiguracjach wzajemnych położenia zespołów żurawia i długości olinowania, uzyskując wpływ zmiany konfiguracji i położenia obciążenia na postacie drgań swobodnych układu nośnego żurawia samochodowego.

Jako wyniki rozwiązania zagadnienia badania drgań układu żurawia, przedstawiono zmiany częstości drgań wybranych postaci drgań swobodnych.

Analizie poddano zmiany wartości częstości drgań dla dwóch wybranych postaci drgań. Wybór analizowanych postaci drgań, wynika z założenia, że te postacie mają największy wpływ na zachowanie się układu nośnego żurawia z obciążeniem.



Rys. 6. Przemieszczenia wysięgnika 1G z naniesionymi położeniami początkowymi (położenie $\varphi = +135^\circ$)



Rys. 7. Przemieszczenia wysięgnika i obu ram dla postaci 1GR z naniesionymi położeniami początkowymi (położenie $\varphi = +135^\circ$)

Dla wybranych postaci drgań przyjęto oznaczenia, które są używane w dalszej części pracy:

- postać drgań giętnych wysięgnika teleskopowego, oznaczenie 1G, (częstość ω_1),

– postać drgań giętych wysięgnika razem z ramami, oznaczenie 1GR, (częstość ω_2).

Dla określenia częstości drgań poszukiwanych postaci, przeprowadzono ich identyfikację na podstawie analizy przemieszczeń zespołów żurawia w czasie animacji ruchu.

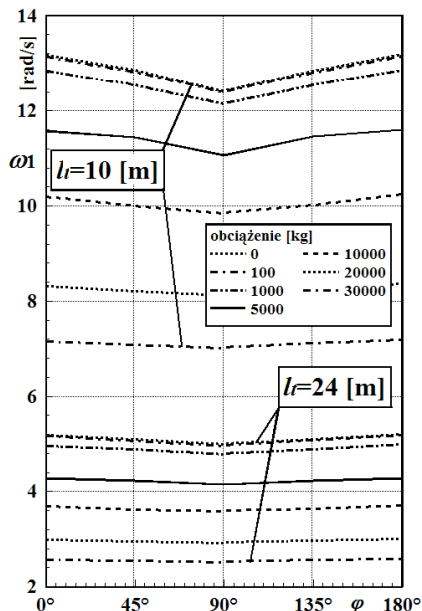
Pozwoliło to na ich prawidłowy wybór z szeregu innych postaci drgań otrzymanych w obliczeniach.

Rysunki (Rys. 6, Rys. 7) przedstawiają przemieszczenia wysięgnika oraz ram żurawia z naniesionymi położeniami początkowymi dla postaci 1G i 1GR.

5. WYNIKI OBLICZEŃ I ANALIZA WYNIKÓW

Obliczenia wykonano dla wybranych postaci drgań zawierających drgania wysięgnika w pionowej płaszczyźnie podnoszenia.

Uzyskane wyniki przedstawiono na wykresach zawierających przebiegi zmian wartości częstości drgań, w zależności od wybranych parametrów.



Rys. 8. Zmiany częstości drgań ω_1 dla postaci 1G

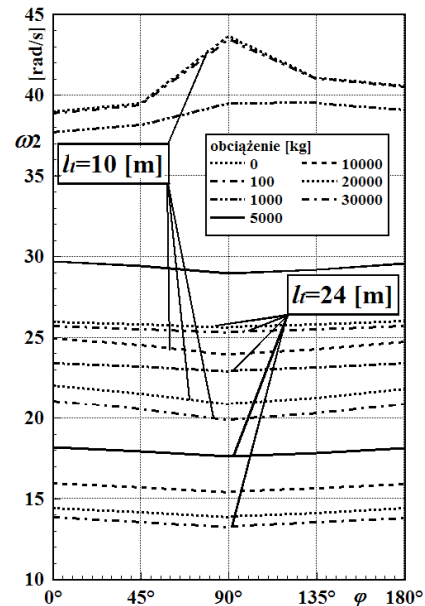
Na wykresach sporządzonych dla dwóch wartości długości wysięgnika ($l_t = 10, 24\text{m}$), przy stałym kącie $\alpha = 75^\circ$ i $l = 27\text{m}$, można zaobserwować spadek wartości częstości drgań ω_1 i ω_2 wraz ze wzrostem wartości obciążenia m .

Wzrost wartości l_t powoduje także obniżenie wartości częstości badanych postaci drgań, a dla postaci 1GR także zmianę charakteru krzywej.

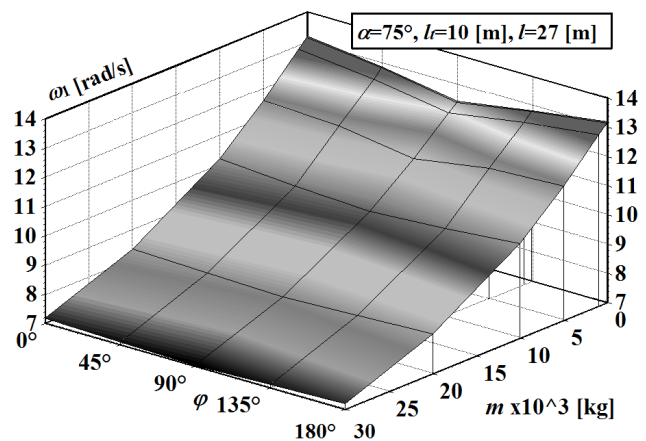
Zmiana wartości częstości widoczna jest także dla zmiany kąta obrotu φ , przy zadanych parametrach (Rys. 8, Rys. 9).

W celu przedstawienia większej liczby przebiegów linii nie ujętych na przedstawianych wykresach sporządzono wykresy w układzie xyz (3D). Wykresy te zawierają więcej

danych i charakterystycznych przebiegów linii oraz lepiej obrazują otrzymaną w obliczeniach dużą liczbę danych.



Rys. 9. Zmiany częstości drgań ω_2 dla postaci 1GR

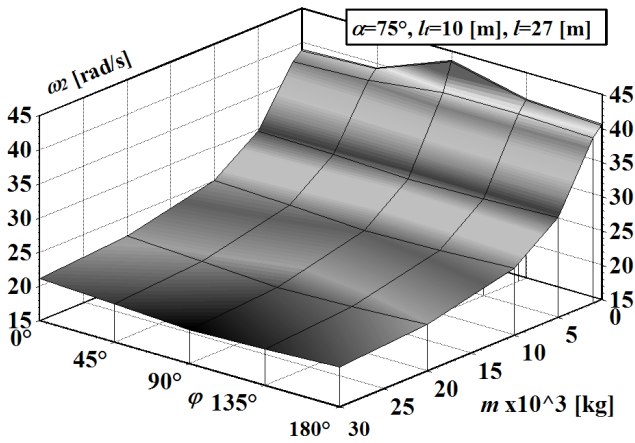


Rys. 10. Zmiany częstości drgań ω_1 , dla postaci 1G

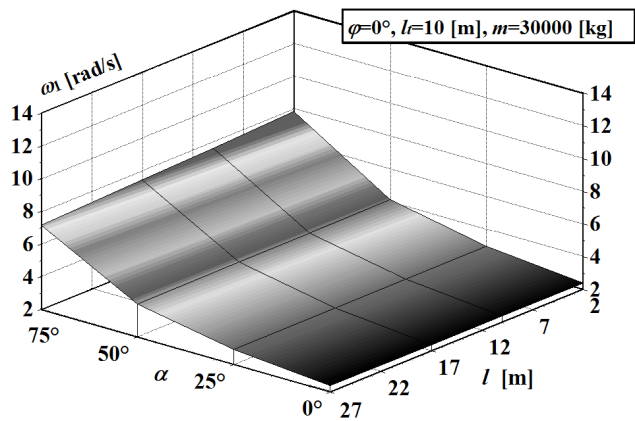
Dalej przedstawiono wykresy sporządzone dla położenia $\alpha = 75^\circ$, $l_t = 10\text{m}$, $l = 27\text{m}$ uwzględniającego zmiany kąta φ i wartości obciążenia m dla obu analizowanych postaci (Rys. 10, Rys. 11).

Dla pozostałych wartości l , przebieg krzywych i powierzchni wykresów 3D jest zbliżony.

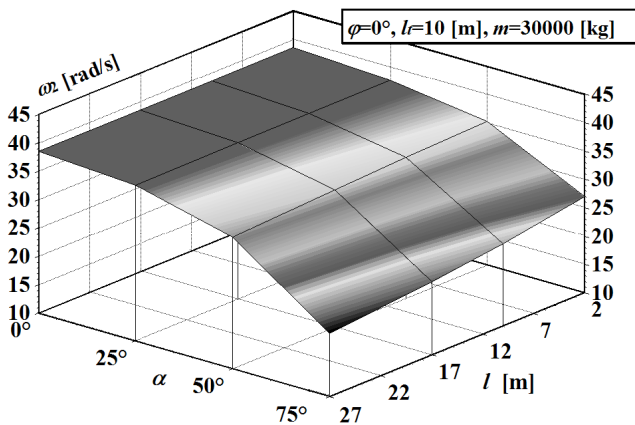
Sporządzono także wykresy zawierające przebiegi krzywych zależne od α i l , dla kątów φ z przyjętego zakresu. Potwierdzono zbliżony przebieg linii dla wybranych kątów φ . Przebieg krzywych jest podobny dla wszystkich analizowanych kątów φ i przyjmowanych wartości obciążenia m . Dalej przedstawiono wykresy dla wybranego kąta $\varphi = 0^\circ$ i $m = 30000\text{kg}$. Wybrane wykresy, przedstawione są na Rys. 12 i Rys. 13.



Rys. 11. Zmiany częstości drgań ω_2 , dla postaci 1GR



Rys. 12. Zmiany częstości drgań ω_1 , dla postaci 1G



Rys. 13. Zmiany częstości drgań ω_2 , dla postaci 1GR

W wykresach 3D uwzględniono zmienne cieniowanie w celu lepszego przedstawienia warstwic powierzchni. Na wykresach odwrócono wartości na osi (α) z kątami podniesienia dla postaci 1G (Rys. 12, Rys. 16), wykonanej dla większej czytelności wykresu.

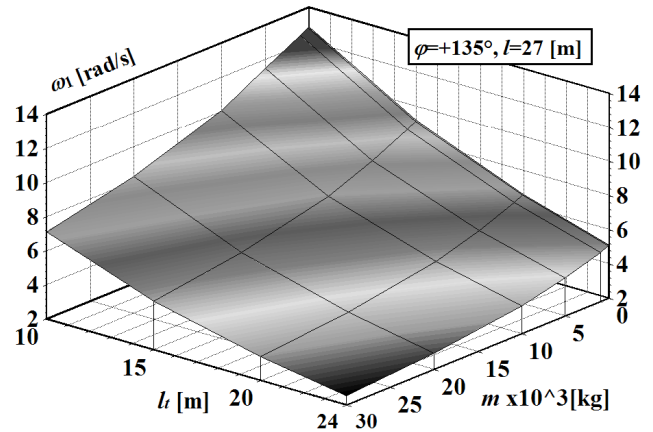
Podawane na wykresach wartości długości liny l uwzględniają wartość zastępczą sprężystość olinowania i wartości długości l_1 i l_2 ze wzoru (1).

Konieczne jest sporządzanie wykresów obrazujących wpływ różnych parametrów w możliwie czytelny sposób, umożliwiając dokonanie jednoznacznej analizy i wycią-

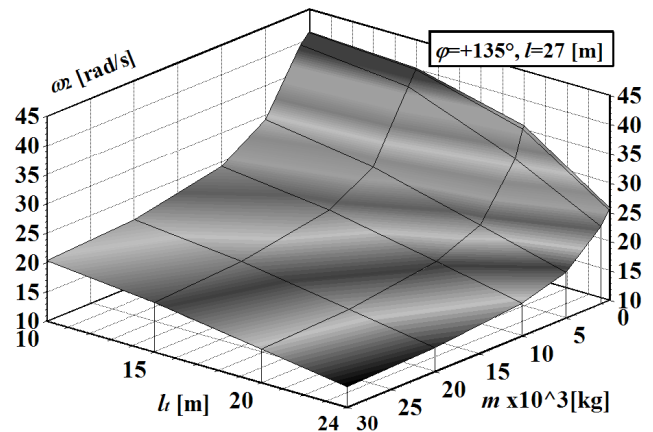
gnięcie i potwierdzenie wniosków. Umożliwia to dobór odpowiednich współrzędnych na osiach tworzonych wykresów.

Kolejne wykresy zostały sporządzone dla wszystkich kątów φ oraz stałego kąta $\alpha=75^\circ$ oraz $l=27\text{m}$.

Poniżej przedstawiono wybrane dla $\varphi = +135^\circ$, odpowiednio dla postaci 1G i 1GR (Rys. 14, Rys. 15).



Rys. 14. Zmiany częstości drgań ω_1 , dla postaci 1G



Rys. 15. Zmiany częstości drgań ω_2 , dla postaci 1GR

Dla pozostałych wartości φ , przebieg krzywych i powierzchni wykresów 3D jest zbliżony (Rys. 14, Rys. 15).

Zarówno dla wzrostu długości wysięgnika l , kąta pochylecia α oraz długości olinowania l maleją wartości częstości dla postaci drgań 1GR (Rys. 13, Rys. 15).

Wzrost wartości obciążenia dla stałego kąta α i zwiększenia się długości wysięgnika powoduje obniżanie się wartości częstości drgań obu postaci. Charakter spadku wartości częstości jest różny i zależy od analizowanego kąta podniesienia wysięgnika.

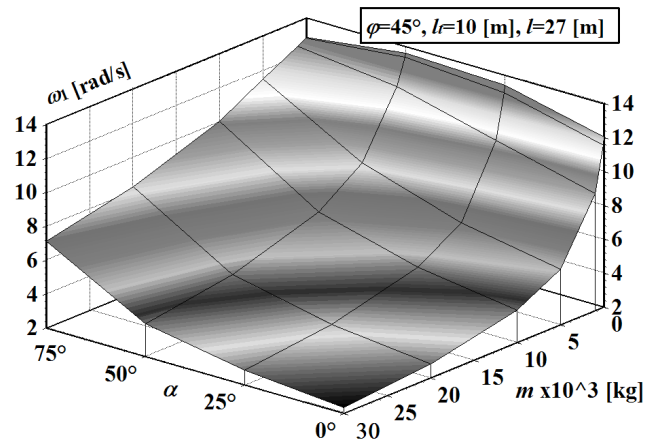
W badaniach potwierdzono zmianę charakteru krzywej dla różnych długości lin (Rys. 15), zależną od wzrostu wartości obciążenia, wykazaną w pracy (Geisler, Sochacki, 2007).

Natomiast dla postaci 1G można zauważyć wzrost wartości częstości drgań wraz ze wzrostem kąta podniesienia wysięgnika (Rys. 12) przy stałym l , oraz m .

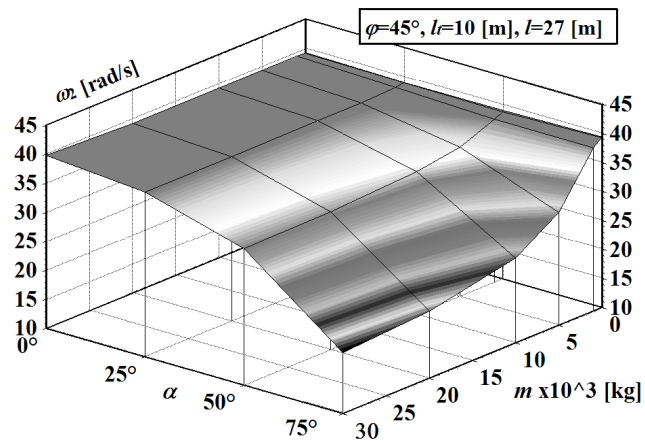
Dla dowolnej badanej konfiguracji oraz dla dowolnej długości olinowania, dla mas powyżej 1000 kg, przemieszczenia zespołów dla postaci 1GR są bardziej czytelne.

Potwierdzono charakter zachowania się wartości częstości dla postaci 1G i 1GR uzyskane dla kąta $\varphi=+90^\circ$.

Dalej przedstawiono przykładowe wykresy dla kąta $\varphi=+45^\circ$ (Rys. 16, Rys. 17).



Rys. 16. Zmiany częstości drgań ω_1 , dla postaci 1G



Rys. 17. Zmiany częstości drgań ω_2 , dla postaci 1GR

Zmiany częstości drgań zależne od α i m dla postaci 1G i 1GR przedstawiono odpowiednio na rysunkach (Rys. 16, Rys. 17). Dla postaci 1G można zauważyć zmianę charakterystyki krzywej zależnej od wzrostu obciążenia widoczną na rysunku (Rys. 16).

Dla postaci 1GR największy spadek wartości częstości występuje dla kątów $\alpha=50^\circ$ i 75° , przy stosunkowo małym spadku dla kątów 0° i 25° (Rys. 17).

6. WNIOSKI

Celem poszukiwania aspektów wpływu różnych konfiguracji układu nośnego na dynamiczne zachowanie żurawia samochodowego, sporządzono szereg obliczeń. Wykazano wpływ kąta obrotu ramy nadwozia z wysięgnikiem płasz-

czyźnie obrotu przy uwzględnieniu zmian pozostałych parametrów.

W pracy zamieszczono wybrane wykresy umożliwiające ocenę wpływu tych parametrów (wartości teoretyczne) na zachowanie żurawia samochodowego, dla wybranych postaci drgań. Uwzględnienie zmian konfiguracji układu w płaszczyźnie obrotu razem ze zmianami obciążenia wykazało istotny wpływ na zachowanie dynamiczne układu nośnego żurawia samochodowego.

Uwzględnienie modelu sprężystego zawieszenia obciążenia pozwoliło na identyfikację postaci drgań dokładnie obrazujących dynamiczne zachowanie się zespołów żurawia.

Uwzględnienie podstawowej postaci drgań wysięgnika teleskopowego (1G), jest istotne ze względu na jej zakres wartości częstości ($\omega_1=2-14\text{rad/s}$) oraz wpływ na dynamikę rzeczywistego układu.

Ograniczenie jednak analizy dynamiki żurawia tylko do drgań samego wysięgnika, występujące dla postaci 1G jest niewystarczające. Konieczne jest uwzględnienie innych postaci drgań.

Druga analizowana postać drgań (1GR) jest złożoną postacią drgań zespołów żurawia. Daje ona pełniejszy obraz dynamicznego zachowania się zespołów żurawia w czasie zmian konfiguracji układu i położenia obciążenia. Dla tej postaci wymuszane przez ruch wysięgnika przemieszczenia obu ram, dają obraz ruchu zespołów żurawia jako całości.

Uwzględnienie postaci drgań 1GR jest konieczne dla dalszej analizy dynamiki układu żurawia samochodowego DST-0285.

Zmiany konfiguracji układu żurawia samochodowego zawierające zmianę kąta obrotu ramy nadwozia z wysięgnikiem powodowały zmiany wartości częstości badanych postaci drgań. Zmiany przebiegów linii związane były ze zmianą sztywności części nośnej ramy podwozia, przy różnych zakładanych położeniach płaszczyzny podnoszenia (kąta φ).

Przeprowadzenie modelowania zawierającego umieszczenie obciążenia na sprężystym układzie linowym także wprowadza istotne zmiany w dynamicznym zachowaniu się badanego układu żurawia. Uwzględnienie sprężystości olinowania powoduje obniżenie wartości częstości drgań analizowanych postaci.

Wpływ długości linii, a tym samym sprężystości układu linowego jest bardziej widoczny dla postaci 1GR. Wpływ długości układu linowego jest z kolei bardziej widoczny dla postaci 1G.

Ponieważ wpływ sprężystości układu linowego jest najbardziej widoczny dla kąta podniesienia $\alpha=75^\circ$, obliczenia przeprowadzono dla wszystkich zmian zakładanych parametrów. Jest to ważne, ponieważ dla tego kąta realizowany jest największy moment udźwigu w czasie pracy układu rzeczywistego żurawia samochodowego.

Wpływ zadawanego zmiennego obciążenia jest widoczny dla obu analizowanych postaci, szczególnie dla jego wyższych wartości.

Przy przyjmowaniu coraz większych długości zawieszenia obciążenia, przemieszczenia elementów i całych zespołów odpowiadających wybranym postaciom są wyraźniejsze

oraz lepiej przedstawiają pracę (zachowanie) układu nośnego teleskop - rama - rama jako całości.

Przeprowadzone badania potwierdziły występowanie też innych postaci drgań o wyższych wartościach częstości, zawierających ruch zarówno zespołów żurawia w całości jak i elementów zespołów, wykazanych we wcześniejszych badaniach.

Wybór analizowanych postaci drgań wydaje się uzasadniony, ze względu na ich wpływ na dynamiczne zachowanie się układu żurawia samochodowego przy zmiennej konfiguracji żurawia.

Wpływ olinowania jest istotny i konieczny do uwzględnienia w dalszych pracach. Możliwe jest uwzględnienie w obliczeniach olinowania zawierającego inną liczbę pasm liny w zbloczu oraz dokładniejszą długość liny od głowicy wysięgnika do wciągarki.

Możliwe są dalsze badania uwzględniające zmianę położenia wysięgnika teleskopowego z ramą nadwozia względem ramy podwozia dla pełnego zakresu obrotu oraz uwzględnienie innych konfiguracji w płaszczyźnie podnoszenia.

Możliwe jest wykorzystanie wykonanych obliczeń i przeprowadzenie badań doświadczalnych w zakresie analizy modalnej rzeczywistego układu żurawia samochodowego DST-0285.

LITERATURA

1. **Geisler T.** (2002), Badania wpływu obciążenia na drgania ramy podwozia żurawia samochodowego, *XI Międzynarodowe Sympozjum Dynamiki Konstrukcji*, Rzeszów Arłamów, Zeszyty naukowe Politechniki Rzeszowskiej, nr 197, Mechanika, z. 60, 197-204.
2. **Geisler T.** (2008), Badanie wpływu obciążenia na drgania wysięgnika teleskopowego żurawia samochodowego DST-0285., *XXI Ogólnopolska i I Międzynarodowa Konferencja Naukowo-Dydaktyczna Teorii Maszyn i Mechanizmów, Teoria Maszyn i Mechanizmów*, Bielsko-Biała - Szczyrk, 197-204.
3. **Geisler T.** (2010), Badanie wpływu położenia obciążenia na drgania układu nośnego żurawia samochodowego DST-0285, *XXIII Konferencja Naukowa, Problemy Rozwoju Maszyn Roboczych*, Zakopane.
4. **Geisler T., Posiadała B.** (2002), Analiza drgań swobodnych ramy podwozia żurawia samojezdnego, *SYSTEMS – Journal of Transdisciplinary Systems Science, VI Międzynarodowa Konferencja Naukowa „Computer Aided Engineering”*, Vol. 7 (1), Polanica Zdrój, 199-205.
5. **Geisler T., Sochacki W.** (2007), Wykorzystanie MES do weryfikacji modelu dyskretno-ciągłego żurawia samochodowego DST-0285, *X Jubileuszowa Konferencja Naukowo-Techniczna, Programy MES we wspomaganii analizy, projektowania i wytwarzania*, Kazimierz Dolny, 50-51.
6. **Posiadała B.** (1997), Influence of crane support system on motion of the lifted load, *Mechanism and Machine Theory*, 32 (1), 9-20.
7. **Posiadała B., Skalmierski B., Tomski L.** (1990), Motion of lifted load brought by kinematic forcing of the crane telescopic boom, *Mechanism and Machine Theory*, 25 (5), 547-556.
8. **Rusiński E.** (1994), *Metoda elementów skończonych*. System COSMOS/M, Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa.

9. **Sochacki W.** (2008), *Stateczność dynamiczna dyskretno-ciągłych układów mechanicznych jako modeli maszyn roboczych*, seria Monografie, nr 147, Politechnika Częstochowska, Częstochowa.
10. **Strzałko J., Grabski J.** (1995), Dynamic analysis of a machine model with time-varying mass, *Acta Mechanica*, 112, 173-186.
11. **Towarek Z.** (1998), The dynamic stability of a crane standing on soil during the rotation of the boom, *International Journal of Mechanical Sciences*, 40 (6), 557-574.
12. **COSMOS/M User Guide** (1995), Version 1.75, Structural Research and Analysis Corporation, Los Angeles.

FREE VIBRATION ANALYSIS OF THE BODY SYSTEM OF THE TRUCK CRANE DST-0285 WITH CONSIDRATION OF THE SYSTEM CONFIGURATION CHANGES

Abstract: The coupled model of the truck crane consisted the main units of the machine is considered. The model has been completed by the use of the COSMOS/M package with the application of the finite element method. On the basis of the created models the investigations of the influence of the load position and the configuration changes of the truck crane on the system's free vibration frequencies have been done. The exemplary numerical results of the completed investigations have been presented.

Praca finansowana przez Ministerstwo Nauki i Szkolnictwa Wyższego w roku 2010.