

MODELOWANIE I BADANIA SYMULACYJNE STATECZNOŚCI ŻURAWIA W CYKLU ROBOCZYM

Wojciech Kacalak^{1a}, Zbigniew Budniak^{1b}, Maciej Majewski^{1c}

¹Wydział Mechaniczny, Politechnika Koszalińska

^awojciech.kacalak@tu.koszalin.pl, ^bzbigniew.budniak@tu.koszalin.pl,

^cmaciej.majewski@tu.koszalin.pl

Streszczenie

W artykule zaprezentowano analizę stateczności układu żurawia podczas wykonywania ruchów sekwencyjnych w postaci obrotu kolumny żurawia, obrotu ramienia wewnętrznego i zewnętrznego oraz wysuwanych elementów sześcioczołowego ramienia teleskopowego. Opisano parametryczny model bryłowy zbudowany w środowisku CAD/CAE, umożliwiający badanie jego stateczności dla wybranych konfiguracji i warunków pracy. Analiza zmiennych sił nacisku podpór żurawia na podłoże, momentów ustalających i wywrotowych, położenia środka masy podczas ruchu ładunku pozwala opracować trajektorie zapewniające zachowanie stateczności układu. Opisano zmiany wartości reakcji w układzie podporowym, położenia środka masy układu żurawia i ładunku dla różnych warunków stateczności w zależności od: położenia kąтового kolumny obrotowej z wysięgnikami oraz ramionami teleskopowymi, położenia ramion teleskopowych, masy składowych elementów układu nośnego, a także od jego obciążenia ładunkiem.

Słowa kluczowe: modelowanie, żuraw samojezdny, CAD/CAE, wysięgnik, podpora żurawia, stateczność

MODELING AND SIMULATION RESEARCH OF CRANE STABILITY IN THE OPERATING CYCLE

Summary

The article presents an analysis of the stability of the crane during the sequential rotational movements of the crane column, internal and external boom rotation and extendable telescopic boom elements. In the article the parametric solid model constructed in CAD/CAE is described, allowing the study of its stability for selected configurations and operating conditions. Analysis of variable pressure forces outriggers on the ground, moments locating and subversive the center of gravity during movement of the load allows to develop the trajectory of ensuring the conservation stability of the system. The article describes the changes in value of the reaction in the supporting system, the center of gravity of the crane and the load for different conditions of stability depending on: the rotational angular position of the column with jibs and telescopic booms, position of the telescopic booms, mass of the constituent elements of the carrier and cargo load.

Keywords: modeling, mobile crane, CAD/CAE, boom, crane support, stability

1. WSTĘP

Poniższa praca jest rozszerzeniem badań układu żurawia przeładunkowego [7,8] z uwzględnieniem wybranych konfiguracji położenia elementów roboczych oraz obciążenia układu podporowego siłami wynikającymi z masy elementów i masy ładunku.

Modelowanie i badania stateczności układu nośnego żurawia samochodowego poddanego obciążeniu jest zagadnieniem złożonym. Do zbudowania odpowiedniego modelu stateczności żurawia konieczna jest znajomość warunków pracy, uwzględniająca możliwe wzajemne położenia głównych zespołów żurawia. W pracy

[3, 5, 26] zawarto model obejmujący pełny opis ruchu ładunku w sprzężeniu z ruchami roboczymi. W pracach [8, 18] rozważano wpływ układu podporowego na stateczność i reakcję podłoża żurawia samochodowego. Monografia [18] ujmuje problemy modelowania i badań dynamiki żurawii samojezdnych. W pracach z zakresu modelowania żurawia [4, 19] przedstawiono konstrukcję zespołów żurawia oraz badania dynamiki ramy podwozia żurawia.

Opracowany model stateczności układu nośnego uwzględnia cechy głównych zespołów żurawia: pojazdu samochodowego wraz układem podporowym i bazą, kolumny obrotowej, ramienia wewnętrznego i zewnętrznego oraz sześciocłonowego wysięgnika teleskopowego. W modelowaniu uwzględniono masy podstawowych elementów i zespołów obciążających układ żurawia.

W badaniach symulacyjnych do oceny stateczności układu przeładunkowego żurawia samojezdnego wykorzystano metodykę pokazaną w pracach [7, 9]. Zbudowany model symulacyjny, z wykorzystaniem zintegrowanego systemu CAD/CAE, umożliwia ocenę stateczności układu żurawia na przykładzie żurawia HIAB XS 111 z proponowanym systemem interakcji i sterowania [13, 14].

Przenoszenie dużych ładunków przy pomocy samojezdnych żurawii samochodowych może w pewnych warunkach doprowadzić do utraty stateczności [1, 6, 7, 10, 17, 20, 21, 23, 24, 27, 28]. Miarą zagrożenia przewrócenia się maszyny może być wartość momentu wymagana do utrzymania równowagi żurawia względem krawędzi wywrotu [6, 21, 25]. Moment ten zwany momentem wywracającym M_w sumuje się w pewnych wypadkach z dodatkowo powstałymi momentami od sił bezwładności (spowodowanych ruchem ładunku i jego części) oraz od obciążenia wiatrem [2, 11, 12]. Momentowi wywracającemu M_w przeciwdziała moment ustalający M_u o przeciwnym kierunku, zależny od masy i położenia środka masy elementów żurawia. Według standardów międzynarodowych [15, 16] przyjmuje się, że żuraw jest stateczny, gdy w każdej pozycji wysięgnika obciążonego udźwigiem przy odpowiednim wysięgu, moment ustalający M_u jest większy od momentu wywracającego M_w o wartość ΔM .

$$\Delta M = M_u - M_w \quad (1)$$

Miarą zagrożenia przewrócenia się maszyny może być również:

- wartość nacisku na podłoże najmniej obciążonej podpory żurawia oraz wartość zmian tej siły w czasie [6, 7, 22],
- położenie sumarycznego środka ciężkości układu przeładunkowego żurawia względem konturu wywrotu [6, 7]. Układ jest stateczny, jeżeli w rzucie na płaszczyznę poziomą środek ciężkości znajduje się wewnątrz konturu wywrotu wyznaczonego przez punkty podparcia układu podporowego żurawia.

Jako wyniki badań symulacyjnych, na podstawie opracowanego modelu matematycznego i modelu symulacyjnego zbudowanego w zintegrowanym środowisku CAD/CAE, przedstawiono zmiany: położenia środka ciężkości układu żurawia, reakcji układu podporowego, momentów ustalających i wywracających działających na żuraw oraz wartości wskaźnika bezpieczeństwa w zależności od: położenia w płaszczyźnie obrotu ramy obrotowej z wysięgnikiem, zmian długości wysięgnika, kąta podniesienia, obciążenia oraz jego położenia.

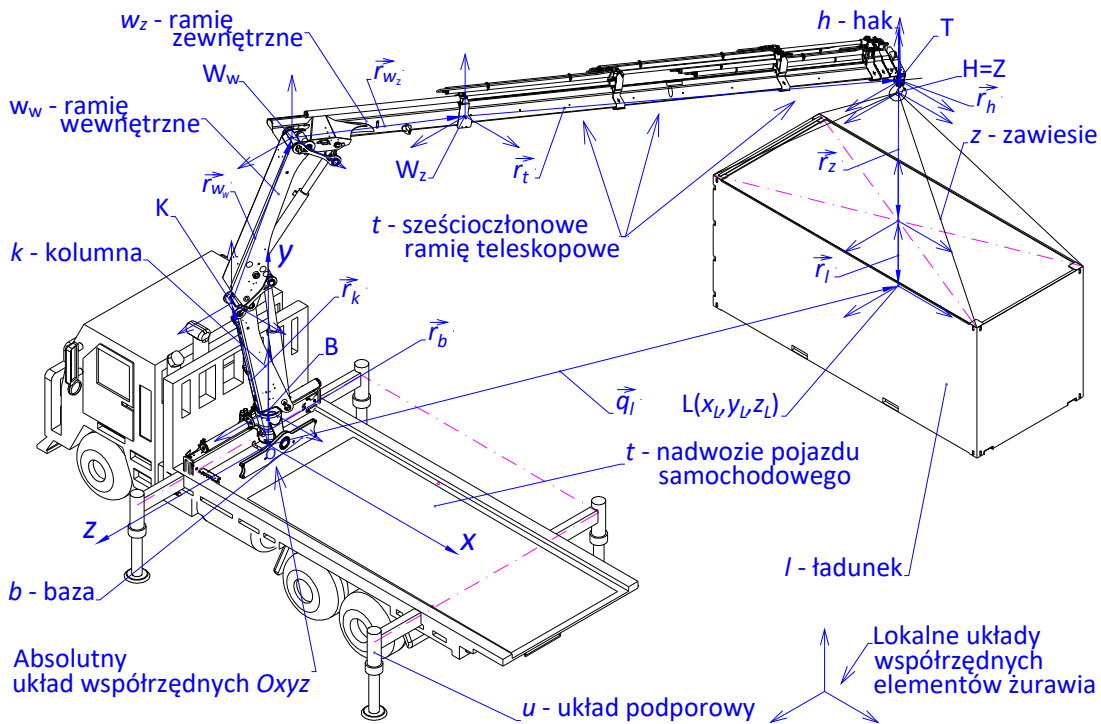
Warto podkreślić, że siły ciężkości określonych elementów żurawia mogą w pewnych położeniach zwiększać moment wywracający, a w innych zwiększać moment ustalający.

2. MODEL MATEMATYCZNY

W pracy zaprezentowano model matematyczny żurawia przeznaczony do analizy stateczności podczas wykonywania ruchów sekwencyjnych w postaci obrotu kolumny żurawia, obrotu ramienia wewnętrznego i zewnętrznego oraz wysuwanych ogniów sześciocłonowego ramienia teleskopowego. Zapis równań stanowiących model stateczności pozwala na obliczenie: zmiennych konfiguracyjnych elementów żurawia w przestrzeni kartezjańskiej, położenia środków mas układu żurawia, reakcji i momentów działających na układ podporowy, długości trasy przemieszczanego ładunku.

2.1 KONFIGURACJA UKŁADU ŻURAWIA

Konfigurację układu przeładunkowego żurawia samojezdnego, jako połączonych ze sobą członów, rozpatrzono dla zespołów lokalnych kartezjańskich układów współrzędnych, przypisanych poszczególnym elementom żurawia.



Rys.1. Konfiguracja układu wyładunkowego żurawia samojezdnego w położeniu roboczym

Na rys. 1 zaprezentowano układy współrzędnych żurawia przeładunkowego w pozycji roboczej. Wektor określający położenie ładunku \vec{q}_l , w **absolutnym układzie współrzędnych $Oxyz$** obliczono z wzoru:

$$\vec{q}_l = L(x_L, y_L, z_L) = [x_L, y_L, z_L]^T = \vec{r}_f + \vec{r}_b + \vec{r}_k + \vec{r}_{Ww} + \vec{r}_{Wz} + \vec{r}_t + \vec{r}_h + \vec{r}_z + \vec{r}_l \quad (2)$$

gdzie:

$$\vec{r}_t = \vec{r}_{t_1} + \vec{r}_{t_2} + \vec{r}_{t_3} + \vec{r}_{t_4} + \vec{r}_{t_5} + \vec{r}_{t_6} \quad (3)$$

$\vec{r}_f, \vec{r}_b, \vec{r}_k, \vec{r}_{Ww}, \vec{r}_{Wz}, \vec{r}_t, \vec{r}_h, \vec{r}_z, \vec{r}_l$ - wektory określające położenie początków lokalnych układów współrzędnych znajdujących się w punktach $F = O, B, K, W_w, W_z, T, H, Z, L$ należących do pojazdu samochodowego f , bazy żurawia b , kolumny obrotowej k , wysięgnika wewnętrznego w_w i zewnętrznego w_z , sześć-członowego ramienia teleskopowego t , haka h , zawiesia z oraz przenoszonego ładunku l .

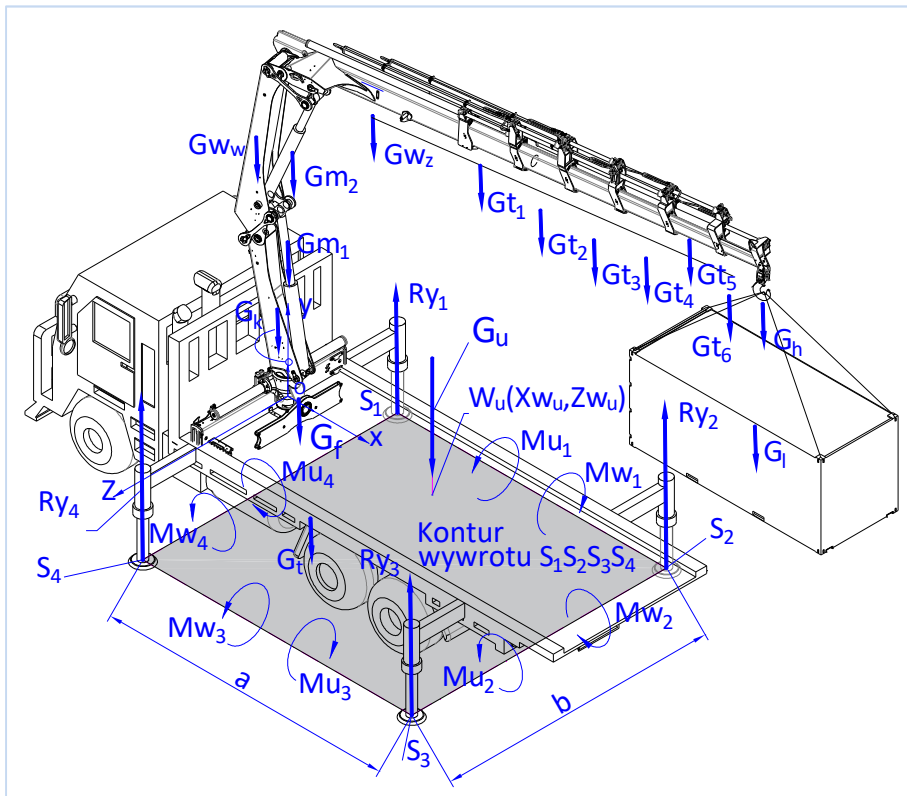
Opis analityczny konfiguracji żurawia sprowadza się do zastąpienia równań wektorowych (2-3) przekształceniami macierzy jednorodnych, zawierających macierze rotacji i translacji lokalnych układów współrzędnych elementów układu żurawia.

Trzeba jednak podkreślić, że uzyskanie zależności jawnych jest niezwykle uciążliwe. Dlatego do wyznaczenia tych wektorów wykorzystano zbudowany model parametryczny żurawia w zintegrowanym środowisku CAD/CAE.

2.2. REAKCJE I MOMENTY UKŁADU PODPOROWEGO ŻURAWIA

Wyznacznikiem statycznych dopuszczalnych obciążeń żurawia, wynikających z warunku utrzymania stateczności [15, 16], są wartości reakcji podłoża na układ podporowy oraz położenie punktu przyłożenia wypadkowej siły ciężkości żurawia z ładunkiem. Przyjęto do obliczeń, że żuraw jest sterowany bezstopniowo, a prędkość wiatru jest znacznie mniejsza od 8.3 m/s [15]. Siły bezwładności oraz naporu wiatru można więc pominąć.

Wyznaczenie reakcji oraz momentów ustalających i wywrotowych, działających na układ podporowy żurawia, przeprowadzono na podstawie schematu obliczeniowego pokazanego na rys. 2.



Rys. 2. Schemat obliczeniowy sił i momentów działających na układ podporowy żurawia: gdzie: G_u - ciężar całkowity układu żurawia; G_f - ciężar samochodu wraz z układem podporowym; G_b - ciężar bazy żurawia; G_k - ciężar kolumny obrotowej; G_{w_w} - ciężar ramienia wewnętrznego, G_{w_z} - ciężar ramienia zewnętrznego; G_{m_1} , G_{m_2} - ciężary siłowników hydraulicznych; G_{t_1} , G_{t_2}, \dots, G_{t_6} - ciężary ramion sześciocłonowego wysięgnika żurawia; G_h - ciężar haka, G_l - ciężar ładunku; a i b - rozstaw podpór żurawia

W pierwszej kolejności, wykorzystując parametryczny model żurawia, zbudowany w systemie CAD/CAE - SolidWorks [8], wyznaczono środek masy układu przeładunkowego $S_u(x_{S_u}, y_{S_u}, z_{S_u})$ [7], w tym jego elementów składowych.

Znając położenie środka masy S_u , można napisać równania równowagi dla sumy momentów względem osi x i z oraz sumy rzutów sił na oś y . Obszar stateczności żurawia jest wyznaczony przez prostokąt $S_1S_2S_3S_4$. Krawędziami wywrotu są odcinki $k_1 = S_1S_2$, $k_2 = S_2S_3$, $k_3 = S_3S_4$, $k_4 = S_1S_4$.

Jeżeli prosta działania wypadkowej pionowej siły nacisków G_u przechodzi przez punkt W_u znajdujący się na płaszczyźnie podłoża i punkt ten leży wewnątrz prostokąta $S_1S_2S_3S_4$ (konturu wywrotu), to żuraw jest oparty na wszystkich podporach. Z kolei gdy wypadkowa siła ciężkości układu żurawia G_u przechodzi przez którąkolwiek z krawędzi wywrotu, to oderwaniu od podłoża ulegają dwie przeciwległe podpory i żuraw traci stateczność.

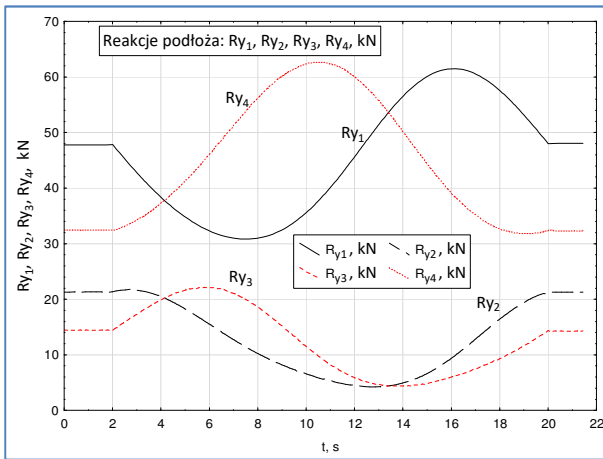
Na rys. 3 pokazano przebieg funkcji opisujących zmianę wartości pionowych sił reakcji podpór. Przedstawione wyniki badań dotyczą wymuszonego ruchu po okręgu w płaszczyźnie obrotu żurawia, przy przenoszeniu ładunku o masie 600 kg i wysięgu $l_w = 6.16$ m. W położeniu początkowym współrzędne konfiguracyjne

poszczególnych mechanizmów roboczych wynoszą: $\epsilon_p = 135^\circ$, $\alpha_p = 112^\circ$, $\beta_p = 139.8^\circ$, $\delta_{lp} = 2.68$ m. Konfigurację ruchów mechanizmów roboczych żurawia, podczas realizacji zadania przenoszenia ładunku, przedstawiono w tabelicy 1.

Tabela 1. Parametry ruchów sekwencyjnych zadania przeładunkowego

| Sekwencja ruchu | Parametry ruchu | | |
|-------------------------|-----------------|----------------------------|-----------------------------|
| | Czas [t] | Przemieszczenie | Prędkość |
| 1. Podniesienie ładunku | 0÷2 | $\Delta\beta=10^\circ$ | $\dot{\beta} = 5$ deg/s |
| 2. Obrót kolumny | 2÷20 | $\Delta\epsilon=324^\circ$ | $\dot{\epsilon} = 18$ deg/s |
| 3. Opuszczenie ładunku | 20÷21.4 | $\Delta\beta=-7^\circ$ | $\dot{\beta} = 5$ deg/s |

Można zauważyć znaczne zmiany sił na podporach w zależności od kąтового położenia ϵ kolumny obrotowej. W całym zakresie pracy żuraw stał na wszystkich podporach (wszystkie reakcje są dodatnie), a więc układ jest stateczny. Jednakże zaobserwowano niebezpieczną strefę wzdłuż krawędzi wywrotu k_4 (S_1S_4), w przedziale czasowym $t = 12 \div 14$ s. W strefie tej wartości reakcji są najmniejsze, a więc jest zagrożony kontakt w podporach S_2 i S_3 .



Rys. 3. Zmiany reakcji pionowych układu podporowego

Miarą stateczności żurawia jest również różnica momentów opisana równaniem (1). Schemat obliczeniowy pokazano na rys. 2. W obliczeniach przyjęto, że stateczność jest zapewniona przy wartości różnicy momentów ΔM większej od 0 i oblicza się ją z zależności:

$$\Delta M = \min(\Delta M_1, \Delta M_2, \Delta M_3, \Delta M_4) > 0 \quad (4)$$

gdzie: $\Delta M_1, \Delta M_2, \Delta M_3, \Delta M_4$ - różnice momentów względem krawędzi wywrotowych k_1, k_2, k_3 i k_4 ,

$$\Delta M_i = Mu_i - Mw_i \quad (5)$$

$$Mu_i = \sum_{j=1}^n G_j \cdot d_{ij} \quad (6)$$

$$Mw_i = \sum_{j=n+1}^m G_j \cdot d_{ij} \quad (7)$$

$i = 1 \div 4$ - numer krawędzi wywrotowej,

n - liczba elementów układu żurawia, których wektor siły ciężkości w czasie przenoszenia ładunku, w rzucie na płaszczyznę poziomą, znajduje się wewnątrz konturu wywrotu ograniczonego krawędziami k_1, k_2, k_3 i k_4 ,

m - liczba wszystkich elementów układu żurawia,

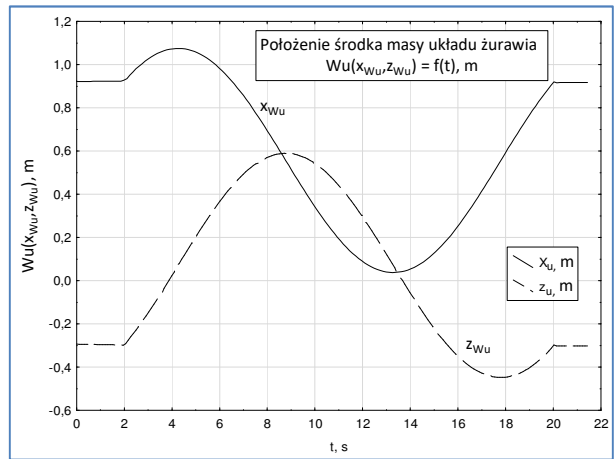
d_{ij} - odległość środka ciężkości elementu j od krawędzi wywrotu i w rzucie na płaszczyznę poziomą,

$$d_{1j} = z_j - z_{s_1}, d_{2j} = x_{s_2} - x_j, d_{3j} = z_{s_4} - z_j, d_{4j} = x_j - x_{s_1} \quad (8)$$

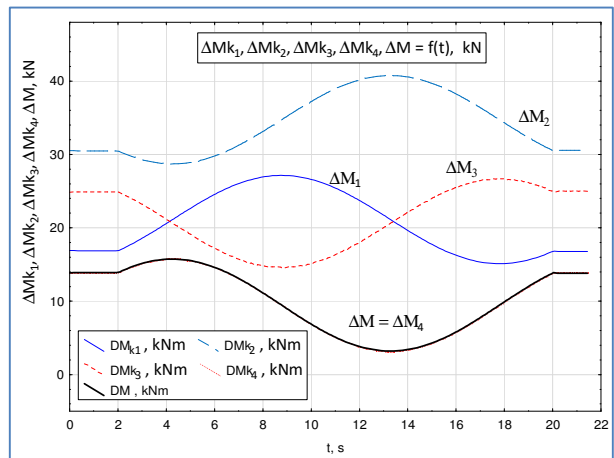
W analizie uzyskiwanych wyników bardzo istotne znaczenie ma prawidłowe określenie położenia krawędzi wywrotu i środków ciężkości elementów układu żurawia, zależne od dokładności modelu bryłowego.

Na rys. 4a pokazano dla analizowanego okresu rzut trajektorii sumarycznego środka ciężkości $Wu(x_{Wu}, z_{Wu})$ na płaszczyznę Oxz . Natomiast na rys. 4b przedstawiono kształtowanie się różnicy momentów ΔM_i względem poszczególnych krawędzi wywrotowych oraz różnicy momentu ΔM .

a)



b)



Rys. 4. Przebiegi zmian współrzędnych rzutu środka ciężkości układu żurawia Wu na płaszczyznę poziomą $Oxyz$ (a) oraz różnicy momentów działających na układ podporowy (b)

Dla strefy, w której następuje największe zagrożenie utraty stateczności (w przedziale czasowym $t = 12 \div 14$ s), wartość różnicy momentów $\Delta M = \Delta M_{min} = 3$ kNm, a współrzędna środka masy układu żurawia $Wu(x_{Wu} = 0,05$ m, $z_{Wu} = 0,12$ m) jest położona najbliżej od krawędzi wywrotu (k_4) - odległość ta wynosi $d_4 = 0,30$ m.

3. MODEL KINEMATYCZNY

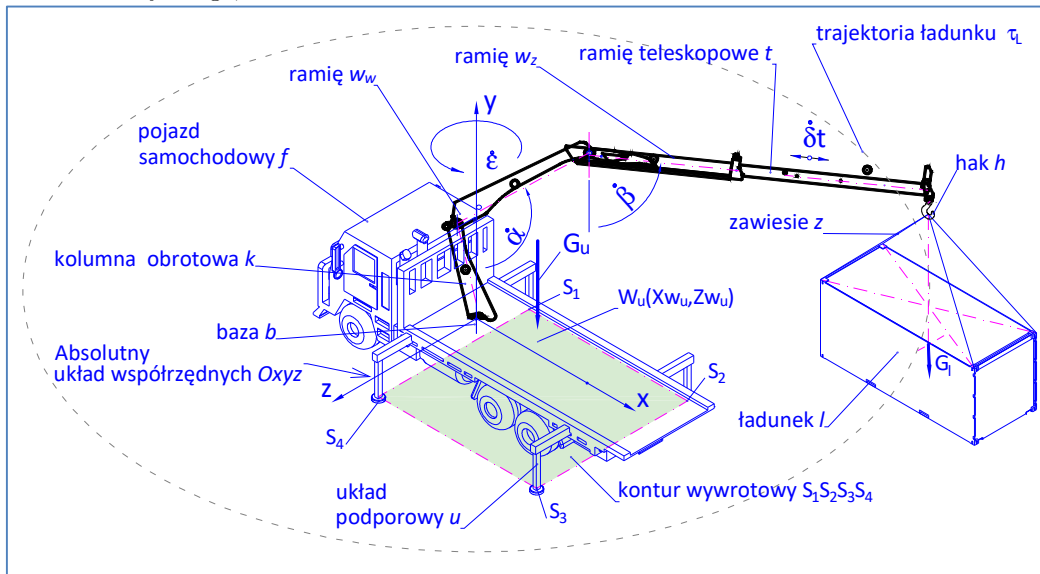
W badaniach symulacyjnych wykorzystano model kinematyczny układu przeladunkowego żurawia samojezdnego o czterech stopniach swobody. W celu przyspieszenia obliczeń numerycznych zastosowano szereg niezbędnych uproszczeń dokładnego modelu 3D głównych elementów żurawia (rys. 5):

- modele bryłowe istotnych elementów układu żurawia zastąpiono modelami krawędziowymi (kolumna żurawia k , ramię wewnętrzne w_w i zewnętrzne w_z , ramię teleskopowe t , hak h i zawiesz z),
- sześciocłonowe ramię teleskopowe o sześciu stopniach swobody, zawierające ramiona t_1, t_2, t_3, t_4, t_5 i t_6 ; zastąpiono ramieniem pojedynczym t .

Uproszczenie to pozwoliło na uzyskanie modelu kinematycznego o czterech stopniach swobody zamiast dziewięciu,

- poszczególnym elementom układu przypisano masę, której środek ciężkości pokrywa się ze środkiem ciężkości modelu bryłowego,

- istotne wymiary geometryczne elementów modelu szkieletowego i bryłowego żurawia są jednakowe.



Rys. 5. Uproszczony model kinematyczny układu przeładunkowego żurawia

W celu wyznaczenia zależności między współrzędnymi konfiguracyjnymi (ε , ε_p , ε_k , α , α_p , α_k , β , β_p , β_k , δt , δt_p , δt_k) i współrzędnymi bazowymi położenia ładunku wraz z układem zawieszenia, w modelu symulacyjnym wprowadzono wiązania 3D, określające położenie układu przeładunkowego oraz jego elementów w pozycji transportowej, startowej, roboczej (pracy) oraz końcowej. W celu wymuszenia względnego przemieszczenia ładunku na potrzeby symulacji ruchu zamodelowano napędy wykonujące ruch obrotowy kolumny żurawia z prędkością $\dot{\varepsilon}$ oraz napędy liniowe wymuszające ruch obrotowy ramienia wewnętrznego i zewnętrznego z prędkościami $\dot{\alpha}$ i $\dot{\beta}$ oraz sześcioczołowego ramienia teleskopowego z prędkością $\dot{\delta t}$.

4. WYNIKI SYMULACJI

Opracowany parametryczny model kinematyczny z uwzględnieniem rozmieszczenia mas według dokładnego modelu bryłowego umożliwia przeprowadzenie badań symulacyjnych i obliczeń dla założonych wzajemnych położen względnych zespołów żurawia samochodowego. Możliwe są zmiany konfiguracji układu żurawia dla dowolnych położen zespołów żurawia, zawartych w dokumentacji użytkownika i spotykanych w eksploatacji żurawia. Do badań symulacyjnych wykorzystano zintegrowany system CAD/CAE z aplikacją obliczeniową, pozwalający między innymi na:

- dokładne określenie współrzędnych dowolnego punktu układu żurawia na podstawie modelu matematycznego opisującego jego konfigurację [7],
- zakreślenie trajektorii środka ciężkości żurawia $Wu(x_{wu}, z_{wu})$,
- obliczenie reakcji w podporach [9]
 $Ry_1, Ry_2, Ry_3, Ry_4 = f\{Gl, Wu(x_{wu}, z_{wu}), t\}$,
- obliczenie różnicy momentów
 $\Delta M = Mu - Mw = f\{Gl, Wu(x_{wu}, z_{wu}), t\}$,
- wyznaczenie wartości udźwignięcia oraz krzywych podnoszenia żurawia,
- określenie warunków stateczności żurawia w funkcji jego udźwignięcia i wysięgu,
- ocenę stabilności realizacji pełnego cyklu przeładunkowego żurawia.

Na potrzeby oceny stateczności cyklu przeładunkowego żurawia przyjęto następujące założenia:

- żuraw jest ustawiony na stabilnym poziomym podłożu (pochylenie do 1%);
- kąt obrotu kolumny żurawia odmierzano od płaszczyzny Ozy i określono jego przedział $\varepsilon = 0 \div 360^\circ$; kąt podniesienia wysięgnika wewnętrznego, mierzonego w pionie, zmieniał się w zakresie $\alpha = 34.13^\circ \div 185.16^\circ$, wartość kąta obrotu ramienia zewnętrznego względem ramienia wewnętrznego wynosiła $\beta = 9.9^\circ \div 182.5^\circ$,
- w badaniach symulacyjnych przyjęto następujące prędkości napędowe: $\dot{\varepsilon} = 18 \text{ deg/s}$, $\dot{\alpha} = 2.5 \text{ deg/s}$, $\dot{\beta} = 5 \text{ deg/s}$, $\dot{\delta t} = 0.3 \text{ m/s}$,

- wielkość wysunięcia ramienia teleskopowego zawierała się w przedziale $\delta l = 0 \div 11.85$ m,
- w badaniach symulacyjnych przyjęto, że żuraw nie jest poddany działaniu siły parcia wiatru (prędkość wiatru jest mniejsza od $v_w < 8.3$ m i jest pominięta),
- ruchy robocze żurawia są sterowane płynnie, stąd przyjęto, że siły bezwładności mogą być pominięte,
- w modelowaniu wyposażenia żurawia uwzględniono wartości mas elementów oraz położenia ich środków ciężkości,
- masa przenoszonego ładunku $m_l = 600$ kg, całkowita masa pojazdu samochodowego i układu podporowego wynosi $m_f = 96960$ kg, masa bazy żurawia $m_b = 350$ kg, masa kolumny obrotowej $m_k = 372$ kg, masa ramienia wewnętrznego $m_w = 130$ kg, masa ramienia zewnętrznego $m_w = 171$ kg, masa sześciocionowego wysięgnika teleskopowego $m_t = 347$ kg.

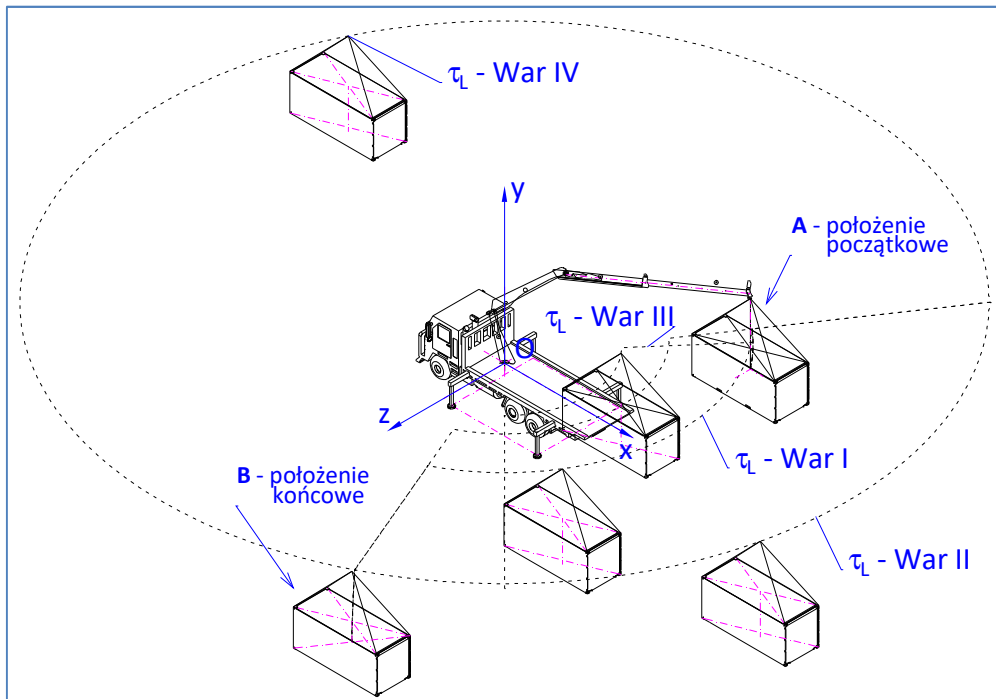
Na podstawie zbudowanego modelu symulacyjnego wykonano przykładowe symulacje dla czterech różnych

wariantów zadania przeładunkowego. Ruch wymuszony układu odbywa się w wyniku działania mechanizmów roboczych żurawia, co pociąga za sobą zmiany parametrów konfiguracyjnych pokazanych w tabeli 2.

Tabela 2. Parametry ruchów sekwencyjnych dla czterech różnych zadania przeładunkowego

| Sekwencja ruchu | Przypadek | | | |
|-----------------|-------------------------------|-------------------------------|-------------------------------|--------------------------------|
| | War I | War II | War III | War IV |
| 1 | $\Delta\beta=15^\circ$ | $\Delta\beta=15^\circ$ | $\Delta\beta=15^\circ$ | $\Delta\beta=15^\circ$ |
| 2 | $\Delta\varepsilon=108^\circ$ | $\Delta\delta t=6m$ | $\Delta\delta t=-2.1m$ | $\Delta\delta t=6m$ |
| 3 | $\Delta\delta t=6m$ | $\Delta\varepsilon=108^\circ$ | $\Delta\varepsilon=108^\circ$ | $\Delta\varepsilon=-252^\circ$ |
| 4 | $\Delta\alpha=-9.3^\circ$ | $\Delta\alpha=-9.3^\circ$ | $\Delta\delta t=8.1m$ | $\Delta\alpha=-9.3^\circ$ |

Graficzną ilustrację zadania przeładunkowego wraz z zakreśloną trajektorią τ_L środka masy ładunku pokazano na rys. 6. Ładunek przemieszcza się zgodnie z sekwencją ruchów od położenia startowego A do położenia końcowego B.

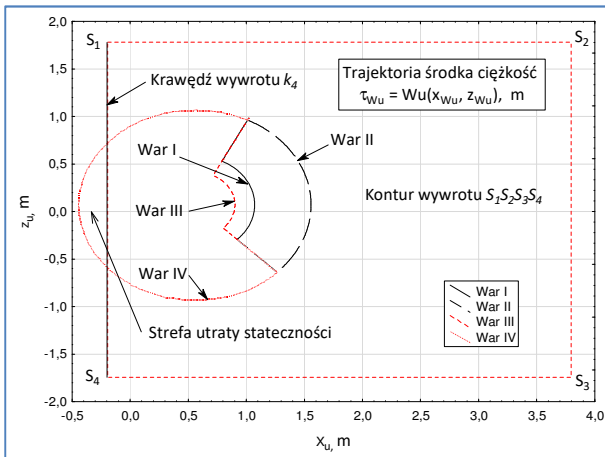


Rys. 6. Przebieg cyklu roboczego dla czterech różnych wariantów zadania przeładunkowego

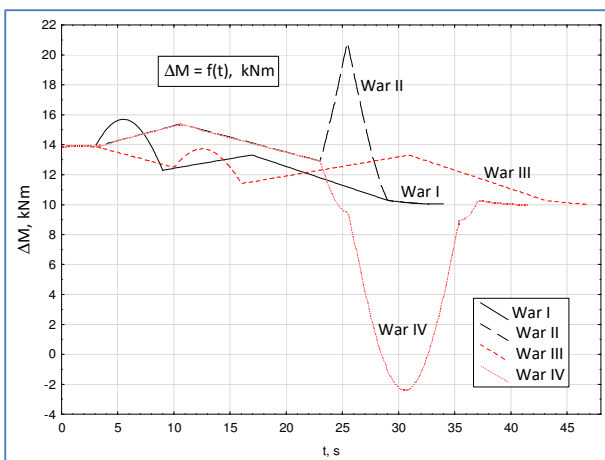
Zaprezentowane na rys. 7 wykresy przedstawiają położenie trajektorii wyznaczonej przez środki ciężkości $W_u(x_{W_u}, z_{W_u})$ układu żurawia podczas przenoszenia ładunku. W trzech pierwszym wariantach trajektorie τ_{W_u} zakreślane przez środek ciężkości układu ładunku W_u znajdują się wewnątrz konturu wywrotu $S_1S_2S_3S_4$, a więc żuraw jest stateczny.

Natomiast w czwartym przypadku trajektoria środka ciężkości τ_{W_u} wychodzi poza obszar tego konturu w którym układ żurawia traci stateczność.

Potwierdzeniem tego jest wykres pokazujący zmiany różnicy momentów ΔM (rys. 8). Dla trzech pierwszych wariantów najmniejsze momenty ustalające (M_{u1} , M_{u2} i M_{u3}) są większe od momentów wywracających (M_{w1} , M_{w2} i M_{w3}).

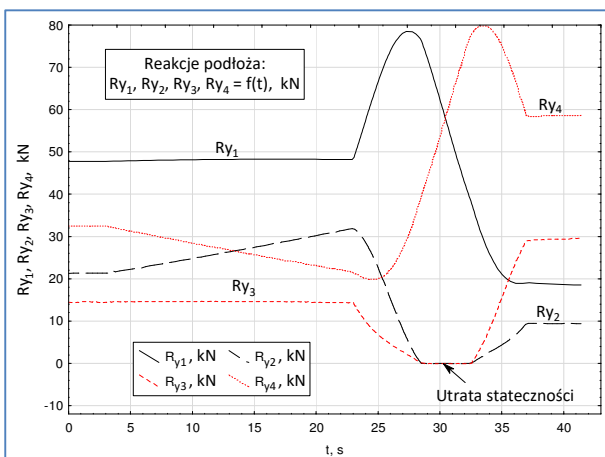


Rys. 7. Rzut na płaszczyznę poziomą $Oxyz$ trajektorii ruchu środka ciężkości $\tau_{wu} = Wu(x_{wu}, z_{wu})$ układu żurawia dla czterech różnych wariantów zadania przeładunkowego

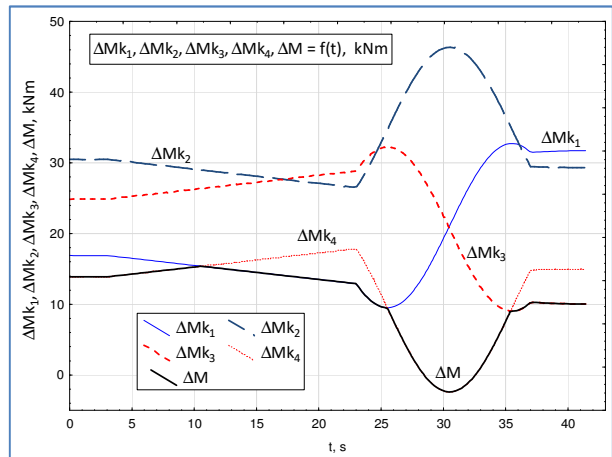


Rys. 8. Zmiany różnicy momentów ΔM działających na układ podporowy żurawia dla czterech różnych wariantów zadania przeładunkowego

Natomiast w czwartym przypadku następuje utrata stateczności żurawia od 28.1 do 32.7 sekundy. W tym czasie podpory S_2 i S_3 tracą kontakt z podłożem, a wartość reakcji pionowych $R_{y2} = R_{y3} = 0$ (rys. 9), z kolei różnica momentów ΔM jest mniejsza od zera (rys. 10).



Rys. 9. Reakcje pionowe podłoża na układ podporowy żurawia przy przenoszeniu ładunku dla czwartego zadania przeładunkowego



Rys. 10. Zmiany różnicy momentów ($\Delta M = Mu - Mw$) działających na układ podporowy żurawia dla czwartego wariantu zadania przeładunkowego

5. PODSUMOWANIE

W pracy zaprezentowano model matematyczny żurawia przeznaczony do analizy stateczności podczas wykonywania ruchów sekwencyjnych w postaci obrotu kolumny żurawia, obrotu ramienia wewnętrznego i zewnętrznego oraz wysuwanych ogniów sześciocionowego ramienia teleskopowego. Opracowany model matematyczny pozwala na obliczenie: zmiennych układów konfiguracyjnych żurawia w przestrzeni kartezjańskiej, położenia środków mas układu żurawia, reakcji i momentów działających na układ podporowy, długości trasy przemieszczanego ładunku.

Opracowany model bryłowy i kinematyczny zbudowany w środowisku CAD/CAE umożliwia badanie jego stateczności dla określonych konfiguracji i warunków pracy.

Uzyskane wyniki symulacji numerycznych pozwalają wyznaczyć odpowiednią trajektorie przemieszczeń ładunku dla zadanego zadania przeładunkowego. Zastosowanie korekcji przemieszczeń ruchomych elementów żurawia może zapobiec odrywaniu się podpór, a tym samym umożliwia w pełni bezpieczną pracę w każdych warunkach.

Projekt finansowany przez Narodowe Centrum Badań i Rozwoju w ramach Programu Badań Stosowanych - umowa nr: PBS3/A6/28/2015.

Literatura

1. Anezirisa O.N. et all.: Towards risk assessment for crane activities. „Safety Science” 2008, Vol. 46, Iss. 6, p. 872–884.
2. Arenaa A., Casalottia A., Lacarbonaraa W., Cartmellb M.P.: Dynamics of container cranes: three-dimensional modeling, full-scale experiments, and identification. „International Journal of Mechanical Sciences” 2015, Vol. 93, p. 8.21.
3. Cekus D.: Modelowanie i badania symulacyjne ruchu żurawia laboratoryjnego. „Systems. Journal of Transdisciplinary Systems Science” 2012, Vol. 16, No 2, p. 96-103.
4. Geisler T.: Analiza statyczna ustroju nośnego żurawia samochodowego DST-0285. „Przegląd Mechaniczny”. 2012, Nr 7-8, s. 42-48.
5. Herbin P., Pajor M.: Modelowanie kinematyki prostej i odwrotnej żurawia samochodowego o strukturze redundantnej z wykorzystaniem środowiska Matlab. „Modelowanie Inżynierskie” 2016, nr 58, s.44-50.
6. Janusz J., Kłosiński J.: Wpływ wybranych strategii sterowania ruchami roboczymi żurawia samojezdnego na jego stateczność. „Acta Mechanica et Automatica” 2010, Vol.10, nr 2, s. 74-80.
7. Kacalak W., Budniak Z., Majewski M.: Analiza stateczności żurawia dla różnych stanów obciążeń i różnych przemieszczeń ładunku. „Mechanik” 2016, nr 12, s. 1820-1823.
8. Kacalak W., Budniak Z., Majewski M.: Reakcje układu podporowego w ocenie stateczności żurawia samojezdnego. „Autobusy - Eksploatacja i Testy” 2016, nr 12, s. 1014-1019.
9. Kacalak W., Budniak Z., Majewski M.: Model symulacyjny żurawia samojezdnego z zapewnieniem jego stateczności. „Modelowanie Inżynierskie” 2016, t. 29, nr 60, s.35- 43.
10. Kłosiński J., Janusz J.: Control of operational motions of a mobile crane under a threat of loss of stability. „Solid State Phenomena” 2009, Vol.144, p. 77-82.
11. Lee JS. W., Shim, J. J., Han, D. S., Han, G. J. and Lee, K. S.: An experimental analysis of the effect of wind load on the stability of a container crane. „Journal of Mechanical Science and Technology” 2007, Vol. 21, Iss. 3, No. 3, p. 448-454.
12. Lee JS., Kang JH.: Wind load on a container crane located in atmospheric boundary layers. „Journal of Wind Engineering and Industrial” 2008, Vol. 96, Iss. 2, p. 193–208.
13. Majewski M., Kacalak W.: Conceptual design of innovative speech interfaces with augmented reality and interactive systems for controlling loader cranes. „Advances in Intelligent Systems and Computing”. In: Artificial Intelligence Perspectives in Intelligent Systems 2016, Vol. 464, p. 237-247.
14. Majewski M., Kacalak W.: Intelligent speech interaction of devices and human operators. „Advances in Intelligent Systems and Computing”. In: Software Engineering Perspectives and Application in Intelligent Systems 2016, Vol. 465, p.471-482.
15. PN-ISO 4304:1998. Żurawie samojezdne, Wyznaczanie stateczności.
16. PN-ISO 4305:1998, Dźwignice. Żurawie samojezdne. Wyznaczanie stateczności.
17. Posiadala B., Tomala M.: Model obliczeniowy ruchu ładunku przenieszonego za pomocą dwuczłonowego układu chwytakowego. „Modelowanie Inżynierskie” 2011, t. 10, nr 41, s. 323-330.
18. Posiadala B.: Modelowanie, identyfikacja modeli i badania dynamiki żurawi samojezdných. Warszawa: WNT, 2005.
19. Posiadala B., Warys P., Cekus D., Tomala M.: The dynamics of the forest crane during the load carrying. „International Journal of Structural Stability and Dynamics” 2013, Vol. 13, No.7, p. 1-9.
20. Posiadala B., Waryś. P.: Modelowanie i badania symulacyjne ruchu żurawia leśnego w cyklu roboczym. „Modelowanie Inżynierskie” 2011, t. 10, nr 41, s. 331-338.
21. Rauch A., Singhose W., Fujioka D., Jones T.: Tip-over stability analysis of mobile boom cranes with swinging payloads. „ASME, Journal of Dynamic Systems Measurement and Control” 2013, 135(3):031008, p. 1-6.
22. Rupar D., Hładnik J., Jerman B.: Loader crane inertial forces. „FME Transactions” 2016, Vol. 44, No. 3, p. 291-297.
23. Skrzymowski W.: Żurawie samojezdne i wieżowe: konserwacja i montaż. Krosno: Wyd. KaBe, 2007.

24. Sochacki W.: The dynamic stability of a laboratory model of a truck crane. „Thin-Walled Structures” 2007, Vol. 45, Iss. 10–11, p. 927–930.
25. Suwaj S., Mączyński A.: Sprawdzanie stateczności żurawia w trakcie realizacji ruchów roboczych. „Transport Przemysłowy” 2002, nr 4/10, s. 26-29.
26. Trąbka A.: The influence of clearances in a drive system on dynamics and kinematics of a telescopic crane. „Acta Mechanica et Automatica” 2015, Vol.9, No.1, p. 9-13.
27. Tuchliński R.: Żurawie przeladunkowe typu HDS. Warszawa: Agencja Wyd. Liwona, 2012.
28. Wua J., Guzzomi A., Hodkiewicz M.: Static stability analysis of non-slewing articulated mobile cranes. „Australian Journal of Mechanical Engineering” 2014, Vol. 12, No. 1, p. 60-76.



Artykuł dostępny na podstawie licencji Creative Commons Uznanie autorstwa 3.0 Polska.
<http://creativecommons.org/licenses/by/3.0/pl>