

# Stateczność żurawia dla różnych stanów obciążeń i trajektorii przemieszczeń ładunku

## Crane stability for various load conditions and trajectories of load translocation

WOJCIECH KACALAK  
ZBIGNIEW BUDNIAK  
MACIEJ MAJEWSKI\*

DOI: 10.17814/mechanik.2016.12.571

W artykule zaprezentowano analizę stateczności układu przeładunkowego żurawia samojezdnego dla wybranych konfiguracji i warunków pracy. Nieuwzględnienie warunków stateczności w dynamice rzeczywistego układu żurawia może grozić utratą stateczności. Jako wyniki badań symulacyjnych przedstawiono zmiany warunków stateczności w zależności od: położenia kąтового kolumny obrotowej z wysięgnikami oraz ramionami teleskopowymi, położenia ramion teleskopowych, wartości kątów podniesienia wysięgników, masy składowych elementów układu nośnego oraz jego obciążenia ładunkiem.  
**SŁOWA KLUCZOWE:** żurawie przeładunkowe, analiza stateczności, podpory, środek masy, ładowność

*In this article analysis of mobile crane load handling system stability for selected configurations and operating conditions has been presented. A failure to consider stability conditions in dynamics of the real crane arrangement may lead to loss of stability. As results of simulation tests variations in stability conditions depending on angular position of the turning column with booms and telescopic booms, positions of telescopic booms, values of boom angle of elevation, load-bearing system components masses as well as on crane loading have been presented.*  
**KEYWORDS:** loader cranes, stability analysis, supports, mass centre, carrying capacity

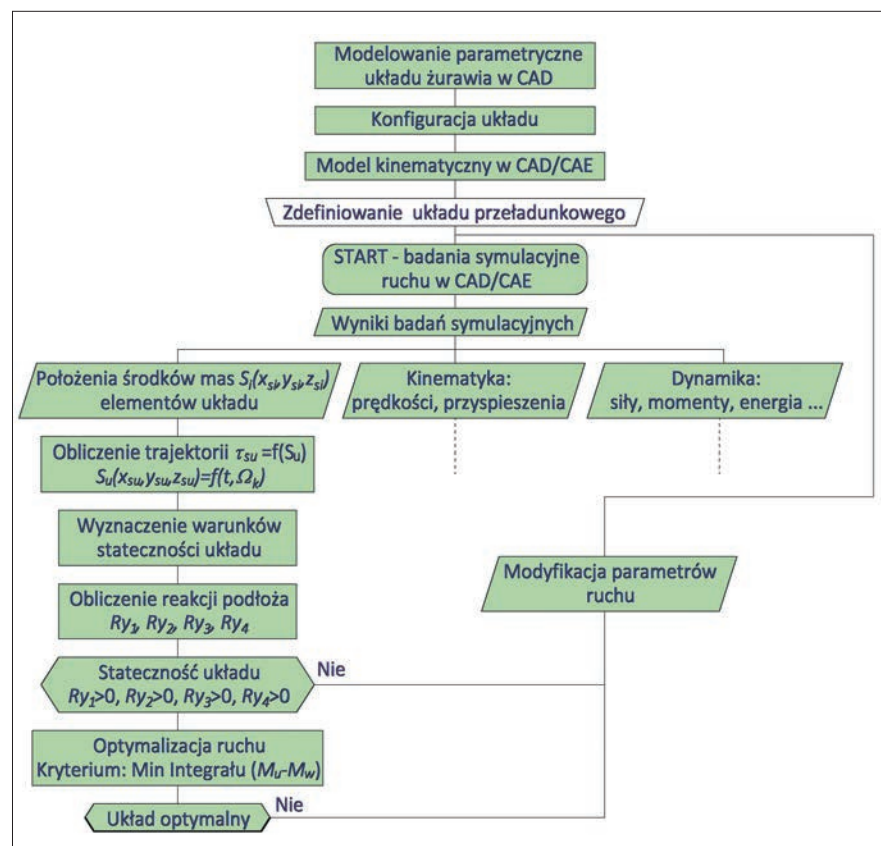
Rozwiązywanie problemów stabilności pracy żurawia oraz dynamiki jego elementów było przedmiotem wielu prac. W kontekście niniejszego artykułu można wymienić pozycje [1, 10–13, 15, 16, 18].

Możliwość utraty stateczności żurawia podczas jego pracy, spowodowana zmianą wartości sił dynamicznych w wyniku występowania dużych przyspieszeń ładunku, stanowi poważne zagrożenie dla bez-

pieczeństwa obsługi i maszyny [3, 19]. Miarą zagrożenia przewróceniem się maszyny może być wartość momentu wymagana do utrzymania równowagi żurawia względem krawędzi wywrotu [2, 14, 17]. Moment ten, zwany momentem wywracającym  $M_w$ , w pewnych wypadkach sumuje się z dodatkowo powstałymi momentami od sił bezwładności (wywołanych ruchem ładunku i jego części) oraz od obciążenia wiatrem [2]. Momentowi wywracającemu  $M_w$  przeciwdziałają moment ustalający  $M_u$  o przeciwnym kierunku, zależny od masy i położenia środka masy elementów żurawia.

Żuraw jest stateczny, gdy algebraiczna suma momentów ustalających  $M_u$  jest większa niż suma momentów wywracających  $M_w$ :

$$M_u > M_w \quad (1)$$



Rys. 1. Schemat blokowy komputerowego wspomaganie i analizy stateczności układu przeładunkowego żurawia samojezdnego

\* Prof. dr hab. inż. dr h.c. Wojciech Kacalak (wojciech.kacalak@tu.koszalin.pl), dr inż. Zbigniew Budniak (zbigniew.budniak@tu.koszalin.pl), dr hab. inż. Maciej Majewski (maciej.majewski@tu.koszalin.pl) – Wydział Mechaniczny Politechniki Koszalińskiej

W pracy przeprowadzono analizę stateczności układu przeładunkowego żurawia samojezdnego na przykładzie żurawia typu HDS HIAB XS111 (Cargotec Poland) [7], dla którego zaproponowano system sterowania głosowego [4–6]. Na potrzeby analizy i syntezy tego układu posłużono się metodyką przedstawioną w postaci schematu blokowego na rys. 1.

W systemie CAD opracowano modele parametryczne elementów i całego układu dla zdefiniowanej konfiguracji, z uwzględnieniem modelu kinematycznego, oraz określono warunki utraty stateczności żurawia.

Zadanie modelowania układu nośnego wymagało wzięcia pod uwagę cech konstrukcyjnych zasadniczych zespołów żurawia oraz zespołów dodatkowych, pokazanych na rys. 2.

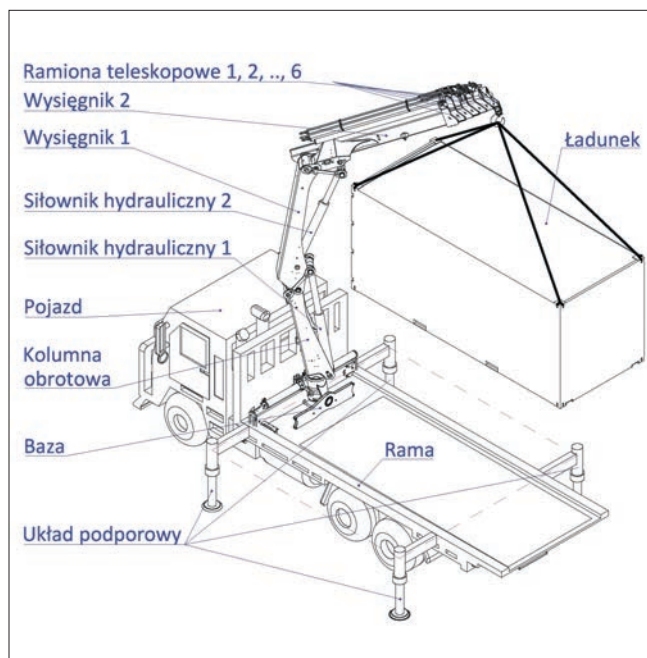
Opracowany model układu nośnego składa się ze sprzężonych ze sobą następujących zespołów żurawia:

- ramy podwozia pojazdu samochodowego,
- układu podporowego umieszczonego w ramie bazy żurawia, połączonej z ramą podwozia pojazdu,
- bazy żurawia,
- kolumny obrotowej,
- dwóch wysięgników z osadzonym sześciocłonowym ramieniem teleskopowym oraz zawieszem obciążonym przenoszonym ładunkiem.

W modelowaniu żurawia uwzględniono masy elementów wyposażenia i zespołów obciążających układ.

Zmiana konfiguracji układu żurawia jest związana z jego ruchami roboczymi. Te ruchy są określane: kątem obrotu kolumny względem jej położenia transportowego, kątami obrotów w płaszczyźnie pionowej pierwszego wysięgnika względem kolumny i drugiego wysięgnika względem pierwszego oraz przemieszczeniami liniowymi sześciu ramion teleskopowych w pionowej płaszczyźnie podnoszenia.

Opis analityczny konfiguracji układu kinematycznego żurawia sprowadza się do żmudnych przekształceń równań wektorowo-macierzowych, aż do uzyskania jawnych zależności określających zmienne wielkości konfiguracyjne kątowe i liniowe. Znajomość tych zależności jest bardzo pożądana. Trzeba jednak podkreślić, że dla układu przeładunkowego żurawia uzyskanie zależności jawnych

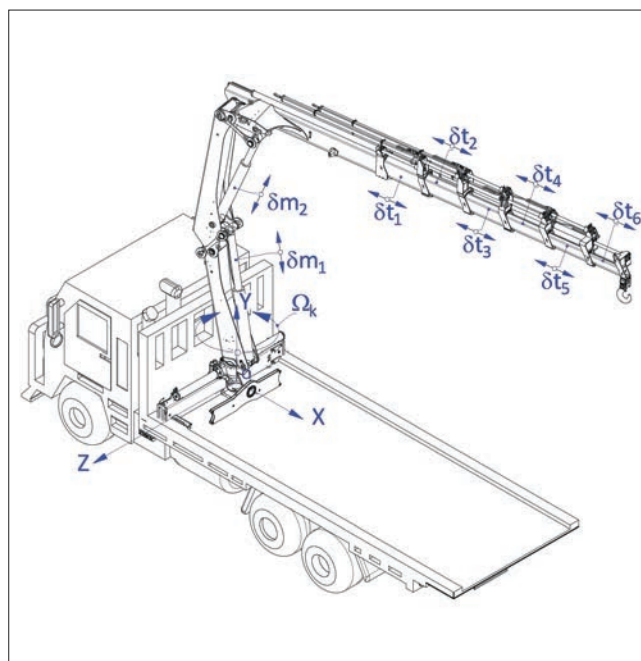


Rys. 2. Układ przeładunkowy żurawia samojezdnego

jest niezwykle kłopotliwe. Do wyznaczenia wektorów określających konfigurację układu żurawia wykorzystano więc zintegrowany system CAD/CAE.

### Model kinematyczny układu przeładunkowego

W badaniach symulacyjnych wykorzystano model kinematyczny układu przeładunkowego żurawia samojezdnego (rys. 3). Struktura układu przeładunkowego pokazuje możliwości ruchowe żurawia samojezdnego typu HDS HIAB XS111.



Rys. 3. Model kinematyczny układu przeładunkowego żurawia samojezdnego typu HDS HIAB XS111

Aby wyznaczyć zależności między współrzędnymi konfiguracyjnymi ( $\Omega_k, \delta_{m1}, \delta_{m2}, \delta_{t1}, \delta_{t2}, \delta_{t3}, \delta_{t4}, \delta_{t5}, \delta_{t6}$ ) i współrzędnymi bazowymi położenia kontenera wraz z zawieszem, w modelu symulacyjnym wprowadzono tymczasowe wiązania 3D, określające położenie układu przeładunkowego oraz jego elementów w pozycji transportowej, startowej, roboczej (pracy) oraz końcowej.

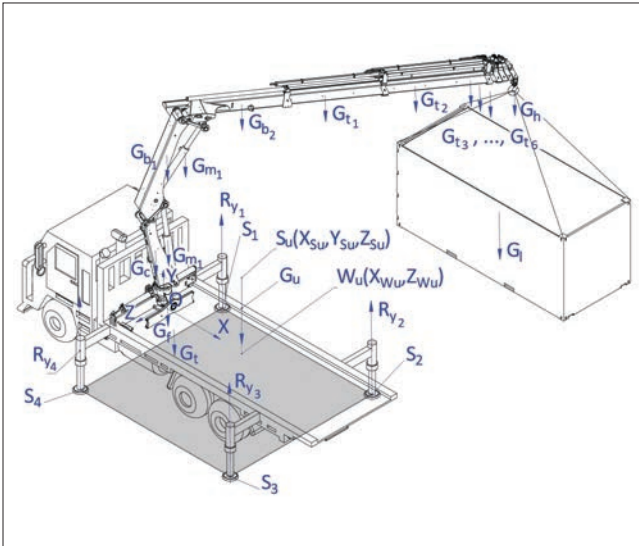
W celu wymuszenia względnego przemieszczenia kontenera / na potrzeby symulacji ruchu zamodelowano napędy wykonujące ruch obrotowy kolumny żurawia z prędkością  $\omega_k$  oraz napędy liniowe wymuszające ruch obrotowy wysięgników z prędkościami  $u_{w1}, u_{w2}$  oraz ramion teleskopowych z prędkościami  $u_{t1}, u_{t2}, u_{t3}, u_{t4}, u_{t5}, u_{t6}$ .

### Stateczność układu przeładunkowego żurawia samojezdnego

Stateczność żurawia zależy od położenia punktów podparcia podwozia. Linia przeprowadzona przez dwa skrajne punkty podparcia nazywa się krawędzią wywrotu.

W normie PN-ISO 4304:1998 [8] podano przykłady krawędzi wywrotu dla żurawi samojezdnego z podwoziami na kołach, podporach oraz gąsienicach. Widok żurawia samojezdnego typu HDS HIAB XS111 na podporach pokazano na rys. 4. Krawędziami wywrotu są linie  $S_1S_2, S_2S_3, S_3S_4, S_4S_1$ , łączące środki stóp podpór  $S_1, S_2, S_3, S_4$ .

Według polskiej normy PN-ISO 4305:1998 [9] żurawie samojezdne powinny być zdolne do pracy przy wietrze o prędkości mniejszej niż  $u_{wmax} = 8,3$  m/s.



Rys. 4. Uproszczony schemat do obliczenia reakcji w podporach

W niniejszym artykule do obliczeń stateczności przyjęto, że obciążenie układu jest sumą obciążeń wszystkich jego elementów ( $G_t, G_f, \dots, G_l$ ) i wynosi:

$$G_{uobl} = G_t + G_f + G_c + G_{b1} + G_{b2} + G_{t1} + \dots + G_{t6} + G_{m1} + G_{m2} + G_h + 1,25 \cdot G_l \quad (2)$$

Wartości do obliczeń według wzoru (2) są tak dobrane, że symulują działanie sił dynamicznych podczas typowych zadań żurawia. Przyjęto, że żuraw jest sterowany bezstopniowo, więc siły bezwładności są pomijalne.

Miarą zagrożenia przewróceniem się żurawia może być wartość siły nacisku na podłoże najmniej obciążonej podpory żurawia oraz wartość zmian tej siły w czasie. Wyznacznikami statycznych dopuszczalnych obciążeń żurawia, wynikającym z warunku utrzymania stateczności, są wartości reakcji podłoża na układ podporowy oraz położenie punktu przyłożenia składowej pionowej wypadkowej reakcji podłoża.

Reakcje w podporach wyznaczono na podstawie schematu obliczeniowego pokazanego na rys. 4.

W pierwszej kolejności trzeba wyznaczyć środek ciężkości układu przeładunkowego  $S_u(x_{Su}, y_{Su}, z_{Su})$ , w tym jego elementów składowych. Każdy punkt  $M_i$  układu przeładunkowego ma określoną skończoną masę  $m_i$ , a jego położenie w układzie współrzędnych  $Oxyz$  w każdej chwili określa promień-wektor  $\vec{r}_i$  i/lub trzy współrzędne  $x_i, y_i, z_i$ .

Środkiem masy układu jest punkt geometryczny  $S_u$ , którego promień-wektor  $\vec{r}_{S_u}$ :

$$\vec{r}_{S_u} = f(t) = \frac{\sum_{i=1}^n m_i \vec{r}_i}{m} \quad (3)$$

gdzie:  $m = \sum_{i=1}^n m_i$  – masa układu.

Współrzędne środka masy w układzie współrzędnych  $Oxyz$  są następujące:

$$\begin{aligned} x_{S_u} &= f(t) = \frac{\sum_{i=1}^n m_i x_i}{\sum_{i=1}^n m_i} \\ y_{S_u} &= f(t) = \frac{\sum_{i=1}^n m_i y_i}{\sum_{i=1}^n m_i} \\ z_{S_u} &= f(t) = \frac{\sum_{i=1}^n m_i z_i}{\sum_{i=1}^n m_i} \end{aligned} \quad (4)$$

Gdy znane jest położenie środka ciężkości  $S_u$  układu przeładunkowego, można sformułować równania równowagi dla sumy momentów względem osi  $x$ ,  $z$  oraz sumy rzutów sił na oś  $y$ . Obszar stateczności żurawia jest wyznaczony przez prostokąt  $S_1 S_2 S_3 S_4$ .

Jeżeli prosta działania wypadkowej pionowych sił nacisków  $G_u$  podpora na podłoże przechodzi przez punkt  $S_u$  na płaszczyźnie podłoża, określony współrzędnymi  $W_u(x_{W_u}, z_{W_u})$  i leżący wewnątrz prostokąta  $S_1 S_2 S_3 S_4$ , to żuraw stoi na wszystkich podporach.

Jeżeli natomiast wypadkowa reakcji przechodzi przez którąkolwiek z krawędzi wyrotu, wówczas oderwaniu od podłoża ulegają dwie przeciwległe podpory i w konsekwencji żuraw traci stateczność.

### Wyniki symulacji numerycznych układu przeładunkowego żurawia

Wykonano szereg symulacji dla różnych konfiguracji żurawia. Do badań symulacyjnych wykorzystano zintegrowany system CAD/CAE, pozwalający m.in. na:

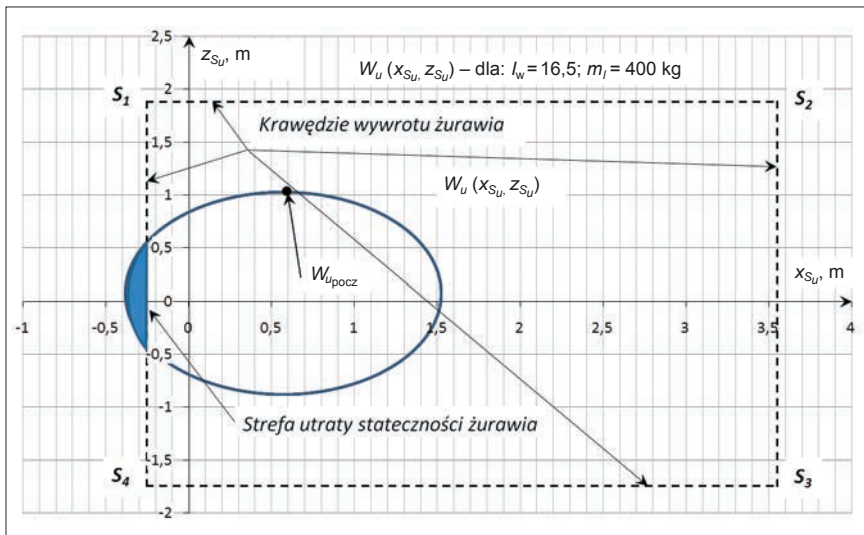
- dokładne określenie współrzędnych dowolnego punktu układu żurawia,
- zakreślenie trajektorii środka ciężkości żurawia  $W_u(x_{W_u}, z_{W_u})$ ,
- obliczenie reakcji w podporach  $R_{y1}, R_{y2}, R_{y3}, R_{y4} = f\{G_l, W_u(x_{W_u}, z_{W_u}), t\}$ ,
- wyznaczenie wartości udźwignięć oraz krzywych podnoszenia żurawia,
- określenie warunków stateczności żurawia w funkcji jego udźwignięcia i wysięgu.

Na potrzeby analizy stateczności przyjęto następujące założenia:

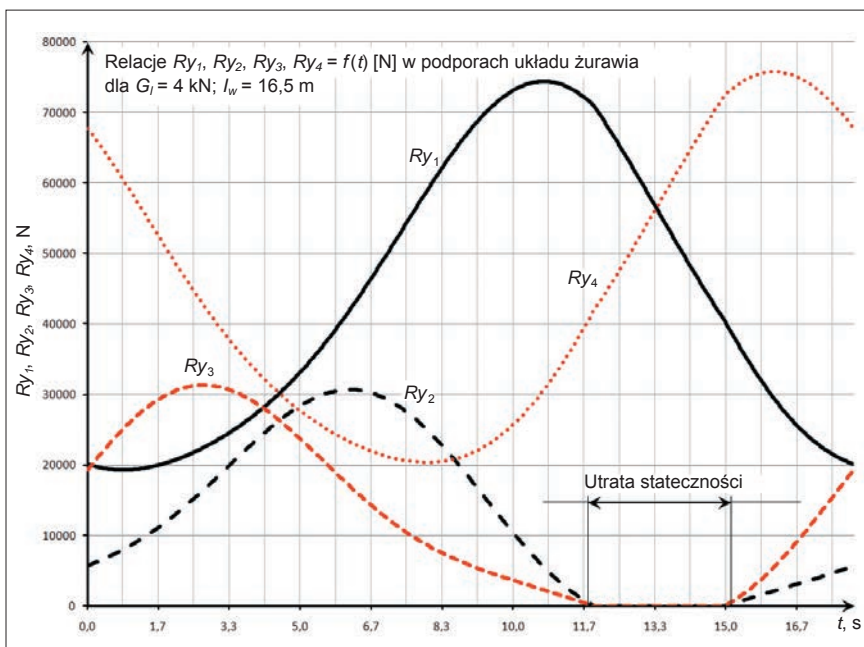
- żuraw jest ustawiony na stabilnym poziomym podłożu (pochylenie  $\alpha$  do 1%);
- żuraw jest wyposażony w wysięgniki  $w_1$  i  $w_2$  oraz ramiona teleskopowe  $t_1, t_2, t_3, t_4, t_5$  ustawione poziomo do podłoża;
- kąt obrotu kolumny żurawia  $\Omega_k$  zawiera się w przedziale od 0 do 360°;
- na żuraw nie działa siła parcia wiatru  $W$  (prędkość wiatru jest mniejsza od  $v_w \ll 8,3$  m/s, a więc pomijalna);
- ruchy robocze żurawia są sterowane płynnie, więc siły bezwładności  $D_H, D_V$  można pominać;
- wysięg poziomy żurawia  $l_w$  zawiera się w przedziale 2,547–16,53 m;
- masa przenoszonego ładunku  $Q_l$  zawiera się w przedziale 320–4060 kg;
- maksymalny moment udźwignięcia  $M_Q$  wynosi 100 kNm.

Na podstawie zmiany położenia środków ciężkości elementów żurawia podczas przenoszenia ładunku o masie  $m_l = 400$  kg przy wysięgu żurawia  $l_w = 16,5$  m wyznaczono współrzędne środka masy całego układu (rys. 5). W chwili rozpoczęcia pracy, tj. dla  $w_u = w_{u\text{pocz}}$  ( $x_{W_u} = 0,593$  m,  $z_{W_u} = 1,025$  m), żuraw stał na wszystkich podporach, jednak w trakcie wykonywania ruchu obrotowego kolumny w 11,8 s utracił w podporach  $S_2$  i  $S_3$  kontakt z podłożem.

Żuraw przez ok. 3,4 s wspiera się tylko na dwóch podporach  $S_1$  i  $S_4$ . Wówczas punkt  $W_u$  przyłożenia wypadkowej pionowej siły reakcji podłoża znajduje się poza krawędzią wyrotu  $S_1 S_4$ , w strefie utraty stateczności żurawia. Strefę utraty stateczności można również zaobserwować na rys. 6. Wyraźnie widać, że w tej strefie podpory  $S_2$  i  $S_3$  utraciły kontakt z podłożem, czego potwierdzeniem są wartości pionowych reakcji w tych podporach:  $R_{y2} = R_{y3} = 0$  N.



Rys. 5. Rzut na płaszczyznę poziomą  $Oxz$  trajektorii środka ciężkości masy  $W_u(x_{Su}, z_{Su})$  układu przeladunkowego żurawia przy przenoszeniu ładunku o masie  $m_l = 400$  kg (masa układu żurawia  $m_u = 11\,292$  kg, wysięg żurawia  $l_w = 16,5$  m)



Rys. 6. Reakcje podłoża na układ podporowy żurawia przy przenoszeniu ładunku o masie  $m_l = 400$  kg (wysięg żurawia  $l_w = 16,5$  m)

## Podsumowanie

W niniejszym artykule przedstawiono analizę stateczności dla wybranych konfiguracji żurawia samojezdnego typu HDS HIAB XS111. Do przeprowadzenia analizy i syntezy tego układu posłużono się opracowaną metodyką, obejmującą: stworzenie modelu parametrycznego elementów i całego układu w systemie CAD/CAE, zdefiniowanie konfiguracji z uwzględnieniem modelu kinematycznego i określenie warunków stateczności.

Przedstawione w artykule zależności można wykorzystać przy projektowaniu układu podporowego żurawia oraz automatycznego systemu kontroli stabilności układu podczas pracy. Kontrola stabilności może się odbywać automatycznie i w sposób ciągły, co pozwala operatorowi w pełni skoncentrować się na wykonywanych czynnościach – dynamiczne tworzenie obwiedni ładunku w zależności od pozycji środka ciężkości układu żurawia umożliwia całkowicie 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

- Budniak Z., Chudy J., Jasiukajtis Ł., Wojcieszak S. „Projekt samozakleszczającego się zawiesia żurawia samochodowego”. *Autobusy: Technika, Eksploatacja, Systemy Transportowe*. Nr 5 (2012): s. 56–62.
- Janusz J., Kłosiński J. „Wpływ wybranych strategii sterowania ruchami roboczymi żurawia samojezdnego na jego stateczność”. *Acta Mechanica et Automatica*. Vol. 10, No. 2 (2010): pp. 74–80.
- Kiliclsan S., Balkan T., Ider S.K. “Tipping loads of mobile cranes with flexible booms”. *Journal of Sound and Vibration*. Vol. 223 (1999): pp. 645–657.
- 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 – Artificial Intelligence Perspectives in Intelligent Systems*. Vol. 464 (2016): pp. 237–247.
- Majewski M., Kacalak W. “Intelligent speech-based interactive communication between mobile cranes and their human operators”. *Lecture Notes in Computer Science – Artificial Neural Networks and Machine Learning*. Vol. 9887 (2016): pp. 523–530.
- Majewski M., Kacalak W. “Human-machine speech-based interfaces with augmented reality and interactive systems for controlling mobile cranes”. *Lecture Notes in Computer Science*. Vol. 9812 (2016): pp. 89–98.
- Pajor M., Herbin P. „Modelowanie kinematyki prostej i odwrotnej żurawia samochodowego o strukturze redundantnej z wykorzystaniem środowiska matlab”. *Modelowanie Inżynierskie*. Nr 58 (2016): s. 44–50.
- PN-ISO 4304:1998 Żurawie samojezdne. Wyznaczanie stateczności.
- PN-ISO 4305:1998 Dźwignice. Żurawie samojezdne. Wyznaczanie stateczności.
- PN-ISO 4306-2:1998 Dźwignice. Terminologia. Żurawie samojezdne.
- Posiadała B., Tomala M. „Model obliczeniowy ruchu ładunku przenieszonego za pomocą dwuczłonowego układu chwytakowego”. *Modelowanie Inżynierskie*. T. 10, nr 41 (2011): s. 323–330.
- Posiadała B. et al. „Modelowanie, identyfikacja modeli i badanie dynamiki żurawi samojezdných”. Warszawa: WNT, 2005.
- Posiadała B., Waryś P. „Modelowanie i badania symulacyjne ruchu żurawia leśnego w cyklu roboczym”. *Modelowanie Inżynierskie*. T. 10, nr 41 (2011): s. 331–338.
- 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*. Vol. 135, No. 3:031008 (2013): pp. 1–6.
- Skrzymowski W. „Żurawie przeladunkowe. Budowa i eksploatacja”. Krosno: Wydawnictwo KaBe, 2006.
- Skrzymowski W. „Żurawie samojezdne i wieżowe. Konserwacja i montaż”. Krosno: Wydawnictwo KaBe, 2007.
- Suwaj S., Maczyński A. „Sprawdzanie stateczności żurawia w trakcie realizacji ruchów roboczych”. *Transport Przemysłowy*. Nr 4/10 (2002): s. 26–29.
- Tuchliński R. „Żurawie przeladunkowe typu HDS”. Warszawa: Liwna, 2012.
- Wua J., Guzzomi A., Hodkiewicz M. “Static stability analysis of non-slewing articulated mobile cranes”. *Australian Journal of Mechanical Engineering*. Vol. 12 (2014): pp. 60–76.