

ве / В.Н. Гриднев, А.З. Рамм. – М.: Машиностроение, 1983. – 70 с.

4. Ящерицын Л.И. Качество поверхности и точность деталей при обработке абразивными инструментами / Л.И. Ящерицын. – Минск: Госиздат БССР, 1959.

Bibliography:

1. Maslovsky V.V. Honing and lapping works / V.V. Maslovsky. – M.: Vysshaya shkola, 1966. – 240 p. (Rus.)
2. Kremen Z.I. Abrasive operational development / Z.I. Kremen, A.I. Pavlyuchuk. – L.: Mashinostroenie, 1967. – 114 p. (Rus.)
3. Gridnev V.N. Precision details operational development mechanization in small-scale production / V.N. Gridnev, A.Z. Ramm. – M.: Mashinostroenie, 1983. – 70 p. (Rus.)
4. Yascheritsyn L.I. Surface quality and details accuracy when processing by abrasive tools / L.I. Yascheritsyn. – Minsk: Gosizdat BSSR, 1959. (Rus.)

Рецензент: М.В. Маргулис

д-р техн. наук, профессор ГВУЗ «ПГТУ»

Статья поступила 28.11.2013

УДК 621.878.4:656.135.5

© Карпенко Т.М.¹, Нефёдов І.О.², Пороховник Д.К.³

ДОСЛІДЖЕННЯ СТІЙКОСТІ РУХУ ТЕЛЕСКОПУЄМОГО ВАНТАЖОПІДЙОМНИКА

Викладена методика підбору поєднання конструктивних, пружних, демпфуючих та експлуатаційних параметрів автотранспортуванця і рами телескопуємого вантажопідйомника, які забезпечать допустимі значення амплітуд коливань піднятого вантажу під час руху по синусоїдальній дорозі. Запропонований і реалізований алгоритм практичного використання результатів роботи.

Ключові слова: автотранспортувач, вимушені коливання, власна частота, критична швидкість, амплітуда.

Карпенко Т.Н., Нефёдов И.А., Пороховник Д.К. Исследование стойкости движения телескопируемого грузоподъемника. Изложена методика выбора сочетания конструктивных, упругих, демпфирующих и эксплуатационных параметров автопогрузчика и рамы телескопируемого грузоподъемника, которые обеспечат допустимые значения амплитуд колебаний поднятого груза при движении по синусоидальной дороге. Предложен и реализован алгоритм практического использования результатов работы.

Ключевые слова: автопогрузчик, вынужденные колебания, собственная частота, критическая скорость, амплитуда.

T.M. Karpenko, I.O. Nefyodov, D.K. Porohovnik. Research of motion stability of the folding forklift. The methods of selecting a combination constructive, elastic, damping and operational parameters of autoloader and frame forklift are outlined. Optimal combination of these parameters provide the valid values of oscillation amplitudes raised the cargo when driving on the road sinusoidal. Algorithm of practical application the results of the work is proposed for application.

Keywords: autoloader, forced oscillations, eigenfrequency, critical velocity, amplitude.

¹ канд. фіз.-мат. наук, доцент, ДВНЗ «Приазовський державний технічний університет», м. Маріуполь

² старший викладач, ДВНЗ «Приазовський державний технічний університет», м. Маріуполь

³ студент, ДВНЗ «Приазовський державний технічний університет», м. Маріуполь

Постановка проблеми. Останнім часом велика увага приділяється проблемам підвищення надійності і довговічності автонавантажувачів, які є основними засобами транспортування при вантажно-розвантажувальних роботах через наявність широкої номенклатури швидкозмінних вантажозахоплювальних пристроїв у поєднанні з мобільністю і автономністю приводу. Через те, що при таких роботах механізм вантажопідйомника повинен задовольняти умовам точності відтворення заданих переміщень піднятого вантажу, необхідно знайти амплітуди вимушених коливань рами з вантажем і порівняти їх з допустимими значеннями. Особливо це є актуальним при русі автонавантажувача з телескопуємим вантажопідйомником по нерівній дорозі (по вибоїнах дорожнього полотна, при залізничних переїздах та ін.).

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Аналіз останніх досліджень і публікацій показав, що динаміка автонавантажувача вивчалась без врахування особливостей конструкції телескопуємого вантажопідйомника при коливаннях об'єкта по хвилястій дорозі [1-3]. В роботах отримані формули для амплітуд таких коливань рами телескопуємого вантажопідйомника без врахування рівномірно розподіленої її маси.

Мета роботи. Метою даної роботи є надання рекомендацій щодо поєднання конструктивних, пружно-демпфуючих та експлуатаційних параметрів автонавантажувача і рами телескопуємого вантажопідйомника (враховуючи її масу), що забезпечать допустимі для експлуатації відхилення піднятого вантажу.

Викладення основного матеріалу. Для того щоб скласти динамічне рівняння руху об'єкту, побудована динамічна модель: закріплена на автопідйомнику рама вантажопідйомника, вагою P , з вантажем, вагою G (рис. 1), замінена пружним стержнем, який знаходиться в серединній площині автонавантажувача (рис. 2).

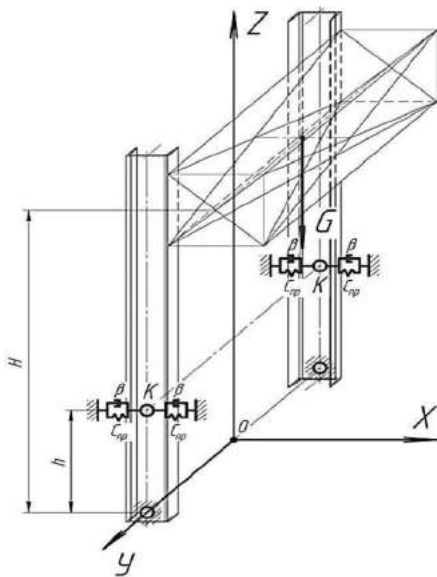


Рис. 1 – Схема рами телескопуємого вантажопідйомника: H – висота рами, м; h – відстань від жорсткого заземлення до точок K – точок кріплення амортизатора, м; $c_{пр}$ – коефіцієнт жорсткості кріплення, Н/м; β – коефіцієнт сили опору, Н·с/м

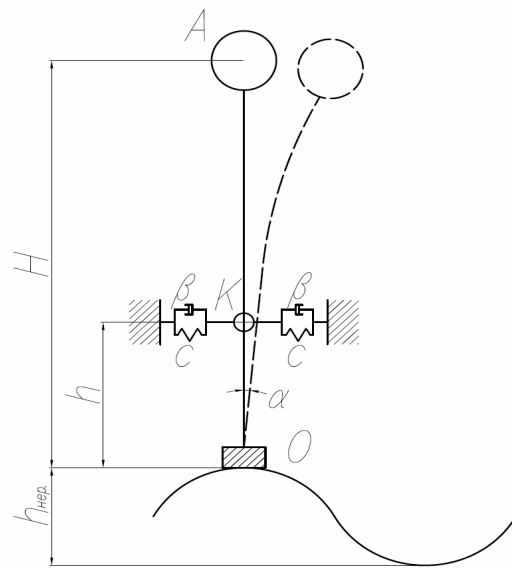


Рис. 2 – Динамічна модель рами телескопуємого вантажопідйомника: $h_{нер}$ – висота нерівності синусоїдальної дороги

Щоб врахувати рівномірно розподілену по висоті H масу стержня, приводимо її до маси, розташованої в тому місці, де знаходиться вантаж [4]. Таким чином, у верхній точці стержня знаходиться зосереджена маса, яка дорівнює $m = \frac{G}{g} + \frac{17P}{35g}$. На висоті h від платформи автонавантажувача в точці K (рис. 2) стержень, який замінює раму вантажопідйомника, кріпиться амортизатором, пружно-демпфуючі властивості якого відомі: $c_{екв}$ – еквівалентний коефіцієнт

жорсткості, отриманий виходячи з рівності потенційних енергій деформацій кріплення і динамічної моделі; β – коефіцієнт пропорційності сили в'язкого лінійного опору, який отриманий з рівності дисипативних функцій кріплення і динамічної моделі.

При русі по вибоїстій дорозі автонавантажувач отримує кінематичне збурення, яке задаємо формулою [5]

$$z = h_{\text{нер}} \cdot \sin \frac{\pi V}{L} t, \quad (1)$$

де V – швидкість автонавантажувача, м/с, км/год; L – довжина хвилі дороги, м.

У разі наявності навіть невеликого люфту між рамою і опорою в точці K згинний коефіцієнт жорсткості дорівнює [4]

$$c_{\text{зг}} = \frac{3EJ_y}{H^3}, \quad (2)$$

де J_y – осьовий момент інерції перерізу рами, м^4 .

Рух рами вантажопідійомника, визначається кутом відхилення рами від вертикалі – $\alpha(t)$ (рис. 2). Переносним рухом для рами буде рух самого автонавантажувача, що описується координатами z і φ , де $z(t)$ – вертикальна координата центру мас, $\varphi(t)$ – кутове переміщення відносно центральної осі.

Згідно з результатами роботи [5], закон переносного руху задається кутовою координатою φ

$$\varphi = A_{\varphi} \cdot \sin \omega t, \quad (3)$$

де A_{φ} – кутова амплітуда вимушених коливань навантажувача, рад.;

ω – частота збурюючого чинника 1/с

$$\omega = \frac{\pi V}{L}. \quad (4)$$

Кутова амплітуда вимушених коливань автонавантажувача обчислюється за формулою (5), власні частоти автонавантажувача обчислюються за формулами (6) [5]:

$$A_{\varphi} = \frac{h_{\text{нер}}(c_{\text{п}} a - c_3 b) \omega^2}{J(\omega^2 - k_1^2)(\omega^2 - k_2^2)}, \quad (5)$$

$$k_{1,2}^2 = \frac{M(c_{\text{п}} a^2 + c_3 b^2) + J(c_{\text{п}} + c_3) \pm \sqrt{[M(c_{\text{п}} a^2 + c_3 b^2) + J(c_{\text{п}} + c_3)]^2 - 4Jc_{\text{п}}c_3(a+b)^2}}{2JM}, \quad (6)$$

де $c_{\text{п}}, c_3$ – коефіцієнти жорсткості коліс переднього і заднього, відповідно Н/м;

J – осьовий момент інерції автонавантажувача відносно центральної осі, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$;

M – маса автонавантажувача, кг;

a, b – відстань до центру мас від осей коліс переднього і заднього, відповідно, м.

Скористаємося методикою складання диференціального рівняння руху рами, викладеною в роботі [6]. Відрізняється нами складене рівняння, від згаданого в цій роботі, величиною маси, бо маса вантажопідійомника дорівнює приблизно одній третині максимальної маси вантажу, що піднімається. Тому врахування маси рами вносить корективи як у величини власних частот, так і у величини амплітуд вимушених коливань.

Диференціальне рівняння руху рами має вигляд

$$m \cdot \ddot{\alpha} H^2 + \beta h^2 \dot{\alpha} + [c_{\text{екв}} h^2 + c_{\text{зг}} H^2 - mH] \alpha = m \cdot \ddot{\varphi} \cdot H^2. \quad (7)$$

Введемо позначення:

$$2n = \frac{\beta h^2}{mH^2}, \quad \Lambda = -A_{\varphi} \cdot \omega^2, \quad (8)$$

$$K^2 = \frac{(c_{\text{екв}} h^2 + c_{\text{зг}} H^2 - mH)}{mH^2}. \quad (9)$$

Пружні властивості амортизатору зводяться до еквівалентного коефіцієнту жорсткості $c_{\text{екв}}$, який дорівнює [4]

$$c_{\text{екв}} = \frac{1}{\frac{1}{2c_b} + \frac{1}{4c_d}}. \quad (10)$$

Авторами [7, 8] отримані коефіцієнти жорсткості поліуретанового елемента c_d і коефіцієнт жорсткості c_b балочок, з яких сконструйований балансирний візок, що рухається по рамі телескопуемого вантажопідйомника. Автором [5, 7] відносний коефіцієнт затухання n визначається з побудованих експериментально віброграм через логарифмічний декремент η , який дорівнює логарифму відношень двох послідовних максимальних значень кута α , A_i та A_{i+1} за період $T = \frac{2\pi}{K}$. Тобто, маємо $\eta = \ln \frac{A_i}{A_{i+1}}$, $\eta = \frac{n \cdot 2\pi}{K}$. Звідси коефіцієнт n дорівнює

$$n = \frac{K \cdot \eta}{2\pi}. \quad (11)$$

Диференціальне рівняння вимушених коливань рами автотранспорту після введення позначень (7), (8) набере вигляду

$$\ddot{\alpha} + 2n\dot{\alpha} + K^2\alpha = \Lambda \sin \omega t. \quad (12)$$

Розв'язок цього неоднорідного диференціального рівняння другого порядку з постійними коефіцієнтами, як відомо [9], складається з двох доданків. При $t \rightarrow \infty$ доданок, що містить множник e^{-nt} прагне до нуля і закон зміни кута відхилення рами від вертикального положення має вигляд

$$\alpha(t) = B \sin(\omega t + \delta), \quad (13)$$

де амплітуда вимушених коливань B , обчислюється за формулою

$$B = - \frac{A_\phi \cdot \omega^2}{\sqrt{(K^2 - \omega^2)^2 + 4n^2\omega^2}}. \quad (14)$$

Аналізуючи формулу (14), бачимо, що кутова амплітуда коливань рами, а, отже, і відхилення вантажу залежать як від параметрів конструктивних (a , b , H , h , J_y), інерційних $\left(\frac{G}{g}, \frac{P}{g}, M, J\right)$, жорсткісних (c_n , c_3 , $c_{\text{екв}}$, c_{32}), демпфуючих (n), так і від експлуатаційних $h_{\text{нер}}$, V , L .

Результати проведеного нижче чисельного аналізу значень кутових переміщень всього автотранспорту (значення A_ϕ , формула (5)) і рами вантажопідйомника (значення B , формула (14)) свідчать про наявність високих стрибків амплітуд і відхилень вантажу Δ ($\Delta = H \times B$), під час руху в резонансному режимі. Тому перш ніж давати практичні рекомендації з приводу поєднання конструктивних параметрів навантажувача і рами вантажопідйомника, швидкості руху V , висоти нерівності $h_{\text{нер}}$, довжини хвилі дороги L , необхідно виключити значення так званих критичних $V_{\text{кр}}$ та резонансних $V_{\text{рез}}$ швидкостей. Вони визначаються формулами

$$V_{\text{кр}} = \frac{L}{\pi} \cdot k_i, \quad V_{\text{рез}} = \frac{L}{\pi} \cdot K, \quad (15)$$

де $k_i = k_1, k_2$ – власні частоти коливань автотранспорту;

K – власна частота коливань рами вантажопідйомника, яка визначається за формулою (9).

Як відомо [9], при значеннях коефіцієнта розладнання $z \left(z = \frac{\omega}{k} \right)$, $0,7 < z < 1,3$ амплітуди вимушених коливань досягають дуже великих значень. Тому до області так званих «допустимих» швидкостей $V_{\text{доп}}$ будемо рекомендувати швидкості поза цією зоною. Позначимо $V_1 = 0,7V_{\text{кр}}$, $V_2 = 1,3V_{\text{кр}}$, $V_3 = 0,7V_{\text{рез}}$, $V_4 = 1,3V_{\text{рез}}$. Маємо

$$V_{\text{доп}} < V_1, V_3; \quad V_{\text{доп}} > V_2, V_4. \quad (16)$$

Приведені на рисунках 3-7 результати чисельних аналізів виконані для автотранспорту «Valmet»ТД1612 при таких даних: $M = 4,101 \cdot 10^4$ кг, $I = 5,638 \cdot 10^5$ кг·м², $a = 0,516$ м, $b = 2,984$ м, $c_n = 6,158 \cdot 10^6$ Н/м, $c_3 = 3,079 \cdot 10^6$ Н/м, $G = 16 \cdot 10^4$ Н, $P = 5,913 \cdot 10^4$ Н, $E = 2,039 \cdot 10^{11}$ Н/м², $I_y = 1,809 \cdot 10^{-5}$ м⁴, $c_b = 13,5 \cdot 10^8$ Н/м, $c_d = 0,7521 \cdot 10^8$ Н/м, $n = 0,557$. Параметри H , h , L , $h_{\text{нер}}$, V змінювались.

$V_{\text{критич.}}(k1, L) := \frac{18}{5 \pi} k1 \cdot L$		$V_1(L) := V_{\text{критич.}}(k1, L) \cdot 0.7$ $V_2(L) := V_{\text{критич.}}(k1, L) \cdot 1.3$	
L			
0.4	[7.626]	[5.338]	[9.913]
0.6	[11.438]	[8.007]	[14.87]
0.8	[15.251]	[10.676]	[19.827]
1	[19.064]	[13.345]	[24.783]
1.2	[22.877]	[16.014]	[29.74]
1.4	[26.69]	[18.683]	[34.696]
1.6	[30.502]	[21.352]	[39.653]
1.8	[34.315]	[24.021]	[44.61]
2	$V_{\text{критич.}}(k1, L) =$ [38.128]	$V_1(L) =$ [26.69]	$V_2(L) =$ [49.566]
2.2	[41.941]	[29.359]	[54.523]
2.4	[45.754]	[32.028]	[59.48]
2.6	[49.566]	[34.696]	[64.436]
2.8	[53.379]	[37.365]	[69.393]
3	[57.192]	[40.034]	[74.35]
3.2	[61.005]	[42.703]	[79.306]
3.4	[64.818]	[45.372]	[84.263]
3.6	[68.63]	[48.041]	[89.22]

Рис. 3 – Значення критичних та допустимих швидкостей (км/год) в залежності від власної частоти автовантажувача

H	h		H	h	
3	0.6	[24.101]	4	0.6	[17.976]
3	0.8	[31.915]	4	0.8	[23.861]
3	1	$K(3, h) =$ [39.767]	4	1	$K(4, h) =$ [29.765]
3	1.2	[47.637]	4	1.2	[35.677]
3	1.4	[55.518]	4	1.4	[41.595]
5	0.6	[14.327]	6	0.6	[11.905]
5	0.8	[19.048]	6	0.8	[15.848]
5	1	$K(5, h) =$ [23.779]	6	1	$K(6, h) =$ [19.796]
5	1.2	[28.515]	6	1.2	[23.745]
5	1.4	[33.253]	6	1.4	[27.696]

Рис. 4 – Значення власних частот рами вантажопідйомника

$L := 0.6, 0.8 \dots 1.8$		$V_{\text{рез.}}(K, L) := \frac{18}{5 \pi} K \cdot L$			
L	h		L	h	
0.6	0.6	[8.185]	1.4	0.6	[19.099]
0.6	0.8	[10.896]	1.4	0.8	[25.425]
0.6	1	$V_{\text{рез.}}(K(6, h), 0.6) =$ [13.611]	1.4	1	$V_{\text{рез.}}(K(6, h), 1.4) =$ [31.758]
0.6	1.2	[16.326]	1.4	1.2	[38.094]
0.6	1.4	[19.043]	1.4	1.4	[44.433]
0.8	0.6	[10.914]	1.5	0.6	[20.463]
0.8	0.8	[14.529]	1.5	0.8	[27.241]
0.8	1	$V_{\text{рез.}}(K(6, h), 0.8) =$ [18.147]	1.5	1	$V_{\text{рез.}}(K(6, h), 1.5) =$ [34.026]
0.8	1.2	[21.768]	1.5	1.2	[40.815]
0.8	1.4	[25.39]	1.5	1.4	[47.606]

Рис. 5 – Значення резонансних швидкостей в залежності від власних частот рами

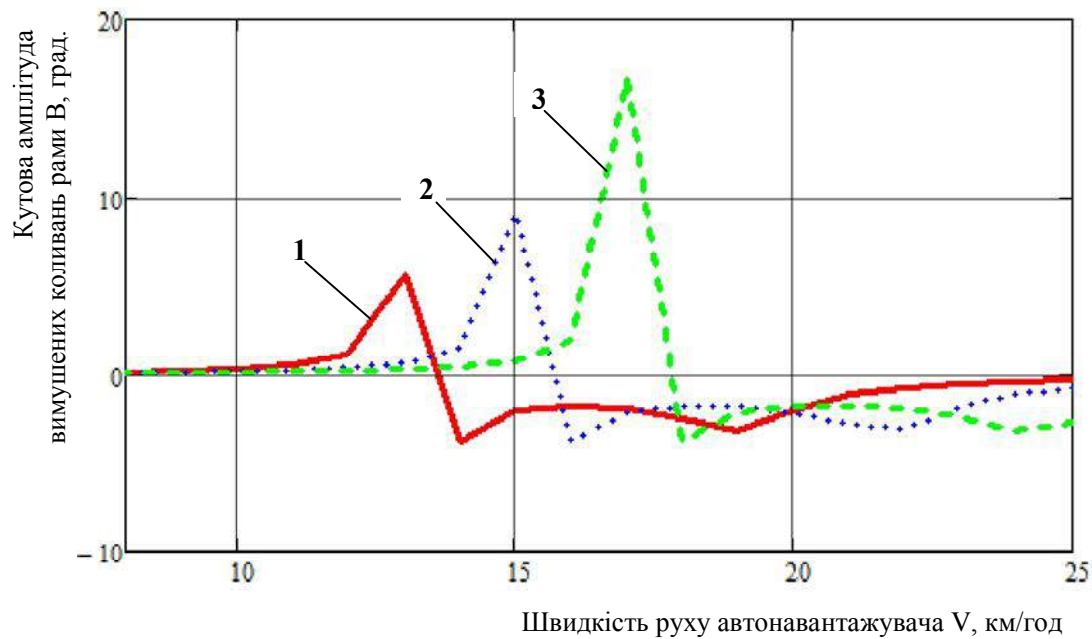


Рис. 6 – Залежність кутової амплітуди вимушених коливань рами від швидкості руху автосамантажувача при $h_{\text{нер}} = 0,15\text{м}$: 1 – при $L = 0,6\text{м}$; 2 – при $L = 0,7\text{м}$; 3 – при $L = 0,8\text{м}$

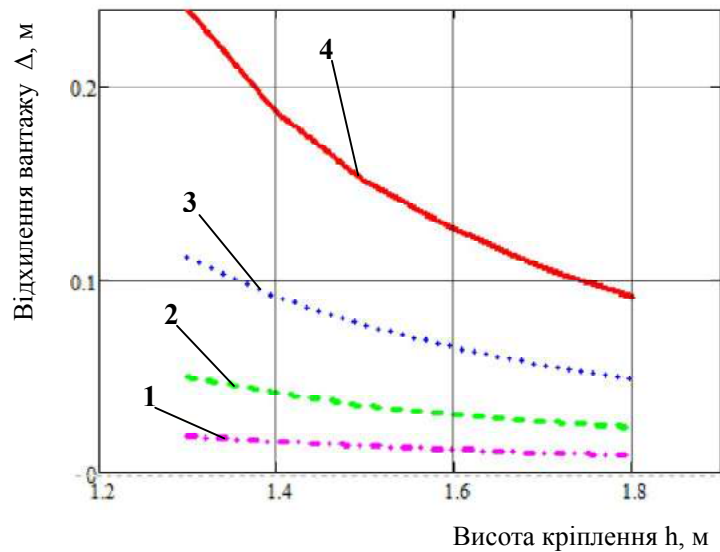


Рис. 7 – Графіки залежностей відхилення вантажу від висоти кріплення при $h_{\text{нер}} = 0,15\text{м}$; $L = 1,5\text{м}$: 1 – $H = 3\text{м}$, 2 – $H = 4\text{м}$, 3 – $H = 5\text{м}$, 4 – $H = 6\text{м}$

Значення критичних і допустимих швидкостей, які диктуються значеннями власної частоти автосамантажувача k_l при різних довжинах хвилі дороги L , відображені на рис. 3. Допустимими будуть швидкості, що задовольняють умовам (16).

Нами визначені власні частоти коливань рами вантажопідійомника в залежності від висоти підйому вантажу H та місця кріплення амортизатора h (рис. 4). Визначені резонансні швидкості руху автосамантажувача $V_{\text{рез}}$ для цих частот при різних довжинах хвиль дороги L (рис. 5). Маючи $V_{\text{рез}}$, легко отримати значення V_3 та V_4 , а, отже, й область допустимих швидкостей, які задовольняють умовам (16).

Отримані графічні залежності кутових амплітуд коливань рами вантажопідійомника від

довжини хвилі L дороги, від висоти нерівності $h_{\text{нер}}$, від швидкості руху V автотранспорту при різних значеннях H, h, m, n (рис. 6, 7), дозволяють спрогнозувати, які співвідношення параметрів V та L є небажаними для даного автотранспорту. Щоб використати результати досліджень даної роботи для практичних розрахунків, рекомендується скористатись алгоритмом.

Коментарі для реалізації алгоритму:

1. Маємо три пакети даних:
 - для автотранспорту;
 - для рами вантажопідійомника;
 - для особливостей хвилястої дороги.
2. Визначаються власні частоти k_1 та k_2 автотранспорту.
3. Визначається кутова амплітуда коливань автотранспорту A_ϕ .
4. Визначається власна частота K рами вантажопідійомника.
5. З'ясовуються величини швидкостей автотранспорту, при яких йому не можна рухатися по конкретній дорозі синусоїдального профілю та області допустимих і бажаних швидкостей в зоні, близькій до резонансу.
6. Визначаються величини кутової амплітуди рами вантажопідійомника та максимальних відхилень вантажу.
7. Ці величини порівнюються з допустимими. Якщо вони менші за допустимі, дослідження завершені і приймається такий режим руху. Якщо амплітуди, отримані в п. 6 даного алгоритму, більші за допустимі, то треба, в залежності від умов експлуатації автотранспорту, змінювати або його конструктивні параметри, або жорсткісні чи демпфуючі характеристики і визначитись з поєднанням експлуатаційних параметрів: $L, h_{\text{нер}}, V$.

Висновки

1. Отримані і чисельно реалізовані формули для визначення власної частоти і кутової амплітуди вимушених коливань пружної рами телескопуємого вантажопідійомника з врахуванням рівномірно розподіленої по висоті її маси. Частоти знайдені для двадцяти поширених варіантів поєднання висоти піднятого вантажу і координати кріплення амортизатора.
2. Визначені критичні значення швидкостей руху автотранспорту для різних довжин хвиль і висот нерівностей дороги з точки зору резонансу за вільними частотами всього навантажувача, і рами, зокрема. Вказані області допустимих швидкостей руху навантажувача по синусоїдальних дорогах.
3. Отримані та чисельно реалізовані формули для визначення величин відхилення вантажу та рами з врахуванням її маси, в залежності від інерційних, конструктивних, пружних, демпфуючих та експлуатаційних параметрів об'єкту.
4. Запропонований алгоритм розрахунку умов стійкості руху рами вантажопідійомника дозволяє підібрати поєднання параметрів (маси, розподілу мас, пружних характеристик коліс автотранспорту, конструктивних параметрів рами та пружно-демпфуючих характеристик амортизатора), які забезпечать допустимі для експлуатації частоти та відхилення вантажу під час руху автотранспорту з допустимою швидкістю по дорозі синусоїдального профілю.
5. Аналізуючи результати чисельних аналізів щодо впливу деяких параметрів об'єкту на стійкість руху вантажу, маємо таблицю залежностей відхилень вантажу від параметрів $H, h, n, L, h_{\text{нер}}$ (стрілками показано: $\uparrow$ – збільшення; $\downarrow$ – зменшення) (табл.).

Таблиця

Залежність відхилень вантажу від параметрів об'єкту

№ п/п	Параметр	Частота K	Критична швидкість V	Кутова амплітуда рами B . Відхилення вантажу Δ
1	$H \uparrow$	$\downarrow$	$\downarrow$	$\uparrow$
2	$h \uparrow$	$\uparrow$	$\uparrow$	$\downarrow$
3	$n \uparrow$	–	–	$\downarrow$
4	$L \uparrow$	–	$\uparrow$	$\uparrow ? \downarrow$
5	$h_{\text{нер}} \uparrow$	–	–	$\uparrow$

Перелік використаних джерел:

1. Мачульский И.И. Погрузочно-разгрузочные машины [Текст] / И.И. Мачульский. – М. : Желдориздат, 2000. – 476 с.
2. Шматко Д.З. Обоснование параметров несущих систем порталных подъемно-транспортных машин [Текст] : дис. на соискание ученой степени канд. техн. наук: 05.05.05 / Дмитрий Захарович Шматко. – Т., 2006. – 132 с.
3. Разарьонов Л.В. Підвищення ефективності роботи коротко базових колісних навантажувачів з бортовою системою повороту [Текст] : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.05.04 «Машины для земляных, дорожных і лісотехнічних робіт» / Л.В. Разарьонов. – Харків, 2011. – 22 с.
4. Пановко Я.Г. Основы прикладной теории упругих колебаний [Текст] / Я.Г. Пановко. – М. : Машиностроение, 1967. – 316 с.
5. Нефедов И.А. Разработка математической модели колебаний вилочного автопогрузчика [Текст] : сб. науч. тр. / Весник Харьковского автомобильно-дорожного университета. – Вып. 57 – Харьков, 2012. – С. 140-145.
6. Карпенко Т.Н. Исследование движения автопогрузчика после фронтального наезда на препятствие [Текст] / Т.Н. Карпенко, И.А. Нефедов // Вісник Донецької академії автомобільного транспорту. Наук. журнал. – Донецьк. – 2012. – № 4. – С. 67-77.
7. Пат. 67414 Україна, В 66 F 9/06. Балансирний пристрій вантажопідійомника [Текст] / І.О. Нефьодов, В.В. Суглобов, В.П. Лаврик; заявник та патентовласник Державний вищий навчальний заклад «Приазовський державний технічний університет». – № u 2011 07003; заявл. 03.06.2011 ; опубл. 27.02.2012, Бюл. № 4 – 8 с.
8. Артюх Г.В. Энергоемкость полиуретановых амортизаторов [Текст] / Г.В. Артюх // Защита металлургических машин от поломок. – Мариуполь, 1999. – Вып. 4. – С. 166-172.
9. Яблонский А.А. Курс теории колебаний [Текст] / А.А. Яблонский, С.С. Нореико. – М. : Машиностроение, 1975. – 248 с.

Bibliography:

1. Machulskiy I.I. Loading and unloading machines / I.I. Machulskiy. – M.: Zheldorizdat, 2000. – 476 p. (Rus.)
2. Shmatko D.Z. Justification parameters bearing systems gantry hoisting machines: dis. for the degree of candidate of technical sciences: 05.05.05 / Dmitri Z. Shmatko. – T., 2006. – 132 p. (Rus.)
3. Razarenov L.V. Improving the efficiency of short-base wheel skid system rotation: Thesis abstract for the acquisition of a scientific degree of candidate of technical sciences: special. 05.05.04 «Machines for land, road and forestry work» / L.V. Razarenov. – Kharkov, 2011. – 22 p. (Ukr.)
4. Panovko Y.G. Foundations of Applied theory of elastic vibrations / Y.G. Panovko. – M. : Mechanical Engineering, 1967. – 316 p. (Rus.)
5. Nefedov I.A. Development of mathematical model of oscillations of a forklift truck: Sat scientific. tr. / Bulletin of Kharkov Automobile and Highway University. – Edit. 57. – Kharkov, 2012. – P. 140-145. (Rus.)
6. Karpenko T.N. Motion Study truck after a frontal collision with the obstacle (Rus) / T.N. Karpenko, I.A. Nefedov // Bulletin of the Donetsk Academy of road transport. Scientific journal. – Donetsk. – 2012. – № 4. – P. 67-77. (Ukr.)
7. Pat. 67414 Ukraine, B 66 F 9/06. Balancer unit truck / I.O. Nefedov, V.V. Suglob, V.P. Lavrik; applicant and patentee State educational institution of higher «Azov State technical university». – № u 2011 07003; stated by 03.06.2011; public. 27.02.2012, Bull. № 4. – P. 8. (Ukr.)
8. Artuh G.V. Energy intensity polyurethane dampers / G.V. Artuh // Protection metallurgical machines from damage. – Mariupol, 1999. – Edit. 4. – P. 166-172. (Ukr.)
9. Yablonsky A.A. Course in the theory of oscillations / A.A. Yablonsky, S.S. Noreyko. – M. : Mechanical Engineering, 1975. – 248 p. (Rus.)

Рецензент: В.В. Суглобов
д-р техн. наук, профессор ГВУЗ «ПГТУ»

Стаття надійшла 09.12.2013