

Problematyka modelowania obciążeń dynamicznych dźwignic wywołanych jazdą po nierównościach

Marcin Jasiński*

*Wydział Techniczny, Akademia im. Jakuba z Paradyża w Gorzowie Wlkp.,
ul. Chopina 52, 66-400 Gorzów Wielkopolski; mjasinski@ajp.edu.pl

Streszczenie: W artykule dokonano przeglądu norm i literatury tematycznej opisujących zagadnienie wyznaczania obciążeń dynamicznych dźwignic wywołanych jazdą po nierównościach, których znajomość jest istotna do prawidłowego wymiarowania ustrojów nośnych dźwignic, w szczególności w dźwignicach o dużych prędkościach ruchów roboczych. Przedstawiono czynniki istotnie wpływające na wartość tych obciążeń. Zaprezentowano wybrane modele dynamiczne dźwignic i metodykę ich budowania. Wskazano podobieństwa i różnice w modelowaniu obciążeń dynamicznych. Przedstawiono obliczone wartości współczynników dynamicznych. Przeprowadzono dyskusję uzyskanych wyników.

Słowa kluczowe: dźwignice, modelowanie obciążeń dynamicznych, jazda po nierównościach

Problems of modelling of dynamic loads acting on cranes caused by driving over uneven rails

Abstract: The article reviews the standards and literature describing the issue of determining dynamic loads acting on crane caused by travelling on uneven surfaces, the knowledge of which is essential for proper dimensioning of the supporting structures of cranes, in particular cranes for working at high movement speeds. It presents the factors significantly affecting the value of these dynamic loads. The article also demonstrates selected dynamic models of cranes and methodology of their building. Presented are the similarities and differences in the modeling of dynamic loads. Calculated values of the dynamic coefficients as well as discussion of the results are presented.

Keywords: cranes, modeling of dynamic loads, driving over uneven surfaces

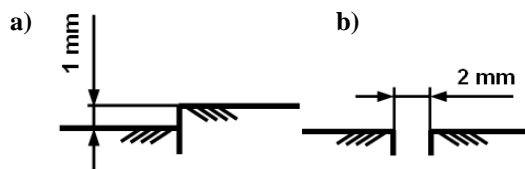
1. Wstęp

Dźwignice stanowią istotną grupę maszyn roboczych. Ich zadaniem jest przemieszczanie ładunków w pionie i poziomie, w tym podnoszenie i opuszczanie oraz ich przenoszenie. Cykliczna praca dźwignic prowadzi do powstawania zmiennych obciążeń dynamicznych wywołanych nie tylko ruchami roboczymi związanymi z przemieszczaniem ładunków, ale także wywołanych ich jazdą. Znajomość obciążeń dynamicznych jest istotna do prawidłowego wymiarowania ustrojów nośnych dźwignic, w szczególności w dźwignicach o dużych prędkościach ruchów roboczych.

Współczesne dźwignice o dużych wydajnościach osiągają prędkości jazdy większe od 120m/min. Wynika to z potrzeby szybkiego przemieszczania ładunków, w celu zminimalizowania czasów cykli roboczych. Przy tak dużych prędkościach, kiedy koło najedzie na nierówność podłoża pojawiają się wyraźnie dynamiczne oddziaływania w postaci wymuszeń kinematycznych i siłowych, które wpływają na dźwignicę oraz ładunek.

Wartości dopuszczalnych imperfekcje torów jezdnych dźwignic w miejscu styku szyn regulują odpowiednie normy [10,11]. Dopuszczalne odchyłki według wyżej wymienionych norm wynoszą (rys. 1):

- 1 mm w przypadku pręgu (różnica między główkami szyn),
- 2 mm w przypadku szczelin między odcinakami szyn.



Rys. 1. Nierówności w miejscach styku szyn torów jezdnych dźwignic: a) typu próg, b) typu szczelina

Norma dopuszcza również zwiększenie dopuszczalnych odchyłek w czasie eksploatacji maksymalnie o 20%. W ekstremalnych sytuacjach wartości nierówności typu próg mogą dochodzić do 5 mm, a w skrajnych przypadkach nawet do 10 mm, natomiast szczeliny do 20 – 30 mm [3].

2. Modelowanie obciążeń dynamicznych wywołanych jazdą po nierównościach

2.1. Czynniki istotnie wpływające na obciążenia dynamiczne

Czynniki istotnie wpływającymi na wartość obciążeń dynamicznych wywołanych jazdą po nierównościach przedstawianych w literaturze [1-5] oraz normach [7-9] są:

- sztywność ustroju nośnego,
- masa dźwignicy wraz z masą podniesionego ładunku,
- prędkość jazdy,
- średnica kół jezdnych,
- kształt i wielkość nierówności,
- ilości kół przejeżdżających przez nierówność.

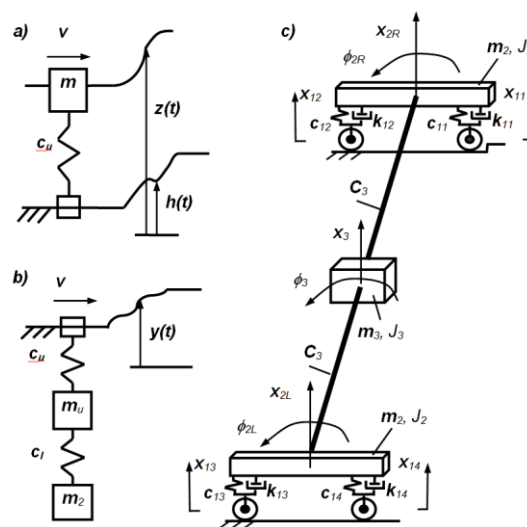
W praktyce mogą wystąpić trudności z dokładnym oszacowaniem niektórych wyżej wymienionych wielkości. Trudności te dotyczą między innymi wyznaczenia częstotliwości drgań własnych ustroju nośnego w przypadku dźwignic z kołami o nieliniowej charakterystyce sztywności promieniowej [6] (koła z tworzyw sztucznych), a także poprawnego ustalenia kształtu i wielkości imperfekcji.

Istotnym czynnikiem wpływającym na wartość obciążeń dynamicznych jest ilość kół przejeżdżających równocześnie przez nierówność. W modelu przedstawionym w normach [7,8] założono, że na jednakową nierówność najeżdżają wszystkie koła dźwignicy równocześnie. Założenie takie jest jednak dyskusyjne, bo mało prawdopodobne jest, aby np. w dźwignicy 4-kołowej wszystkie koła jednocześnie przejeżdżały przez cztery nierówności, chociaż jest to najbardziej niekorzystny przypadek wymuszenia. Bardziej

prawdopodobny jest przypadek równoczesnego najazdu obu kół po lewej i prawej stronie dźwignicy [2-5], wystąpi on dla dźwignic o bisymetrycznym układzie ustroju nośnego, np. suwnice pomostowe. Natomiast najbardziej prawdopodobny jest najazd jednego koła dźwignicy na jedną nierówność, ale wówczas należy przyjąć dodatkowe założenia i uproszczenia, co do sztywności skrętnej ustroju nośnego. W pracach [2,5] do wzorów używanych w obliczeniach obciążeń dynamicznych wywołanych jazdą po nierównościach wprowadzono współczynnik proporcjonalności, który pomniejsza wartość tych obciążeń zależnie od ilości kół w węzle układu jezdnego przejeżdżających przez nierówność.

2.2. Modele dynamiczne do wyznaczania obciążeń

Modele dynamiczne dźwignic do wyznaczania obciążeń dynamicznych wywołanych jazdą po nierównościach tworzone są przy odpowiednio różnych założeniach upraszczających, spośród których wspólnymi są założenia: o nieodkształcalności podłoża, kół i zestawów kołowych (w przypadku dźwignic torowych), stałej prędkości jazdy podczas pokonywania nierówności.



Rys. 2. Modele dynamiczne do obliczeń obciążeń dźwignic wywołanych jazdą po nierównościach: a) model jednomasowy wg [2,5,7,8]; b) model dwumasowy wg [3]; c) model wielomasowy wg [4]

Zależnie od liczby stopni swobody modeli obliczeniowych ich podstawowe parametry takie jak sztywności i masy skupione reprezentują zredukowane do wybranych punktów rzeczywistych ustrojów nośnych dźwignic ich sztywności pionowe i sztywności układów ciągnowych oraz masy skupione ustroju nośnego i masy podniesionego ładunku.

W przedmiotowej literaturze [1-5] oraz normach [7,8] do obliczania tych obciążeń wykorzystuje się dyskretne modele dynamiczne płaskie i przestrzenne (rys. 2) o bardzo różnej liczbie stopni swobody (od 1

do 6) i zdeterminowanym wymuszeniu kinematycznym wywołanym przez pionowe przemieszczenia $h(t)$ lub $y(t)$ (pionowej składowej nierówności) wybranego reonomicznego więzu (więzów) lub jego masy modelu w funkcji czasu (rys. 2 a, b).

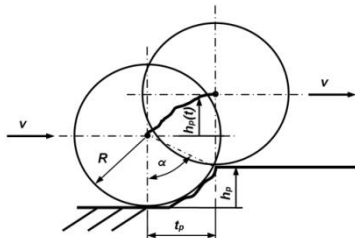
W modelu jednomasowym wg [2,5,7,8] (rys. 2a) przyjmuje się, że wymuszenie kinematyczne oddziałuje na środek ciężkości ustroju nośnego. Takie wymuszenie zaistnieje, gdy wszystkie koła najadają na nierówność o tej samej wysokości. Model ten jest modelem bardzo prostym składającym się z masy zredukowanej składającej się z ustroju nośnego i ładunku oraz sztywności zastępczej ustroju nośnego dźwignicy.

W analizie dwumasowego modelu wg [3] (rys. 2b) założono najazdu dwóch kół na nierówność jednocześnie na obu torach. W modelu tym rozpatrywane są dwie sztywności i dwie masy skupione tj. sztywność ustroju nośnego dźwignicy i jej masę skupioną w środku ciężkości oraz sztywność układu ciągnowego i masy ładunku. Wartość obciążeń dynamicznych wywołanych przejazdem przez nierówność jest pomniejszona proporcjonalnie w zależności od ilości kół w każdym z punktów podparcia dźwignicy oraz od sposobu rozmieszczenia tych kół.

Natomiast w analizie przestrzennego wielomasowego modelu wg [4] (rys. 2c) zakłada się niejednoczesność najazdu kół (po obu stronach) na nierówność. Dla oszacowania powstałych obciążeń dynamicznych analizuje się model o bisymetrycznym rozłożeniu zredukowanych mas skupionych i sztywnościach zastępczych ustroju nośnego z uwzględnieniem sprężystego zawieszenia kół jezdnych.

2.3. Funkcje wymuszenia kinematycznego

Wymuszenia kinematyczne stosowane od wyznaczania obciążeń dynamicznych opisywane są za pomocą funkcji $h(t)$ lub $y(t)$ (rys. 2). Równania tych funkcji przybliżają trajektorię środka koła jezdnych podczas przejazdu przez nierówność.

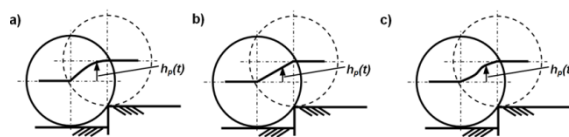


Rys. 3. Przykładowa trajektoria środka koła podczas przejazdu przez nierówność typu próg

Na kształt trajektorii środka koła wpływa szereg czynników m.in.: sztywność promieniowa kół jezdnych, kształt nierówności, obciążenie kół, czy prędkość jazdy dźwignicy. W dotychczasowych obliczeniach obciążeń, w przypadku przejazdu przez

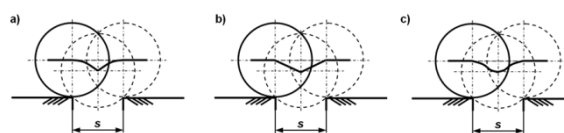
nierówność typu próg, stosuje się trzy funkcje opisujące kształt krzywej (rys. 4), tj.:

- łuk o promieniu koła [3,4,5] (rys. 4a),
- linia prosta [2] (rys. 4b),
- funkcja cosinus [7,8] (rys. 4c).



Rys. 4. Trajektorie środka koła podczas przejazdu przez ostry próg stosowane w obliczeniach: a) łuk o promieniu koła; b) linia prosta; c) wykres funkcji cosinus

Przy wyznaczeniu krzywej opisującej trajektorie koła podczas przejazdu przez nierówność typu szczelina o szerokości s postępuje się analogicznie jak przy najeździe i zjeździe z nierówności typu próg, ponieważ jest to połączenie tych dwóch nierówności (rys. 5). W pracach [2,5] pomija się wpływ szczelin na wartość obciążeń ustroju nośnego dźwignicy, a rozważa się jedynie nierówności typu próg.



Rys. 5. Trajektorie środka koła podczas przejazdu przez ostry próg stosowane w obliczeniach: a) łuk o promieniu koła; b) linia prosta; c) wykres funkcji cosinus

3. Obliczenia obciążeń dynamicznych dźwignic wywołanych jazdą po nierównościach

Według obowiązujących norm [7,8] wartości obciążeń dynamicznych wywołanych jazdą po nierównościach należy wyznaczyć mnożąc siły ciężkości dźwignicy i podniesionego ładunku przez współczynnik ϕ_4 , którego wartości są podane w odpowiednich normach europejskich (według informacji w normie [7]), a w rzeczywistości dopiero będą określone jego wartości dla poszczególnych dźwignic z uwzględnieniem szczegółowych tolerancji wykonania torów i warunków dla podłoża. W przypadku braku wartości współczynnika ϕ_4 można go wyznaczyć korzystając z uproszczonego jednomasowego modelu dynamicznego ustroju nośnego dźwignicy (rys. 2a) i wyznacza się według odpowiednich wzorów dających się zapisać ogólną formułą (1), w której składnik δ_4 określa dynamiczną nadwyżkę obciążeń ustroju nośnego dźwignicy wywołaną przejazdem jej kół przez nierówności typu próg i szczelina, która jest równa stosunkowi siły dynamicznej do obciążenia statycznego.

$$\phi_4 = 1 + \delta_4 \quad (1)$$

Wartość współczynnika δ_4 wyznacza się następująco:

- w przypadku progu

$$\delta_4 = \left(\frac{\pi}{2}\right)^2 \frac{v^2}{gR} \xi_s \quad (2)$$

- w przypadku szczeliny

$$\delta_4 = \left(\frac{\pi}{2}\right)^2 \frac{v^2}{gR} \xi_G \quad (3)$$

gdzie:

v – stała prędkość jazdy dźwignicy [m/s],

R – promień koła jezdnego [m],

g – przyspieszenie ziemskie [m/s²],

$\xi_S(\alpha_S)$, $\xi_G(\alpha_G)$ – współczynniki funkcji nierówności określające maksymalne pobudzenie w okresie po przejeździe koła przez nierówność.

Wartości współczynników $\xi_S(\alpha_S)$, $\xi_G(\alpha_G)$ można wyznaczyć analitycznie korzystając z wyrażenia podanego w normie [8] lub z wykresu (rys. 5 w normie [7]) przy czym:

$$\alpha_s = \frac{2f_q h_p}{v} \sqrt{\frac{2R}{h_p}} \quad (4)$$

$$\alpha_G = \frac{f_q e_G}{v} \quad (5)$$

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c_u}{m_z}} \quad (6)$$

gdzie:

h_p – wysokość nierówności typu próg [m],

e_G – szerokość szczeliny [m],

f_q – częstotliwość drgań jednomasowego modelu dźwignicy [Hz],

c_u – sztywność zastępcza ustroju nośnego dźwignicy [N/m],

m_z – masa zastępcza dźwignicy i podnoszonego ładunku [kg].

W opisach zawartych w [7,8] nie ma odniesienia do ilości kół jezdnych i struktury geometrycznej ustroju nośnego. Takie wymuszenie wystąpi tylko wówczas, gdy wszystkie koła dźwignicy jednocześnie najadą na nierówność o takim samym kształcie i wysokości (w przypadku progu) lub szerokości (w przypadku szczeliny). Model przedstawiony w jest modelem bardzo prostym i składa się z zastępczej masy skupionej m_z będącej sumą masy dźwignicy i masy podniesionego ładunku oraz zastępczej sztywności c_u ustroju nośnego (rys. 2a).

Korzystając ze wzorów według [7,8] do obliczeń rozważanych obciążeń dynamicznych ważne jest możliwie dokładne oszacowanie częstotliwości drgań własnych dźwignicy. Dyskusyjne jest uproszczenie dotyczące wyznaczenia zredukowanej masy dźwignicy pobudzanej do drgań. W obliczeniach częstotliwości drgań własnych uwzględniana jest cała masa dźwignicy, a nie masa zredukowana w rzeczywistości pobudzana do drgań. Takie

uproszczenie powoduje niedoszacowanie istotnego parametru – częstotliwość drgań własnych ustroju nośnego – wpływającego na wynik końcowy. Jednocześnie w normie [7] jest zapis, że jeżeli częstotliwość drgań nie jest znana, to należy przyjąć 10 Hz.

W pracy [5] odniesiono się krytycznie i zasygnalizowano szereg wątpliwości wynikający ze sposobu obliczenia współczynnika obciążeń dynamicznych ϕ_4 . Opisano zastrzeżenia, co do sposobu obliczenia wyżej wymienionego współczynnika, określenia wysokości nierówności h_p , kształtu trajektorii środka masy $h_{m(t)}$ oraz, że po przekroczeniu pewnej prędkości jazdy obciążenia dynamiczne wyznaczone według [38, 39] posiadają ustaloną wartość i zaproponowano własny sposób wyznaczenia obciążeń dynamicznych dźwignic wywołanych jazdą po nierównościach. W analizie tych obciążeń posłużono się również jednomasowym modelem dynamicznym dźwignicy (analogicznym jak w normach [7,8]), natomiast funkcją opisującą wymuszenie kinematyczne jest łuk o promieniu koła. Do równania wprowadzono także współczynnik proporcjonalności, który jest zależny od ilości kół jezdnych przejeżdżających przez nierówność. Wartość nadwyżki dynamicznej wyrażono zależnością:

$$\delta_4 = k \cdot \frac{v^2}{gR} \cdot 2 \sin\left(\frac{\omega \cdot t_p}{2}\right) \quad (7)$$

gdzie:

k – współczynnik proporcjonalności [-],

ω – częstość drgań własnych ustroju nośnego dźwignicy [rad/s],

t_p – czas przejazdu przez nierówność [s].

Analiza obciążeń dynamicznych wywołanych jazdą po nierównościach na jednomasowym modelu dźwignicy została przeprowadzona również w [2]. Kształt wymuszenia kinematycznego (rys. 4b) jest aproksymowany za pomocą linii prostej, a wyrażenia opisujące wartość nadwyżki dynamicznej wyznacza się w zależności od prędkości jazdy dźwignicy. W przypadku mniejszych prędkościach jazdy dźwignicy, równanie ma postać:

$$\delta_4 = v\omega \sqrt{\frac{2h_p}{g^2 R}}, \text{ gdy } v \ll \omega \sqrt{\frac{Rh_p}{2}} \quad (8)$$

natomiast w przypadku większych prędkościach jazdy:

$$\delta_4 = \frac{\omega^2 h_p}{g} \left(1 - \frac{\omega^2 R h_p}{12v^2}\right), \text{ gdy } v \gg \omega \sqrt{\frac{Rh_p}{2}} \quad (9)$$

W równaniach (8) i (9) nie uwzględniono ilości kół przejeżdżających przez nierówność.

W analizie dwumasowego modelu przedstawionego w [3] (rys. 2b) założono jednoczesny przejazd przez nierówność dwóch kół po jednym na lewym i prawym torze jezdnym. Do wyznaczenia obciążenia dynamicznego ustroju nośnego przeprowadza się analizę układu, którego

parametrami są dwie sztywności i dwie masy skupione, tj. sztywność ustroju nośnego dźwigni c_u i jego masę zredukowaną mu skupioną w środku ciężkości oraz sztywność układu ciągnowego c_l i masy podniesionego ładunku m_2 . Wartość działającego na model wymuszenia wywołanego przejazdem przez nierówność jest pomniejszona proporcjonalnie w zależności od ilości kół w każdym z punktów podparcia dźwigni. Opisano również, że układy ciągnowe zmniejszają obciążenia dynamiczne ustroju nośnego wywołane jazdą po nierównościach o 30 – 40%. W zależności do obliczeń wartości obciążeń dynamicznych wywołanych jazdą po nierównościach pomięto wpływ układów ciągnowych, prędkości jazdy dźwigni, średnicy kół jezdnych.

$$\delta_4 = \frac{k\omega^2 h_p}{g} \quad (10)$$

W analizie przestrzennego wielomasowego modelu według [4] (rys. 2c) rozpatruje się jednocześnie najazd dwóch kół dźwigni (po jednym na każdym torze jezdnych) oraz najazd jednego koła na nierówność. Do oszacowania powstałych obciążeń dynamicznych użyto model o bisymetrycznym rozłożeniu zredukowanych mas skupionych i sztywnościach zastępczych ustroju nośnego z uwzględnieniem sprężystego zawieszenia kół jezdnych. Model ten został zbudowany na podstawie rzeczywistej dźwigni. Wyniki otrzymane na podstawie analiz teoretycznych poddano eksperymentalnej weryfikacji.

Tab. 1. Wartości nadwyżek dynamicznych wyznaczonych na podstawie norm i literatury

Prędkość jazdy dźwigni	Częstotliwość drgań własnych ustroju nośnego dźwigni	Obliczone wartości nadwyżki dynamicznej δ_4				
		Według norm [7,8] ze wzoru (2)	Według [5] ze wzoru (7)	Według [2] ze wzoru (8) lub (9)	Według [3] ze wzoru (10)	Według normy [9]
m/s	Hz	–	–	–	–	–
0,3	5	0,10	0,12	0,14	0,10	0,05
	8	0,23	0,17	0,20	0,26	
	10	0,33	0,18	0,26	0,40	
1,0	5	0,10	0,45	0,10	0,10	0,10
	8	0,25	0,71	0,25	0,26	
	10	0,39	0,88	0,38	0,40	
1,5	5	0,10	0,68	0,10	0,10	0,15
	8	0,26	1,08	0,25	0,26	
	10	0,40	1,34	0,40	0,40	

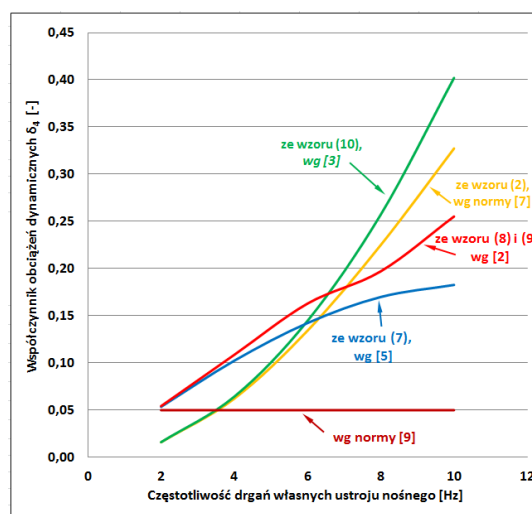
W normie [9], do niedawna obowiązującej w Polsce, dotyczącej obliczeń obciążeń ustrojów nośnych dźwigni, zalecano uwzględnianie obciążeń

dynamicznych od tzw. ruchów torowych, czyli obciążeń wywołanych przejazdem dźwigni przez nierówności styków szyn na torze jezdnych.

Wpływ tych czynników był wyrażany współczynnikiem zwiększającym pionowe obciążenia statyczne, którego wartości były uzależnione od prędkości jazdy dźwigni i rodzaju styku szyn (spawane, niespawane).

4. Porównanie normowych i literaturowych metod obliczeń

W tabeli 1 oraz rysunkach 6 i 7 przedstawiono przykładowe wartości nadwyżek dynamicznych δ_4 wywołanych jazdą po nierównościach obliczonych według wzorów (2), (7), (8) lub (9) – w zależności od warunku prędkości, ze wzoru (10) oraz odczytanych z tabeli w normie [9]. Wartości te wyznaczono dla danych właściwych suwnicom pomostowym, których wszystkie koła jednocześnie najjeżdżają na nierówność (współczynnik proporcjonalności $k=1$) typu próg o wysokości $h_p=0,001m$, promień kół jezdnych $R=0,1m$. Ponieważ zależności (2) i (8) nie uwzględniają współczynnika proporcjonalności k zależnego od ilości kół przejeżdżających przez nierówność, w obliczeniach założono najbardziej niekorzystny, a zarazem najmniej prawdopodobny przypadek najazdu wszystkich kół na jednakową nierówność.

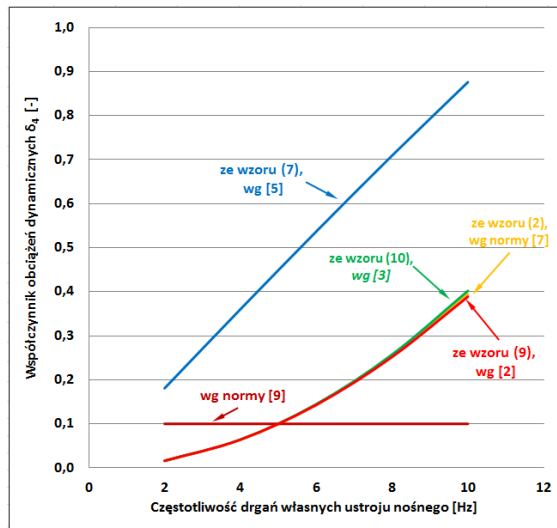


Rys. 6. Wpływ częstotliwości drgań własnych ustroju nośnego na wartość obciążeń dynamicznych δ_4 : $v=0,3m/s$, $R=0,1m$; $h_p=0,001m$; $k=1$

Dla zestawionych w tabeli 1 wartości obciążeń dynamicznych można zauważyć, że na ich wartość istotnie wpływa prędkość jazdy jak i częstotliwość drgań własnych.

Nadwyżki dynamiczne δ_4 obliczone według wzorów (2), (9) i (10) w porównaniu z stosowanymi do niedawna wymaganiami normy [9] są zgodne dla ustrojów nośnych o niskich częstotliwościach drgań własnych (małej sztywności ustroju nośnego), natomiast w przypadku ustrojów o wysokich

częstotliwościach drgań np. 10 Hz różnice w wartościach tych współczynników są znaczące (różnica 3 – 4 krotna).



Rys. 7. Wpływ częstotliwości drgań własnych ustroju nośnego na wartość obciążeń dynamicznych δ_4 : $v=1\text{m/s}$, $R=0,1\text{m}$; $h_p=0,001\text{m}$; $k=1$

Wartości nadwyżek dynamicznych δ_4 wyznaczone dla małych prędkości wynoszącej $v=0,3\text{m/s}$ (rys. 6) przyjmują różne wartości. Natomiast przy prędkości $v=1\text{m/s}$ wartości obciążeń obliczonych ze wzorów (2), (9) i (10) są zgodne, pomimo że w obliczeniach przyjęto inne funkcje wymuszenia kinematycznego.

Obciążenia dynamiczne ustroju nośnego obliczone na podstawie [5] w przypadku wyższych prędkości jazdy suwnicy znacząco odbiegają od pozostałych.

5. Wnioski

Z przedstawionego przeglądu publikowanych prac i norm wynika, że opracowane dotychczas metody obliczeń obciążeń dynamicznych wywołanych jazdą po nierównościach zawierają wiele założeń uproszczających, a przyjmowane założenia niejednokrotnie są odmienne. Pomimo tych rozbieżności obliczone wartości obciążeń dynamicznych w przypadku niektórych modeli są ze sobą zbieżne.

Różnorodność rozwiązań konstrukcyjnych ustrojów nośnych dźwignic generalnie wymaga tworzenia odpowiednio odrębnych modeli fizycznych umożliwiających wyznaczenie wartości obciążeń dynamicznych wywołanych jazdą po nierównościach.

Używanie prostych modeli musi być oparte na znajomości zachodzących zjawisk dynamicznych będących podstawą świadomego przyjmowania uproszczeń w opracowanym modelu, zapewniającym uzyskanie wiarygodnych wyników obliczeń.

Literatura

- [1] Piątkiewicz A., Sobolski R., 1978, Cranes. WNT, Warszawa.
- [2] Scheffler M., Dresig H., Kurth F., 1977, Non-continuous conveyors 2, VEB Technical publishing, Berlin.
- [3] Kazak S. A., 1966, The impact of rail unevenness on dynamic loads of load supporting structures of the cranes. Viestnik Masnostroenija Nr 3/1966.
- [4] Ramakoteswara Rao K., Parameswaran M. A., 1978, Dynamic loading of an overhead crane by rail unevenness. Feeding and lifting 28 Nr 5/6.
- [5] Grabowski E., Kulig J., 2008, The method of calculating the loads of cranes caused by driving on unevenness. Industrial Transport nr 1/2008.
- [6] Jasiński M. 2010, Problems of the calculation of the crane loads caused by driving on uneven. Transport of vehicles and working machines nr 2/2010.
- [7] Standard PN-EN 13001-2: 2004: Safety of cranes. General design principles. Part 2: Loads.
- [8] Standard PN-ISO 8686-1: 1999: Cranes. Rules for calculating and matching loads. General provisions.
- [9] Standard PN-86/M-06514. Cranes. Loads in calculations of hoisting load supporting structure.
- [10] Standard PN-M-45495. Cranes. Tracks semi-gantry cranes and gate cranes. Requirements.
- [11] Standard PN-91/M-45457. Cranes. Tracks of overhead traveling cranes. Requirements