

ефективність захисту від перевантажень, є скорочення довжини цього ланцюга [2], яке досягається устроєм розробленого механізм повороту відвалу.

Висновки. 1. Застосування поворотних гідродвигунів в приводі відвалу автогрейдера дозволяє істотно спростити кінематику передачі до нього крутного моменту. 2. Поворотні гідродвигуни забезпечують передачу необхідного для роботи автогрейдера крутного моменту на відвал як по величині, так і по куту повороту (більший або менший 360°). 3. Скорочення кінематичного ланцюга передачі крутного моменту до відвалу поліпшує умови для захисту відвалу і його приводу від перевантажень.

ЛІТЕРАТУРА

1. Автогрейдер ДЗк – 251. Техническое описание и инструкция по эксплуатации.[Текст]: Заводская инструкция по эксплуатации. / Крюково, 2001, - 180 с.
2. Башта Т.М. Машиностроительная гидравлика [Текст]: Справочное пособие. / Т.М. Башта - М.: Машиностроение, 1971. - 672 с.
3. Васильченко В.А. Гидравлическое оборудование мобильных машин [Текст]: Справочник. / В.А. Васильченко М.: Машиностроение, 1983.- 301 с.

УДК 620.1.052

Л. Є. ПЕЛЕВІН, канд. техн. наук,

Г. М. МАЧИШИН, асистент, Т. Ф. ЩЕРБИНА, асистент

Київський національний університет будівництва і архітектури

ІМІТАЦІЙНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ВИПАДКОВИХ КОЛИВАНЬ НА ОСТОВ ЗЕМЛЕРИЙНО-ТРАНСПОРТНОЇ МАШИНИ ВІД НЕРІВНОСТЕЙ ТРАНСПОРТНОГО ШЛЯХУ

Актуальність проблеми. Розробка методів підтвердження працездатності вузлів будівельної техніки протягом необхідного строку експлуатації є актуальним завданням. Найбільш достовірним способом одержання інформації про безвідмовність як вузлів машин, так і самих машин є випробування їх в експлуатаційних умовах. У зв'язку з більшим строком експлуатації багатьох типів будівельної техніки проведення таких випробувань викликає великі витрати. Крім того, часто таке підтвердження необхідно

зробити за час відпрацювання вузлів, що може бути в кілька разів менше необхідного строку експлуатації.

Аналіз публікацій. Аналіз наукових праць [1–5] дозволяє стверджувати, що для скорочення тривалості і числа випробувань на надійність необхідно застосовувати прискорені методи, які в принципі дозволяють одержати інформацію про безвідмовність вузлів за більш короткий час.

Скорочення тривалості випробувань досягається за рахунок форсування навантажень, збільшення частоти навантаження при вібраційних випробуваннях, скорочення календарного строку при збереженні машинного часу випробувань, використанні методів прогнозувань і т.д.

Формування мети і задач. З метою моделювання режимів навантаження на машину, що випробується, максимально наближених до реальних експлуатаційних за рахунок моделювання нерівностей дорожнього полотна для виявлення конструктивних недоліків машини була поставлена задача з аналітичного визначення характеристик коливань навантаження у вузлах випробовуваної машини.

Основна частина. Проблема визначення навантажень в вузлах землерийної машини, що виникають під дією експлуатаційних навантажень, що носять випадковий характер, достатньо складна. Тому отримання практичних результатів завжди пов'язано з деякою ідеалізацією явища.

Для аналітичного визначення статистичних характеристик коливань навантаження у вузлах випробовуваної машини необхідно побудувати достовірну динамічну модель цієї машини.

Поведінка динамічної системи з декількома ступенями свободи описується системою диференціальних рівнянь другого порядку. У разі малих коливань ЗТМ ми маємо систему лінійних диференціальних рівнянь з постійними коефіцієнтами, така система завжди може бути зведена до одного лінійного рівняння вищого порядку. Проте, при такому підході не піддаються достатньо простому обліку наступні дві обставини. По-перше, для практичних задач звичайно представляє інтерес не одна відома функція, яка є рішенням рівняння, еквівалентного заданій системі, а декілька або всі випадкові функції, які створюють повне рішення системи. Для характеристики сукупності цих функції необхідно визначити не тільки їх кореляційні функції (або спектральні щільності), але і взаємні кореляційні функції між ними. По-друге, в різні рівняння системи можуть входити різні випадкові навантаження.

При зведенні системи до одного рівняння ми одержимо в правій частині ту або іншу комбінацію цих навантажень та їх похідних, імовірнісні характеристики якої

потрібно визначати по імовірнісним характеристикам вихідних випадкових навантажень. Тому доцільно звернутися до інших методів, які дозволяють одержувати рішення системи лінійних диференціальних рівнянь без зведення її до одного рівняння вищого порядку.

Диференціальні рівняння коливань звичайно складаємо за допомогою рівнянь Лагранжа II роду

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) = - \frac{d\Pi}{dq_i} - \frac{d\Phi}{dq_i} \quad (1)$$

де q_i – узагальнені координати системи; T – кінетична енергія системи; Π – потенційна енергія системи; Φ – дисипативна енергія системи.

Так надалі можуть бути одержані диференціальні рівняння коливань динамічної системи.

Досліджуємо поведінку динамічної системи на прикладі колісного транспортного засобу.

Розглянемо колісний трактор. Колеса базової машини характеризуються коефіцієнтами жорсткості C_1 і C_2 та коефіцієнтами в'язкого тертя \mathcal{D}_1 і \mathcal{D}_2 . Нерівності

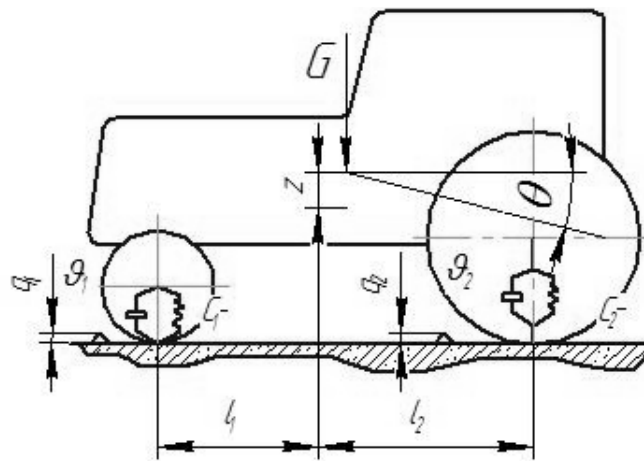


Рис.1. Фізична картина взаємодії колісної ЗТМ з ґрунтом.

транспортного шляху, по якому переміщається базова машина, носять випадковий характер і можуть розглядатися як деякі випадкові функції $q_1(t)$ – під передніми, колесами і $q_2(t)$ – під задніми, які при русі машини здійснюють максимальний вплив на коливання остову.

Таким чином, на колісну ЗТМ, як на динамічну систему одночасно діють збуджуючі дії – випадкові функції дії від нерівностей профілю $q_1(t)$ та $q_2(t)$. Вказані дії утворюють коливання машини.

ЗТМ на пневмоколісному ходу в загальному випадку може розглядатися як коливальна система з багатьма ступенями свободи (рис.1). Положення робочого органу в просторі визначається величиною деформації пневматичних шин передньої та задньої осі, пружними деформаціями гідромеханізму підйому і деформаціями металоконструкції машини [4].

Розглянемо коливання машини в повздовжній площині, які обумовлені пружністю пневматичних шин і підвіски робочого органу.

Вираз для кінетичної енергії:

$$T = \frac{1}{2} m \dot{z}^2 + \frac{1}{2} J \dot{\theta}^2 + \frac{1}{2} m_p V^2, \quad (2)$$

де m - маса колісного ЗТМ, J - момент інерції, θ - кут кутових коливань остову біля центру мас, m_p - маса навісного обладнання, V - швидкість переміщення навісного обладнання.

Кінетична енергія складається з кінетичної енергії вертикальних і повздовжньо-кутових коливань остову:

$$V^2 = (\dot{z} + r_A \dot{\theta} \cos \theta_0)^2 + (r_A \dot{\theta} \sin \theta_0)^2 = \dot{z}^2 + r_A^2 \dot{\theta}^2 + 2r_A \dot{z} \dot{\theta} \cos \theta_0. \quad (3)$$

Таким чином, вираз для кінетичної енергії приймає вид:

$$T = \frac{1}{2} m \dot{z}^2 + \frac{1}{2} J \dot{\theta}^2 + \frac{1}{2} m_p (\dot{z}^2 + r_A^2 \dot{\theta}^2 + 2r_A \dot{z} \dot{\theta} \cos \theta_0). \quad (4)$$

Потенційна енергія системи відносно положення статичної рівноваги:

$$\Pi = \frac{1}{2} C_1 (z - l_1 \theta - q_1)^2 + \frac{1}{2} C_2 (z + l_2 \theta - q_2)^2 - C_1 q_1 \lambda_{CT1} - C_2 q_2 \lambda_{CT2}, \quad (5)$$

де λ_{CT1} і λ_{CT2} - статична деформація шин.

Функція розсіювання кінетичної енергії, або дисипативна функція:

$$\Phi = \frac{1}{2} \mathcal{G}_1 (\dot{z} - l_1 \dot{\theta} - \dot{q}_1)^2 + \frac{1}{2} \mathcal{G}_2 (\dot{z} - l_2 \dot{\theta} - \dot{q}_2)^2. \quad (6)$$

Після перетворень два останні вирази приймають вигляд:

$$\Pi = \frac{1}{2} C_1 (z^2 - 2z l_1 \theta - 2z q_1 + l_1^2 \theta^2 + 2l_1 \theta q_1 + q_1^2) + \frac{1}{2} C_2 (z^2 - 2z l_2 \theta - 2z q_2 + l_2^2 \theta^2 - 2l_2 \theta q_2 + q_2^2) - C_1 q_1 \lambda_{CT1} - C_2 q_2 \lambda_{CT2}; \quad (7)$$

$$\Phi = \frac{1}{2} \mathcal{G}_1 (\dot{z}^2 - 2\dot{z} l_1 \dot{\theta} - 2\dot{z} \dot{q}_1 + l_1^2 \dot{\theta}^2 + 2l_1 \dot{\theta} \dot{q}_1 + \dot{q}_1^2) + \frac{1}{2} \mathcal{G}_2 (\dot{z}^2 + 2\dot{z} l_2 \dot{\theta} - 2\dot{z} \dot{q}_2 + l_2^2 \dot{\theta}^2 - 2l_2 \dot{\theta} \dot{q}_2 + \dot{q}_2^2). \quad (8)$$

Одержані вирази підставляємо в рівняння Лагранжа II роду і після відповідних перетворень одержуємо лінійні диференціальні рівняння коливань системи:

$$\ddot{z} + 2n_z \dot{z} + K_z^2 z + A_1 \ddot{\theta} + A_2 \dot{\theta} + A_3 \theta = A_5 (C_1 q_1 + C_2 q_2 + \mathcal{G}_1 \dot{q}_1 + \mathcal{G}_2 \dot{q}_2); \quad (9)$$

$$\ddot{\theta} + 2n_\theta \dot{\theta} + K_\theta^2 \theta + B_1 \ddot{z} + B_2 \dot{z} + B_3 z = B_5 (-C_1 l_1 q_1 + C_2 l_2 q_2 - \mathcal{G}_1 l_1 \dot{q}_1 + \mathcal{G}_2 l_2 \dot{q}_2); \quad (10)$$

$$\ddot{\psi} + 2n_\psi \dot{\psi} + K_\psi^2 \psi + D_1 \ddot{\theta} + D_2 \ddot{z} = 0. \quad (11)$$

Отже, при моделюванні на стенді навантажень на вузли машин, необхідно побудувати динамічну модель машини і розрахувати передаточні функції від точок, в яких збуджуються зовнішні дії до даного вузла.

З передаточних функцій отримаємо амплітудно-фазові частотні характеристики коливальної системи до вертикального і кутового переміщення машини від нерівностей транспортного шляху:

$$W_z(i\omega); W_\theta(i\omega).$$

Функції дії $q(t)$, які мають випадкову і періодичну складові, перетворюються лінійною системою, параметри якої в процесі коливань не змінюються, отже, на виході системи, тобто на вузлі машини, координати θ , z , є випадковими функціями.

Для визначення середніх квадратичних відхилень пружних переміщень та σ_θ необхідно визначити дисперсії величин θ :

$$D_\theta = D_{\theta(\text{ПЕР})} + D_{\theta(\text{ВИП})}, \quad (12)$$

де $D_{\theta(\text{ПЕР})}$ – дисперсії періодичних стаціонарних величин та θ ; $D_{\theta(\text{ВИП})}$ – дисперсії випадкових складових величин.

Для визначення дисперсії $D_{\theta(\text{ПЕР})}$ необхідно мати періодичні складові кутових переміщень θ у вигляді ряду Фур'є:

$$\bar{\theta}(t) = \frac{A_{0\theta}}{2} + \sum_{K=1}^{\infty} A_{K\theta} \cos K\omega_0 t + \sum_{K=1}^{\infty} B_{K\theta} \sin K\omega_0 t. \quad (13)$$

Вхідні в ці формули коефіцієнти Фур'є $A_{0\theta}$, $A_{K\theta}$, $B_{K\theta}$ можна обчислити на основі ряду Фур'є для періодичної складової навантаження (моменту M_A) і передаточних функцій $W'_\theta(i\omega)$:

$$A_{0\theta} = A_0(M_A)W'_\theta(0); \quad A_{0\theta} = A_0(M_A)W'_\theta(0);$$

аналогічно

$$A_{K\theta} = A_K(M_A)Re[W'_\theta(iK\omega_0)] + B_K(M_A)Im[W'_\theta(iK\omega_0)];$$

$$B_{K\theta} = B_K(M_A)Re[W'_\theta(iK\omega_0)] - A_K(M_A)Im[W'_\theta(iK\omega_0)],$$

де $A_0(M_A)$, $A_K(M_A)$, $B_K(M_A)$ – коефіцієнти Фур'є для періодичної складової моменту M_A .

Маючи коефіцієнти Фур'є $A_{K\theta}$, $B_{K\theta}$ для періодичних складових кутових переміщень θ , можна обчислити дисперсію періодичних складових:

$$D_{\theta(\text{ПЕР})} = 0,5 \sum_{K=1}^{\infty} (A_{K\theta}^2 + B_{K\theta}^2).$$

Для визначення дисперсії $D_{\theta(\text{ВМП})}$ необхідно мати спектральну щільність, $S_{\theta}(\omega)$ випадкових складових кутових переміщень θ .

Вказана спектральна щільність обчислюється на підставі спектральної густини навантаження (моменту M_A) – $S_M(\omega)$ і нерівностей поверхні $S_q(\omega)$ при наявності передаточних функцій $W_{\theta}(i\omega)$; $W'_{\theta}(i\omega)$:

$$S_{\theta}(\omega) = S_M(\omega) |W'_{\theta}(i\omega)|^2 + S_q(\omega) |W_{\theta}(i\omega)|^2,$$

де $W(i\omega)$ – модуль функції $W'(i\omega)$.

Знаючи спектральну густину $S_{\theta}(\omega)$ можна обчислити дисперсію випадкових складових:

$$D_{\theta(\text{ВМП})} = \int_0^{\infty} S_{\theta}(\omega) d\omega.$$

За формулою (12) знаходимо загальну дисперсію D_{θ} , відповідно середні квадратичні відхилення знаходимо з виразу:

$$\sigma_{\theta} = \sqrt{D_{\theta}}. \quad (14)$$

Оскільки моделювання випадкової вхідної дії зв'язане зі значними труднощами, велике практичне значення набуває питання про еквівалентну заміну при стендових випробуваннях випадкового навантаження простішими видами навантажень – постійними, гармонійними або полі гармонійними [5].

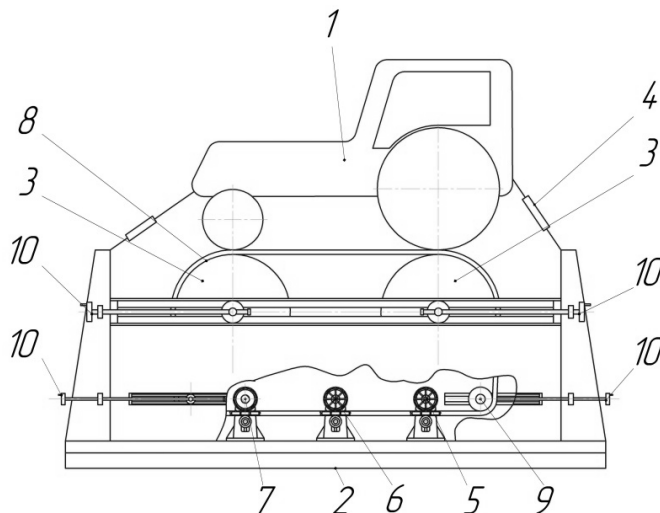


Рис.2. Стенд для моделювання нерівностей дорожнього полотна: 1-випробувальна машина; 2 - станина; 3 – опорні барабани; 4 – натяжники; 5 – механізм спускання; 6 – механізм накачування; 7 – аналізатор; 8 – нескінченна стрічка з камерами для повітря; 9 – натяжні ролики; 10 – натяжні пристрої.

Пропонується конструкція стенда (рис.2) для моделювання нерівностей дорожнього полотна, який працює наступним чином [6, 7].

ЗТМ на колісному ході встановлюють колесами на нескінченну стрічку, яка містить в собі камери для повітря, фіксують від можливого горизонтального зміщення відносно стенду розтяжками.

Колеса ЗТМ приводять в рух нескінченну стрічку котра натягується опорними барабанами та натяжними

роликами за допомогою натяжних барабанів. При русі стрічка проходить через механізм спускання, котрий спускає повітря повністю з камер для повітря, далі стрічка проходить крізь механізм накачування котрий нагнітає необхідну кількість повітря в камери котрі моделюють нерівності $q_1(t)$ та $q_2(t)$ дорожнього полотна. Аналізатор знімає дані про висоту нерівностей та передає інформацію оператору на пульт керування, для подальшого визначення похибки висоти нерівностей.

Висновки. 1. При експлуатації колісних ЗТМ на них діють збуджуючі сили від транспортного шляху. 2. Дія від нерівностей транспортного шляху є широкосмуговим випадковим процесом з переважанням низьких частот, причому ефективна ширина спектру пропорційна швидкості руху машини. 3. Детермінована складова є періодичною, а випадкова складова має статистичні характеристики, що періодично змінюються. 4. Застосування колісних машин з пневматичними шинами, пов'язано з коливаннями остову машини. Розглянуті коливання ЗТМ в поздовжній площині обумовлені пружністю пневматичних шин і нерівністю транспортного шляху. 5. Для дослідження динамічних навантажень дійсна конструкція замінена еквівалентною динамічною системою. Одержані вирази для передавальних функцій дозволяють перейти від характеристик вхідної дії до характеристик динамічних навантажень у вузлах машини, що дає можливість моделювати експлуатаційні навантаження при стендових випробуваннях вузлів машин.

ЛІТЕРАТУРА

1. Карташов Т.Д. Проблемы и перспективы ускоренных испытаний //Надежность и контроль качества, 1986, №8. – С.3-12.
2. Гриневич Г.П., Каменская Е.А., Алферов А.К. и др. Надежность строительных машин. – М.: Стройиздат, 1983. – 296 с.
3. Кочубиевский И.Д. Системы нагружения для исследования и испытания машин и механизмов. – М.: Машиностроение, 1985, – 221 с.
4. Тарасов В.Н. Динамика системы правления рабочими процессами землеройно-транспортных машин. – Омск: Зап. – Сиб. кН.из-во, 1975. – 182 с.
5. Пелевін Л.Є. Підвищення надійності і довговічності приводів динамічних робочих органів будівельної техніки на основі стендових випробувань: Монографія. – К.: Українська академія наук, "МПЛеся", 2008. –196 с.
6. Пелевін Л.Є., Мачишин Г.М., Щербина Т.Ф. Механізм підживлення стисненим повітрям. Патент України на корисну модель № 51269 Бюл. №13, 12.07.2010.
7. Пелевін Л.Є., Мачишин Г.М., Березенець І.О. Стенд для випробування транспортних засобів з відтворенням профілю дорожнього полотна. Патент України на корисну модель № 59365 Бюл. №9, 10.05.2011.