

*dźwignica, wielokołowy układ jezdny,
obciążenie dynamiczne,
jazda po nierównościach*

Marcin JASIŃSKI¹
Eugeniusz GRABOWSKI¹

OBCIĄŻENIA DYNAMICZNE USTROJÓW NOŚNYCH WIELOKOŁOWYCH DŹWIGNIC TOROWYCH WYWOŁANYCH JAZDĄ PO NIERÓWNOŚCIACH

W artykule omówiono wpływ średnicy kół jezdnych i układów wahaczowych dźwignic torowych na wartość obciążeń dynamicznych ustroju nośnego wywołanych jazdą po nierównościach. Omówiono relacje między częstością wymuszeń kinematycznych (zależną od prędkości jazdy i odległości między kolejnymi kołami) a częstością drgań własnych ustroju nośnego i wartościami obciążeń dynamicznych.

1. WPROWADZENIE

Podczas przejazdu przez nierówność torowiska (np. w postaci uskoku w miejscu styku szyn) na ustrój nośny dźwignicy, posiadającej wielokołowy wahaczowy układ jezdny, oddziałują kinematyczne wymuszenia jako powtarzające się okresowo zewnętrzne impulsy pobudzające ten ustrój do drgań. Ich amplituda jest miarą wielkości obciążeń dynamicznych w obliczeniach wytrzymałościowych wspomnianego ustroju nośnego dźwignicy torowej [1-5],[7], przyjmowanych zgodnie z normą europejską [8] i normą międzynarodową [9].

Zależnie od relacji między częstością impulsów pobudzających ustrój dźwignicy, wynikającą z prędkości jazdy i odległości kolejnych kół (rys. 1) a częstością drgań własnych ustroju nośnego, maksymalna wartość wspomnianej amplitudy jego drgań może wystąpić po przejeździe pierwszego lub kolejnego koła przez nierówność torowiska (rys. 2). Jest to ogólnie jest znany przypadek drgań wymuszonych, który jednak nie jest uwzględniony w ww. normach oraz literaturze przedmiotowej.

Do określenia wpływu najazdu drugiego koła można się posłużyć wyrażeniem na współczynnik wzmocnienia [2],[3]:

$$w = \frac{1}{\left| 2 \sin \pi \frac{\omega_o}{p} \right|} \quad (1)$$

¹ Zakład Inżynierii Maszyn Roboczych i Pojazdów Przemysłowych, Instytut Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn, Politechnika Wrocławska

w którym obok częstości drgań własnych ustroju nośnego dźwigni ω_o [rad/s] występuje częstość wymuszeń p [rad/s]

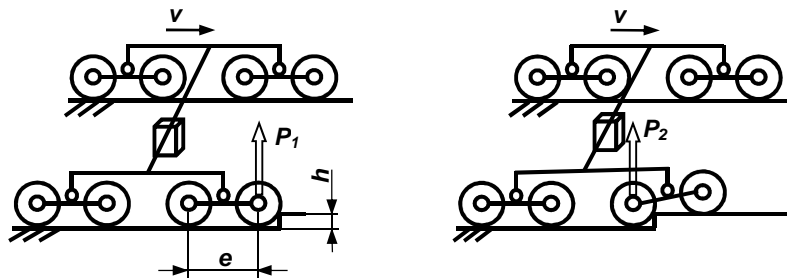
$$p = \frac{2\pi}{T_w} = \frac{2\pi}{\frac{v}{e}} \quad (2)$$

gdzie:

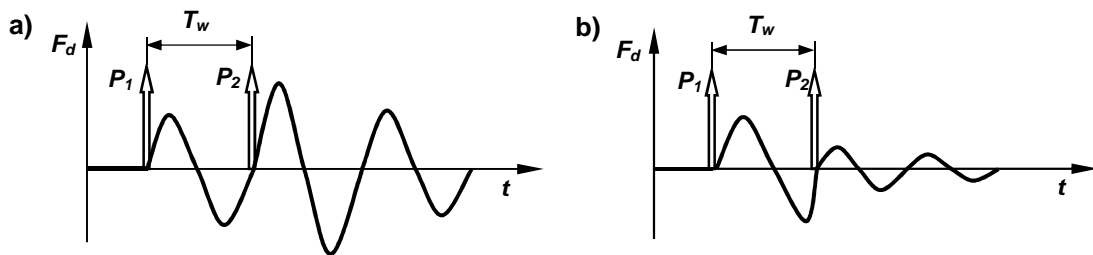
T_w – okresowość wymuszeń [s],

v – prędkość jazdy dźwigni [m/s],

e – odległość między kolejnymi kołami w wahaczu [m].



Rys. 1. Schemat ustroju nośnego dźwigni 8-kołowej przejeżdżającej nierówność na torze
Fig. 1. Diagram of 8-wheel crane supporting structure driving on uneven rail



Rys. 2. Obciążenia dynamiczne ustroju nośnego dźwigni jako odpowiedzi na wymuszenia kinematyczne od przejazdów kolejnych kół przez nierówności torowiska: a) wzmacnienie, b) wygaszenie

Fig. 2. Dynamic loads of the crane supporting structure caused by kinematic excitations from the next wheel: a) strengthening of vibration, b) vibration extinction

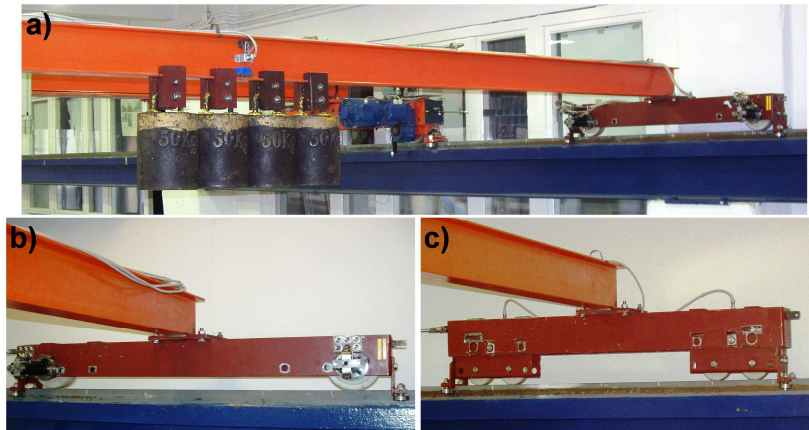
2. DOŚWIADCZALNY USTRÓJ NOŚNY DŹWIGNICY

Do eksperymentalnych badań pionowych obciążeń dynamicznych wywołanych przejazdami dźwigni przez nierówności torowiska [6],[7] zbudowano jednodźwigarowy doświadczalny ustrój nośny o rozpiętości 5,165m, który przyłączono do suwnicy zainstalowanej na tym samym torowisku w laboratorium Zakładu Inżynierii Maszyn Roboczych i Pojazdów Przemysłowych Politechniki Wrocławskiej (rys. 3).

Pomiary obciążeń dynamicznych przeprowadzono przy różnych parametrach dynamicznych doświadczalnego ustroju (różne częstotliwości drgań własnych) oraz różnych średnicach kół jezdnych ($\phi 80$, $\phi 100$, $\phi 150$). Koła były wykonane z wysoko wytrzymałego poliamidu i mocowane w czołownicach oraz w układach wahaczowych (rys. 4a, 4b). Odległość pomiędzy kolejnymi kołami w wahaczu wynosiła $e=0,13$ m. Masa reprezentująca

podniesiony ładunek była sztywno połączona z ustrojem nośnym w środku jego rozpiętości. Prędkości przejazdu przez nierówności wynosiły 0,5m/s i 1m/s.

Do pomiarów pionowych obciążeń dynamicznych ustroju nośnego wykorzystano zestaw tensometrów oporowych, połączonych w układzie pełnego mostka, które naklejono w środku rozpiętości tego ustroju. W badaniach rejestrowano również obciążenia dynamiczne kół jezdnych oraz układów wahaczowych za pomocą niekonwencjonalnych sworzni pomiarowych [7],[10],[11].



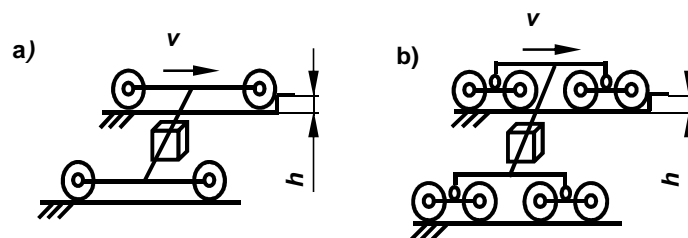
Rys. 3. Widok doświadczalnego ustroju nośnego: a) widok z poziomu torowiska, b) czołownica ze sztywno osadzonymi kołami jezdnych, c) czołownica z układem wahaczowym

Fig. 3. Experimental crane supporting structure: a) view from the rail track, b) crane with rigid embedded wheels, c) crane with multi-wheel system

3. BADANIA OBCIĄŻEŃ DYNAMICZNYCH USTROJU NOŚNEGO DŹWIGNICY WYWOŁANYCH JAZDĄ PO NIERÓWNOŚCIACH

W badaniach tych mierzono obciążenia dynamiczne ustroju nośnego oraz kół podczas przejazdów jednej z czołownic przez nierówność typu próg o wysokości 2mm (rys. 4).

Celem tych badań było m.in. określenie wpływu średnicy kół jezdnych (rys. 5) oraz układów wahaczowych (rys. 6) na wartości tych obciążeń.



Rys. 4. Schematy przejazdu dźwignicy przez nierówność typu próg:

a) dźwignica czterokołowa, b) ośmiokołowa

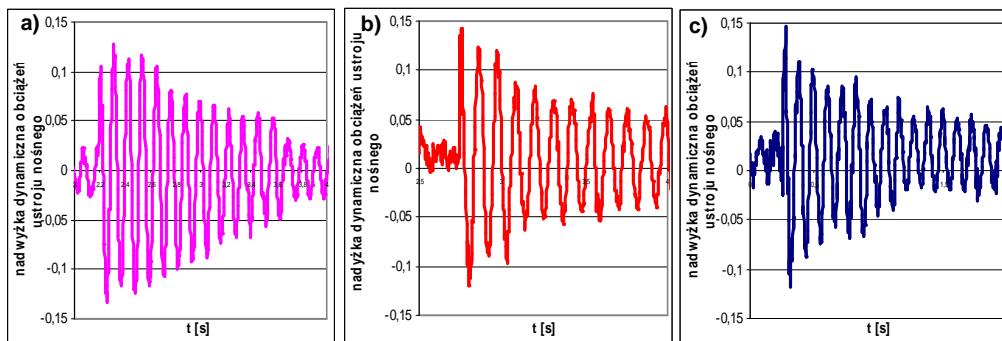
Fig. 4. Schemes of driving crane on uneven surface: a) 4-wheels, b) 8-wheels

Do porównania występujących obciążeń ustroju nośnego posłużono się nadwyżką dynamiczną δ_4 [7], która jest równa stosunkowi siły dynamicznej F_d (rys. 2) do obciążenia statycznego F_{st}

$$\delta_4 = \frac{F_d}{F_{st}} \quad (3)$$

Na rysunku 5 przykładowo przedstawiono przebiegi pionowych obciążeń dynamicznych doświadczalnego ustroju nośnego (o częstotliwości drgań własnych 8,8Hz), wywołane jego przejazdami przez nierówność $h=2\text{mm}$ z prędkością 0,5m/s i zarejestrowane dla trzech zestawów kół o różnych średnicach.

Natomiast w tabeli 1 zamieszczono wartości wspomnianej nadwyżki dynamicznej wyznaczone z pomiarów także podczas przejazdów tego ustroju nośnego z prędkością 1m/s i przy pięciu różnych częstotliwościach jego drgań własnych.



Rys. 5. Wpływ średnicy kół jezdnych na pionowe obciążenia dynamiczne ustroju nośnego:

a) $\phi 150\text{mm}$; b) $\phi 100\text{mm}$; c) $\phi 80\text{mm}$

Fig. 5. Effect of wheel diameter on the vertical dynamic load of the crane supporting structure: a) $\phi 150\text{mm}$; b) $\phi 100\text{mm}$; c) $\phi 80\text{mm}$

Tabela 1. Wartości nadwyżek dynamicznych ustroju nośnego o różnych częstotliwościach drgań własnych, średnicach kół i prędkościach przejazdu nierówności

Table 1. Surplus value of dynamic load of the crane supporting structure with different free vibration, wheel diameters and velocity

Częstotliwość drgań własnych ustroju [Hz]	Wartości nadwyżek dynamicznych					
	Prędkość jazdy 0,5m/s			Prędkość jazdy 1m/s		
	Koła $\phi 150$	Koła $\phi 100$	Koła $\phi 80$	Koła $\phi 150$	Koła $\phi 100$	Koła $\phi 80$
16,4	0,31	0,33	0,34	0,56	0,72	0,86
10,9	0,19	0,20	0,21	0,22	0,29	0,34
8,8	0,13	0,14	0,14	0,15	0,18	0,21
7,5	0,09	0,10	0,11	0,12	0,13	0,15
6,7	0,07	0,08	0,09	0,09	0,10	0,12

Powyższe zestawienie wyników badań uwidacznia znaczący wpływ średnicy koła na wartość obciążeń dynamicznych doświadczalnego ustroju nośnego, których największe wartości występują przy kołach o najmniejszej średnicy $\phi 80\text{mm}$.

Zróznicowanie tych obciążeń jest charakterystyczne zarówno dla przypadku ustroju nośnego z 4-kołowym układem jezdny jak i ustroju z wielokołowym układem wahaczowym (tabela 2).

W przypadku dźwignic z wahaczowymi układami jezdny, o niskich częstotliwościach drgań własnych ustroju nośnego i małych prędkości jazdy, najazd pierwszego koła na nierówność torowiska powoduje około dwukrotnie mniejsze wartości obciążeń dynamicznych ustroju nośnego w stosunku do dźwignic bez wahaczy. Dlatego też w obliczaniach współczynnika proporcjonalności k [1],[4],[7] zależnego od ilości kół jezdnych oraz struktury ustroju nośnego można przyjąć, że obciążenia te zmniejszają się proporcjonalnie w zależności od liczby kół.

Tabela 2. Wartości nadwyżek dynamicznych ustroju nośnego o różnych częstotliwościach drgań własnych, średnicach kół i układach jezdnych (z wahaczami lub bez nich)

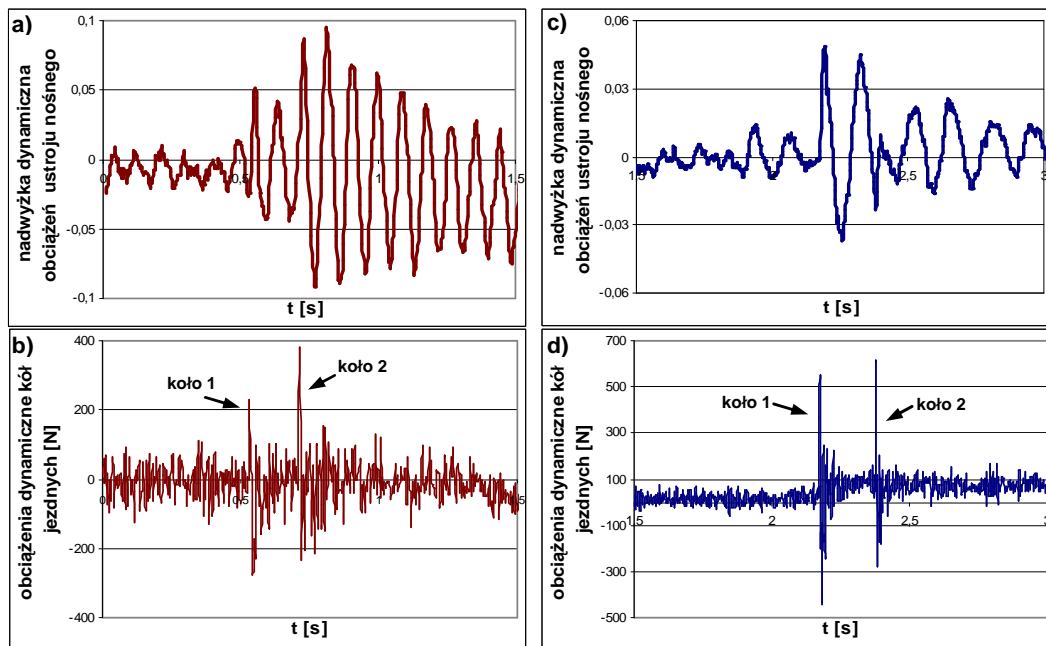
Table 2. Surplus value of dynamic load of the crane supporting structure with different free vibration, wheel diameters and driving systems

Częstotliwość drgań własnych ustroju [Hz]	Wartości nadwyżek dynamicznych											
	Prędkość jazdy 0,5m/s						Prędkość jazdy 1,0m/s					
	Koła $\phi 80$ mm			Koła $\phi 100$ mm			Koła $\phi 80$ mm			Koła $\phi 100$ mm		
	Bez wahacza	Wahacz 2-kołowy		Bez wahacza	Wahacz 2-kołowy		Bez wahacza	Wahacz 2-kołowy		Bez wahacza	Wahacz 2-kołowy	
		Koło 1	Koło 2		Koło 1	Koło 2		Koło 1	Koło 2		Koło 1	Koło 2
16,4	0,34	0,22	0,19	0,33	0,18	0,11	0,86	0,58	1,01	0,72	0,47	0,81
10,9	0,21	0,11	0,11	0,20	0,10	0,17	0,34	0,28	0,27	0,29	0,26	0,21
8,8	0,14	0,06	0,05	0,14	0,06	0,05	0,21	0,18	0,19	0,18	0,15	0,17
7,5	0,11	0,05	0,06	0,10	0,05	0,07	0,15	0,10	0,12	0,13	0,09	0,12
6,7	0,09	0,03	0,02	0,08	0,03	0,02	0,12	0,07	0,08	0,10	0,05	0,07

Na rysunku 6 widoczny jest wpływ relacji częstotliwości wymuszeń kinematycznych i drgań własnych ustroju nośnego na wartości jego obciążeń dynamicznych. W przedstawionych przebiegach częstotliwość wymuszeń od kół jezdnych jest taka sama i wynosi $f_w=3,8\text{Hz}$ (rys. 6b i 6c), natomiast częstotliwości drgań własnych ustroju na rys. 6a (wzrost obciążeń) i rys. 6.2c (zmniejszenie obciążeń) wynoszą odpowiednio $f_{UN}=7,5\text{Hz}$ i $f_{UN}=6,7\text{Hz}$.

Wzmocnienie lub wygaszenie amplitudy obciążeń doświadczalnego ustroju nośnego wskutek najazdu drugiego koła jego czołownicy lub wahacza występuje podobnie w przypadku kół o średnicy $\phi 80\text{mm}$ jak i w przypadku kół $\phi 100\text{mm}$. Tłumaczyć należy to niezmiennością warunków brzegowych, określonych wartościami ν , e , ω_o (rys. 1), w obu przypadkach średnic kół.

Wartości wzmocnienia (lub zmniejszenia) w_p amplitud mierzonych obciążeń dynamicznych doświadczalnego ustroju nośnego (jego odpowiedzi na wymuszenia), obliczone jako stosunek wartości nadwyżki dynamicznej δ_{K2} , wywołanej przejazdem koła drugiego w układzie wahaczowym, do wartości nadwyżki dynamicznej δ_{K1} wywołanej przejazdem koła pierwszego przez nierówność, zestawiono w tabeli 3 wraz z odpowiednimi wartościami wzmocnienia w obliczonymi według zależności (1).



Rys. 6. Wybrane przebiegi obciążeń pionowych ustroju nośnego wywołanych okresowymi wymuszeniami kinematycznymi $f_w=3,8\text{Hz}$: a), b) $-f_{UN}=7,5\text{Hz}$, c), d) $-f_{UN}=6,7\text{Hz}$

Fig. 6. Selected graphs of vertical load of the supporting structure caused by periodic kinematic exaltation $f_w=3,8\text{Hz}$: a), b) $-f_{UN}=7,5\text{Hz}$, c), d) $-f_{UN}=6,7\text{Hz}$

Tabela 3. Wartości wzmocnień w_p i w amplitud obciążeń dynamicznych wyznaczone na podstawie pomiaru i obliczone według wzoru (1)

Table 3. Gain values w_p and w of dynamic load amplitudes determined on the basis of measurements and calculated according to the formula (1)

Częstotliwość drgań własnych ustroju [Hz]	Częstość drgań własnych ustroju [rad/s]	$v = 0,5\text{m/s}; e = 0,13\text{m}$			$v = 1 \text{ m/s}; e = 0,13\text{m}$		
		Wartości w_p obliczone na podstawie pomiarów		Wartości w obliczone wg wzoru (1)	Wartości w_p obliczone na podstawie pomiarów		Wartości w obliczone wg wzoru (1)
		$\phi 80$	$\phi 100$		$\phi 80$	$\phi 100$	
16,4	102,9	0,86	0,61	0,68	1,74	1,73	1,25
10,9	68,4	1,00	1,70	1,00	0,96	0,81	0,64
8,8	55,3	0,83	0,83	0,64	1,06	1,15	1,14
7,5	47,1	1,20	1,40	3,13	1,20	1,24	6,25
6,6	41,4	0,67	0,67	0,64	1,14	1,36	1,15

Porównując wartości wzmocnień w_p i w zauważyć można, że pomimo występujących między nimi różnic, kierunki zmian tych wartości są generalnie zgodne w każdej z grup dla danej prędkości jazdy ($v=0,5$ i $v=1$ m/s) oraz danej średnicy koła ($\phi=80$ mm i $\phi=100$ mm).

Ta generalna zgodność zmian wartości wzmocnień w_p i w wskazuje na przydatność zależności (1) do wstępnej weryfikacji rozstawu i prędkości kół w wielokołowych układach jezdnych dźwignic, służącej ograniczeniu możliwości wzmocnienia amplitudy obciążeń dynamicznych ich ustrojów wskutek wspomnianej interferencji efektów wymuszeń od przejazdów kół.

W tabeli 3 zwraca uwagę silny, nie potwierdzony wynikami pomiarów, wzrost teoretycznej wartości w wg zależności (1) przy wartościach częstotliwości drgań własnych bliskich wielokrotnościom częstotliwości wymuszeń kinematycznych ($f_{UN} = \omega_0 / 2\pi = 7,5$ Hz i $f_w = p/2\pi = 3,8$ Hz).

4. PODSUMOWANIE

Na podstawie przedstawionych rozważań i analiz wyników przeprowadzonych badań można stwierdzić, że:

- poprawnie zaprojektowane wielokołowe wahaczowe układy jezdne dźwignic torowych o niskich częstotliwościach drgań własnych generują, proporcjonalnie do liczby kół, mniejsze pionowe obciążenia dynamiczne ich ustrojów nośnych wywołane kinematycznymi wymuszeniami podczas przejazdów przez nierówności, w porównaniu do czterokołowych,
- w dźwignicach torowych z wielokołowymi wahaczowymi układami jezdnymi może występować, charakterystyczne dla drgań wymuszonych, wzmocnienie amplitudy obciążeń dynamicznych ustrojów nośnych tych dźwignic, będące skutkiem interferencji efektów impulsów od przejazdów kolejnych kół przez nierówności, która jest szczególnie widoczna w przypadku częstotliwości tych wymuszeń bliskiej częstotliwości drgań własnych ustrojów;
- wspomniane wzmocnienie amplitudy obciążeń dynamicznych ustrojów nośnych dźwignic torowych z wielokołowymi wahaczami jezdnymi, na etapie projektowania, można skutecznie ograniczać poprzez zmianę prędkości jazdy lub zmianę odległości między kolejnymi kołami jezdnymi, natomiast w dźwignicach już istniejących poprzez odpowiednie sterowanie prędkością jazdy np. za pomocą układów falownikowych.

LITERATURA

- [1] KAZAK S. A., 1968, *Dinamika mostowych kranov*, Mašinstroenie, Moskva.
- [2] PIĄTKIEWICZ A., SOBOLSKI R., 1978, *Dźwignice*, WNT, Warszawa.
- [3] SCHEFFLER M., DRESIG H., KURTH F., 1977, *Unstetigförderer 2*, VEB Verlag Technik, Berlin.
- [4] GRABOWSKI E., KULIG J., 2008, *Metoda obliczania obciążeń dźwignic wywołanych jazdą po nierównościach*. Transport Przemysłowy, 1.

-
- [5] JASIŃSKI M., 2010, *Zagadnienia obliczeniowego wyznaczania obciążeń dźwignic wywołanych jazdą po nierównościach*. *Transport Przemysłowy i Maszyny Robocze*, 2/8, 24 - 27.
- [6] JASIŃSKI M., 2011, *Planowanie badań eksperymentalnych na doświadczalnym ustroju nośnym dźwignicy*, Referat konferencyjny, XXX Seminarium Kół Naukowych Studentów WAT, Warszawa.
- [7] JASIŃSKI M., DUDZIŃSKI P., GRABOWSKI E., 2012, *Wpływ podatności kół jezdnych na obciążenia dynamiczne ustrojów nośnych dźwignic*, Referat konferencyjny, XXV konferencja – Problemy Rozwoju Maszyn Roboczych, Zakopane.
- [8] Norma PN-EN 13001-2:2004. *Bezpieczeństwo dźwignic. Ogólne zasady projektowania, Część 2, Obciążenia*.
- [9] Norma PN-ISO 8686-1:1999. *Dźwignice. Zasady obliczania i kojarzenia obciążeń. Postanowienia ogólne*.
- [10] DUDZIŃSKI P., 1997, *Sworzeń do pomiaru siły obciążającej w połączeniu przegubowym*. Wzór użytkowy nr 55526, Polska.
- [11] DUDZIŃSKI P., 1995, *Niekonwencjonalny przetwornik do pomiaru sił i momentów w parach obrotowych maszyn*, II Konferencja naukowa, Metody doświadczalne w budowie i eksploatacji maszyn, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław.

DYNAMIC LOAD OF THE SUPPORTING STRUCTURE OF MULTI-WHEELED RAIL CRANE

The article describes the influence of the diameter of wheels and multi-wheeled suspension on the value of dynamic loads on crane supporting structure caused by driving over uneven rail. The article discusses the relationship between the frequency of kinematic excitation (depending on speed and distance between successive wheels) and the frequency of free vibration of the supporting structure on the value of dynamic loads.