

УДК 629.4.023:14.001.573

ВІЗНЯК Р.І., к.т.н., доцент
ЧЕПУРЧЕНКО І.В., аспірант

Побудова уточненої математичної моделі оцінювання міцності напіввагону при розвантаженні на вагоноперекидачі

Постановка проблеми

В умовах дефіциту вантажного рухомого складу на залізницях України, особливо при зростанні обсягів вантажних перевезень, виникає критична ситуація щодо задоволення виробничих потреб різноманітних підприємств і виробничих об'єднань у наявності в вагонів для перевезення вантажів.

Аналіз останніх досліджень та публікацій

Середній термін служби вантажного вагону Укрзалізниці складає 22 роки. Ві-

домо, що тільки у цьому році має бути виключено більше половини парку вантажних вагонів за термінами експлуатації. Дефіцит самого необхідного типу рухомого складу - напіввагонів на кінець 2011 року становить 35206 одиниці. Крім цього вкрай гострого фактору та низької якості ремонту вагонів ще існує явище, коли вантажоодержувачі не спроможні дотримуватись норм і ГОСТів, що передбачені до розвантаження вагонів, які призводить до їх масового пошкодження (Рис.1) і, як наслідок, попадання до позапланових ремонтів та виключенням з робочого парку на період технічного обслуговування з відчепленням.

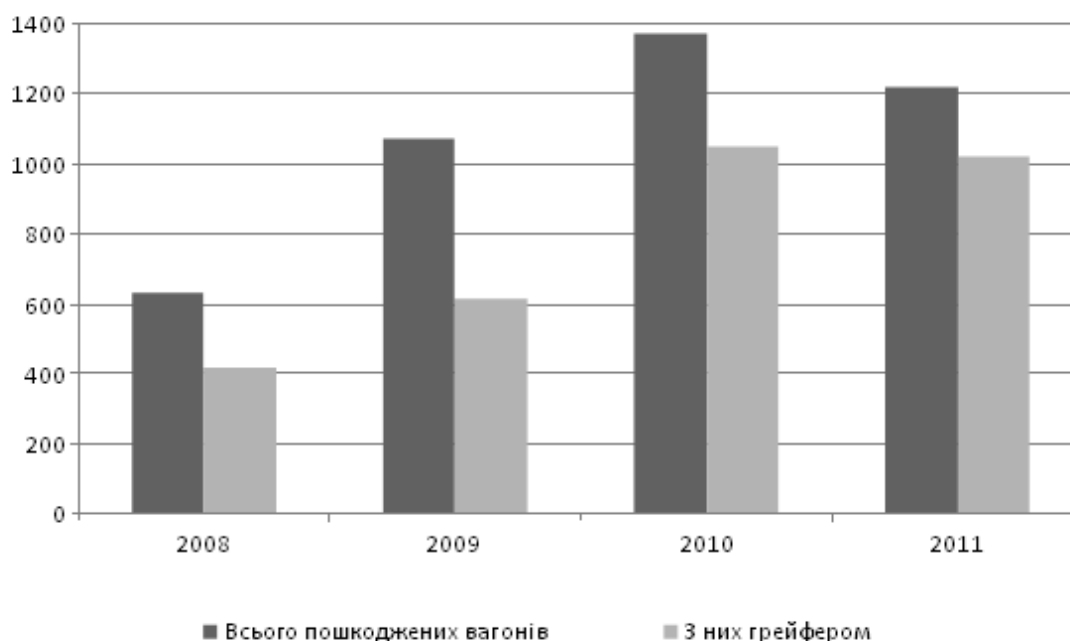


Рис. 1. Кількість виявлених пошкоджених вагонів за чотирьохрічний термін часу

Дана тенденція чітко спостерігається в портах, де йде масове вивантаження сипучих і навалочних вантажів з напіввагонів за допомогою грейферних ковшів [1]. На протязі майже сторіччя застосування способу перекидання насипних вантажів по відношенню до вагонів-гандол, а потім і напіввагонів, мало хто не буде згоден із його здобутками у продуктивності при вивантаженні, згідно [2]. У зв'язку з цим, питання розвитку і обладнання систем для перекидання напіввагонів в портах стає одним із пріоритетних, за умовою технічних доопрацювань щодо повного збереження кузовів вагонів.

Мега статті

Розробка математичної моделі руху системи «вагоноперекидач (ПВП) - кузов напіввагона (КНПВ) - насипний вантаж (НВ)» з метою уточнень її динамічних ха-

рактеристик і удосконалення конструкції піввагону шляхом адаптування до розвантаження у інтенсивному залізнично-водному сполученні, а саме морських та річних портах.

Виклад основного матеріалу

З метою визначення прискорень які діють на елементи кузова піввагону при вивантаженні насипного (навалювального) вантажу за допомогою (ПВП) було опрацьовано і складено систему диференціальних рівнянь руху динамічної системи ПВП-КНПВ-НВ з використанням принципу Лагранжа II роду для неконсервативних систем [3].

Розрахункову схему системи наведено на рисунку 2. При цьому диференціальні рівняння руху системи мають вигляд:

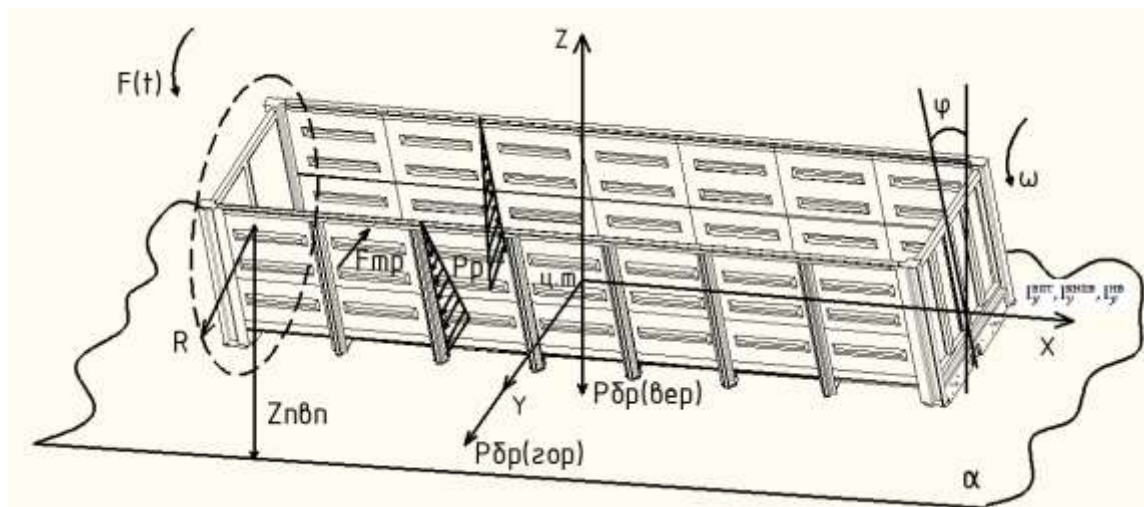


Рис.1. Розрахунква схема КНПВ-НВ

R – радіус кругової траєкторії, що здійснюється при обертанні системи відносно Ц.Т. (центру тяжіння системи); $F(t)$ – періодична сила при вимушених коливаннях від дії приводу електродвигуна; φ – кут повороту кузова із вантажем; ω – кутова швидкість системи; $I_y^{ПВП}, I_y^{КНПВ}, I_y^{НВ}$ - відповідно моме-

нти інерції ПВП, КНПВ та НВ; P_p – зусилля розпору насипного вантажу; $F_{тр}$ – сила тертя між кузовом та вантажем; $P_{\delta p(вер)}$ – вертикальна складова ваги бруто КНПВ та НВ; $P_{\delta p(гор)}$ – горизонтальна складова ваги бруто КНПВ та НВ; α – площина рівня розвантажувального фронту

$$\begin{cases} \frac{I_y^{пвп} \cdot \ddot{\varphi}_{пвп} \cdot \ddot{Z}_{впт} \cdot \ddot{\varphi}_{гр}}{r^2} + p_{пвп} \cdot \dot{z}_{пвп} = F(t) \\ \frac{I_y^{кнпв} \cdot \ddot{\varphi}_{пвп} \cdot \ddot{Z}_{пвп} \cdot \ddot{\varphi}_{нв}}{r^2} + p_k \cdot \dot{z}_{пвп} + F_{тр} \cdot \dot{\varphi}_{пвп} \cdot \dot{\varphi}_{нв} = F(t) \\ \frac{I_y^{нв} \cdot \ddot{\varphi}_{пвп} \cdot \ddot{Z}_{пвп} \cdot \ddot{\varphi}_{нв}}{r^2} + \left(\frac{h \cdot \cos(\rho - \alpha) \cdot g}{2 \cdot (h + (\sin(\rho - \alpha) \cdot x)) \cdot \gamma} \right) \cdot z_{пвп} \cdot \dot{\varphi}_{пвп} + F_{тр}^{нв} \cdot (\dot{\varphi}_{пвп} + \dot{\varphi}_{нв}) = F(t) \end{cases} \quad (1)$$

$I_y^{пвп}, I_y^{кнпв}, I_y^{нв}$ - відповідно моменти інерції ПВП, КНПВ та НВ, $\text{т} \cdot \text{м}^2$; $\dot{z}_{пвп}$ - швидкість переміщення ПВП, $\text{м}/\text{с}$; $\dot{\varphi}_{пвп}, \dot{\varphi}_{нв}$ - відповідно кутова швидкість переміщення ПВП та НВ, с^{-1} ; $\ddot{\varphi}_{пвп}, \ddot{\varphi}_{нв}$ - відповідно кутове прискорення ПВП та НВ, с^{-2} ;

При цьому кінетична енергія вагоноперекидача визначалася за наступною формулою

$$T_{пвп}^y = \frac{I_y \cdot \omega^2}{2} \quad (2)$$

де I_y - момент інерції вагоноперекидача відносно осі y , $\text{т} \cdot \text{м}^2$;
 ω^2 - кутова швидкість системи;

$$\omega = \frac{\vartheta}{r} \quad (3)$$

де ϑ - лінійна швидкість, $\text{м}/\text{с}$;
 r - радіус кругової траєкторії що здійснюється при обертанні системи, м .
 Тоді маємо:

$$T_{пвп}^y = \frac{I_y \cdot \vartheta^2}{2r^2} \quad (4)$$

У зв'язку з тим, що вагоноперекидач знаходиться у жорсткої взаємодії з кузовом напіввагону складові енергетичного балансу системи диференційних рівнянь будуть включати у себе три узагальнюючі координати, які обумовлені положенням ПВП над поверхнею землі (z), кутом обертуту ($\varphi_{пвп}$), що зумовлений роботою

під'ємно-транспортного механізму, а також переміщенням насипного вантажу.

$$T_{пвп}^y = \frac{I_y^{пвп} \cdot \dot{\varphi}_{пвп}^2 \cdot \dot{z}_{пвп}^2 \cdot \dot{\varphi}_{нв}^2}{2 \cdot r^2} \quad (5)$$

Потенційна енергія визначається:

$$\Pi = mgh = p_{пвп} \cdot z_{пвп} \quad (6)$$

де $p_{пвп}$ - вага вагоноперекидача, т ;
 $z_{пвп}$ - відстань між опорною площиною та елементами системи, м .

Енергія дисипації Φ ПВП приймалася рівною нулю, внаслідок того що вантаж безпосередньо з конструкцією вагоноперекидача не взаємодіє.

Аналогічно чином визначалася кінетична і потенціальна енергія кузова напіввагону.

$$T_{кнпв}^y = \frac{I_y^{кнпв} \cdot \dot{\varphi}_{пвп}^2 \cdot \dot{z}_{пвп}^2 \cdot \dot{\varphi}_{нв}^2}{2 \cdot r^2} \quad (7)$$

$$\Pi = p_k \cdot z_{пвп} \quad (8)$$

Енергія дисипації кузова напіввагону виникає внаслідок переміщення насипного вантажу відносно бокової стінки за її висотою.

$$\Phi = \frac{F_{тр} \cdot (\dot{\varphi}_{впт}^2 + \dot{\varphi}_{гр}^2)}{2} \quad (9)$$

Де $F_{тр}$ - сила тертя, яка визначається

$$F_{\text{тр}} = N \cdot \mu \quad (10)$$

де μ – коефіцієнт тертя (між кам'яним вуглем та обшивкою металевою $\mu = 0,5$, між гранулами вуглю $\mu = 0,75$)[6];

N – тиск на бокову стінку напіввагону від насипного вантажу. Тиск насипного вантажу на бокову стіну кузова на піввагону визначався у відповідності з [4].

$$F_{\text{тр}} = \frac{1}{2\gamma} \cdot (2 \cdot B \cdot H - B^2 \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \rho - \frac{\pi}{2})) \cdot \sin(\alpha) \cdot \mu_1 \quad (12)$$

Сила тертя між частками вантажу:

Кінетична і потенціальна енергія вантажу буде записана як:

$$T_{\text{нв}}^y = \frac{I_y^{\text{нв}} \cdot \dot{\varphi}_{\text{пвп}}^2 \cdot \dot{Z}_{\text{пвп}}^2 \cdot \dot{\varphi}_{\text{нв}}^2}{2 \cdot r^2} \quad (14)$$

$$\Pi = mgh \text{ або } \Pi = -A \quad (15)$$

Збурююча сила від дії приводу електродвигунів задавалася за гармонійним законом

$$F_1(t) = A \cdot \cos(\omega \cdot t) \quad (16)$$

З метою визначення тиску насипного вантажу на бокову стіну кузова напіввагона при розвантаженні використовувалася формула Кулона з корегуванням Синельникова. При цьому маса насипного вантажу визначалася за формулою:

$$m = \frac{G}{g} = \frac{H \cdot x \cdot \cos(\rho - \alpha) \cdot g}{2 \cdot (H + (\sin(\rho - \alpha) \cdot x))} \cdot \gamma \quad (17)$$

де γ – щільність насипного вантажу, т/м³;

H – висота бокової стіни напіввагону, м;

$$N = \frac{1}{2\gamma} \cdot (2 \cdot B \cdot H - B^2 \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \rho - \frac{\pi}{2})) \cdot \sin(\alpha) \quad (11)$$

де γ – щільність насипного вантажу т/м³; B – внутрішня ширина кузова напіввагону м; H – висота бокової стіни напіввагону м; α – кут повороту системи град.; ρ – кут між площиною обрушення та площиною бокової стінки напіввагону.

Сила тертя між вантажем та кузовом визначається:

$$F_{\text{тр}}^{\text{нв}} = \frac{1}{2\gamma} \cdot (2 \cdot B \cdot H - B^2 \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \rho - \frac{\pi}{2})) \cdot \sin(\alpha) \cdot \mu_2 \quad (13)$$

α – кут повороту системи, град.;

ρ – кут внутрішнього тертя;

x – ширина призми зручіння спаду вантажу, м.

При визначенні моменту інерції насипного вантажу $I_y^{\text{нв}}$ було зроблено припущення, що він є монолітною середою призматичної форми за умови убиття з кузова.

З метою вирішення системи диференціальних рівнянь вони зведилися до нормальної форми Коші та послідовним інтегруванням за методом Рунге-Кутта [5]. На підставі чого були отримані прискорення КНПВ при розвантаженні його за допомогою ПВП (Рис.3). Згідно отриманих результатів можна зробити висновок, що прискорення кузова напіввагону виникають при куті обертання близько 60° (тобто, при установленому витіканні вантажу з кузова). Максимальні значення прискорень спостерігаються при куті обертання 125° та сягають близько 10 м/с². Це здійснюється майже на кінцевій стадії істікання вантажу, оскільки останній кут, а це близько 30° вже не впливає на динаміку, бо вантаж у кузові складає вже невелику частину.

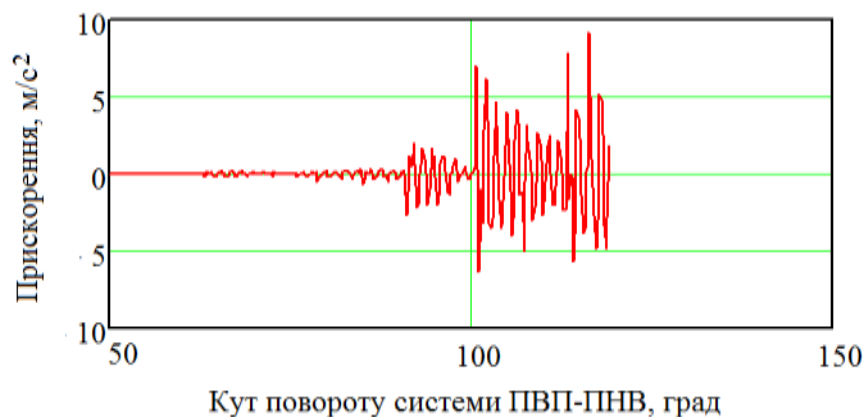


Рис. 3. Змінення прискорень кузова на піввагоні із вантажем при перекиданні.

Висновки

Проведені розрахунки дозволили визначити і уточнити динамічні прискорення системи ПВП-КНПВ-НВ протягом циклу розвантаження. Максимальні величини прискорень для кузова піввагона виникають при куті, що складає 125° і становлять близько 10 м/с^2 .

Ці дослідження дають змогу достовірно визначити і оцінити інерційні складові енергетичного балансу кузова напіввагона при розвантаженні на вагоноперекидачі, що дозволить конструкційно адаптувати напіввагони до умов розвантаження у спосіб перекидання, і відповідно підвищити показники властивостей надійності, міцності і збереження рухомого складу, та суттєво збільшити продуктивність обробки напіввагонів і скоротити вагонооборот при значних простоях під розвантаженням у портах пид час експортної перевалки за кордон.

Список літератури

1. Візняк Р. І. Піввагон і рейфер вічна проблема несумісності [Текст] / Р. І. Візняк, І. В. Чепурченко, В.О. Шевченко // Журн. «Вагонный парк» - 2011. - №1. - С. 24-28.
2. Крапоткин С. И. Вагоноопрокидыватели [Текст] : учеб. / С. И. Крапоткин, Б. И. Сорокин ; Трансжелдориздат. -

М., 1937. - 407 с.

3. Вершинский С. В. Динамика вагона [Текст] : ученик для ВУЗов / С. В. Вершинский, В. Н. Данилов, В. Д. Хусибов ; под общ. ред. С. В. Вершинский; - 3-е изд., перераб. и доп. - М. : Транспорт, 1991.-360 с.

4. Музалев Г.Г. Исследования по выбору конструктивных схем и технико-экономических параметров угольных вагонов габарита Т [Текст]: автореф. дис. к-та тех. наук: 05.22.07 / Г.Г. Музалев; [МИИТ].— Москва, 1976. — 23с.

5. Кирьянов Д.В. Mathcad 13 [Текст] / Д.В. Кирьянов – СПб.: БХВ – Петербург, 2006. – 608 с.

6. Нормы для расчета и проектирования новых и модернизируемых вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных). [Текст] – М.: 1996. – 258 с

Анотації:

Ключові слова: напіввагон, вагоноперекидач, математичне моделювання, диференційні рівняння, рейфер, пошкодження вагонів, динамічні прискорення, насипний вантаж.

У статті представлена математична модель руху системи «вагоноперекидач (ПВП) - кузов напіввагона (НПВ) - насипний (навалювальний) вантаж».

За допомогою системи диференціальних рівнянь руху було складено алгоритм знаходження прискорень діючих на кузов напіввагона під час його перекидання на вагоноперекидачі. При складанні компонентів диференціальних рівнянь враховувалися різні конструкції напіввагонів, фізико-

механічні властивості насипних вантажів і конструкції вагоноперекидачів.

Після аналізу отриманих даних розрахунків у вигляді графіків прискорень можна зробити висновок, що найбільші прискорення кузовів отримують при повороті системи на кут 125 град. і складають вони близько 1g. Отримані значення прискорень дозволяють оцінити на міцність конструкції піввагонів під час їх перекидання на вагоноперекидачі і відповідно підвищити показники надійності, міцності і збереження вагонного парку.

В статті представлена математическая модель движения системы «вагоноопрокидыватель (ПВО) - кузов полувагона (ПВ) - насыпной (навалочный) груз».

С помощью системы дифференциальных уравнений движения был составлен алгоритм нахождения ускорений действующих на кузов полувагона во время его опрокидывания на вагоноопрокидывателе. При составлении компонентов дифференциальных уравнений учитывались различные конструкции полувагонов, физико-механические свойства насыпных грузов и конструкции вагоноопрокидывателей.

После анализа полученных данных расчетов в виде графиков ускорений можно сделать вывод, что наибольшие ускорения кузовов получает при

повороте системы на угол 125 град. и составляют они порядка 1g. Полученные значения ускорений позволяют оценить на прочность конструкции полувагонов при их опрокидывании на вагоноопрокидывателях и соответственно повысить показатели надежности, прочности и сохранности вагонного парка.

The article presents a mathematical model of motion system "car dumpers (PVO) - body gondola (NIP) - bulk (bulk) cargo."

Using a system of differential equations of motion was drawn up algorithm for finding the accelerations acting on a body of open car during a rollover on his car dumpers. In compiling the components of differential equations into account the various designs gondolas, physical and mechanical properties of bulk cargo and designs car dumpers.

After analyzing the data obtained settlements in the form of graphs of acceleration, we can conclude that the greatest acceleration of the body gets when you turn the system on the angle of 125 degrees. and they constitute about 1g. The obtained values allow to calculate the accelerations on the structural strength of gondola cars when they roll-over on the car dumper and correspondingly increase the reliability, durability and safety of the car fleet.

УДК 629.4.01

ЯЦЬКО С.І., к.т.н. (УкрДАЗТ);

Методологія вибору раціональної стратегії визначення характеристик перспективного моторвагонного рухомого складу

Постановка задачі

Традиційні підходи до проектування технічних об'єктів, які втілюються зараз, у більшості випадків розглядаються лише як окремі, орієнтовані на досягнення визначеного рівня показників власне технічних засобів. В результаті не забезпечується достатньо висока економічна ефектив-

ність при їх експлуатації у складі відповідної технічної системи [1, 2].

Але будь який технічний об'єкт є часткою іншої системи, яка, у свою чергу, є часткою більш масштабної надсистеми. Раціональна стратегія поведінки в умовах наявності великої кількості різномірних факторів та зв'язків потребує нового підходу, що базувався б на виявленні та вра-