

ISSN 2311-0368 (Print)

ISSN 2409-1049 (Online)

НАУКОВО-ТЕХНІЧНИЙ ТА ВИРОБНИЧИЙ ЖУРНАЛ

Підйомно-транспортна техніка

4(52)

Подъемно-транспортная техника

2016

Hebezeuge und Fördermittel

виходить чотири рази на рік

ЗАСНОВАНИЙ У ВЕРЕСНІ 2001 РОКУ

Засновник: Одеський національний політехнічний університет,

Підйомно-транспортна академія наук України

Редакційна колегія

Бойко А.О. – доктор технічних наук, доцент

Григоров О.В. – доктор технічних наук, професор

Колісник М.П. – кандидат технічних наук, професор

Крупко В.Г. – кандидат технічних наук, доцент

Ловейкін В.С. – доктор технічних наук, професор

Малашенко В.О. – доктор технічних наук, професор

Мартовицький Л.М. – кандидат технічних наук, доцент

Михайлов Є.П. – кандидат технічних наук, доцент

Ракша С.В. – доктор технічних наук, професор

Семенюк В.Ф. – доктор технічних наук, професор

Ситник М.П. – доктор технічних наук

Смирнов Г.Ф. – кандидат технічних наук, професор

Суглобов В.В. – доктор технічних наук, професор

Головний редактор: **Семенюк В.Ф.**

Заступник головного редактора: **Смирнов Г.Ф.**

Відповідальний секретар редакції: **Вудвуд О.М.**

Журнал зареєстрований Міністерством юстиції України
13 вересня 2001 р.

Реєстраційний номер КВ-5475 і входить у перелік наукових видань України, в яких публікуються результати дисертаційних робіт на присудження наукових ступенів доктора і кандидата технічних наук (постанова президії ВАК - липень 2010 року).

Друкується за рішенням вченої ради Одеського національного політехнічного університету (протокол № 2 від 18.10.2016).

Адреса редакції: 65044, м. Одеса,

пр. Шевченка 1, ОНПУ

Тел.. (048) 705-85-50, 705-85-49.

E-mail: uni06450@gmail.com

Електронна версія журналу – <http://ptt-journals.net>



Здано у набір 07.12.2016. Підписано до друку 05.12.2016.

Формат 17x26. Тираж 100.

ЗМІСТ

Ромасевич Ю.О., Ловейкін В.С. СИНТЕЗ КВАЗІОПТИМАЛЬНОГО ЗА ШВИДКОДІЄЮ КЕРУВАННЯ РУХОМ ВАНТАЖОПІДЙОМНОГО КРАНА. ЧАСТИНА 2.....	4
Човнюк Ю.В., Скіданов В.М., Діктерук М.Г., Комоцька С.Ю. РОЗРАХУНОК ПАРАМЕТРІВ РУХУ Й ОПТИМІЗАЦІЯ (МІНІМІЗАЦІЯ) ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ У ПРУЖНИХ КАНАТАХ ВАНТАЖОПІДЙОМНИХ МАШИН ПРИ РІЗНИХ СПОСОБАХ ПІДЙОМУ ВАНТАЖУ.....	13
Вольченко А.И., Возный А.В., Стадник О.Б. РОБАСТИЧЕСКАЯ МЕТОДОЛОГИЯ РАЗРАБОТКИ ФРИКЦИОННЫХ УЗЛОВ ДИСКОВО-КОЛОДОЧНЫХ ТОРМОЗОВ (часть первая).....	26
Акимов А.В. СОСТАВ И ТЕХНОЛОГИЯ ФОРМИРОВАНИЯ ЗАЩИТНЫХ ПОКРЫТИЙ С НАПОЛНИТЕЛЯМИ РАЗЛИЧНОГО ФУНКЦИОНАЛЬНОГО НАЗНАЧЕНИЯ ДЛЯ ДЕТАЛЕЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК.....	35
Проценко В.О., Клементьева О.Ю. МЕХАНІЗМ ПЕРЕДАЧІ НАВАНТАЖЕННЯ МУФТАМИ З ТОРЦЕВИМИ КАНАТАМИ В УМОВАХ РАДІАЛЬНОЇ НЕСПІВВІСНОСТІ.....	45
Венцель Е.С., Шукин А.В. ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ИЗНОСА НА ВЕРОЯТНОСТЬ БЕЗОТКАЗНОЙ РАБОТЫ НОЖА АВТОГРЕЙДЕРА ПРИ ЕГО РАБОТЕ В АБРАЗИВНОЙ СРЕДЕ.....	56
Нестеров А.А. ТЕХНОЛОГИЯ ЛОКАЛЬНОЙ РАЗГРУЗКИ КОРНЕВЫХ ШАРНИРОВ СТРЕЛОВЫХ СИСТЕМ ПОРТАЛЬНЫХ КРАНОВ.....	64
Іваненко О.І., Приходько Л.О. ДОСЛІДЖЕННЯ РУХУ ВАНТАЖОПІДЙОМНИХ КРАНІВ ПІД ДІЄЮ ВІТРОВИХ НАВАНТАЖЕНЬ.....	72
Вольченко Д.А., Андрейчиков Е.Ю., Витвицкий В.С. ВЛИЯНИЕ КОНСТРУКЦИИ ФРИКЦИОННОГО УЗЛА НА ЭЛЕКТРОТЕРМОМЕХАНИЧЕСКОЕ ИЗНАШИВАНИЕ.....	78
Пимонов И.Г. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЦИОНАЛЬНОЙ ТЕМПЕРАТУРЫ РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ ГИДРОПРИВОДА ЭКСКАВАТОРА В ПРОЦЕССЕ ЭКСПЛУАТАЦИИ.....	87
Гуліда Е.М. ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ ЗУБЧАСТИХ ПРИВОДІВ ПІДЙОМНО- ТРАНСПОРТНОГО УСТАТКУВАННЯ ЗА РАХУНОК ОПТИМІЗАЦІЇ ТРИВАЛОСТІ ЦИКЛУ ЇХ ОБСЛУГОВУВАННЯ В ПРОЦЕСІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ.....	92

УДК 621.873

Ромасевич Ю.О., д.т.н.; Ловейкін В.С., д.т.н.

Національний університет біоресурсів і природокористування України

СИНТЕЗ КВАЗІОПТИМАЛЬНОГО ЗА ШВИДКОДІЄЮ КЕРУВАННЯ РУХОМ ВАНТАЖОПІДЙОМНОГО КРАНА. ЧАСТИНА 2

Анотація. Виконано модифікацію квазіоптимального за швидкодією керування рухом вантажопідйомним краном з вантажем на гнучкому підвісі. Визначення моментів зміни функції керування зведено до задачі нелінійного програмування, яка розв'язана за допомогою методу рою частинок. Досліджено вплив плавності зміни модифікованого квазіоптимального керування на небажані кінематичні та динамічні показники руху крана із вантажем на гнучкому підвісі.

Ключові слова: динамічні навантаження, модифікація, швидкодія, прольотний кран.

Аннотация. Выполнена модификация квазиоптимального по быстрдействию управления движением грузоподъемного крана с грузом на гибком подвесе. Определение моментов изменения функции управления сведено к задаче нелинейного программирования, которая решена с помощью метода роя частиц. Исследовано влияние плавности изменения модифицированного квазиоптимального управления на нежелательные кинематические и динамические показатели движения крана с грузом на гибком подвесе.

Ключевые слова: динамические нагрузки, модификация, быстрдействие, пролетный кран.

Abstrakt. Wir machten eine Änderung quasioptimal auf Geschwindigkeit Motion-Control-Kran mit einer Last auf einer flexiblen Aufhängung. Momente des Change Management wird zu einem nicht-linearen Programmierproblem reduziert, die durch das Verfahren der Partikelschwarm gelöst. Die Wirkung der glatten Änderung des modifizierten quasi-optimalen Steuerung unerwünschte kinematische und dynamische Leistung der Kranbewegungen mit der Last auf der flexiblen Aufhängung.

Stichwort: dynamische Belastung, Änderung, Leistung, Kranspanne.

Постановка проблеми.

При експлуатації багатьох кранів (наприклад, портових перевантажувачів) важливим показником їх ефективної роботи є продуктивність. Тому доцільно їх режими руху вибирати із вимоги

оптимальної швидкодії. Як відомо [1], задача оптимальної швидкодії для лінійних систем має розв'язок, що характеризується релейною функцією. Практична реалізація таких результатів вимагає миттєвої зміни знака керування, у випадку керування вантажопідйомним краном – зусилля або прискорення. Через електромагнітну інерційність приводів «чиста» реалізація такого керування неможлива. Крім того, при оптимальному за швидкістю керуванні рухом вантажопідйомним краном у його елементах (металоконструкції, валах, передачах, муфтах тощо) виникають значні динамічні навантаження, а приводний механізм працює в надзвичайно напруженому режимі.

Аналіз останніх досліджень та публікацій.

Для уникнення проблем, які виникають при розв'язуванні задач оптимальної швидкодії, виконують синтез квазіоптимального керування. Тут можна виділити два підходи: перший дозволяє наближено знайти гіперповерхню перемикання керування (релейність функції керування зберігається, а моменти перемикання керування визначаються лише наближено) [2-6]; другий – визначає модифікацію форми функції керування (наприклад, перехід від релейної функції до неперервної) [7, 8]. Зазначимо, що другий підхід визначається практичними умовами реалізації керування та умовами зменшення небажаних показників при його дії.

Постановка мети і задач дослідження.

Метою дослідження є зниження динамічних зусиль у елементах крана за рахунок модифікації квазіоптимального за швидкістю керування рухом крана з вантажем на гнучкому підвісі. Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі: 1) модифікувати квазіоптимальне за швидкістю керування рухом крана з вантажем на гнучкому підвісі, для досягнення властивості непервної диференційованості у часі; 2) дослідити динаміку руху крана з вантажем на гнучкому підвісі при реалізації модифікованого квазіоптимального за швидкістю керування.

Виклад основного матеріалу.

Як і в першій частині дослідження спочатку розглянемо двомасову динамічну модель крана з вантажем на гнучкому підвісі, яка зображена на рис. 1.

Рух приведених мас системи, яка зображена на рис. 1, описується системою диференціальних рівнянь:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + m_2 \ddot{x}_2 = F - W \operatorname{sign} \dot{x}_1; \\ \ddot{x}_2 + \frac{g}{l} (x_2 - x_1) = 0, \end{cases} \quad (1)$$

де m_1 – приведена до поступального руху маса крана і його приводу; m_2 – маса вантажу; x_1, x_2 – координати центрів мас відповідно крана і вантажу; g – прискорення вільного падіння; l – довжина гнучкого

підвісу, F – тягове або гальмівне зусилля, що діє на кран; W – приведена сила опору переміщенню крана.

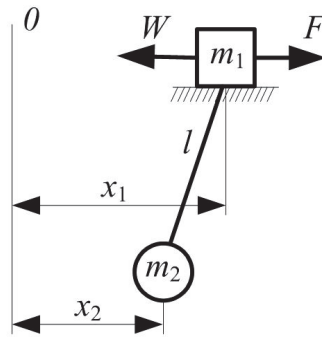


Рисунок 1 – Динамічна двомасова модель системи "кран-вантаж"

Будемо вважати, що при переміщенні крана протягом розгону (гальмування) швидкість крана не змінює свій знак, тобто $\text{sign} \dot{x}_l = l$.

Модифікація квазіоптимального за швидкодією керування, яке було знайдено у першій частині дослідження, полягає у неперевній диференційованості функції-керування. Таким чином, можемо записати вираз, який описує модифіковане квазіоптимальне за швидкодією керування рухом крана із вантажем на гнучкому підвісі:

$$\tilde{F}_{\text{quasi-opt}} = \begin{cases} -\Delta t^{-3} F_{\max} t^2 (-2t + 3\Delta t), & 0 \leq t < \Delta t; \\ F_{\max}, & \Delta t \leq t < t_1 - \Delta t; \\ F_{\min} + \Delta t^{-3} 2(F_{\max} - F_{\min})(t - t_1)^3 + \\ + \Delta t^{-2} 3(F_{\max} - F_{\min})(t - t_1)^2, & t_1 - \Delta t \leq t < t_1; \\ F_{\min}, & t_1 \leq t < t_1 + t_2; \\ \Delta t^{-3} (-2(F_{\max} - F_{\min})(t - t_1 - t_2)^3 + \\ + 3(F_{\max} - F_{\min})(-t + t_1 + t_2)^2 \Delta t + \\ + F_{\min} \Delta t^3), & t_1 + t_2 \leq t < t_1 + t_2 + \Delta t; \\ F_{\max}, & t_1 + t_2 + \Delta t \leq t < t_1 + t_2 + t_3 - \Delta t; \\ \Delta t^{-3} F_{\max} (-t + t_1 + t_2 + t_3)^3 (2t - 2(t_1 + \\ + t_2 + t_3)^2 + 3\Delta t), & t_1 + t_2 + t_3 - \Delta t \leq t < t_1 + t_2 + t_3, \end{cases} \quad (2)$$

де t_1, t_2, t_3 – тривалість відповідно першого, другого і третього етапів розгону крана при оптимальному керуванні; Δt – тривалість переходів від максимального значення $F_{\max}$ до мінімального, яка може змінюватись в залежності від вимог до плавності зміни керування: при збільшенні Δt збільшується плавність функції $\tilde{F}_{\text{quasi-opt}}$; $F_{\max}$ та $F_{\min}$ – максимальне та мінімальне значення приводного зусилля, яке визначається перевантажувальною здатністю електроприводу та

характеристиками силового частотного перетворювача, що виступає у ролі джерела його живлення.

Вкажемо деякі математичні властивості функції (2), які впливають на динаміку руху системи. Бажаними властивостями функції (2) є те, що вона доставляє абсолютні мінімуми декільком інтегральним та термінальним критеріям:

$$\left\{ \begin{array}{l} \int_0^{t_1+t_2+t_3} (\ddot{\tilde{F}}_{\text{quasi-opt}})^2 dt = \text{abs min} = 0; \\ \int_{\Delta t}^{t_1-\Delta t} (\ddot{\tilde{F}}_{\text{quasi-opt}})^2 dt + \int_{t_1}^{t_1+t_2} (\ddot{\tilde{F}}_{\text{quasi-opt}})^2 dt + \int_{t_1+t_2+\Delta t}^{t_1+t_2+t_3-\Delta t} (\ddot{\tilde{F}}_{\text{quasi-opt}})^2 dt = \text{abs min} = 0; \\ \ddot{\tilde{F}}_{\text{quasi-opt}}(0) = \ddot{\tilde{F}}_{\text{quasi-opt}}(\Delta t) = \ddot{\tilde{F}}_{\text{quasi-opt}}(t_1 - \Delta t) = \ddot{\tilde{F}}_{\text{quasi-opt}}(t_1) = \\ = \ddot{\tilde{F}}_{\text{quasi-opt}}(t_1 + t_2) = \ddot{\tilde{F}}_{\text{quasi-opt}}(t_1 + t_2 + \Delta t) = \ddot{\tilde{F}}_{\text{quasi-opt}}(t_1 + t_2 + t_3 - \Delta t) = \\ = \ddot{\tilde{F}}_{\text{quasi-opt}}(t_1 + t_2 + t_3) = \text{abs min} = 0. \end{array} \right. \quad (3)$$

Наведені вирази (3) свідчать про плавну зміну зусиль при реалізації модифікованого квазіоптимального керування рухом крана з вантажем на гнучкому підвісі, що зменшує динамічні навантаження в елементах крана.

Модифікація квазіоптимального керування полягає у тому, що стрибкоподібні ділянки цієї функції замінюються перервно-диференційованими.

Як і для квазіоптимального керування, яке знайдено у першій частині дослідження, однією з головних вимог, які ставляться до цієї функції є усунення коливань вантажу на гнучкому підвісі, що вимагає розв'язування наступної задачі нелінійного програмування:

$$\left\{ \begin{array}{l} \sum_{i=1}^3 t_i \rightarrow \min; \\ t_i \geq 0, \quad i = 1, 2, 3; \\ \dot{x}_1(t_1 + t_2 + t_3) = v_{\text{ном}}; \\ \ddot{x}_2(t_1 + t_2 + t_3) = \ddot{x}_2(t_1 + t_2 + t_3) = 0, \end{array} \right. \quad (4)$$

де $v_{\text{ном}}$ – номінальна швидкість руху крана з вантажем в кінці розгону. Швидкість, прискорення та ривок вантажу у момент часу $t_1+t_2+t_3$ знаходяться шляхом інтегрування системи диференціальних рівнянь (1), яке необхідно виконати сім разів (за кількістю кусків функції (2)). При цьому початкові умови руху системи для першого етапу прийняті нульовими. Для наступних етапів вони визначаються як кінцеві умови попередніх етапів руху системи.

Задачу (4) можна звести до знаходження глобального мінімуму наступної функції у просторі аргументів t_1 , t_2 та t_3 :

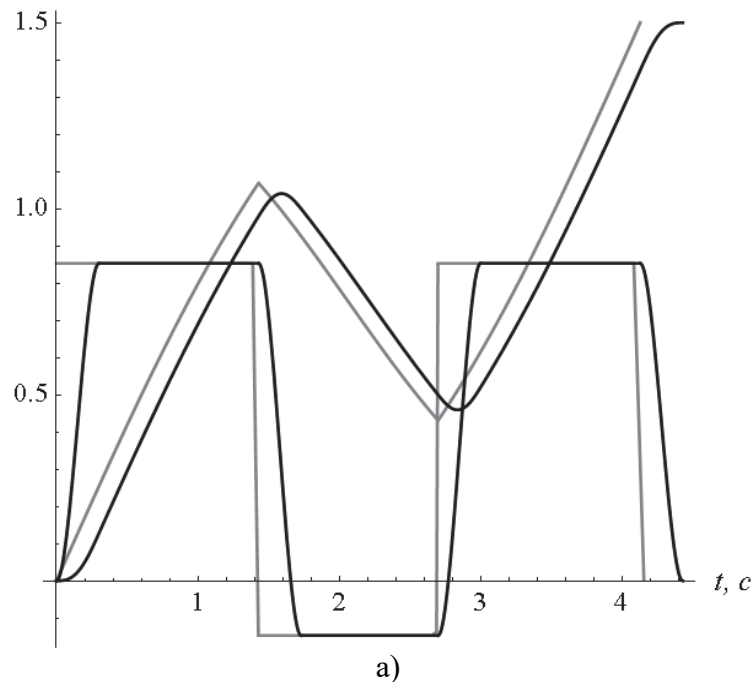
$$\sum_{i=1}^3 t_i^2 + (\dot{x}_1(t_1 + t_2 + t_3) - v_{ном})^2 + \ddot{x}^2(t_1 + t_2 + t_3) + \ddot{x}_2^2(t_1 + t_2 + t_3) \rightarrow \min. \quad (5)$$

При цьому можна використати метод рою часточок [9], оскільки він дозволяє знайти глобальний екстремум функції.

Для ілюстрації отриманого закону руху крана із вантажем на гнучкому підвісі наведемо графіки (рис. 2), які побудовані при наступних параметрах: $m_1=100000$ кг; $m_2=50000$ кг; $l=12$ м; $v_{ном}=1,5$ м/с; $W=14700$ Н; $F_{max}=100000$ Н, $\Delta t=0,3$. На рис. 2 графіки сірого кольору відповідають відомому квазіоптимальному за швидкодією керуванню, а чорного – модифікованому квазіоптимальному керуванню рухом крана (2). Динамічна складова рушійного зусилля, що діє на кран, на рис. 2 показана у одиницях від F_{max} .

З рис. 2 видно, що рушійне зусилля приводу та швидкість руху крана змінюються плавно, що не викликає значних динамічних зусиль у елементах крана. Амплітуда коливань вантажу для обох керувань практично однакова. Графік потужності приводного механізму (рис. 2, в) показує, що при модифікованому квазіоптимальному керуванні вона змінюється плавно, а на другому етапі розгону крана двигун вимкнений. Це дозволяє зменшити енергетичні втрати у приводі та "пом'якшує" умови експлуатації силових частотних перетворювачів, які керують роботою приводу механізму переміщення крана.

F , відн.од.; $\dot{x}_1$, м/с



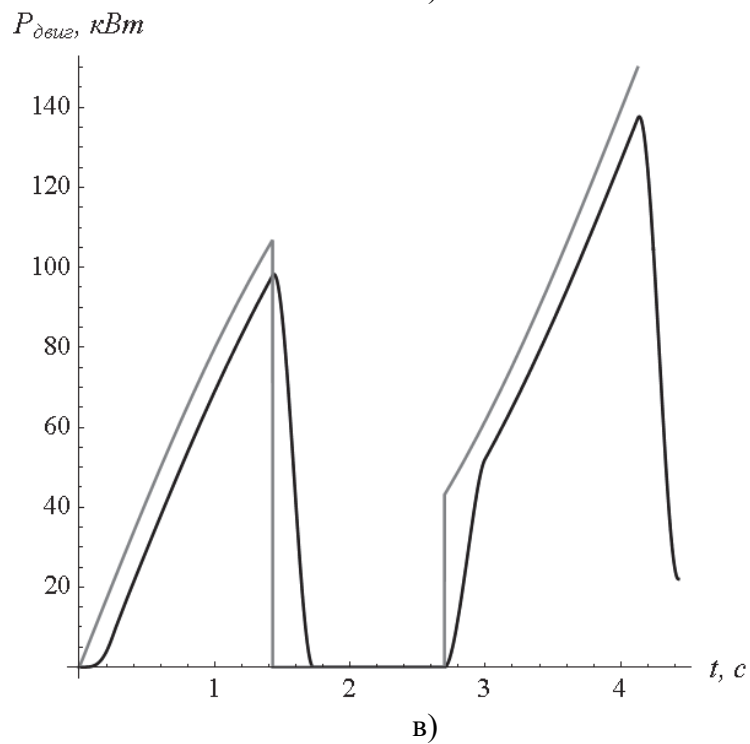
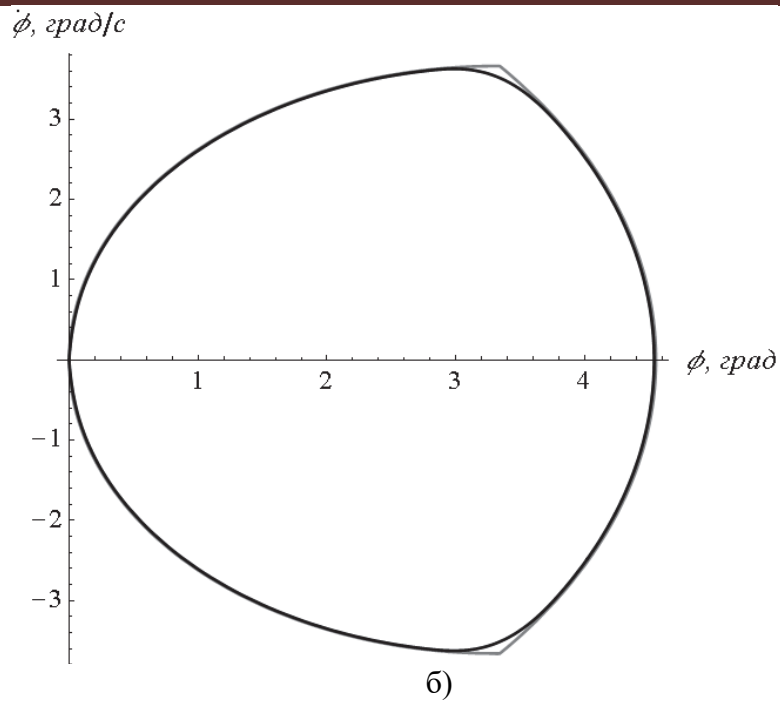


Рисунок 2 – Графіки руху системи при квазіоптимальному та модифікованому квазіоптимальному керуванні: а) швидкість та динамічна складова рушійного зусилля, що діє на кран; б) фазовий портрет коливань вантажу на гнучкому підвісі; в) потужність приводного двигуна

Для подальших досліджень перейдемо до складнішої тримасової динамічної системи крана із вантажем на гнучкому підвісі, яка дозволяє оцінити динамічну навантаженість кранової металоконструкції (рис. 3).

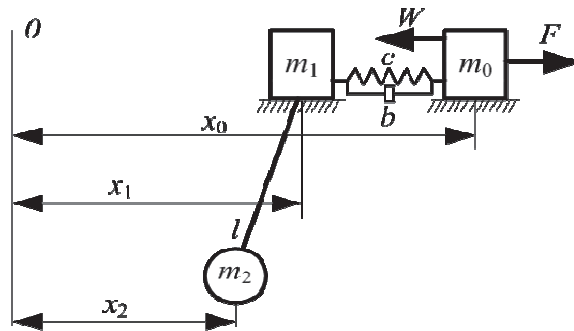


Рисунок 3 – Динамічна тримасова модель системи "кран-вантаж"

На рис. 3 введені наступні позначення: c – зведене значення пружності кранових балок в поперечному напрямку; b – зведене значення коефіцієнта дисипації кранових балок в поперечному напрямку; m_0 , m_1 , m_2 – зведені до поступального руху маси крана, кранового візка і вантажу відповідно; x_0 , x_1 , x_2 – узагальнені координати відповідних мас. Інші позначення аналогічні прийнятим на рис. 1. Рух динамічної моделі, яка зображена на рис. 3, описується системою диференціальних рівнянь:

$$\begin{cases} m_0 \ddot{x}_0 + c(x_0 - x_1) + b(\dot{x}_0 - \dot{x}_1) = F - W \operatorname{sign} \dot{x}_0; \\ m_1 \ddot{x}_1 + m_2 \frac{g}{l}(x_1 - x_2) = c(x_0 - x_1) + b(\dot{x}_0 - \dot{x}_1); \\ \ddot{x}_2 + \frac{g}{l}(x_2 - x_1) = 0. \end{cases} \quad (6)$$

Перевагою модифікованого квазіоптимального керування є плавність зміни керування у часі. Очевидно, що вказана властивість залежить від величини Δt , яка, в свою чергу, визначає динаміку руху системи. Для встановлення залежності основних кінематичних та динамічних показників від величини Δt було проведено дослідження, результати якого показані у вигляді графіків (рис. 4). На рис. 4 лінія чорного кольору показує величини, які відносяться до оптимального за швидкодією керування, а сірого – до квазіоптимального, яке було знайдено у першій частині дослідження. На рис. 4 максимальне зусилля у мостових балках та середньоінтегральне значення зусилля у мостових балках показані в долях від F_{max} . З рис. 4 випливає, що зі збільшенням плавності розгону крана тривалість перехідного процесу збільшується практично за лінійною залежністю. Аналіз даних, які

наведені на рис. 4 б та в показує значне зниження динамічних навантажень у кранових балках.

Насамкінець зазначимо, що виникнення пікових максимальних зусиль у кранових баках визначається не лише плавністю зміни керування, а і фазою їх коливань в моменти зміни знака керування.

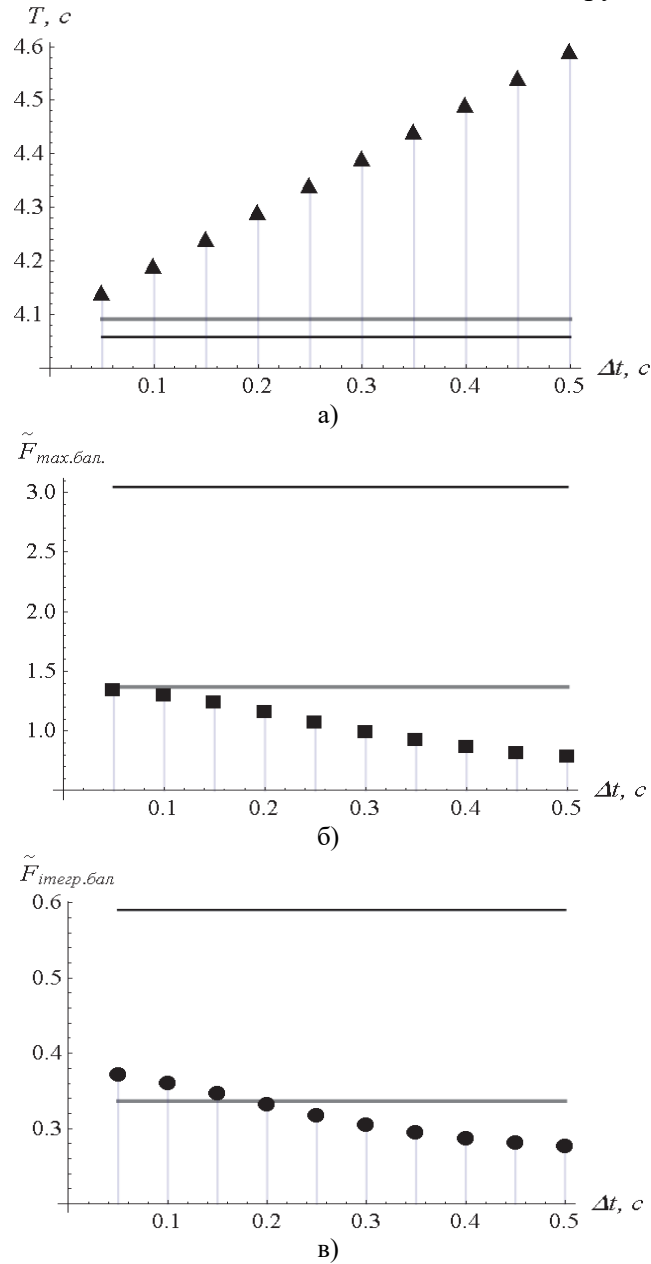


Рисунок 4 – Графіки залежності кінематичних показників руху системи від величини Δt : а) тривалість перехідного режиму руху крана T ; б) максимальне зусилля у мостових балках; в) середньоінтегральне значення зусилля у мостових балках

Висновки. Отримані у другій частині дослідження результати доцільно застосовувати для механізмів переміщення кранів до яких пред'являються вимоги значної швидкодії і електроприводи яких керуються частотними перетворювачами. Застосування модифікованого квазіоптимального керування рухом крана із вантажем на гнучкому підвісі дозволяє у 3,81-2,19 разів зменшити небажані динамічні зусилля у кранових балках та усунути коливання навантажу у момент виходу крана на усталену швидкість або у момент його зупинки.

ЛІТЕРАТУРА

1. Понтрягин Л.С. Математическая теория оптимальных процессов / Л.С. Понтрягин, В.Г. Болтянский, Р.В. Гамкрелидзе, Е.Ф. Мищенко. – М.: Наука, 1969. – 384 с.
2. Ловчаков В.И. Синтез квазиоптимальных по быстродействию систем управления высокого порядка / В.И. Ловчаков, А.М. Сапожников // Известия ТулГУ. Технические науки. – 2012. – Вып. 2. – С. 136-147.
3. Вохрышев В.Е. Синтез оптимального и субоптимального по быстродействию управления динамическими объектами методом диверсификации экстремумов фазовых координат / В.Е. Вохрышев // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. – 2005. – №1 – Том 7. – С. 149-154.
4. Павлов А.А. Синтез релейных систем, оптимальных по быстродействию. Метод фазового пространства / А.А. Павлов. – М.: Наука, 1966. – 392 с.
5. Замятин Д.В. Синтез оптимальных по быстродействию систем высокого порядка / Д.В. Замятин, А.Н. Ловчиков // Вестник СибГАУ. – № 2(48.) – 2013. – С. 24-28.
6. Нейдорф Р.А. Эффективная аппроксимация кусочных функций в задачах квазиоптимального по быстродействию управления / Р.А. Нейдорф // Сб. трудов междунар. науч. конф. "Математические методы в технике и технологиях ММТТ-2000". 2000. – Т. 2. – С.18-22.
7. Найдено Е.В. Управление асинхронным электроприводом механизма поворота с подвешенным грузом: 05.09.03 / Найдено Елена Валерьевна. – О., 2009. – 149 с.
8. Ключев В.И. Ограничение динамических нагрузок электропривода / В.И. Ключев. – М.: Энергия, 1971. – 320 с.
9. Kennedy J. Particle swarm optimization / J. Kennedy, R.C. Eberhart // Proceedings of IEEE International Conference on Neural Networks. – 1995. – P. 1942–1948.

УДК 681.326.74.06

Човнюк Ю.В., к.т.н.^{1,2}; Скіданов В.М., д.т.н.²; Діктерук М.Г., к.т.н.²;
Комоцька С.Ю., асистент²

¹Національний університет біоресурсів і природокористування
України

²Київський Національний університет будівництва і архітектури

РОЗРАХУНОК ПАРАМЕТРІВ РУХУ Й ОПТИМІЗАЦІЯ (МІНІМІЗАЦІЯ) ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ У ПРУЖНИХ КАНАТАХ ВАНТАЖОПІДЙОМНИХ МАШИН ПРИ РІЗНИХ СПОСОБАХ ПІДЙОМУ ВАНТАЖУ

Анотація. Наведений аналітичний розрахунок основних параметрів руху й проведена оптимізація (мінімізація) динамічних навантажень у пружних канатах вантажопідйомних машин при різних способах підйому вантажу (“з ваги”, “з підхватом”), і для різних режимів руху приводного механізму.

Ключові слова: розрахунок, параметри руху, оптимізація, мінімізація, динамічні навантаження, пружний канат, вантажопідйомні машини, способи підйому вантажу.

Аннотация. Приведен аналитический расчет основных параметров движения и проведена оптимизация (минимизация) динамических нагрузок в упругих канатах грузоподъемных машин при различных способах подъема груза (“с веса”, “с подхватом”) и для различных режимов движения приводного механизма.

Ключевые слова: расчет, параметры движения, оптимизация, минимизация, динамические нагрузки, упругий канат, грузоподъемные машины, способы подъема груза.

Annotation. An analytical calculation of the main parameters of motion is proposed and optimization (minimization) of the dynamic loading is conducted in the elastic ropes of hoisting machines clue to the different ways of getting up of load (so-called “from the weight”, “with picked-up”) and for the different modes of motion of drive mechanism.

Key words: calculation, parameters of motion, ooptimization, minimization, dynamic loading, elastic rope, hoisting machines, methods of getting up of load.

Постановка проблеми. Встановлено, що біля (80...90)% відмов сучасних вантажопідйомних машин у основному пов'язане з динамічними навантаженнями.

Зазвичай розрахунок навантажень включає: 1) складання розрахункових зв'язаних чи еквівалентних схем вантажопідйомного

механізму; 2) визначення величини і характеру зміни зовнішніх навантажень, які прикладені до системи; 3) визначення жорсткості пружних зв'язків; 4) складання диференціальних рівнянь руху мас системи; 5) знаходження пружних сил і моментів у ланцюгах приводу. Привод, як правило, складається з великої кількості зосереджених й розподілених мас, внаслідок чого теоретичне дослідження такої системи стає доволі складним або взагалі неможливим. З достатньою для практики точністю визначення максимальних динамічних навантажень у елементах механізмів підйому можна проводити за двомасовою системою з пружним ланцюгом.

Продуктивність і надійність вантажопідйомних машин, а також точність виконання ними розвантажувально-навантажувальних, транспортних і монтажних операцій суттєво залежать від динамічних навантажень саме у пружних елементах гнучких робочих органів, приводу і металоконструкцій. Величини цих навантажень залежать від ділянки руху вантажопідйомної машини чи її механізму. Найбільші динамічні навантаження виникають на ділянках перехідних процесів (пуск, гальмування, реверсування руху). В роботі [1] показано, що під час гальмування у процесі спуску вантажу коефіцієнт динамічності (K_a) в пружних елементах (канатах) кранових механізмів досягає величини 2,5 і більше.

Одним із шляхів зменшення цих навантажень є вибір необхідних режимів руху як приводних механізмів на ділянках перехідних процесів, так і самого вантажу. Саме цій проблемі й присвячене дане дослідження.

Аналіз публікацій по темі дослідження. Як показують дослідження різних авторів [1–4], динамічні навантаження, визначені у пружному елементі за допомогою двомасової моделі, на (5...10)% відрізняються від дійсних динамічних навантажень. Автори [5, 6] проводять розрахунки режимів руху вантажопідйомних механізмів кранів за різних способів підйому вантажу: «з ваги», «з підхватом», а у роботі [7] здійснена мінімізація динамічних навантажень в канатах кранів для різних режимів руху приводу при підйомі вантажу «з ваги». Проте у цитованих вище роботах не досліджені режими руху вантажу, які мінімізують динамічні навантаження у канатах вантажопідйомних кранів, для різних способів підйому вантажу й різних (оптимальних за певною оцінкою [6]) режимів руху приводу у процесах пуску/гальмування вантажопідйомних механізмів.

Слід зазначити, що у даному дослідженні будуть частково використані результати робіт [5–7].

Мета роботи. Мета роботи полягає в обґрунтуванні аналітичним шляхом режимів руху вантажу вантажопідйомних кранів, за яких мінімізуються динамічні навантаження у канатах, для різних способів підйому «з ваги»/«з підхватом» і для різних режимів руху приводів вантажопідйомних механізмів кранів. Для досягнення мети даної роботи використаний апарат варіаційного числення та звичайних диференціальних рівнянь.

Виклад основного змісту дослідження. На рис.1 наведені типові еквівалентні схеми [5] для розрахунку параметрів руху й натягу у канаті підйомного механізму крана у процесі підйому вантажу для різних моделей власне канату (абсолютно жорсткий/пружний) і різних способів підйому («з ваги», «з підхватом»).

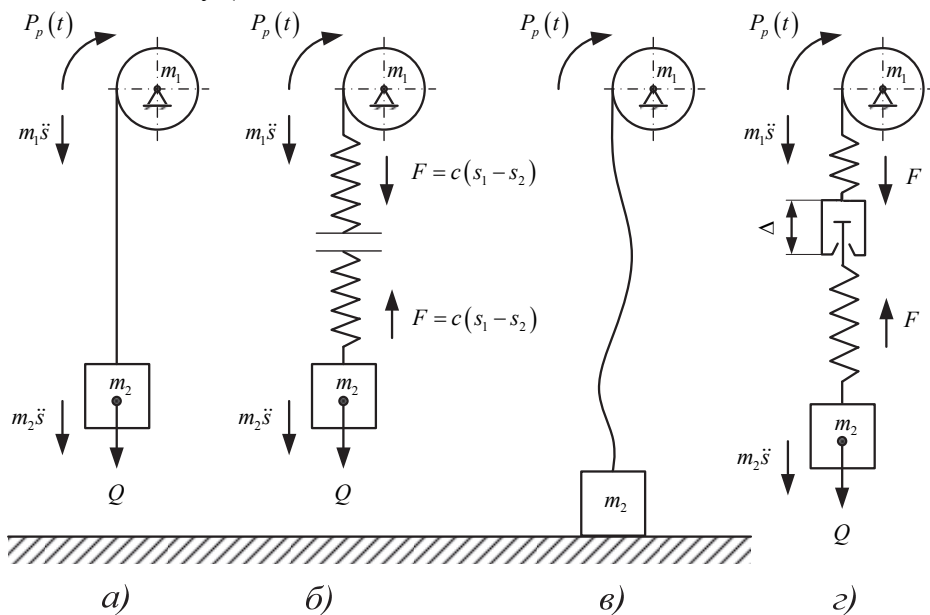


Рисунок 1. Еквівалентні схеми для розрахунку параметрів руху й натягу у канаті підйомного механізму крана у процесі підйому вантажу:

а – “з ваги” абсолютно жорстким канатом; б – “з ваги” пружним канатом; в, з – “з підхватом”.

У роботі [6] наведено декілька можливих режимів руху приводного механізму на ділянці пуску: 1) режим руху з постійним прискоренням, який мінімізує величину рушійного моменту приводу; 2) режим руху з лінійною зміною прискорення, який мінімізує динамічну складову потужності приводу; 3) режим руху зі зміною прискорення по кривій третього порядку; 4) режим руху зі зміною прискорення по кривій п'ятого порядку. Останні два режими руху дають плавну зміну прискорень приводного механізму, що забезпечує зменшення коливань динамічних навантажень в пружних елементах.

Функція $a_i = a_i(t), i = \overline{1,4}$, є функцією прискорення того або

іншого (i – го) режиму руху приводного механізму, яка залежить від часу і має наступний вид:

$$\begin{cases} a_1(t) = \frac{v_y}{t_p} = const, a_2(t) = \frac{2v_y}{t_p} \left(1 - \frac{t}{t_p}\right), \\ a_3(t) = \frac{12v_y}{t_p} \left(\frac{t}{t_p} - 2\frac{t^2}{t_p^2} + \frac{t^3}{t_p^3}\right), \\ a_4(t) = \frac{60v_y}{t_p} \cdot \left[1 - \frac{3t}{t_p} + 3\frac{t^2}{t_p^2} - \frac{t^3}{t_p^3}\right] \cdot \frac{t^2}{t_p^2}, \end{cases} \quad (1)$$

де v_y – швидкість сталого руху вантажу під час підйому; t_p – тривалість розгону вантажу.

Розглянемо перший з випадків, зображених на рис.1, а саме: підйом вантажу «з ваги» абсолютно жорстким канатом. Застосовуючи принцип Даламбера, складемо по схемі, зображеній на рис.1, а рівняння динаміки системи:

$$\begin{cases} m_1 \cdot \ddot{S} = P_n + Q, \\ m_2 \cdot \ddot{S} = -Q, \end{cases} \quad (2)$$

де m_1 й m_2 – приведені маси приводу й вантажу, відповідно; S – переміщення вантажу; $Q = m_2 \cdot g$ – вага вантажу; g – прискорення вільного падіння; $P_n(t) = (m_1 + m_2) \cdot a_i(t)$.

Після перетворення (2) матимемо:

$$(m_1 + m_2) \cdot \ddot{S} = P_n(t) = (m_1 + m_2) \cdot a_i(t), \ddot{S} = \frac{P_n(t)}{(m_1 + m_2)}. \quad (3)$$

Для знаходження динамічного зусилля, діючого на канат при підйомі вантажу слід величину $m_2 \cdot \ddot{S}$ скласти зі статичним опором Q , тобто матимемо:

$$F = m_2 \cdot \ddot{S} + m_2 g = \frac{m_2 \cdot P_n(t)}{(m_1 + m_2)} + m_2 g. \quad (4)$$

Коефіцієнт динамічності для канату має вигляд:

$$K_d(t) = \frac{m_2 \cdot \ddot{S} + m_2 g}{m_2 g} = 1 + \frac{\ddot{S}}{g} = 1 + \frac{a_i(t)}{g}. \quad (5)$$

У якості критерію якості руху при підйомі вантажу оберемо наступний:

$$\int_0^{t_p} K_d^2(t) dt \rightarrow \min. \quad (6)$$

Необхідною умовою досягнення критерію (6) є умова Ейлера-

Пуассона:

$$S^{(IV)} = 0. \quad (7)$$

Саме ця умова визначає закон руху вантажу, який реалізує критерій якості руху (6). З рівнянь (3) та (7) маємо:

$$\begin{cases} \ddot{S} = a_i(t), \\ S^{(IV)} = 0, \end{cases} \Rightarrow \ddot{a}_i(t) = 0. \quad (8)$$

Якщо $a_i(t)$ не задовольняє (8), то такий режим руху приводного механізму не можна вважати оптимальним у сенсі реалізації критерію (6). Для $a_1(t)$, $a_2(t)$ умова (8) виконується, а для $a_3(t)$, $a_4(t)$ – ні. Для кожного з режимів $K_d(t)$ визначаємо з (5). Розв'язок (7) відшукуємо за наступних умов:

$$t = 0 : S = 0, \dot{S} = 0, \ddot{S} = a_i(0), t = t_p : \dot{S} = v_y. \quad (9)$$

Закон руху $S(t)$, який реалізує критерій (6), є наступним:

$$S(t) = \frac{a_i(0) \cdot t^2}{2} + \left[\frac{v_y}{3t_p^2} - \frac{a_i(0)}{3t_p} \right] \cdot t^3. \quad (10)$$

Для оптимальних режимів підйому вантажу маємо:

$$K_d^{(1)}(t) = 1 + \frac{v_y}{t_p g}; K_d^{(2)}(t) = 1 + \frac{2v_y}{t_p g} \left(1 - \frac{t}{t_p} \right), \quad (11)$$

де $K_d^{(i)}(t)$ – коефіцієнт динамічності i -го режиму руху приводного механізму.

Для $i = 1, 2$ вказані значення $K_d^{(i)}(t)$ є мінімальними. Для режимів $i = 3, 4$ цього стверджувати не можна:

$$\begin{aligned} K_d^{(3)}(t) &= 1 + \frac{12v_y}{t_p g} \left(\frac{t}{t_p} - 2\frac{t^2}{t_p^2} + \frac{t^3}{t_p^3} \right); \\ K_d^{(4)}(t) &= 1 + \frac{60v_y}{t_p g} \left(1 - \frac{t}{t_p} \right)^3 \cdot \frac{t^2}{t_p^2}. \end{aligned} \quad (12)$$

При врахуванні пружності канату (рис.1, б) рух механічної системи описується системою диференціальних рівнянь:

$$\begin{cases} m_1 \cdot \ddot{S}_1 + C(S_1 - S_2) = P_H + Q, \\ m_2 \cdot \ddot{S}_2 - C(S_1 - S_2) = -Q, \end{cases} \quad (13)$$

де S_1 й S_2 – незалежні переміщення приведеної маси механізму m_1 й вантажу m_2 ; C – приведена жорсткість канату; $P_H(t)$ визначене

вище.

Якщо ввести нову змінну $S = S_1 - S_2$ (і, відповідно, $\ddot{S} = \ddot{S}_1 - \ddot{S}_2$), знайдемо з (13):

$$\ddot{S} + k^2 \cdot S = \frac{P_H(t)}{m_1} + \frac{(m_1 + m_2)}{m_1 m_2} Q = \frac{P_H(t)}{m_1} + \frac{(m_1 + m_2)}{m_1} \cdot g, \quad (14)$$

де $k^2 = \frac{C \cdot (m_1 + m_2)}{m_1 m_2}$. Рівняння (14) можна подати у формі:

$$\ddot{S} + k^2 \cdot S = \frac{(m_1 + m_2)}{m_1} \cdot (a_i(t) + g). \quad (15)$$

Якщо у якості критерію якості руху обрати (6), тоді можна записати:

$$\int_0^{t_p} \left(\frac{C}{m_2 g k^2} \right)^2 \cdot \left\{ \frac{(m_1 + m_2)}{m_1} [a_i(t) + g] - \ddot{S} \right\}^2 dt \Rightarrow \min. \quad (16)$$

Необхідною умовою реалізації критерію (16) є наступне рівняння Ейлера-Пуассона:

$$S^{(IV)} = \frac{(m_1 + m_2)}{m_1} \cdot \ddot{a}_i(t). \quad (17)$$

Для того, щоб розв'язати рівняння (17), слід використати наступні умови:

$$t = 0: S = \frac{m_2 g}{C}, \dot{S} = 0, \quad (18)$$

$$\ddot{S} = \frac{(m_1 + m_2)}{m_1} [a_i(0) + g] - k^2 \frac{m_2 g}{C}, \ddot{\ddot{S}} = \frac{(m_1 + m_2)}{m_1} \cdot \dot{a}_i(0).$$

Для того, щоб розв'язати рівняння (17) за умов (18), слід знайти для кожного i -го режиму руху приводу значення $a_i(0)$; $\dot{a}_i(0)$; $\ddot{a}_i(t)$:

$$\left\{ \begin{array}{l} i = 1, a_1(0) = \frac{v_y}{t_p}, \dot{a}_1(0) = 0, \ddot{a}_1(t) = 0, \\ i = 2, a_2(0) = \frac{2v_y}{t_p}, \dot{a}_2(0) = -\frac{2v_y}{t_p^2}, \ddot{a}_2(t) = 0, \\ i = 3, a_3(0) = 0, \dot{a}_3(0) = \frac{12v_y}{t_p^2}, \ddot{a}_3(t) = \frac{12v_y}{t_p} \left[-\frac{4}{t_p^2} + \frac{6t}{t_p^3} \right], \\ i = 4, a_4(0) = 0, \dot{a}_4(0) = 0, \ddot{a}_4(t) = \frac{60v_y}{t_p} \left[\frac{2}{t_p^2} - \frac{18t}{t_p^3} + \frac{36t^2}{t_p^4} - 20\frac{t^3}{t_p^5} \right]. \end{array} \right. \quad (19)$$

Для режимів руху приводу вантажопідйомного механізму $i = 1, 2$ маємо наступні закони руху, які реалізують критерій (6):

$$\begin{cases} S^{(1)}(t) = \frac{m_2 g}{C} + \frac{1}{2} \left\{ \frac{(m_1 + m_2)}{m_1} \left[\frac{v_y}{t_p} + g \right] - k^2 \frac{m_2 g}{C} \right\} \cdot t^2, \\ S^{(2)}(t) = \frac{m_2 g}{C} + \frac{1}{2} \left\{ \frac{(m_1 + m_2)}{m_1} \left[\frac{2v_y}{t_p} + g \right] - \frac{k^2 m_2 g}{C} \right\} \cdot t^2 - \\ - \frac{(m_1 + m_2) v_y}{3m_1 t_p^2} \cdot t^3. \end{cases} \quad (20)$$

Для режимів руху вказаного приводу $i = 3, 4$ закони руху $S^{(3)}(t)$, $S^{(4)}(t)$, які реалізують критерій (6), мають вид:

$$\begin{cases} S^{(3)}(t) = \frac{m_2 g}{C} + \frac{(m_1 + m_2)}{m_1} \cdot \frac{2v_y}{t_p^2} t^3 - \frac{(m_1 + m_2)}{m_1} \cdot \frac{2v_y}{t_p^3} t^4 + \\ + \frac{(m_1 + m_2)}{m_1} \cdot \frac{3v_y t^5}{5t_p^4}, \\ S^{(4)}(t) = \frac{m_2 g}{C} + \frac{(m_1 + m_2)}{m_1} \cdot \frac{5v_y}{t_p^3} t^4 - \\ - \frac{(m_1 + m_2)}{m_1} \cdot \frac{9v_y}{t_p^4} t^5 + \frac{(m_1 + m_2)}{m_1} \cdot \frac{6v_y}{t_p^5} t^6 - \frac{(m_1 + m_2)}{m_1} \cdot \frac{10v_y}{7t_p^6} t^7. \end{cases} \quad (21)$$

Після нескладних спрощень вирази (20), (21) можна подати у наступному вигляді:

$$\begin{cases} S^{(1)}(t) = \frac{m_2 g}{C} + \frac{1}{2} \cdot \frac{(m_1 + m_2)}{m_1} \cdot \frac{v_y}{t_p} \cdot t^2, \\ S^{(2)}(t) = \frac{m_2 g}{C} + \frac{(m_1 + m_2)}{m_1} \cdot \frac{v_y}{t_p} \cdot t^2 - \frac{(m_1 + m_2) v_y}{3m_1 t_p^2} \cdot t^3, \\ S^{(3)}(t) = \frac{m_2 g}{C} + \frac{(m_1 + m_2)}{m_1} \cdot \frac{v_y}{t_p^2} t^3 \left\{ 2 - 2 \frac{t}{t_p} + 3 \frac{t^2}{5t_p^2} \right\}, \\ S^{(4)}(t) = \frac{m_2 g}{C} + \frac{(m_1 + m_2)}{m_1} \cdot \frac{v_y}{t_p^3} t^4 \left\{ 5 - 9 \frac{t}{t_p} + 6 \frac{t^2}{t_p^2} - \frac{10}{7} \cdot \frac{t^3}{t_p^3} \right\}. \end{cases} \quad (22)$$

Для кожного з $S^{(i)}(t)$ режимів руху вантажопідйомного механізму отримаємо наступні (мінімальні) значення $K_d^{(i)}(t)$:

$$K_d^{(i)}(t) = 1 + \frac{a_i(t)}{g} - \frac{m_1}{(m_1 + m_2)} \cdot \frac{\ddot{S}^{(i)}}{g}, \quad i = (\overline{1, 4}). \quad (23)$$

Знайдемо $\ddot{S}^{(i)}$ для кожного i -го режиму руху приводу:

$$\left\{ \begin{array}{l} i=1, a_1(t) = \frac{v_y}{t_p}, \ddot{S}^{(1)} = \frac{(m_1 + m_2)}{m_1} \cdot \frac{v_y}{t_p}, \\ i=2, a_2(t) = \frac{2v_y}{t_p} \left(1 - \frac{t}{t_p} \right), \ddot{S}^{(2)} = \frac{(m_1 + m_2)v_y}{m_1 t_p} \left\{ 2 - 2 \frac{t}{t_p} \right\}, \\ i=3, a_3(t) = \frac{12v_y}{t_p} \cdot \left(\frac{t}{t_p} - 2 \frac{t^2}{t_p^2} + \frac{t^3}{t_p^3} \right), \\ \ddot{S}^{(3)} = \frac{(m_1 + m_2)}{m_1} \cdot \frac{v_y}{t_p^2} \left\{ 12t - 24 \frac{t^2}{t_p} + 12 \frac{t^3}{5t_p^2} \right\}, \\ i=4, a_4(t) = \frac{60v_y}{t_p} \cdot \left[1 - \frac{3t}{t_p} + 3 \frac{t^2}{t_p^2} - \frac{t^3}{t_p^3} \right] \frac{t^2}{t_p^2}, \\ \ddot{S}^{(4)} = \frac{(m_1 + m_2)}{m_1} \cdot \frac{v_y}{t_p^3} \left\{ 60t^2 - 180 \frac{t^3}{t_p} + 180 \frac{t^4}{t_p^2} - 60 \frac{t^5}{t_p^3} \right\}. \end{array} \right. \quad (24)$$

Тоді вирази (23) приймають наступний вид:

$$K_d^{(1)} = 1 ; K_d^{(2)} = 1 ; K_d^{(3)} = 1 ; K_d^{(4)} = 1. \quad (25)$$

Це означає, що для всіх режимів руху приводу коефіцієнт динамічності набуває ідеального значення (тобто вантажопідйомний механізм працює без перевантажень!).

Для того, щоб знайти закон руху вантажу для кожного i -го режиму руху приводу, слід підставити вирази (22), кожний з яких помножений на C , у друге рівняння системи (13), тоді матимемо:

$$m_2 \ddot{S}_2^{(i)} - C \cdot S^{(i)} = -m_2 g \quad (26)$$

Або:

$$\left\{ \begin{array}{l} m_2 \cdot \ddot{S}_2^{(1)} = \frac{1}{2} \cdot \frac{C(m_1 + m_2)}{m_1} \cdot \frac{v_y}{t_p} \cdot t^2, \\ m_2 \cdot \ddot{S}_2^{(2)} = \frac{(m_1 + m_2)}{m_1} \cdot \frac{Cv_y}{t_p} \left\{ t^2 - \frac{t^3}{3t_p} \right\}, \\ m_2 \cdot \ddot{S}_2^{(3)} = \frac{(m_1 + m_2)}{m_1} \cdot \frac{Cv_y t^3}{t_p^2} \left\{ 2 - 2 \frac{t}{t_p} + 3 \frac{t^2}{5t_p^2} \right\}, \\ m_2 \cdot \ddot{S}_2^{(4)} = \frac{(m_1 + m_2)}{m_1} \cdot \frac{Cv_y t^4}{t_p^3} \left\{ 5 - 9 \frac{t}{t_p} + 6 \frac{t^2}{t_p^2} - \frac{10}{7} \cdot \frac{t^3}{t_p^3} \right\}. \end{array} \right. \quad (27)$$

Оскільки початкові умови нульові: $t = 0, S_2^{(i)} = 0, \dot{S}_2^{(i)} = 0$, тоді розв'язок (27) можна подати наступним чином:

$$\begin{cases} S_2^{(1)}(t) = k^2 \cdot \frac{v_y}{t_p} \cdot \frac{t^4}{24}, \\ S_2^{(2)}(t) = k^2 \cdot \frac{v_y}{t_p} \left\{ \frac{t^4}{12} - \frac{t^5}{60t_p} \right\}, \\ S_2^{(3)}(t) = k^2 \cdot \frac{v_y}{t_p^2} \left\{ \frac{t^5}{10} - \frac{t^6}{15t_p} + \frac{t^7}{70t_p^2} \right\}, \\ S_2^{(4)}(t) = k^2 \cdot \frac{v_y}{t_p^3} \left\{ \frac{t^6}{6} - \frac{3}{14} \frac{t^7}{t_p} + \frac{3}{28} \frac{t^8}{t_p^2} - \frac{5}{252} \frac{t^9}{t_p^3} \right\}. \end{cases} \quad (28)$$

Саме за таких законів руху $S_2^{(i)}(t)$, $i = \overline{1,4}$, вантажу на канаті можливий ідеальний (без перевантажень, $K_d^{(i)} = 1$, протягом $t \in [0, t_p]$) режим підйому вантажу. По суті, отримані результати дозволяють стверджувати, що у межах двомасової моделі для пружного канату можна, користуючись такими (28) законами підйому вантажу, досягти оптимальних (мінімальних) навантажень на канат і до того ж працювати з приводом підйомного механізму крана у оптимальних режимах, визначених у роботі [6]. Таким чином, за допомогою мехатронних пристроїв керування приводом і рухом канату з вантажем, можна досягти т.з. “optimum optimorum”.

Разом з тим, в межах моделі жорсткого канату значення $K_d^{(i)}(t)$ мінімальні, проте далекі від ідеальних значень ($K_d^{(i)} \equiv 1$).

Чисельні розрахунки для значень параметрів: $v_y = 0,5 \text{ м/с}$; $t_p = 2,0 \text{ с}$ [7] дають для $t = 0$, $t = 1 \text{ с}$ й $t = t_p$ наступні оцінки (див. таблицю).

Таблиця. Значення $K_d^{(i)}(t)$ для абсолютно жорсткого канату при підйомі “з ваги”.

i	$t, \text{с}$		
	0	$t=1,0 \text{ с}$	$t_p=2,0 \text{ с}$
1	1,025	1,025	1,025
2	1,051	1,025	1,000
3	1,000	1,038	1,000
4	1,000	1,048	1,000

Розглянемо далі режим підйому вантажу «з підхватом» за допомогою пружного канату (рис.1,в, г).

Рівняння динаміки, які описують рух системи, зображеної на рис.1,в нічим не будуть відрізнятися від отриманих, у чому легко впевнитись, співставляючи обидві розрахункові схеми. Вирази, які

визначають у загальному виді розв'язок вихідних рівнянь для $S(t)$ й $\dot{S}(t)$, а також інші знайдені співвідношення для системи, зображеної на рис.1,б, будуть такими ж, як і для системи, показаної на рис.1,в. Однак, у обох випадках початкові умови руху різні. Якщо при підйомі вантажу «з ваги» канат перед початком руху вже має деформацію розтягу від статичного навантаження, а швидкість системи при цьому дорівнює нулю, тоді як при підйомі вантажу «з підхватом» у початковий момент деформація канату дорівнює нулю (оскільки вага вантажу сприймається основою), але приведена маса приводу у процесі вибирання слабкості канату має швидкість, яка дорівнює або близька до номінальної. Таким чином, для систем, зображених на рис.1,в, з початковими умовами будуть наступні:

При

$$t = 0 : S = 0; \dot{S} = v_y; \ddot{S} = \frac{(m_1 + m_2)}{m_1} \cdot [a_i(0) + g]; \ddot{S} = \frac{(m_1 + m_2)}{m_1} \cdot \dot{a}_i(0). \quad (29)$$

Для режимів руху приводу вантажопідйомного механізму $i = 1, 2$ маємо наступні закони руху, які реалізують (6):

$$\begin{cases} S_{\Pi}^{(1)}(t) = v_y \cdot t + \frac{1}{2} \left\{ \frac{(m_1 + m_2)}{m_1} \left[\frac{v_y}{t_p} + g \right] \right\} \cdot t^2; \\ S_{\Pi}^{(2)}(t) = v_y \cdot t + \frac{1}{2} \left\{ \frac{(m_1 + m_2)}{m_1} \left[\frac{2v_y}{t_p} + g \right] \right\} \cdot t^2 - \\ - \frac{(m_1 + m_2)v_y}{3m_1 t_p^2} \cdot t^3. \end{cases} \quad (30)$$

У (30) і подальших співвідношеннях індекс «п» означає, що рух відбувається при підйомі вантажу «з підхватом».

Для режимів руху вказаного приводу $i = 3, 4$ закони руху $S_{\Pi}^{(3)}(t)$ й $S_{\Pi}^{(4)}(t)$, які реалізують критерій (6), мають вид:

$$\begin{cases} S_{\Pi}^{(3)}(t) = v_y t + \frac{(m_1 + m_2)}{m_1} \cdot \frac{2v_y}{t_p^2} t^3 - \frac{(m_1 + m_2)}{m_1} \cdot \frac{2v_y}{t_p^3} t^4 + \\ + \frac{(m_1 + m_2)}{m_1} \cdot \frac{3v_y t^5}{5t_p^4}, \\ S_{\Pi}^{(4)}(t) = v_y t + \frac{(m_1 + m_2)}{m_1} \cdot \frac{5v_y}{t_p^3} t^4 - \\ - \frac{(m_1 + m_2)}{m_1} \cdot \frac{9v_y}{t_p^4} t^5 + \frac{(m_1 + m_2)}{m_1} \cdot \frac{6v_y}{t_p^5} t^6 - \frac{(m_1 + m_2)}{m_1} \cdot \frac{10v_y}{7t_p^6} t^7. \end{cases} \quad (31)$$

Після нескладних спрощень вирази (30) й (31) можна подати у

наступному вигляді:

$$\begin{cases} S_{\Pi}^{(1)}(t) = v_y t + \frac{1}{2} \frac{(m_1 + m_2)}{m_1} \cdot \left(\frac{v_y}{t_p} + g \right) \cdot t^2; \\ S_{\Pi}^{(2)}(t) = v_y t + \frac{1}{2} \frac{(m_1 + m_2)}{m_1} \left(\frac{2v_y}{t_p} + g \right) t^2 - \frac{(m_1 + m_2)v_y}{3m_1 t_p^2} t^3; \\ S_{\Pi}^{(3)}(t) = v_y t + \frac{(m_1 + m_2)}{m_1} \cdot \frac{v_y}{t_p^2} t^3 \cdot \left\{ 2 - 2 \frac{t}{t_p} + 3 \frac{t^2}{5t_p^2} \right\}; \\ S_{\Pi}^{(4)}(t) = v_y t + \frac{(m_1 + m_2)}{m_1} \cdot \frac{v_y}{t_p^3} t^4 \cdot \left\{ 5 - 9 \frac{t}{t_p} + 6 \frac{t^2}{t_p^2} - \frac{10}{7} \cdot \frac{t^3}{t_p^3} \right\}. \end{cases} \quad (32)$$

Для кожного з $S_{\Pi}^{(i)}(t)$ режимів руху вантажопідйомного механізму отримаємо наступні (мінімальні) значення $K_{\text{дп}}^{(i)}(t)$, що співпадають з правою частиною співвідношень (23). $\ddot{S}_{\Pi}^{(i)}$ для кожного i -го режиму руху приводу аналогічні (24). Вирази, які визначають $K_{\text{дп}}^{(i)}(t)$, приймають ідеальні значення і у випадку підйому вантажу «з підхватом»:

$$K_{\text{дп}}^{(1)} = K_{\text{дп}}^{(2)} = K_{\text{дп}}^{(3)} = K_{\text{дп}}^{(4)} = 1. \quad (33)$$

Міркування, наведені при виведенні співвідношення (26), повторюються і у випадку підйому вантажу «з підхватом». Тому, замість (27) тепер маємо:

$$\begin{cases} m_2 \cdot \ddot{S}_{2\Pi}^{(1)} = C v_y t + \frac{1}{2} \cdot \frac{C(m_1 + m_2)}{m_1} \cdot \left[\frac{v_y}{t_p} + g \right] \cdot t^2 - m_2 g; \\ m_2 \cdot \ddot{S}_{2\Pi}^{(2)} = C v_y t + \frac{1}{2} \frac{(m_1 + m_2)C}{m_1} \cdot \left[\frac{2v_y}{t_p} + g \right] \cdot t^2 - \frac{(m_1 + m_2)v_y C}{3m_1 t_p^2} t^3 - m_2 g; \\ m_2 \cdot \ddot{S}_{2\Pi}^{(3)} = C v_y t + \frac{(m_1 + m_2)}{m_1} \frac{C v_y t^3}{t_p^2} \cdot \left\{ 2 - 2 \frac{t}{t_p} + 3 \frac{t^2}{5t_p^2} \right\} - m_2 g; \\ m_2 \cdot \ddot{S}_{2\Pi}^{(4)} = C v_y t + \frac{(m_1 + m_2)}{m_1} \frac{C v_y t^4}{t_p^3} \cdot \left\{ 5 - 9 \frac{t}{t_p} + 6 \frac{t^2}{t_p^2} - \frac{10}{7} \cdot \frac{t^3}{t_p^3} \right\} - m_2 g. \end{cases} \quad (34)$$

Вважаючи, що початкові умови для $S_{2\Pi}(t)$ при $t = 0$ нульові, тобто: $t = 0, S_{2\Pi}^{(i)} = 0; \dot{S}_{2\Pi}^{(i)} = 0, i = \overline{(1,4)}$, розв'язок (34) можна подати наступним чином:

$$\left\{ \begin{aligned} S_{2n}^{(1)}(t) &= \frac{C}{m_2} v_y \frac{t^3}{6} + \frac{1}{2} k^2 \cdot \left(\frac{v_y}{t_p} + g \right) \cdot \frac{t^4}{12} - g \frac{t^2}{2}; \\ S_{2n}^{(2)}(t) &= \frac{C}{m_2} v_y \frac{t^3}{6} + \frac{1}{2} k^2 \cdot \left(\frac{2v_y}{t_p} + g \right) \cdot \frac{t^4}{12} - \frac{k^2 v_y}{3t_p^2} \cdot \frac{t^5}{20} - g \frac{t^2}{2}; \\ S_{2n}^{(3)}(t) &= \frac{C}{m_2} v_y \frac{t^3}{6} + k^2 \frac{v_y}{t_p^2} \cdot \left\{ \frac{t^5}{10} - \frac{t^6}{15t_p} + \frac{t^7}{70t_p^2} \right\} - g \frac{t^2}{2}; \\ S_{2n}^{(4)}(t) &= \frac{C}{m_2} v_y \frac{t^3}{6} + k^2 \frac{v_y}{t_p^3} \cdot \left\{ \frac{t^6}{6} - \frac{3}{14} \frac{t^7}{t_p} + \frac{3}{28} \frac{t^8}{t_p^2} - \frac{5}{252} \cdot \frac{t^9}{t_p^3} \right\} - \frac{gt^2}{2}. \end{aligned} \right. \quad (35)$$

Подамо результати (35) у канонічному виді:

$$\left\{ \begin{aligned} S_{2n}^{(1)}(t) &= -\frac{gt^2}{2} + \frac{C}{m_2} v_y \frac{t^3}{6} + \frac{k^2}{24} \cdot \left(\frac{v}{t_p} + g \right) \cdot t^4; \\ S_{2n}^{(2)}(t) &= -\frac{gt^2}{2} + \frac{C}{m_2} v_y \frac{t^3}{6} + \frac{k^2}{24} \cdot \left(\frac{2v}{t_p} + g \right) \cdot t^4 - \frac{k^2 v_y t^5}{60t_p^2}; \\ S_{2n}^{(3)}(t) &= -\frac{gt^2}{2} + \frac{C}{m_2} v_y \frac{t^3}{6} + \frac{k^2 v_y}{t_p^2} \cdot \left\{ \frac{t^5}{10} - \frac{t^6}{15t_p} + \frac{t^7}{70t_p^2} \right\}; \\ S_{2n}^{(4)}(t) &= -\frac{gt^2}{2} + \frac{C}{m_2} v_y \frac{t^3}{6} + \frac{k^2 v_y}{t_p^3} \cdot \left\{ \frac{t^6}{6} - \frac{3}{14} \frac{t^7}{t_p} + \frac{3}{28} \frac{t^8}{t_p^2} - \frac{5}{252} \cdot \frac{t^9}{t_p^3} \right\}. \end{aligned} \right. \quad (36)$$

Висновки

1. У межах двомасової моделі проведений аналітичний розрахунок параметрів руху вантажу на канаті, який розглядається як абсолютно жорсткий і як пружний елемент вантажопідйомного механізму крана, при різних способах підйому вантажу: «з ваги», «з підхватом».
2. Обґрунтовані режими руху вантажопідйомного механізму крана, які мінімізують динамічні навантаження у канатах при різних способах підйому вантажу («з ваги», «з підхватом»).
3. Отримані у роботі результати можуть у подальшому слугувати для уточнення й вдосконалення існуючих інженерних методів розрахунку кінематично-силових параметрів механізмів підйому вантажу у процесах їх пуску/гальмування як на стадіях їх проектування/конструювання, так і у режимах реальної експлуатації, а також для оптимізації керування вказаними механізмами за допомогою мехатронних систем.

ЛІТЕРАТУРА

1. Волков Д. П. Динамические нагрузки в универсальных экскаваторах-кранах /Д. П. Волков. – М.: Машгиз, 1958. – 269 с.
2. Кожевников С. Н. Динамика нестационарных процессов в машинах / С. Н. Кожевников.- К.: Наукова думка, 1986. – 288 с.
3. Казак С.А. Динамика мостовых кранов / С.А. Казак.– М.: Машиностроение, 1968.–331 с.
4. Александров М.П. и др. Грузоподъемные машины / М.П. Александров и др. – М.: Машиностроение, 1986.–399 с.
5. Гоберман Л.А. Теория, конструкция и расчет строительных и дорожных машин / Л.А. Гоберман, К.В. Степанян, А.А. Яркин, В.С. Заленский. – М.: Машиностроение, 1979.–407 с.
6. Ловейкин В.С. Расчеты оптимальных режимов движения механизмов строительных машин /В.С. Ловейкин. – К.: УМК ВО, 1990. – 166 с.
7. Ловейкін В.С. Мінімізація динамічних навантажень в пружних елементах вантажопідйомних машин / В.С. Ловейкін // Гірничі, будівельні, дорожні і меліоративні машини. – 1998. – Вип. 52. – С. 63-68.

УДК 629-413-592.112

Вольченко А.И., д.т.н.; Возный А.В., к.т.н.; Стадник О.Б., аспирант
Ивано-Франковский национальный технический университет нефти и
газа

РОБАСТИЧЕСКАЯ МЕТОДОЛОГИЯ РАЗРАБОТКИ ФРИКЦИОННЫХ УЗЛОВ ДИСКОВО-КОЛОДОЧНЫХ ТОРМОЗОВ (часть первая)

Аннотация. В материалах статьи наведена и обоснована робастическая методология разработки фрикционных узлов дисково-колодочных тормозов, состоящая из шести уровней (качество, устойчивость, стабилизация, регулирование, управление и оптимизация) исходя из энергетических уровней материалов пар трения и их соответствия конструкции фрикционного узла и которая базируется на структурно-параметрическом синтезе пар трения.

Анотація. У матеріалах статті наведена і обґрунтована робастична методологія розробки фрикційних вузлів дисково-колодочних гальм, що складається з шести рівнів (якість, стійкість, стабілізація, регулювання, керування і оптимізація) виходячи з енергетичних рівнів матеріалів пар тертя і їх відповідності конструкції фрикційного вузла, і яка базується на структурно-параметричному синтезі пар тертя.

Abstract. We've pointed and justified robastic methodology of development of friction units of the disk brakes, consisting of six levels (quality, stability, stabilization, control, management and optimization) based on the energy levels of materials of the friction pairs and its compliance with the design of the friction unit and which is based on structural and parametric synthesis of friction pairs.

Введение. Робастный подход к расчету и проектированию фрикционных узлов дисково-колодочных тормозов подъемно-транспортных машин является новым, перспективным направлением, поскольку включает в себя состояния их поверхностных и подповерхностных слоев, связанных с качеством фрикционных поверхностей, устойчивостью и стабилизацией эксплуатационных параметров. Кроме того, осуществляется регулирование и управление эксплуатационными параметрами при электротермомеханическом трении. В конечном итоге, проводится оптимизация как конструктивных, так и эксплуатационных параметров фрикционных узлов дисково-колодочного тормоза [1, 2].

Состояние проблемы. Остановимся на конструктивных особенностях и работе дисково-колодочного тормоза [1]. На рис. 1 а, б показаны пары трения дисково-колодочного тормоза. Пары трения состоят из фрикционных накладок 2, которые находятся в

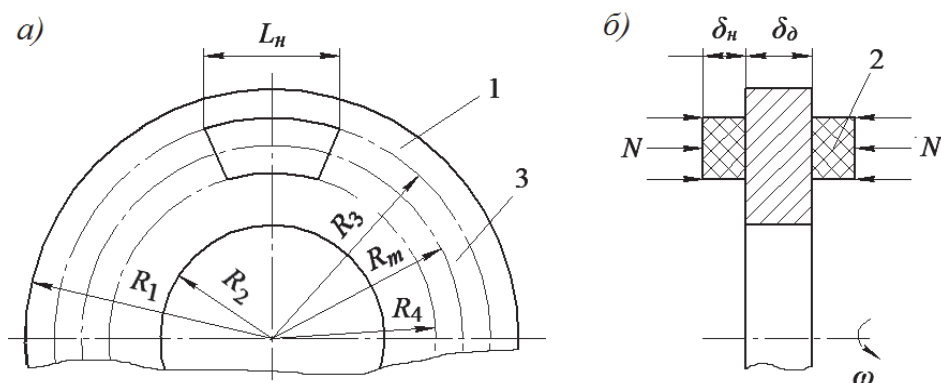


Рисунок 1 а, б – Схема фрикционных узлов дисково-колодочного тормоза (продольный (а) и поперечный (б) разрез)

перемещающихся тормозных колодках. При фрикционном взаимодействии рабочих поверхностей накладок 2 с вращающимся тормозным диском 1 под действием нормального прижимного усилия N образуется беговая дорожка трения диска 3.

В табл. 1 проиллюстрированы расчетные схемы узлов трения.

Использованные обозначения в табл. 1: ω – угловая скорость вращения металлического фрикционного элемента; N – нормальное прижимное усилие; $q_1(\tau)$, $q_2(\tau)$ и $q_3(\tau)$ – удельные тепловые потоки: аккумулируемые в парах трения и рассеиваемые во времени металлическим фрикционным элементом.

В табл. 2 приведены условия работы фрикционных материалов в «сухих» узлах трения дисковых и дисково-колодочных тормозов [1]. Использованные обозначения в табл. 2: $K_{вз}$ – коэффициент взаимного перекрытия пар трения; E – энергия торможения; W – удельная работа трения; V – скорость скольжения; p – удельные нагрузки; τ_m – время торможения; I_h – интенсивность линейного износа.

Проанализируем условия работы фрикционных материалов в «сухих» узлах трения дисково-колодочных тормозов, применяемых в машиностроении. Они характеризуются высокими скоростями скольжения, большими удельными нагрузками, поверхностными температурами, удельными тепловыми потоками, удельной работой трения, энергией торможения за время торможения, изменяющейся от 5,0 до 30,0с при износе рабочих поверхностей пар трения от 10^{-8} до 10^{-6} мм. Высокая энергонагруженность пар трения дисково-колодочных тормозов и заставила обратиться к робастическому подходу к

Таблица 1 – Расчетные схемы узлов трения дисковых и дисково-колодочных тормозов

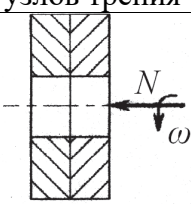
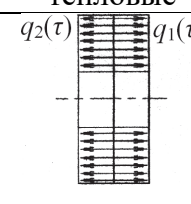
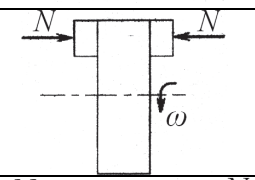
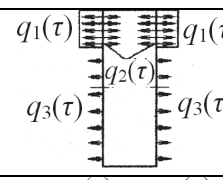
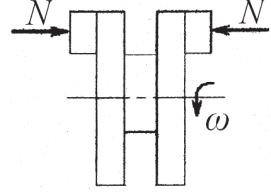
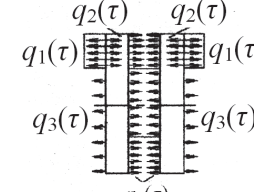
№ п/п	Фрикционные пары	Схемы:	
		узлов трения	тепловые
1.	Диск по диску		
2.	Фрикционные накладки колодок по торцу: сплошного диска		
3.	вентилируемых дисков		

Таблица 2 – Условия работы фрикционных материалов в «сухих» узлах трения тормозов

Узел трения	$K_{вз}$	E , МДж	W , МДж/м ²	q , МВт/м ²	V , м/с	p , МПа	τ_m , с	t , °C	I_h , мм
		до							
Дисково-колодочный (автомобильный)	0,3-0,6	5,0	20,0	6,0	15,0	5,0	5,0	600	10^{-8} - 10^{-7}
То же (ж/д вагона)	0,2-0,4	5,0	250,0	35,0	80,0	1,0	30,0	800	10^{-7} - 10^{-6}
Дисковый (авиационный)	1,0	25,0	40,0	2,5	50,0	2,5	30,0	1400	10^{-8} - 10^{-7}

разработке фрикционных узлов дисково-колодочных тормозных устройств.

Цель работы – обоснование робастической методологии разработки фрикционных узлов дисково-колодочных тормозов, исходя из энергетических уровней материалов пар трения и их соответствия конструкции фрикционного узла.

Общие принципы робастического подхода. Остановимся на значимости терминологии, входящей в робастический подход:

- качество – объективная и всеобщая характеристика объектов, обнаруживающаяся в совокупности их свойств; одним из основных свойств является переход количественных изменений в качественные;
- устойчивость применительно к энергосистеме – способность восстанавливать исходные (или близкое к нему) состояние после какого-либо возмущения, проявляющегося в отклонении параметров системы от номинального значения;
- стабилизация – упрочнение, приведение в постоянное устойчивое состояние системы или поддержание этого ее состояния, а также само состояние устойчивости, постоянства;
- регулирование стока – перераспределение во времени количества теплового потока от поверхности трения металлического фрикционного элемента изменением его теплового режима;
- управление – воздействие на объект с целью его упорядочения, сохранения качественной специфики, совершенствования и развития;
- оптимизация – процесс выбора наилучшего варианта из возможных или приведение системы в наилучшее (оптимальное) состояние.

На рис. 2 показаны уровни робастической методологии разработки фрикционных узлов дисково-колодочного тормоза с прямой и обратной связью со структурно-параметрическим синтезом его пар трения. Составляющие последнего проиллюстрированы на рис. 3.

Алгоритм синтеза фрикционного узла формируют в соответствии с техническими условиями на пару трения тормоза, в которых должны учитываться для материалов пары составляющие их поверхностных и подповерхностных слоев, рассматриваемые на нано-, микро- и миллиуровнях. при этом необходимо обратить внимание на: работу выхода электронов на их дебаевскую длину пробега, уровень Ферми, тип контакта (омический, нейтральный и блокирующий) и его электро- и теплопроводность, а также условие снижения трибозффекта [3].

В развитии понимания рис. 2 на рис. 4 – 6 показана детализация уровней (качества, устойчивости, стабилизации, регулирования, управления, оптимизации) робастической методологии разработки узла трения при контактно-импульсном фрикционном взаимодействии. Погруппируем уровни робастического подхода и проанализируем их возможности.

Первый и второй уровни робастической методологии. Процессы, явления и эффекты применительно к электротермомеханическому трению и изнашиванию узлов трения в машиностроении требуют робастического подхода к подбору для них фрикционных материалов на основе параметрического синтеза. Кроме того, должны соблюдаться для материалов узла трения качество

поверхностей, устойчивость и стабилизация как внешних так и внутренних (поверхностных и подповерхностных слоев, исходя из их энергетических уровней) параметров. Нагрузочные режимы узлов трения должны быть регулируемы и управляемы при оптимизированных их конструктивных элементах.

На рис. 4 а, б показаны первый и второй уровни (нано и микро) робастической методологии, касающихся: а – качества поверхностей трибосопряжения; б – внутренних параметров поверхностных и приповерхностных слоев трибосопряжения.

Необходимо обратить внимание на тот факт, что в данном случае качество является свойством фрикционных поверхностей узлов трения, которое может быть с таким же успехом отнесено к стабилизационным, регулируемым и управляемым процессам и режимам, а также к выбору оптимизационных задач.

Вопрос коррозионной стойкости затронут потому, что коррозия металла приводит ежегодно к миллиардным убыткам, и разрешение этой проблемы является важной задачей в тормозостроении. Основной ущерб, причиняемый коррозией, заключается в разрушении поверхностей тормозных дисков косвенным путем.

В случае когда готовая конструкция фрикционного узла не удовлетворяет техническим условиям, то разрабатывается новая конструкция с другими фрикционными материалами, которые в дальнейшем подвергаются как стендовым так и эксплуатационным испытаниям в составе дисково-колодочного тормоза.

Третий, четвертый и пятый уровни робастической методологии. Указанные уровни (рис. 5 а, б, в) в значительной мере зависят от возбуждающих факторов, которыми во фрикционных узлах дисково-колодочных тормозов являются:

- температуры поверхностей фрикционных накладок колодок, которые превышают допустимые для их материалов;
- коробление тормозного диска – результат действия суммарных напряжений, состоящих из остаточных линейных напряжений и напряжений, введенных в диск при его механической обработке, а также температурных напряжений, возникающих в беговой дорожке трения диска при его электротермомеханическом нагружении;
- низкочастотные вибрации, вызванные: торможениями; «холодным» и «горячим» состоянием беговой дорожки трения тормозных дисков на степень усиления или ослабления которых влияет ряд факторов: демпфирующие характеристики кинематической цепи от источника вибрации (пары трения «металл-полимер») до рулевого колеса транспортного средства; неодинаковая толщина тормозного диска в условиях изготовления и эксплуатации; износостойкость материалов диска и рабочих поверхностей накладок

колодок; биение тормозного диска, вызванное его короблением при релаксации остаточных напряжений в эксплуатационных условиях.

Перечисленные факторы необходимо устранять, т.е. уменьшать или полностью «гасить» на первом и втором уровнях робастического



Рисунок 2 – Уровни робастической методологии разработки фрикционных узлов дисково-колодочных тормозов



Рисунок 3 – Робастическая методология оценки структурно-параметрического синтеза фрикционного узла



Рисунок 4 *а, б* – Первый и второй уровни (нано и микро) робастической методологии, касающейся: *а* – качества поверхностей трибосопряжения; *б* – устойчивостью внутренних параметров поверхностных и приповерхностных слоев трибосопряжения



Рисунок 5 а, б, в – Третий, четвертый и пятый уровни робастической методологии, касающейся: а - стабилизации эксплуатационных параметров трибосопряжения; б, в – регулирование и управление эксплуатационными параметрами и тормозными режимами фрикционных узлов дисково-колодочных тормозов

подхода и только тогда можно будет качественно реализовать третий, четвертый и пятый уровни.

Шестой уровень робастической методологии. Последний уровень является итоговым для ранее рассмотренных пяти уровней с точки зрения оптимальных конструктивных параметров фрикционного

узла дисково-колодочного тормоза, в котором обеспечивается оптимум эксплуатационных параметров (рис. 6) Оптимум это наилучшая совокупность наиболее благоприятствующих режимов торможения, т.е. наилучший вариант решения поставленной робастической задачи или путь достижения цели при полученных эксплуатационных параметрах.

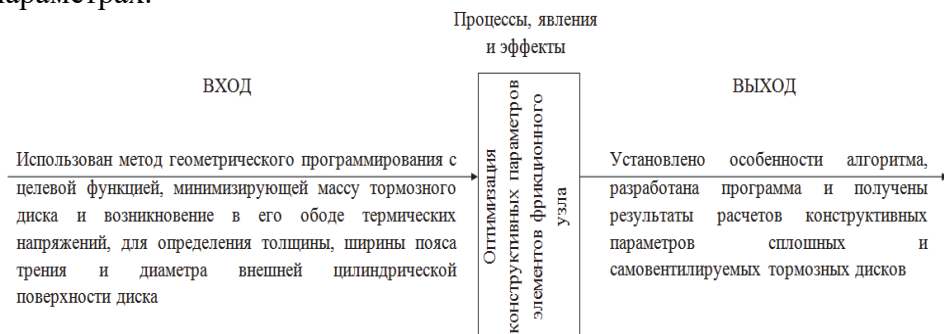


Рисунок 6 – Шестой уровень робастической методологии, касающейся оптимизированных основных конструктивных параметров сплошных и самовентилируемых тормозных дисков

При оптимизации конструктивных и эксплуатационных параметров различных типов фрикционных узлов ленточно-колодочного тормоза необходимо правильно выбрать критерии оптимальности и ограничения выше приведенных параметров. При этом критерии оптимальности элементов фрикционных узлов ленточно-колодочного тормоза могут быть как локальные и комплексные. Для их оценки предлагается использовать многокритериальный анализ [4].

Выводы. Таким образом, проиллюстрирована шестиуровневая робастическая методология разработки фрикционных узлов дисково-колодочных тормозов (кратко). В последующих статьях будет рассмотрен детально каждый из ее уровней.

ЛИТЕРАТУРА

1. Проектный и проверочный расчет фрикционных узлов барабанно- и дисково-колодочных тормозов автотранспортных средств / А. И. Вольченко, А. В. Возный, О. Б. Стадник [и др.]. – Баку: Апострофф, 2016. – 253с.
2. Трибология / А. И. Вольченко, М. В. Киндрачук, Н. А. Вольченко [и др.]. - Киев-Краснодар: Изд-во «Плай», 2015. - 371с.
3. Джанахмедов А.Х. Синергетика и фракталы в трибологии / А.Х. Джанахмедов, О.А. Дышин, М.Я. Джавадов // Баку: Апострофф, 2014. - 504 с.
4. Даффин Р. Геометрическое программирование / Р. Даффин, Э. Питтерсон, К. Зенер. – М.: Мир, 1972. – 311с.

УДК 667.64:678.026

Акимов А.В., к.т.н.

Херсонская государственная морская академия

СОСТАВ И ТЕХНОЛОГИЯ ФОРМИРОВАНИЯ ЗАЩИТНЫХ ПОКРЫТИЙ С НАПОЛНИТЕЛЯМИ РАЗЛИЧНОГО ФУНКЦИОНАЛЬНОГО НАЗНАЧЕНИЯ ДЛЯ ДЕТАЛЕЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК

Аннотация. Разработаны состав, технологии формирования и нанесения защитных полимеркомпозитных покрытий, которые непосредственно были внедрены в производство для защиты и восстановления технического состояния деталей технологического оборудования. Применение разработанных покрытий позволило отказаться от использования традиционных грунтовок и покрытий и обеспечивает повышение показателей физико-механических и теплофизических свойств, а также уменьшение горючести и увеличение межремонтного ресурса эксплуатации деталей.

Ключевые слова: эпоксидный олигомер, покрытия, адгезионный слой, поверхностный слой.

Анотація. Розроблено склад, технології формування і нанесення захисних полімеркомпозитних покриттів, які безпосередньо були впроваджені у виробництво для захисту і відновлення технічного стану деталей технологічного обладнання. Застосування розроблених покриттів дозволило відмовитися від використання традиційних грунтовок і покриттів і забезпечує підвищення показників фізико-механічних і теплофізичних властивостей, а також зменшення горючості і збільшення міжремонтного ресурсу експлуатації деталей.

Ключові слова: епоксидний олігомер, покриття, адгезійний шар, поверхневий шар.

Annotation. Designed composition, imaging technologies and the application of protective coatings of polymercomposites, that were directly introduced into production for the protection and restoration technical condition of process equipment parts. Application of the developed coatings allowed to abandon the use of traditional primers and coatings and enhances the performance of physic-mechanical and thermal properties, as well as reducing the flammability and increased overhaul period of the operation details.

Keywords: epoxy oligomer, coating, the adhesive layer, the surface layer.

Постановка проблемы. Композитные материалы (КМ) нашли широкое применение в промышленности, в частности, их эффективно используют для повышения эксплуатационного ресурса грузовых и подъемно-транспортных машин и механизмов в судостроительной промышленности. При этом КМ используют в виде как промышленных материалов, так и антикоррозионных и износостойких защитных покрытий с повышенными эксплуатационными характеристиками. Применение покрытий, наполненных различными по физической природе крупно- и мелкозернистыми дисперсными наполнителями, для подъемно-транспортных и грузовых машин и механизмов в судостроении обуславливает комплекс их свойств: долговечность и химическая стойкость к морской среде, устойчивость к низким температурам, низкая теплопроводность по сравнению с металлами. Кроме того, материалы на основе полимеров можно использовать в виде компаундов, что обеспечивает их эластичность. Очевидно, что это свойство КМ, не присущее металлам и сплавам, наряду с улучшенными физико-механическими и теплофизическими свойствами, обеспечивает широкое использование полимерных композитов в различных отраслях. За счет перечисленных показателей КМ на полимерной основе успешно конкурируют с традиционными конструкционными материалами и по некоторым характеристикам превышают их [1, 2].

Таким образом, перспективным на сегодня является использование полимерных КМ, наполненных дисперсными наполнителями различной физической природы и зернистости, что позволяет в широких пределах прогнозируемо регулировать эксплуатационные характеристики материалов.

Анализ последних исследований и публикаций. Основным фактором дальнейшего роста объемов производства КМ является улучшенные их физико-механические свойства в условиях эксплуатации материалов под действием знакопеременных нагрузок и циклических температур. Информация о характеристиках прочности полимерных композитов ускоряет расширяет спектр их применения, в том числе и для подъемно-транспортной техники. Улучшение характеристик КМ достигают, в первую очередь, введением в связующее наполнителей, воздействием энергетическими полями при оптимальных условиях формирования материалов, а также температурно-временными режимами формирования композитов. В качестве связующего для формирования КМ, широко применяют эпоксидно-диановую смолу марки ЭД-20, отверждение которой проводят при температурах, близких к комнатной. Это приводит к формированию КМ с комплексом необходимых свойств, которые можно существенно улучшить в результате дополнительной термической обработки композитов при оптимальных температурно-

временных режимах. В то же время, введение в ЭД-20 наполнителей приводит не только к удешевлению материалов и покрытий на их основе, но и повышает температуру стеклования КМ благодаря снижению концентрации реакционноспособных групп и сегментов цепей макромолекул. Это в свою очередь приводит к снижению температурного пика на экзотерме отверждения. Кроме того, введение наполнителей уменьшает возможность образования трещин на начальном этапе формирования КМ, снижает степень усадки, что, как следствие, улучшает физико-механические и теплофизические свойства материалов [3].

В нашей стране и за рубежом создан широкий спектр КМ на эпоксидной основе с необходимыми эксплуатационными свойствами, использование которых позволяет эффективно защищать поверхности технологического оборудования от воздействия агрессивных сред, что существенно повышает износостойкость и эксплуатационные характеристики [3]. Важное значение имеют технологичность нанесения покрытия на детали сложного профиля, экономичность и долговечность при эксплуатации, что позволяет значительно сократить трудовые и материальные затраты на ремонтные работы [4, 5].

Цель работы – разработать покрытия с повышенными эксплуатационными характеристиками для внедрения их в промышленность.

Материалы и методика исследований. В качестве основы для связующего при формировании эпоксидных КМ выбран эпоксидно-диановый олигомер марки ЭД-20 (ГОСТ 10587-84), характеризующийся высокой адгезионной прочностью к металлической основе, возможностью отверждения при низких температурах, малой усадкой, отсутствием выделения летучих веществ при формировании в изделия, технологичностью при нанесении на детали со сложным профилем поверхности [2-6].

Для формирования адгезионного слоя использовали ортофталевую насыщенную предускоренную литьевую полиэфирную смолу марки Norsodyne O 12335 AL (UN1866, стойкую к ультрафиолету).

В качестве отвердителя для эпоксидного олигомера применяли отвердитель аминного типа – полиэтиленполиамин (ПЭПА) (ТУ 6-02-594-85), способный формировать трехмерную сетчатую структуру при отсутствии нагрева и позволяет отверждать материалы при комнатных температурах.

Также для отверждения ЭД-20 был использован [13] ангидридный отвердитель горячего отверждения – изометилтетрагидрофталевый ангидрид (Изо-МТГФА) (ТУ 2494-015-14331137-2012).

Для полиэфирной смолы использовал отвердитель Butanox-M50, которые является перекисью метилэтилкетона (МЭКП). Butanox-M50 используют совместно с кобальтовым ускорителем (6% -ный раствор октоат кобальта в толуоле) (КБП), который является катализатором в процессе полимеризации ненасыщенных полиэфирных смол.

В качестве пластификатора применяли [10] трихлорэтилфосфат (ТХЭФ) (ТУ 6-05-1611-78) – полный эфир ортофосфорной кислоты и этиленхлоргидрина; эффективный антипирен, значительно улучшающий противопожарные свойства материалов. ТХЭФ образует однородную смесь с полимером и не вступает с ним в химическую реакцию, что усиливает огнезащитные эффект. ТХЭФ хороший пластификатор, присутствие атомов хлора в составе трихлорэтилфосфата не уменьшает его совместимость с полимерами. При введении в композицию ТХЭФ получают самозатухающийся материал, горение которого быстро прекращается после нивелирования действия открытого пламени.

Введение различных по природе, форме и дисперсности наполнителей в эпоксидное связующее способствует физико-химическому взаимодействию, возникающему на границе раздела фаз «полимер-наполнитель», и зависит от химической активности наполнителя, удельной площади поверхности, что существенно влияет на процессы структурообразование и определяет свойства КМ в процессе эксплуатации. С учетом того, что необходимо обеспечить негорючесть материалов в качестве наполнителей для экспериментальных исследований использовали:

- мелкозернистые ($d = 5...10$ мкм) наполнители: соевитовый порошок (ТУ36-131-83) и углекислый кальций (ГОСТ 4530-76) [11];
- крупнозернистые ($d = 63$ мкм) наполнители: алюминат кальция (ГОСТ 969-91) и хлорамин Б (ТУ 9392-031-00203306-97).

В работе исследовали следующие свойства КМ: ударная вязкость, предел прочности и модуль упругости при изгибе, теплостойкость (по Мартенсу) и горючесть.

Ударную вязкость определяли с помощью маятникового копра по методу Шарпи (ГОСТ 4647-80). Определяли рабочий угол отклонения маятника после разрушения образца при заранее заданном начальном угле подъема рабочего тела установки. Исследования проводили при температуре $T = 298 \pm 2$ К и относительной влажности $d = 50 \pm 5$ %. Использовали образцы с размером: $l \times b \times h = (63,5 \times 12,7 \times 12,7) \pm 0,5$ мм. Расстояние между опорами – $l_0 = 40 \pm 0,5$ мм [7].

Разрушающее напряжение и модуль упругости при изгибе определяли согласно ГОСТ 4648-71 и ГОСТ 9550-81 соответственно. Параметры образцов: длина $l = 120 \pm 2$ мм, ширина $b = 15 \pm 0,5$ мм,

высота $h = 10 \pm 0,5$ мм [7].

Отклонение значений при исследованиях показателей физико-механических свойств КМ составляло 4...6 % от номинального.

Теплостойкость (по Мартенсу) определяли по ГОСТ 21341-75. Методика исследования заключается в определении температуры, при которой образец нагревали со скоростью $v = 3$ К/мин под действием постоянно изгибающей нагрузки $F = 5 \pm 0,5$ МПа, вследствие чего он деформируется на заданную величину ($h = 6$ мм) [6].

Горючесть материалов оценивали стандартным методом экспериментального определения кислородного индекса (КИ) [8, 9] по ГОСТ 12.1.044-89.

Результаты исследований и их обсуждение.

По результатам исследования разработаны новые полимерные КМ и режимы формирования полимеркомпозитных покрытий (ПКП) с улучшенными адгезионными, физико-механическими и теплофизическими свойствами. Состав КМ и защитных покрытий на их основе, а также технология их формирования приведены ниже.

Эпоксидная матрица с улучшенными адгезионными свойствами. Разработка может быть использована в виде связующего для полимеркомпозитных огнестойких покрытий, которые используют для защиты деталей энергетических установок, эксплуатирующийся при повышенных температурах.

С целью улучшения показателей физико-механических и теплофизических характеристик деталей энергетических установок используют матрицы для защитных покрытий, которые содержат эпоксидные смолы в виде связующего. Для улучшения тиксотропных и технологических свойств полимерных покрытий в эпоксидные олигомеры вводят модифицирующие добавки.

В основу разработки поставлена задача улучшения адгезионной прочности матрицы для формирования композитов, которые эксплуатируются в условиях значительного градиента температур и циклических нагрузок, путем создания модифицированного эпоксидного связующего с повышенной адгезионной прочностью.

Для формирования матрицы с улучшенными адгезионными свойствами необходимо применять композицию следующего состава:

- эпоксидный олигомер марки ЭД-20 ($q = 100$ масс.ч.);
- полиэфирная смола марки Norsodyne O 12335 AL ($q = 40...60$ масс.ч.);
- отвердитель Butanox-M50 ($q = 1,0...1,2$ масс.ч.);
- отвердитель Изо-МТГФА ($q = 45...55$ масс.ч.).

При температуре сшивания $T = 493 \pm 2$ К такой композитный материал отличается следующими свойствами:

- адгезионная прочность при отрыве – $\sigma_a = 64,2...69,1$ МПа,

- адгезионная прочность при сдвиге – $\tau = 15,3...18,4$ МПа,
- остаточные напряжения – $\sigma_o = 1,6...1,7$ МПа.

Эпоксидная матрица с улучшенными теплофизическими свойствами.

По результатам экспериментальных исследований установлено влияние количества пластификатора, вводимого в эпоксидное связующее, на теплофизические свойства композитов. На основе экспериментальных исследований разработана пластифицированная эпоксидная матрица с улучшенными теплофизическими свойствами следующего состава: эпоксидно-диановая смола ЭД-20 – 100 масс.ч., аминный отвердитель – полиэтиленполиамин ПЭПА – 10 масс.ч., пластификатор – трихлорэтилфосфат ТХЭФ – 10...20 масс.ч. При температуре сшивания $T = 393...413$ К матрица отличается следующими свойствами: теплостойкость по Мартенсу – $T = 355$ К; термический коэффициент линейного расширения в диапазоне температур $\Delta T = 303...473$ К – $\alpha = 9,54 \times 10^{-5}$ К⁻¹, разрушающие напряжения при изгибе $\sigma_{32} = 54,6...60,2$ МПа, модуль упругости при изгибе $E = 3,5...3,7$ ГПа, ударная вязкость $W = 8,7...9,3$ кДж/м². При этом температура стеклования составляет $T_c = 360$ К, а усадка – $\varepsilon = 0,55$ %.

На основе проведенных экспериментальных исследований теплофизических и физико-механических свойств можно рекомендовать разработанный материал, в состав которого входит ингибитор горения (антипирен) трихлорэтилфосфат, в виде связующего для покрытия с целью защиты поверхностей деталей энергетического оборудования и механизмов, эксплуатируемых под воздействием открытого пламени, и в зонах с интенсивным радиационным излучением и повышенными температурами [12].

Покрытие 1 (ПКП-1). Основное назначение – повышение показателей теплофизических и физико-механических свойств деталей энергетических установок.

Покрытие состоит из адгезионного слоя, который обеспечивает повышение адгезионной прочности композита к основе, и поверхностного слоя, который наносят на частично полимеризованный эпоксидный композит (в течение $t = 80...120$ мин) с целью улучшения теплофизических свойств, огнестойкости и эксплуатационного ресурса оборудования. Низкая стоимость покрытия, по сравнению с известными материалами, обеспечивается незначительной себестоимостью ингредиентов (наполнителей), а также увеличением сроков эксплуатации деталей энергетических установок и оборудования.

Технология формирования ПКП-1 состоит из таких операций:

- подготовка поверхности, которая заключается в обезжиривании и удалении различных загрязнений, окалины, ржавчины методом пескоструйной обработки;
- приготовление независимо композиций для адгезионного и поверхностного слоев;
- нанесения адгезионного и поверхностного слоев;
- полимеризация покрытия, температурно-временные режимы которой приведены при описании технологии сшивания модифицированной эпоксидной матрицы.

Состав покрытия ПКП-1:

Адгезионный слой состоит из следующих компонентов, масс.ч.:

- эпоксидный олигомер марки ЭД-20 ($q = 100$ масс.ч.);
- полиэфирная смола марки Norsodyne O 12335 AL ($q = 40 \dots 60$ масс.ч.);
- отвердитель Butanox-M50 ($q = 1,0 \dots 1,2$ масс.ч.);
- отвердитель Изо-МТГФА ($q = 45 \dots 55$ масс.ч.).

Поверхностный слой состоит из следующих компонентов, масс.ч.:

- эпоксидный олигомер марки ЭД-20 ($q = 100$ масс.ч.);
 - пластификатор – ТХЭФ ($q = 10 \dots 20$ масс.ч.);
 - отвердитель ПЭПА ($q = 10 \dots 12$ масс.ч.);
- неорганические наполнители:
- алюминат кальция (63 мкм) ($q = 60 \dots 70$ масс.ч.);
 - хлорамин Б (63 мкм) ($q = 2 \dots 4$ масс.ч.);
 - совелитовый порошок (5...10 мкм) ($q = 15 \dots 20$ масс.ч.).

Покрывание 2 (ПКП-2). Основное назначение – повышение показателей физико-механических и теплофизических свойств деталей энергетических установок.

Покрывание состоит из адгезионного и поверхностного слоев.

Состав покрытия ПКП-2:

Адгезионный слой состоит из следующих компонентов, масс.ч.:

- эпоксидный олигомер марки ЭД-20 ($q = 100$ масс.ч.);
- полиэфирная смола марки Norsodyne O 12335 AL ($q = 40 \dots 60$ масс.ч.);
- отвердитель Butanox-M50 ($q = 1,0 \dots 1,2$ масс.ч.);
- отвердитель Изо-МТГФА ($q = 45 \dots 55$ масс.ч.).

Поверхностный слой состоит из следующих компонентов, масс.ч.:

- эпоксидный олигомер марки ЭД-20 ($q = 100$ масс.ч.);
- пластификатор – ТХЭФ ($q = 10 \dots 20$ масс.ч.);
- отвердитель ПЭПА ($q = 10 \dots 12$ масс.ч.);

неорганические наполнители:

- алюминат кальция (63 мкм) ($q = 30 \dots 40$ масс.ч.);
- хлорамин Б (63 мкм) ($q = 2 \dots 4$ масс.ч.);
- углекислый кальций (5...10 мкм) ($q = 20 \dots 25$ масс.ч.).

Результаты сравнительных испытаний теплофизических, физико-механических свойств и горючести разработанных (ПКП-1, ПКП-2), а также известных материалов и защитных покрытий на их основе свидетельствуют о высоких эксплуатационных характеристиках и целесообразности использования новых композитов (табл. 1) в промышленности.

Таблица 1 – Сравнительные показатели свойств полимерных материалов

Показатель	ПКП-1	ПКП-2	Chartek 7*	833FRB**
	Разработанные материалы		Аналоги	
Ударная вязкость, кДж/м ²	3,0	4,0	2,2	1,9
Модуль упругости при изгибе, ГПа	7,7	6,0	4,2	4,8
Предел прочности при изгибе, МПа	23,1	23,8	16,3	19,6
Теплостойкость по Мартенсу, К	365,0	363,3	323,0	328,0
Горючесть (индекс ПКИ)	47,6	48,4	46,2	42,5

Примечание: * – Chartek 7 – эпоксидное, вспучивающееся, огнезащитное покрытие; ** – 833FRB – двухкомпонентный герметизирующий и заливочный эпоксидный компаунд соответствует по огнеупорности требованиям UL, класс 4V-0, категория QMFZ2.

Разработанные покрытия, технологии их формирования и нанесения внедрены на предприятии ООО «ПРОВИТЕРМ-ЗАПОРОЖЬЕ» (г. Запорожье), что позволяет отказаться от использования традиционных грунтовок и покрытий и обеспечивает получение значительного экономического эффекта. Установлено, что использование разработанных материалов и покрытий на их основе наиболее эффективно в условиях работы при термических и ударных знакопеременных нагрузках.

На основании результатов промышленных испытаний доказано, что разработанные материалы на эпоксидной основе обладают повышенными эксплуатационными характеристиками. Использование разработанных материалов позволяет повысить надежность и долговечность узлов и агрегатов, продолжить межремонтный ресурс

работы оборудования.

Выводы. Разработанные покрытия, технологии их формирования и нанесения внедрены на предприятии «ООО ПРОВИТЕРМ-ЗАПОРОЖЬЕ» (г. Запорожье), что позволяет отказаться от использования традиционных грунтовок и покрытий и обеспечивает повышение показателей физико-механических свойств в 1,5...2,1 раза, теплофизических свойств – в 1,2...1,7 раза, уменьшение горючести в 1,1...1,7 раза и увеличение межремонтного ресурса эксплуатации деталей в 3,6...3,8 раза.

ЛИТЕРАТУРА

1. Полимерные композиционные материалы: структура, свойства, технология: [учеб. пособие] / [М.Л. Кербер, В.М. Виноградов, Г.С. Головкин и др.] ; под. ред. А.А. Берлина. – СПб.: Профессия, 2008. – 560 с.
2. Технические свойства полимерных материалов :[учеб.-справ. пособие] / В.К. Крыжановский [и др.] ; под ред. В. К. Крыжановского. – [2-е изд., испр. и доп]. – СПб. : Профессия, 2007. – 235 с.
3. Стухляк П.Д. Эпоксидные композиты для защитных покрытий / П.Д. Стухляк. – Тернополь: Збруч, 1994. – 177 с.
4. Михайлин Ю.А. Специальные полимерные композиционные материалы / Ю.А. Михайлин. – СПб.: Научные основы и технологии, 2008. – 658 с.
5. Производство изделий из полимерных материалов : [учеб. пособие] / В.К. Крыжановский [и др.]; Под общ. ред. В.К. Крыжановского. – СПб. : Профессия, 2008. – 460 с.
6. Букетов А.В. Епоксидні нанокompозити: монографія / А.В.Букетов, О.О.Сапронов, В.Л.Алексенко. – Херсон: ХДМА, 2015. – 184 с.
7. Стухляк П.Д. Структурные уровни разрушения эпоксидных композитных материалов при ударном нагружении / П.Д. Стухляк, А.В. Букетов, С.В. Панин [и др.] // Физическая мезомеханика. – 2014. – Т. 17. – № 2. – С. 65-83.
8. Михайлин Ю.А. Термоустойчивые полимеры и полимерные материалы / Ю.А. Михайлин. – СПб: Профессия, 2012. – 624 с.
9. Михайлин Ю.А. Тепло-, термо- и огнестойкость полимерных материалов / Ю.А. Михайлин. – СПб.: Научные основы и технологии, 2011. – 415 с.
10. Букетов А.В. Исследование физико-механических свойств композитных материалов на основе эпоксидиановой смолы, отвержденной полиэтиленполиамином, с добавлением пластификатора–антипирена трихлорэтилфосфата / А.В. Букетов,

А.В. Акимов, Д.А. Зинченко // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки. – 2015. – № 5. – С. 126–134.

11. Акимов А.В. Применение мелкозернистых наполнителей различной физической природы для улучшения физико-механических свойств композитных материалов на основе пластифицированной эпоксидной матрицы // Науковий вісник НЛТУ України: Збірн. наук.-техн. праць. – Львів: РВВ НЛТУ України. – 2015. – Вип. 25.10. – С. 212-220.

12. Букетов А.В. Разработка модифицированной эпоксидной матрицы для формирования покрытий с повышенными эксплуатационными характеристиками / А.В. Букетов, Н.В. Браило, А.А. Сапронов, А.В. Акимов, Д.А. Зинченко / Сборник материалов Всероссийской научной конференции с международным участием «Механика композиционных материалов и конструкций, сложных и гетерогенных сред». – Москва : МГУ, 2015. – С.53-55.

13. Букетов А.В. Дослідження адгезійних властивостей полімерних композитів на основі епоксидної смоли, полімеризованої ізометилтетрагідрофталеvim ангідридом / А.В. Букетов, О.В. Акімов, М.В. Браїло // Вісник ХНТУ. – Херсон, 2015. – №4 (55). – С. 93-98

УДК 621.825.5/.7

Проценко В.О., к.т.н.; Клементьєва О.Ю.

Херсонська державна морська академія

МЕХАНІЗМ ПЕРЕДАЧІ НАВАНТАЖЕННЯ МУФТАМИ З ТОРЦЕВИМИ КАНАТАМИ В УМОВАХ РАДІАЛЬНОЇ НЕСПІВВІСНОСТІ

Анотація. Робота відноситься до галузі машинознавства та деталей машин. Виконане теоретичне дослідження роботи муфт з торцевою установкою канатів в умовах радіальної неспіввісності. Із застосуванням метода замкнених векторних контурів встановлено розподіл видовження всіх канатів муфт за наявності радіальної неспіввісності. Показано, що навантаження може нести тільки частина канатів муфти, тому муфти необхідно намагатися проектувати із якнайбільшою кількістю канатів. За наявності радіальної неспіввісності муфти з торцевою установкою канатів навантажуватимуться сполучені вали за рахунок неуврівноваженості колового зусилля. Встановлено, що навантаження канатів відбувається за асиметричним циклом

Ключові слова: муфта, канат, неспіввісність, механізм, навантаження.

Аннотация. Работа относится к области машиноведения и деталей машин. Выполнено теоретическое исследование работы муфт с торцевой установкой канатов в условиях радиальной несоосности. С применением метода замкнутых векторных контуров установлено распределение удлинения всех канатов муфт при наличии радиальной несоосности. Показано, что нагрузку может нести только часть канатов муфты, поэтому муфты требуется стремиться проектировать с возможно большим количеством канатов. При наличии радиальной несоосности муфты с торцевой установкой канатов будут нагружать соединенные валы за счет неувновешенности окружного усилия. Установлено, что нагружение канатов происходит по асимметричному циклу.

Ключевые слова: муфта, канат, несоосность, механизм, нагрузка.

Annotation. Operation treats to area of machinery and parts of machines. Theoretical probe of operation couplings with face installation ropes in the conditions a radial misalignment is performed. With application of a method closed vector head loops distribution of elongation all couplings ropes in the presence of a radial misalignment is fixed. It is displayed that the part of ropes of a coupling can bear a load only,

therefore couplings are required to aspire to be designed with possible a considerable quantity of ropes. In the presence of radial misalignment couplings with face installation ropes will load joint shafts at the expense of an unbalance of environing effort. It is fixed that the stressing of ropes occurs on a dissymmetric cycle.

Keywords: coupling, rope, misalignment, mechanism, load.

Вступ. Пружно-компенсуючі муфти серед інших своїх задач повинні уможливлувати роботу приводу ними оснащеного в умовах неспіввісностей поєднуваних валів. Загальновідомо, що наявність неспіввісності викликає перерозподіл навантаження між несівними елементами муфт та появу додаткових навантажень на вали [1-3]. Ці явища суттєво різняться для різних типів муфт, тому їх вивчення для подальшого урахування навантажень та уточнення розрахунків деталей машин має велике значення.

Аналіз виконаних досліджень та постановка задачі. Муфти з канатними пружними елементами є прогресивними з точки зору поєднання ресурсоощадності та простоти конструкції. Ці факти обумовлює доступність канатів та їхні високі міцнісні характеристики, а також наявність демпфування. Муфти оснащені канатами, що розроблені і досліджуються авторами та іншими дослідниками достатньо прості за конструкцією і перспективні. Інформація про дослідження канатних муфт однак натеper достатньо бідна, крім патентних джерел, одиничного експериментального дослідження муфт [4] та робіт авторів. Зокрема, робота муфт з канатними пружними елементами досліджена недостатньо, що формує умови для подальшого наукового пошуку. Тому метою даної роботи є теоретичне встановлення механізму передачі муфтою навантаження в умовах такого виду розцентровки найбільш небезпечного для муфти та приводу нею оснащеного.

Виклад основного матеріалу. Розглянемо роботу муфт з торцевою установкою канатів хордального та тангенціального розташування [5], оскільки вони характеризуються високою навантажувальною здатністю та не створюють осьового навантаження на вали.

Основною задачею при цьому є знаходження довжини будь-якої канатної ланки муфти, оскільки вони за наявності радіальної неспіввісності видовжуються по різному (рис. 1), а відтак несуть різні частини загального навантаження муфти. Для обчислення довжин канатів розглянемо схему муфти, оснащеної одним канатом, що працює в умовах радіальної неспіввісності Δ_r . Неважко помітити, що за такої апроксимації та припущення про шарнірне закріплення канатів у напівмуфтах, муфту можна розглядати як шарнірний чотириланковий механізм із перемінною довжиною ланки AB (рис. 2). Ведучу

напівмуфту зображає ланка OA , ведену - ланка O_1B , канат - ланка AB , відстань OO_1 дорівнює радіальній неспіввісності Δ_r . Кутову координату точки закріплення каната (центрів затискних елементів) на ведучій напівмуфті (A_i) позначатимемо $\varphi_{вчi}$, а на веденій (B_i) - $\varphi_{внi}$. На подальших етапах аналізу відлік кутових координат будемо виконувати від осі X , що лежить в площині радіального зміщення напівмуфт (площина радіального зміщення - площина в якій лежать осі обох поєднаних напівмуфт за наявності між ними радіального зміщення), а відлік кутів φ_m повороту муфти від осі Y до неї перпендикулярної. Першим положенням каната вважатимемо таке положення в якому його вісь паралельна цій площині, а відтак кут повороту муфти в цьому положенні вважатимемо нульовим.

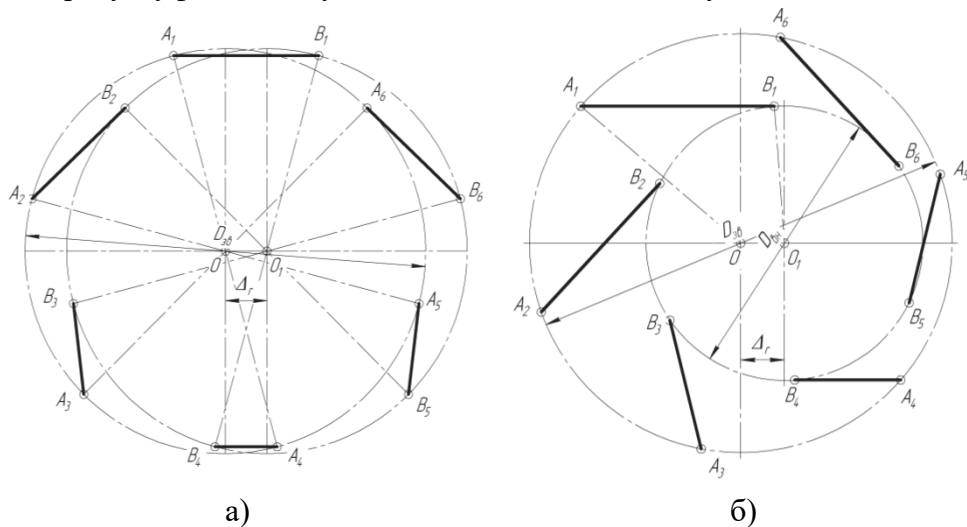


Рисунок 1 – Схема роботи муфт з торцевою установкою канатів хордального (а) та тангенціального (б) розташування в умовах радіальної неспіввісності

Задачу відшукування довжин канатів (ланки AB) в кожному їх положенні розв'язуватимемо методом замкнених векторних контурів проф. В'яч.А. Зінов'єва [6, 7]. Цей метод знайшов широке розповсюдження для вирішення задач подібного роду [8]. Для отримання подальших викладок уявляємо кінематичну схему замінюючого механізму у вигляді замкненого векторного контура AOO_1B (рис. 2), для якого можна записати векторне рівняння:

$$\vec{V}_1 + \vec{V}_2 = \vec{V}_3 + \vec{V}_4, \quad (1)$$

де $\vec{V}_1 = OA$ - радіус ведучої напівмуфти;

$\vec{V}_2 = L_{ki}$ - довжина каната;

$\vec{V}_3 = \Delta_r$ - радіальна неспіввісність;

$\vec{V}_4 = AB$ - радіус веденої напівмуфти.

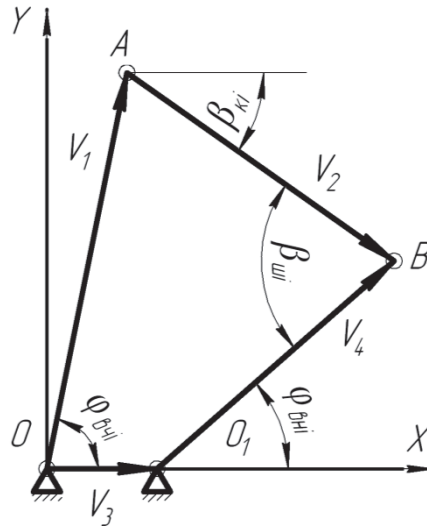


Рисунок 2 – Схема замкнутого векторного контура замінюючого механізму

Складене рівняння (1) в проекціях на осі координат матиме вигляд системи (2):

$$\begin{cases} X: V_1 \cos \varphi_{vci} + V_2 \cos \beta_{ki} = V_3 \cos 0 + V_4 \cos \varphi_{vni} \\ Y: V_1 \sin \varphi_{vci} + V_2 \sin \beta_{ki} = V_3 \sin 0 + V_4 \sin \varphi_{vni} \end{cases} \quad (2)$$

Після перетворень і перегрупування отримаємо:

$$\begin{cases} V_2 \cos \beta_{ki} = V_3 + V_4 \cos \varphi_{vni} - V_1 \cos \varphi_{vci} \\ V_2 \sin \beta_{ki} = V_4 \sin \varphi_{vni} - V_1 \sin \varphi_{vci} \end{cases} \quad (3)$$

Зводимо обидва рівняння системи (2) в квадрат і додаємо, де після перетворень отримаємо:

$$V_2^2 (\cos^2 \varphi_{ki} + \sin^2 \varphi_{ki}) = (V_3 + V_4 \cos \varphi_{vni} - V_1 \cos \varphi_{vci})^2 + (V_4 \sin \varphi_{vni} - V_1 \sin \varphi_{vci})^2, \quad (4)$$

$$V_2 = \sqrt{(V_3 + V_4 \cos \varphi_{vni} - V_1 \cos \varphi_{vci})^2 + (V_4 \sin \varphi_{vni} - V_1 \sin \varphi_{vci})^2}. \quad (5)$$

З системи (3), отримаємо також вирази для обчислення кутів β_{ki} нахилу канатів до осі X:

$$\cos \beta_{ki} = \frac{V_3 + V_4 \cos \varphi_{vni} - V_1 \cos \varphi_{vci}}{V_2}, \quad (6)$$

$$\sin \beta_{ki} = \frac{V_4 \sin \varphi_{vni} - V_1 \sin \varphi_{vci}}{V_2}. \quad (7)$$

Для відшукування кутів β_{wi} нахилу осей канатів до радіуса веденої напівмуфти OB використаємо метод змінюваних трикутників [9] для чого розглянемо трикутники OA_1O_1 та $O_1A_1B_1$ (рис. 2) для яких можна записати:

$$\begin{cases} AO_1^2 = AO^2 + OO_1^2 - 2AO \times OO_1 \times \cos \varphi_{\text{вч}} \\ AO_1^2 = AB^2 + O_1B^2 - 2AB \times O_1B \times \cos \beta_{\text{ш}} \end{cases} \quad (8)$$

Звідки після перетворень отримаємо:

$$\cos \beta_{\text{ш}} = \frac{AB^2 + OB^2 - AO^2 - OO_1^2 + 2AO \times OO_1 \times \cos \varphi_{\text{вч}}}{2AB \times OB} \quad (9)$$

Для запровадження отриманих виразів у практику аналізу канатних муфт, розглянемо детальніше згадані їх конструкції - муфти з торцевою установкою канатів хордального та тангенціального розташування. Зокрема для них необхідно отримати вирази, що дозволять визначити кутові координати кожного з канатів муфт для подальшого обчислення довжини кожної ланки та видовження канатів.

Для муфти з хордальним розташуванням канатів в першому положенні (рис. 3), з урахуванням розгляду трикутника OA_1C_1 отримаємо формули для кутових координат напівмуфт у першому положенні:

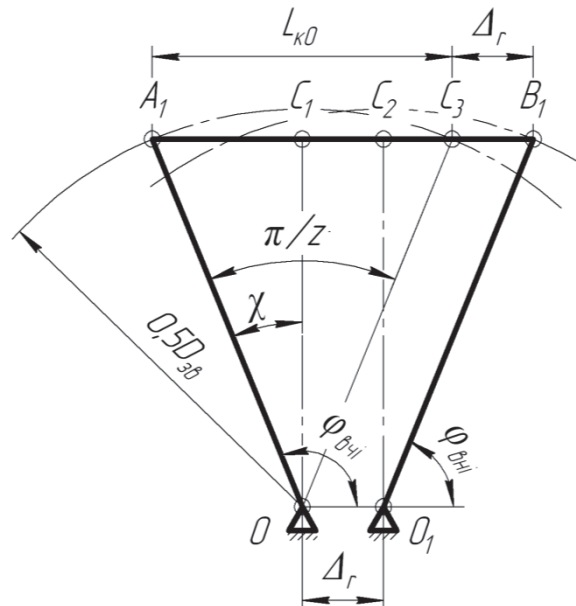


Рисунок 3 – Схема до розрахунку параметрів муфти з канатами хордального розташування

$$\chi = \arcsin \frac{0,5 A_1 C_3}{OA_1} = \arcsin \frac{0,5 (A_1 B_1 - B_1 C_3)}{OA} = \arcsin \frac{0,5 (L_{k1} - \Delta_r)}{0,5 D_{36}}, \quad (10)$$

де L_{k1} – довжина каната в першому положенні.

Враховуючи, що

$$L_{k1} - \Delta_r = L_{k0} + \Delta_r - \Delta_r = L_{k0} = D_{36} \sin \frac{\pi}{2z}, \quad (11)$$

де L_0 - початкова довжина каната в недеформованому стані (при $\Delta_r = 0$).

Тоді матимемо:

$$\chi = \arcsin \frac{L_{\kappa 0}}{D_{3\phi}}. \quad (12)$$

Тоді кутові координати центрів затискних елементів першого каната:

$$\varphi_{\phi \chi 1} = \frac{\pi}{2} + \chi = \frac{\pi}{2} + \arcsin \frac{L_{\kappa 0}}{D_{3\phi}}, \quad (13)$$

$$\varphi_{\phi \eta 1} = \frac{\pi}{2} - \chi = \frac{\pi}{2} - \arcsin \frac{L_{\kappa 0}}{D_{3\phi}}. \quad (14)$$

Відтак кутові координати центрів затискних елементів будь-якого каната:

$$\varphi_{\phi \chi i} = \varphi_{\phi \chi 1} + \frac{2\pi}{z}(i-1) = \frac{\pi}{2} + \arcsin \frac{L_{\kappa 0}}{D_{3\phi}} + \frac{2\pi}{z}(i-1), \quad (15)$$

$$\varphi_{\phi \eta i} = \varphi_{\phi \eta 1} + \frac{2\pi}{z}(i-1) = \frac{\pi}{2} - \arcsin \frac{L_{\kappa 0}}{D_{3\phi}} + \frac{2\pi}{z}(i-1), \quad (16)$$

$$\varphi_{\phi \chi i} - \varphi_{\phi \eta i} = 2 \arcsin \frac{L_{\kappa 0}}{D_{3\phi}}. \quad (17)$$

З урахуванням отриманих формул (15) та (16), а також (5) - (7) та (9) отримаємо вирази для обчислення довжини та кутів повороту каната муфти з хордально розташованими канатами відносно осі X , враховуючи що для хордальної муфти $V_1 = V_4 = 0,5D_{3\phi}$, $V_3 = \Delta_r$:

$$L_{\kappa i} = \sqrt{[\Delta_{ri} + 0,5D_{3\phi}(\cos \varphi_{\phi \eta i} - \cos \varphi_{\phi \chi i})]^2 + [0,5D_{3\phi}(\sin \varphi_{\phi \eta i} - \sin \varphi_{\phi \chi i})]^2}, \quad (18)$$

$$\cos \beta_{\kappa i} = \frac{\Delta_r + 0,5D_{3\phi}(\cos \varphi_{\phi \eta i} - \cos \varphi_{\phi \chi i})}{L_{\kappa i}}, \quad (19)$$

$$\sin \beta_{\kappa i} = \frac{D_{3\phi}(\sin \varphi_{\phi \eta i} - \sin \varphi_{\phi \chi i})}{2L_{\kappa i}}. \quad (20)$$

$$\cos \beta_{\eta i} = \frac{L_{\kappa i}^2 - \Delta_r^2 + 2D_{3\phi}\Delta_r \cos \varphi_{\phi \chi i}}{2L_{\kappa i}D_{3\phi}} \quad (21)$$

Для муфти з тангенціально розташованими канатами, аналогічно вважатимемо першим положенням таке, за якого вісь каната паралельна площині радіального зміщення та осі X . Розгляд рис. 4 та аналіз трикутників OA_1C_1 та OB_1C_3 дає можливість отримати формули для кутових координат центрів затискних елементів каната у першому положенні.

$$\cos \chi = \frac{O_1C_3}{O_1B_1} = \frac{h}{0,5D_{\phi \eta}}, \quad (22)$$

де h - висота трикутника OA_1C_1 .

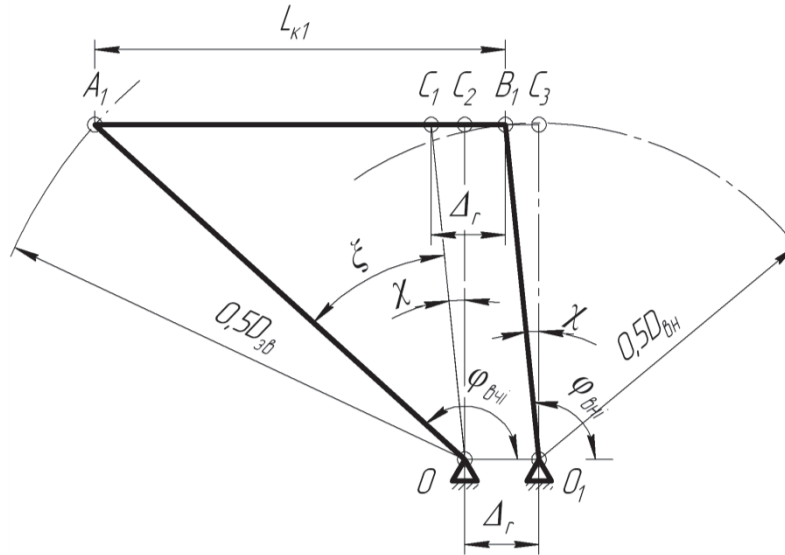


Рисунок 4 – Схема до розрахунку параметрів муфти з канатами тангенціального розташування

В той же час, записуючи формулу для площі трикутника OA_1C_1 як половину площі паралелограма побудованого на його сторонах OA_1 та OC_1 :

$$h = \frac{2S_{OA_1C_1}}{A_1C_1} = \frac{2 \times 0,5 \times OA_1 \times OC_1 \times \sin \xi}{L_{\kappa 0}} = \frac{0,25 D_{36} D_{6H} \sin \xi}{L_{\kappa 0}}. \quad (23)$$

З урахуванням (22) та (23) отримаємо:

$$\cos \chi = \frac{0,5 D_{36} \sin \xi}{L_{\kappa 0}}. \quad (24)$$

Тоді вирази для обчислення кутових координат центрів затискних елементів канатів матимуть вигляд:

$$\varphi_{\text{вч}1} = \frac{\pi}{2} + \chi + \xi = \frac{\pi}{2} + \arccos \frac{0,5 D_{36} \sin \xi}{L_{\kappa 0}} + \xi, \quad (25)$$

$$\varphi_{\text{вн}1} = \frac{\pi}{2} + \chi = \frac{\pi}{2} + \arccos \frac{0,5 D_{36} \sin \xi}{L_{\kappa 0}}, \quad (26)$$

$$\varphi_{\text{вч}i} = \varphi_{\text{вч}1} + \frac{2\pi}{z}(i-1) = \frac{\pi}{2} + \arccos \frac{0,5 D_{36} \sin \xi}{L_{\kappa 0}} + \xi + \frac{2\pi}{z}(i-1), \quad (27)$$

$$\varphi_{\text{вн}i} = \varphi_{\text{вн}1} + \frac{2\pi}{z}(i-1) = \frac{\pi}{2} + \arccos \frac{0,5 D_{36} \sin \xi}{L_{\kappa 0}} + \frac{2\pi}{z}(i-1). \quad (28)$$

$$\varphi_{\text{вч}i} - \varphi_{\text{вн}i} = \xi. \quad (29)$$

З урахуванням отриманих формул (27) та (28), а також (5) - (7) та (9) матимемо вирази для обчислення довжини та кутів повороту каната муфти з тангенціально розташованими канатами відносно

першого положення, враховуючи що для такої муфти $V_1 = 0,5D_{36}, V_4 = 0,5D_{6H}, V_3 = \Delta_r$:

$$L_{ki} = \sqrt{[\Delta_r + 0,5D_{6H} \cos \varphi_{6H} - 0,5D_{36} \cos \varphi_{6H}]^2 + [0,5D_{6H} \sin \varphi_{6H} - 0,5D_{36} \sin \varphi_{6H}]^2}, \quad (30)$$

$$\cos \beta_{ki} = \frac{\Delta_r + 0,5D_{6H} \cos \varphi_{6H} - 0,5D_{36} \cos \varphi_{6H}}{L_{ki}}, \quad (31)$$

$$\sin \beta_{ki} = \frac{D_{6H} \sin \varphi_{6H} - D_{36} \sin \varphi_{6H}}{2L_{ki}}. \quad (32)$$

$$\cos \beta_{ui} = \frac{L_{ki}^2 + 0,25(D_{6H}^2 - D_{36}^2) - \Delta_r^2 + D_{36}\Delta_r \cos \varphi_{6H}}{L_{ki}D_{6H}}. \quad (33)$$

Видовження канатів можна обчислити за формулою:

$$\Delta L_{ki} = L_{ki} - L_{k0}. \quad (34)$$

Враховуючи те, що для обох варіантів муфт $\varphi_{6H} - \varphi_{6H} = const$ ((12) та (29)), кути поворотів канатів та шарнірів обчислюватимуться за формулами:

$$\Delta \beta_{ui} = \beta_{ui1} - \beta_{ui}. \quad (35)$$

Чисельне моделювання за отриманими формулами виконували для муфт із канатами хордального та тангенціального розташування у яких $z = 4$ та 6 , $D_{36} = 145$ мм, $D_{6H} = 95$ мм. На рис. 5 та рис. 6 показано графіки зміни видовдження канатів ΔL_{ki} та кутів $\Delta \beta_{ui}$ для муфти із хордально розташованими канатами при радіальному зміщенні $\Delta_r = 1,5$ мм. Оскільки канати в модельних муфтах розташовані з кроком 60° ($z = 6$) та 90° ($z = 4$), то за графіками можна також оцінити згадані параметри для всіх канатів муфти.

Аналіз наведених графіків дозволяє стверджувати, що канати муфт за наявності радіального зміщення видовжуються неоднаково. Так згідно графіка на рис. 5, у випадку шестиканатної муфти додатне видовження мають канати №1 (0°), №2 (60°) та №6 (300°), інші канати стискаються і відповідно навантаження не несуть. Для чотиріканатної муфти ситуація ще гірша - тут навантаження нестиме практично тільки канат №1 (0°), що свідчить про доцільність прагнути при конструюванні збільшити кількість канатів, щоб більша їх частина несла навантаження. Натягнуті канати розташовані над площиною радіального зміщення, а стиснуті - під нею в напрямку обертання муфти. Тут слід відзначити, що наведені міркування справедливі, крім уже наведених припущень, за таких обставин, коли видовження канатів від зовнішнього навантаження набагато менші ніж видовження від неспіввідності. Відповідно забезпечити зменшення нерівномірності розподілу навантаження між канатами можна досягнути за рахунок збільшення їх піддатливості. Так коли видовження першого каната під активним навантаженням перевищить $2\Delta_r$ то найбільш стиснений

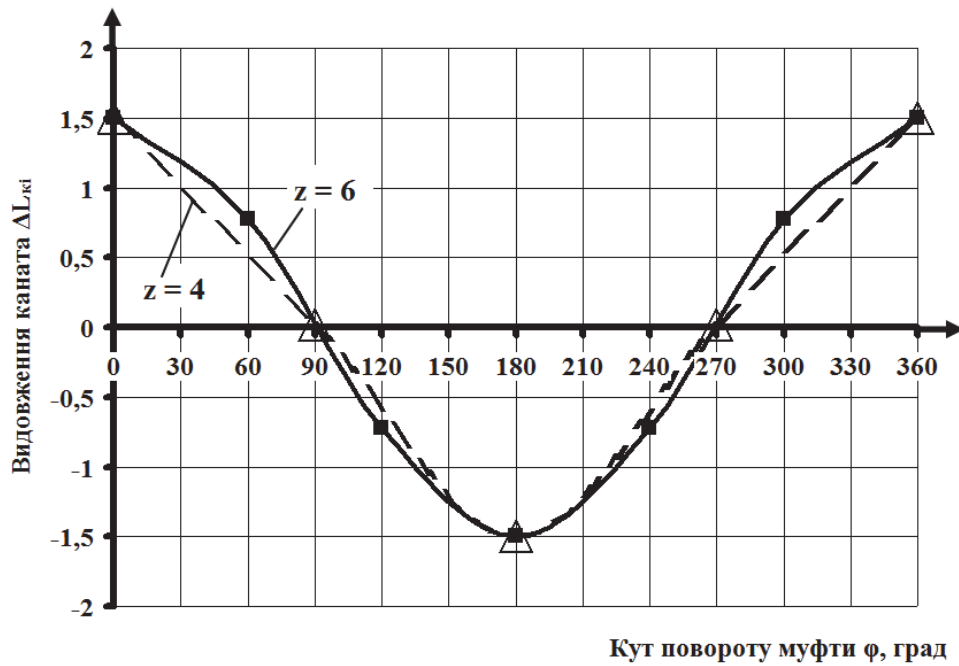


Рисунок 5 – Графік зміни видовження канатів за один оберт муфти

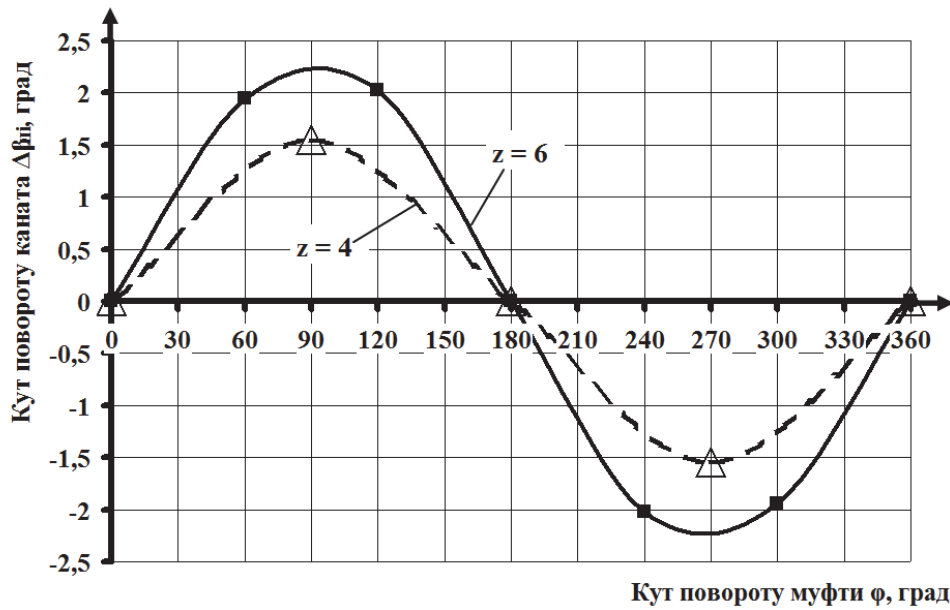


Рисунок 6 – Графік зміни кута повороту канатів за один оберт муфти

четвертий канат (для шестиканатної муфти) зможе отримати видовження та здатність передавати активне навантаження. У всякому разі, найбільш навантаженим завжди буде той канат, вісь якого в даний момент часу паралельна площині радіального зміщення, його довжина буде на $2\Delta_l$ більша ніж довжина протилежного на 180° . Відповідно за один оберт муфти довжина кожного каната коливатиметься на

величину $2\Delta_r$ (від $+\Delta_r$ до $-\Delta_r$), а навантаження канатів відбуватиметься теоретично за асиметричним циклом. Зовнішнє навантаження муфти за наявності радіального зміщення розподілятиметься між натягнутими канатами нерівномірно, що викличе незрівноваженість колового зусилля відносно осей напівмуфт та появу радіального навантаження на вали, що необхідно враховувати при розрахунку муфт, сполучених ними валів та їх підшипників. У випадку шарнірного закріплення канатів у напівмуфтах на величину радіального навантаження напівмуфт основний вплив матимуть пружні сили від видовження канатів, а у випадку жорсткого закріплення ще й зусилля від їх згину (про що свідчить зміна кута $\Delta\beta_{ui}$ на рис. 6).

Слід відзначити, що наведені міркування отримані за прийняття багатьох допущень, але уявлення про роботу муфт, оснащених канатними елементами вони дають. Тому можна зробити наступні висновки:

1. Встановлено, що радіальне зміщення значно впливає на перерозподіл навантаження між канатами муфт з торцевою їх установкою, про що свідчить їх неоднакове видовження, обчислене за отриманими формулами. За один оберт муфти частина її канатів видовжується, а частина - стискається. Це свідчить про доцільність проектування муфт з більшою кількістю канатів, щоб більша їх частина несла навантаження. Натягнуті канати розташовані над площиною радіального зміщення, а стиснуті - під нею в напрямку обертання муфти.

2. Встановлено, що найбільш навантаженим завжди є той канат, вісь якого в даний момент часу паралельна площині радіального зміщення, його довжина буде на $2\Delta_r$ більша ніж довжина протилежного на 180° . Відповідно за один оберт муфти довжина кожного каната коливатиметься на величину $2\Delta_r$ (від $+\Delta_r$ до $-\Delta_r$), а навантаження канатів відбуватиметься теоретично за асиметричним циклом.

3. Показано, що забезпечення зменшення нерівномірності розподілу навантаження між канатами можна досягнути за рахунок збільшення їх піддатливості. У випадку перевищення видовження каната, вісь якого розташована паралельно площині радіального зміщення над нею величини $2\Delta_r$, найбільш стиснений канат, розташований паралельно площині радіального зміщення під нею зможе отримати видовження та здатність передавати активне навантаження.

4. Зовнішнє навантаження муфти за наявності радіального зміщення розподілятиметься між натягнутими канатами нерівномірно, що викличе незрівноваженість колового зусилля відносно осей напівмуфт та появу радіального навантаження на вали, що необхідно враховувати при розрахунку муфт, сполучених ними валів та їх підшипників.

5. У випадку шарнірного закріплення канатів у напівмуфтах на величину радіального навантаження напівмуфт основний вплив матимуть пружні сили від видовження канатів, а у випадку жорсткого закріплення ще й зусилля від їх згину.

ЛІТЕРАТУРА

1. Опанасенко Н.Р. Идентификация характеристик муфт с элементами, имеющими нестабильные параметры: автореферат дис. канд. техн. наук спец. 05.02.02 – машиноведение и детали машин / Н.Р. Опанасенко. – Харьков, 1981. – 17 с.
2. Тарабасов Н.Д., Учаев П.Н. Цепные муфты. Проектирование, изготовление и эксплуатация: Справочник. - М.: Машиностроение, 1987. – 256 с.
3. Колесник К.К. Зниження віброактивності приводних систем з пружними муфтами: автореферат дис. канд. техн. наук спец. 05.02.09 – динаміка та міцність машин / К.К. Колесник. – Львів, 2003. – 22 с.
4. Отчет о научно-исследовательской работе № 72025333 «Разработка и исследование демпфирующих силовых передаточных устройств с канатными связями для главного привода крана» (рук. Ивашин Б.И.). – Одесса: ОПИ, 1972. – 52 с.
5. Проценко В.О. Навантажувальна здатність муфт із торцевою установкою канатів різних варіантів розташування / В.О. Проценко, О.Ю. Клементьєва // Науковий вісник національного університету біоресурсів та природокористування України. Серія «Техніка та енергетика АПК». – Київ: НУБІП. – 2016. - №240 – С. 357 -364.
6. Зиновьев Вяч.А. Курс теории механизмов и машин. – М.: Физматгиз. - 1960. – 431 с.
7. Артоболевский И.И. Теория механизмов. – М.: Наука. - 1967. – 719 с.
8. Пасіка В.Р. Теоретичні основи синтезу комбінованих механізмів зі змінною довжиною вхідної ланки на базі вихідних важільних і мальтійських механізмів: автореф. дис. ... д-ра техн. наук: 05.02.02 / В.Р. Пасіка; Нац. ун-т "Львів. політехніка". – Л., 2011. – 40 с.
9. Озол О.Г. Теория механизмов и машин. – М.: Наука, 1984. – 432 с.
10. Деталі машин. Розрахунок та конструювання: підручник / Г.В. Архангельський, М.С. Воробйов, О.І. Дубинець та ін. – К.: Талком, 2014. – 684 с.

УДК 621. 878

Венцель Е.С., д.т.н.; Щукин А.В., к.т.н.

Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ИЗНОСА НА ВЕРОЯТНОСТЬ БЕЗОТКАЗНОЙ РАБОТЫ НОЖА АВТОГРЕЙДЕРА ПРИ ЕГО РАБОТЕ В АБРАЗИВНОЙ СРЕДЕ

Получено изменение вероятности безотказной работы ножа автогрейдера от времени его работы при равномерном и неравномерном износе в абразивной среде. Установлено, что категория грунта оказывает значительное влияние на вероятность безотказной работы ножа автогрейдера: чем выше категория грунта, тем вероятность безотказной работы стремительно убывает, что в свою очередь, обусловлено увеличением удельного сопротивления резанию.

Отримано зміну ймовірності безвідмовної роботи ножа автогрейдера від часу його роботи при рівномірному і нерівномірному зносі в абразивному середовищі. Встановлено, що категорія ґрунту значно впливає на ймовірність безвідмовної роботи ножа автогрейдера: чим вище категорія ґрунту, тим ймовірність безвідмовної роботи стрімко зменшується, що в свою чергу, обумовлено збільшенням питомої опору різання.

An alteration probability uptime grader blade from the time of his work with a uniform and uneven wear in abrasive environments. It was found that the soil category has a significant impact on the probability of failure of the motor grader blade: the higher category of the soil, the probability of failure of rapidly decreases, which in turn, caused an increase in the specific cutting resistance.

Постановка проблемы. Износ режущих элементов землеройно-транспортных машин (ЗТМ), главным образом, зависит от абразивности грунтов, то есть способности изнашивать взаимодействующие с ними рабочие органы (РО). Абразивность грунтов возрастает с увеличением содержания частиц кварца (оксида кремния SiO_2), их размера и закреплённости [1].

Следует также отметить, что при взаимодействии с грунтами в талом и мёрзлом состояниях износ деталей увеличивается более чем в 2 раза с уменьшением содержания глинистых частиц [1]. С увеличением плотности грунта износ рабочих органов может увеличиться в 5 раз (особенно при малом содержании глинистых частиц). С уменьшением влажности ниже 15...20% изнашивающая

способность глинистых грунтов увеличивается [2]. Мёрзлые грунты, абразивность которых намного выше абразивности талых грунтов, наиболее интенсивно увеличивают износ РО машины. Во многом также на износ влияет качество поверхности РО машины и механические свойства поверхностных слоёв, которые характеризуются показателями твердости.

Целью данной статьи является установление влияния износа на вероятность безотказной работы ножа автогрейдера при его работе в грунтах разной категории.

Изложение основного материала. Как известно, ножи автогрейдера (например, ДЗК-251) изготавливаются из легированной стали 65Г. Твердость поверхностного слоя ножа на 5 мм обеспечивается закалкой токами высокой частоты и составляет 52 HRC.

Примем допущение, что износ ножа происходит по всей площади контакта равномерно, то есть носит линейный характер [3].

А.К. Рейш в своих исследованиях [2] получил эмпирическую зависимость, описывающую процесс износа для ножа ЗТМ, согласно которой износ происходит линейно на всём промежутке работы ножа в абразивной среде, что не учитывает динамику износа. Поэтому наиболее полная характеристика процесса изнашивания РО может быть представлена в виде зависимости $h_{из}=f(t)$, где $h_{из}$ – износ детали, t – её наработка.

Исследования подобного типа $h_{из}=f(t)$ были проведены для ножей автогрейдера, с использованием лабораторного стенда [4], разработанного на кафедре строительных и дорожных машин им. А.М. Холодова Харьковского национального автомобильно-дорожного университета. В результате проведения экспериментальных исследований было получено изменение износа ножа на первых 50 часах его эксплуатации (рис. 1) [4].

Объём изношенного материала $V=m/\rho$ (ρ – плотность материала). Соответственно, толщина, на которую изменилось поперечное сечение ножа автогрейдера в результате износа можно записать как $h_{из}= V/S$, где S – площадь поверхности ножа автогрейдера, которая подвергалась взаимодействию с абразивной средой (грунтом).

График изменения $h_{из}$ показан на рис. 2.

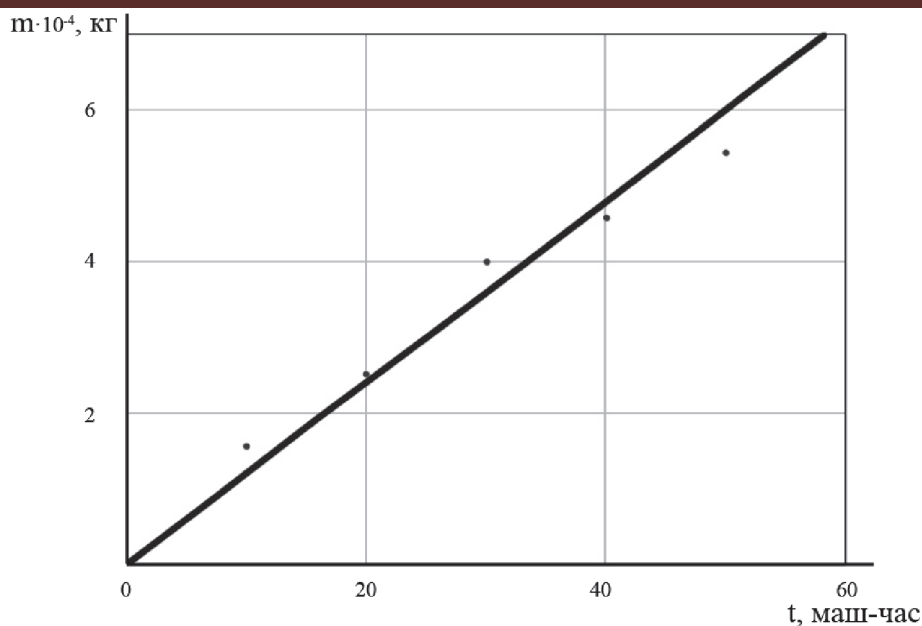


Рисунок 1 – График зависимости износа m режущего элемента от времени t его работы в абразивной среде

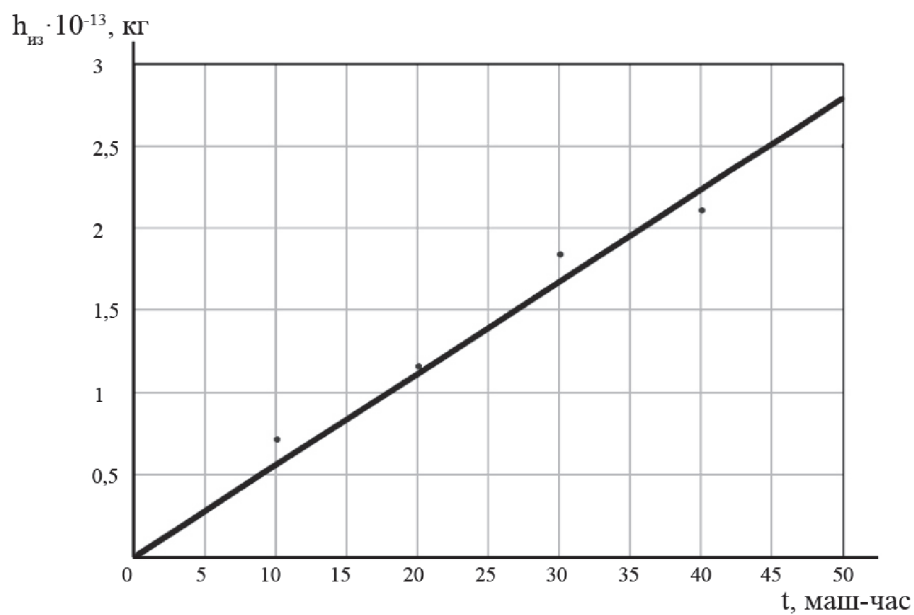


Рисунок 2 – График зависимости величины износа ножа $h_{из}$ от наработки t при первых 50 часах его работы

Тогда изменение толщины ножа в процессе первых 50 маш.-час работы автогрейдера будет находится в пределах $H=H_0-h_{из}$, где H_0 – первоначальная толщина ножа (нож новый) (рис. 3).

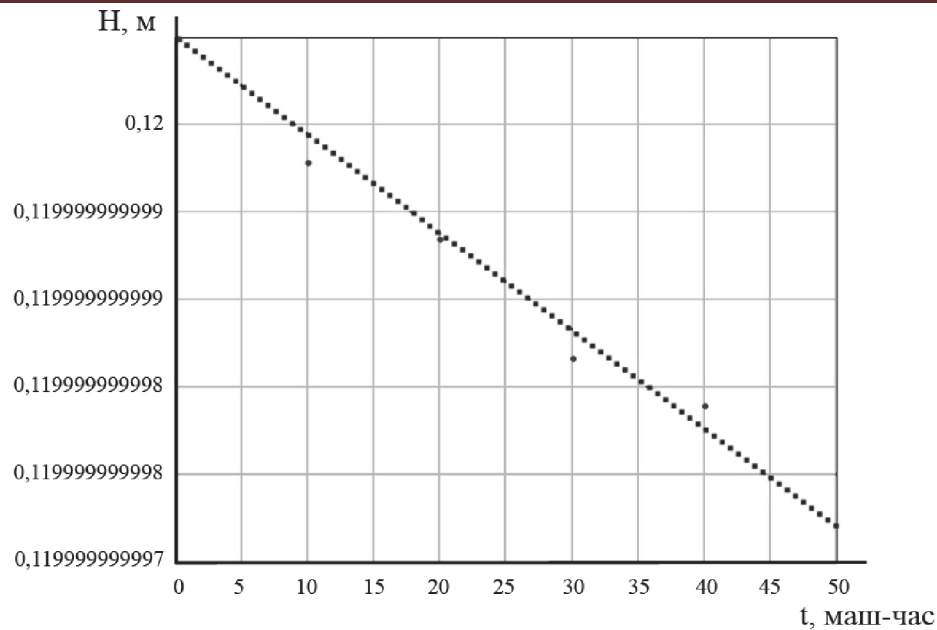
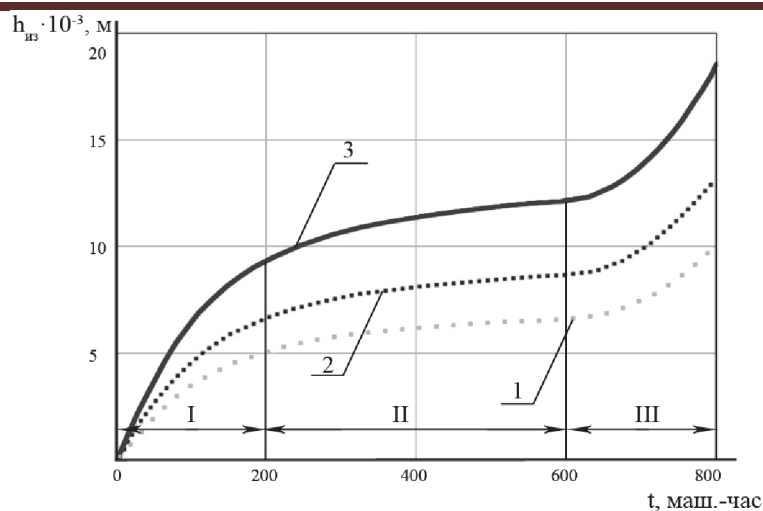


Рисунок 3 – График зависимости изменения толщины ножа H от времени его работы в абразивной среде

Закономерности изменения $h_{из}=f(t)$ для отдельных образцов ножей с однородными свойствами по сечению описываются сравнительно плавными кривыми [2]. Как известно [5], в большинстве случаев при испытании образцов можно выделить два характерных участка. На первом участке (50–100 маш.-час) наблюдается процесс, физика которого аналогична характерному процессу приработки в трибосопряжениях. На втором участке интенсивность изнашивания заметно замедляется. Далее следует третий участок, на котором интенсивность изнашивания резко возрастает.

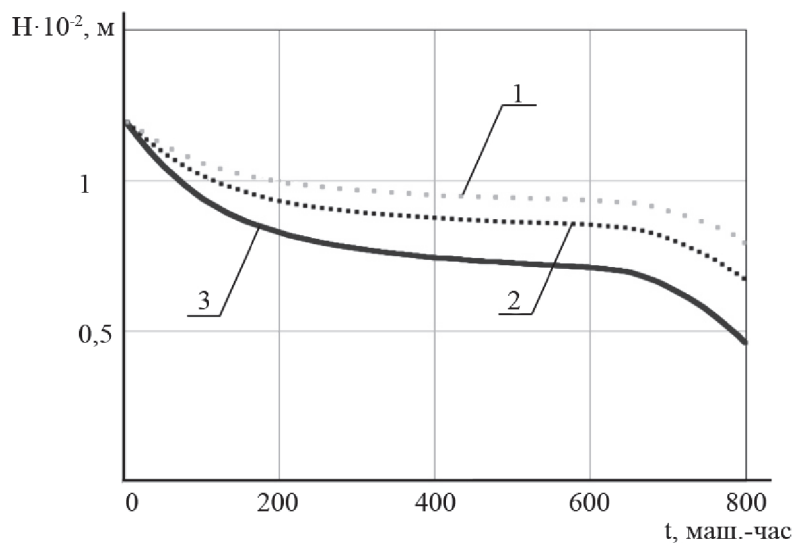
Будем рассматривать первые 700 часов работы ножа в грунте, так как тогда зависимость износа ножа автогрейдера как случайной функции наработки в общем случае может быть представлена в виде $I(t)=a_u t^\beta + b_u$. В данном случае экспериментально определяемый показатель $\beta=1/2$, $a_u=3,91 \cdot 10^{-3}$ и $b_u=0$ [6].

В подтверждение вышесказанному графики, приведенные в [6] и полученные экспериментальным путём, показаны на рис. 2.11. Из графиков видно, что за первые 100 маш.-час работы наблюдается интенсивный линейный закон изнашивания. Далее за 600–700 маш.-час изнашивание замедляется. После 700 маш.-час изнашивание начинает опять интенсивно возрастать.



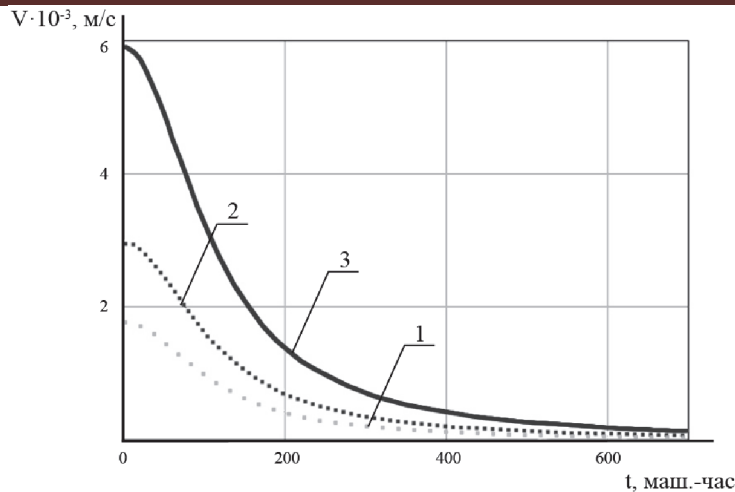
1–I категория грунта, 2–II категория, 3–III категория
Рисунок 4 – График зависимости величины износа $h_{из}$ от наработки t для трёх разных категорий грунта [2]

Используя зависимость $H = H_{max} - h_{из}$, (где H_{max} – максимальная толщина ножа (новый нож)), график изменения толщины ножа H в процессе контакта с абразивной средой будет носить следующий характер (рис. 5):



1–I категория грунта, 2–II категория, 3–III категория
Рисунок 5 – График изменения толщины ножа H от наработки t для разных категорий грунта

Соответственно скорость изнашивания ножа автогрейдера для каждой категории грунта может быть определена как $v = dh_{из}/dt$ (рис. 6) [1].



1–I категория грунта, 2–II категория, 3–III категория
Рисунок 6 – График зависимости скорости износа ножа V от наработки t

Допустим, что $P = P_0 - R_x = P_0 - P_{\max}(\alpha)$ – случайная величина, равная разности несущей способности ножа автогрейдера и действующей максимальной нагрузки, а P_0 – несущая способность, то есть максимальная нагрузка, которую может выдержать пластина ножа, Н.

Рабочее нагружение отвала автогрейдера можно представить с использованием нормального закона распределения плотности вероятностей.

Математическое ожидание нормальных нагрузок обусловлено для каждой рабочей операции комплексом сложных причин.

Причиной отказов РО автогрейдера может быть как технологические дефекты элементов, так и условия эксплуатации. Последние могут являться причиной сохранения прочности ножа ($P_0 > R_x$). В зависимости от P_0 могут возникать пластические остаточные деформации. Тогда закон распределения ресурса РО как функция от динамической нагрузки на ноже R_x и скорости автогрейдера v , будет изменяться по нормальному закону распределения:

$$F(P_{\text{дин}}) = \frac{1}{2\pi S_x \sigma_v} \int_0^{v_x} \int_0^{R_x} e^{-\left[\frac{(x-\bar{x})^2}{2S_x^2} + \frac{v^2}{2\sigma_v^2}\right]} dx dv. \quad (1)$$

Следовательно, вероятность безотказной работы:

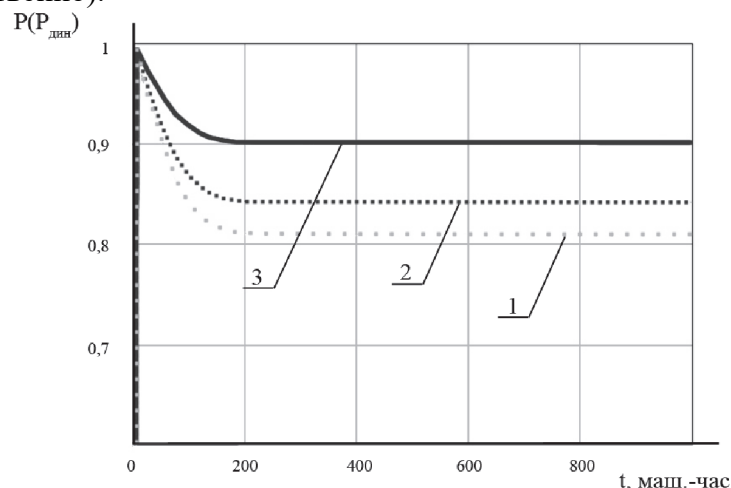
$$P(P_{\text{дин}}) = 1 - \frac{1}{2\pi S_x \sigma_v} \int_0^{v_x} \int_0^{R_x} e^{-\left[\frac{(P-\bar{P})^2}{2S_x^2} + \frac{v^2}{2\sigma_v^2}\right]} dP dv, \quad (2)$$

Закономерности изменения вероятности безотказной работы ножа автогрейдера $P(P_{\text{дин}})$ в зависимости от времени его эксплуатации в абразивной среде при равномерном износе и при реальном износе, соответственно, показаны, на рис. 7 и рис. 8.

В результате аппроксимации вероятности $P(P_{\text{дин}})$ можно получить зависимость

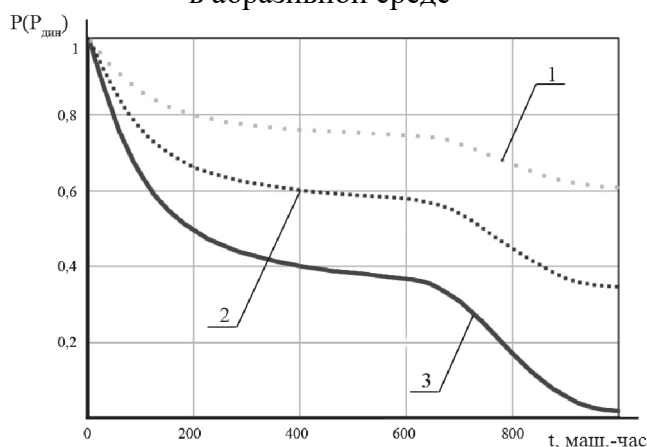
$$P(P_{\text{дин}}) = 1 - 0,02 \cdot t^{1/z}, \quad (3)$$

где z – эмпирический коэффициент, характеризующий категорию грунта ($z = 2,4; 2,13; 2$ – для I, II и III категорий грунта соответственно).



1–I категория грунта, 2–II категория, 3–III категория

Рисунок 7 – График изменения вероятности безотказной работы ножа автогрейдера $P(P_{\text{дин}})$ от времени его работы t при равномерном износе в абразивной среде



1–I категория грунта, 2–II категория, 3–III категория

Рисунок 8 – График изменения вероятности безотказной работы ножа автогрейдера $P(P_{\text{дин}})$ от времени его работы в абразивной среде t

Выводы. Полученные зависимости изменения вероятности безотказной работы ножа $P(P_{\text{дин}})$ от времени его работы при равномерном и неравномерном износе в абразивной среде позволяют спрогнозировать продолжительность работы автогрейдера до момента окончательного разрушения режущего элемента.

Категория грунта оказывает значительное влияние на вероятность безотказной работы ножа автогрейдера: чем выше категория грунта, тем вероятность безотказной работы $P(P_{\text{дин}})$ стремительно убывает, что в свою очередь, обусловлено увеличением удельного сопротивления резанию.

ЛИТЕРАТУРА

1. Волков Д.П. Надёжность роторных траншейных экскаваторов / Д.П. Волков, С.Н. Николаев, И.А. Марченко. – М. : Машиностроение, 1972. – 207 с.
2. Рейш А.К. Повышение износостойкости строительных и дорожных машин / А.К. Рейш – М. : Машиностроение, 1986. – 184 с.
3. Юдников А. С. Скоростное электродуговое упрочнение боронитроалитированием деталей почвообрабатывающих сельскохозяйственных машин : дис. ... кандидата техн. наук : 05.20.03 / Юдников Александр Сергеевич. – Москва, 2009. – 201 с.
4. Щукин А.В. Снижение износа режущих элементов землеройно-транспортных машин / А.В. Щукин // Строительство. Материаловедение. Машиностроение. Сер.: Подъемно – транспортные, строительные и дорожные машины и оборудование : сб. науч. тр. – Днепропетровск : ВГУЗ ПГАСА, 2013. – Вып.72 – С. 284–290.
5. Хазов Б.Ф. Надежность строительных и дорожных машин / Б.Ф. Хазов. – М. : Машиностроение, 1979. – 192 с.
6. Анилович В.Я. Надёжность машин в задачах и примерах / В.Я. Анилович, А.С. Гринченко, В.Л. Литвиненко. – Харьков : Око, 2001. – 318 с.

УДК 621.875.56

Нестеров А.А.

ООО «РЕМТЕХМОРПОРТ»

ТЕХНОЛОГИЯ ЛОКАЛЬНОЙ РАЗГРУЗКИ КОРНЕВЫХ ШАРНИРОВ СТРЕЛОВЫХ СИСТЕМ ПОРТАЛЬНЫХ КРАНОВ

Аннотация. В статье рассматривается вариант замены корневых шарнирных соединений стреловых кранов с описанием разгрузки узлов и выводом основания стрелы. Приведен пример с расчетом прибыли за счет экономии замены корневых шарниров портального крана без демонтажа стреловой системы.

Анотація. У статті розглядається варіант заміни корневих шарнірних з'єднань стрілових кранів з описом розвантаження вузлів і виводом основи стріли. Наведено приклад з розрахунком прибутку за рахунок економії заміни корневих шарнірів портального крана без демонтажу стрілової системи.

Die Annotation. In dieser Artikel behandelt die Variante den Austausch gelenkstellen der Fügung einarmiger Kran mit dem Entleerung Knoten und mit dem Schlussfolgerung dem Kranarmfuß. Das ist Beispiel mit der Erwartung von Gewinn durch den Austausch gelenkstellen den Fügung dem Drehkran ohne die Demontage der Verstellsystem.

Постановка проблемы. Парк портальных кранов морских портов Украины представлен, в основном, кранами фирмы Кранбау-Эберсвальде (Германия). Более половины парка – это краны типа «Сокол», «Кондор» и «Альбатрос» с шарнирно-сочлененной стреловой системой [1-3].

Во время плановых ремонтов большие затраты на восстановление и замену шарнирных соединений портальных кранов.

Шарниры соединения «Корень стрелы/колонна» считаются наиболее нагруженные и быстроизнашиваемые, т.к. воспринимают статические и динамические нагрузки от основной массы стреловой системы как во время изменения вылета, работы грузовой и замыкающей лебедок с грузом, так и во время поворота крана.

Вариант замены корневых шарнирных соединений, предложенный заводом-изготовителем кранов, подразумевает демонтаж стрелы и ремонт с заменой шарнирных соединений на нулевой отметке [4-8]. Такой ремонт характеризуется высокой трудоёмкостью, стоимостью и продолжительностью. Обязательным условием при таком ремонте является наличие свободной площади на причале для демонтажа стреловой системы. При отсутствии такой

площади кран на временных подкрановых путях перегоняют на свободный участок причала или склада, что требует дополнительных затрат по технике, оборудованию, персоналу и времени.

Целью настоящей статьи является разработка технологии разгрузки и замены корневых шарнирных соединений порталных кранов без демонтажа стреловой системы.

Изложение основного материала.

Предложены основные положения методики разгрузки и замены корневых шарниров стреловых систем порталных кранов без демонтажа стреловой системы.

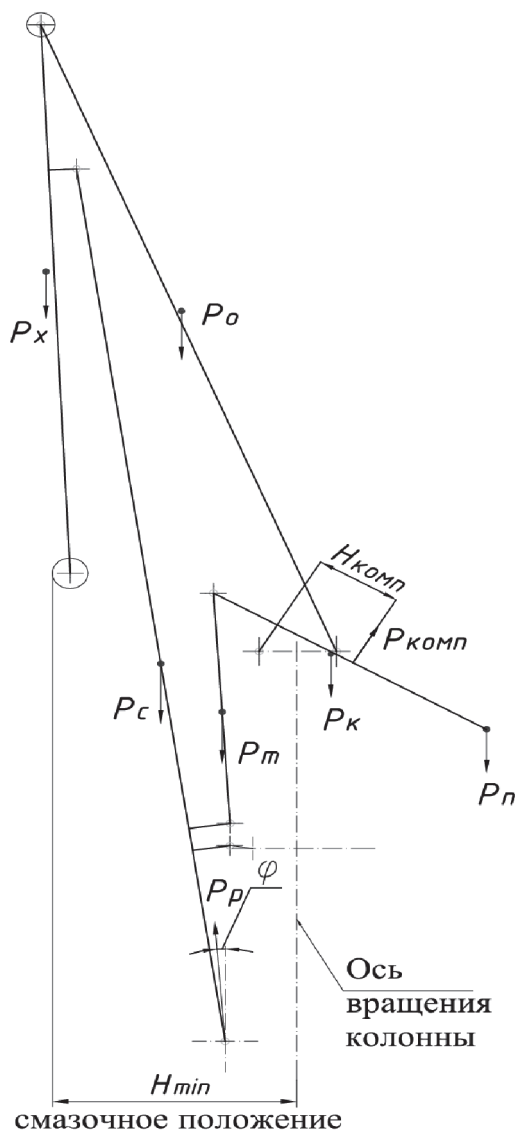


Рисунок 1 - Схема для расчета нагрузок, действующих на оси корневых шарниров.

В связи с тем, что собственная масса элементов стреловой системы достигает 50 т, для проведения ремонта или замены шарниров необходимо обеспечить локальную разгрузку участков металлоконструкций. Распределение нагрузок в системе осуществляют графо-аналитическим методом, для чего производят расчет нагрузок в области корневых шарниров от собственных масс элементов при положении стреловой системы в смазочном положении (рис. 1), где P_x ,

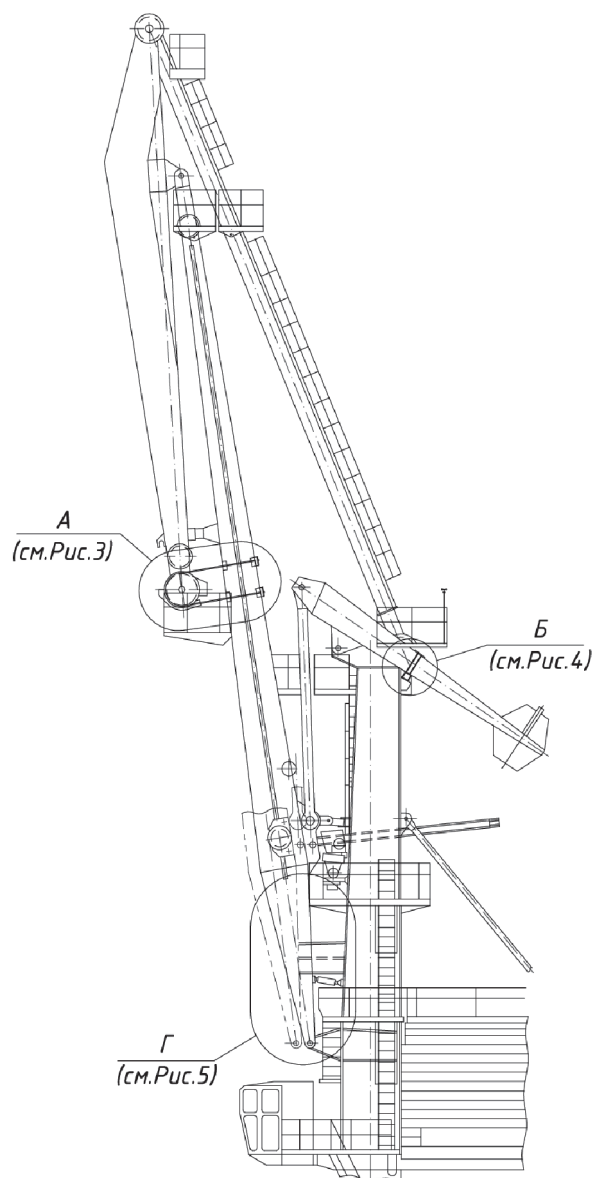


Рисунок 2 - Схема разгрузки шарниров «Корень стрелы/колонна»

с выводом корня стрелы. P_o , P_p , P_k , P_t , P_c – нагрузки от собственных масс хобота, оттяжки, противовеса, коромысла, тяги и стрелы

соответственно; P_p – результирующая сила; $P_{\text{комп}}$ – компенсационное усилие; $H_{\text{комп}}$ – плечо компенсационного усилия.

Результирующая сила P_p проходит через оси шарниров и направлена вверх под углом φ к вертикали. Это обусловлено тем, что подвижный противовес, имея массу $M_{\text{п}}$ и плечо $H_{\text{п}}$ в смазочном положении перетягивает шарнирно-сочлененную укосину с жёсткой оттяжкой. При этом в основании корня стрелы возникает обратный зазор.

Аналитически выполняется расчет усилия $P_{\text{комп}}$, необходимого для компенсации момента от подвижного противовеса. В зависимости от места приложения и величины $P_{\text{комп}}$ определяется условие равновесия. Разгрузка системы обеспечивается счет установки домкратов под балки коромысла подвижного противовеса или застропки и подъёма противовеса другим краном.

Для примера выполним расчет компенсационного усилия $P_{\text{комп}}$ для портального крана «Сокол» (рис. 2). Результирующая сила P_p проходит через оси шарниров, составляет 83,39 т и направлена вверх под углом $\varphi = 4,3^\circ$ к вертикали. Подвижный противовес массой $M_{\text{п}} = 15,5$ т и плечо $H_{\text{п}} = 5,7$ м в смазочном положении приподнимает стреловую систему вверх относительно корневых шарниров. Компенсационное усилие можно реализовать, используя домкраты.

При достижении величины $P_{\text{комп}}$ домкратами, установленными на кронштейнах задней стенки колонны, она составит $P_{\text{комп}} = 34,6$ т.

Нагрузку прикладывают двумя гидродомкратами грузоподъёмностью по 20 т каждый.

Методика компенсации напряженно-деформированного состояния металлоконструкции в области корневых шарниров и вывод корня стрелы предполагает выполнение следующих операций:

1. Устанавливают стреловую систему крана в смазочное положение.
2. Закрепляют оголовок хобота в области концевых блоков к укосине (рис. 2, 3) при помощи канатов, деревянных прокладок. Натягивают канаты талрепами.
3. С целью компенсации момента от подвижного противовеса устанавливают гидродомкраты на задней стенке колонны (рис. 2, 4).
4. С целью фиксации корня стрелы, а также разгрузки шарниров в горизонтальной плоскости, производят установку проушин и кронштейнов для талрепов (рис. 2, 5) на колонну и стрелу согласно расчетных размеров (рис. 5).
5. С целью исключения защемления зубчатой рейки в механизме изменения вылета стрелы, в момент вывода, растормаживают механизм изменения вылета.

А, см. Рис. 2

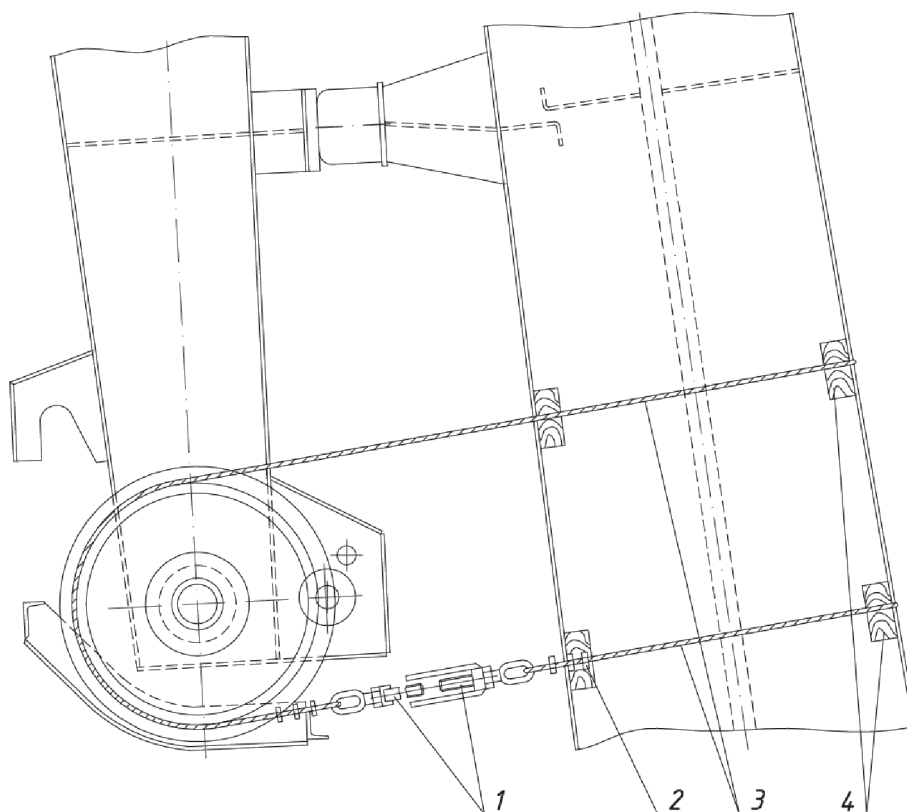


Рисунок 3 - Схема раскрепления хобота.

1 – талрепы; 2 – зажимы; 3 – канаты; 4 – деревянные прокладки.

6. Увеличивая нагрузку от домкратов (рис. 4), производят разгрузку шарниров в вертикальной плоскости.
7. Используя талрепы (рис. 5), производят разгрузку шарниров в горизонтальной плоскости.
8. Демонтируют шарниры.
9. Осуществляют вывод корня стрелы из кронштейнов колонны с помощью талрепов для замены подшипников скольжения или качения (рис. 5).
10. Обеспечивают фиксацию стрелы к колонне на период замены шарниров (рис. 5).
11. Монтаж шарниров осуществляют в обратной последовательности.

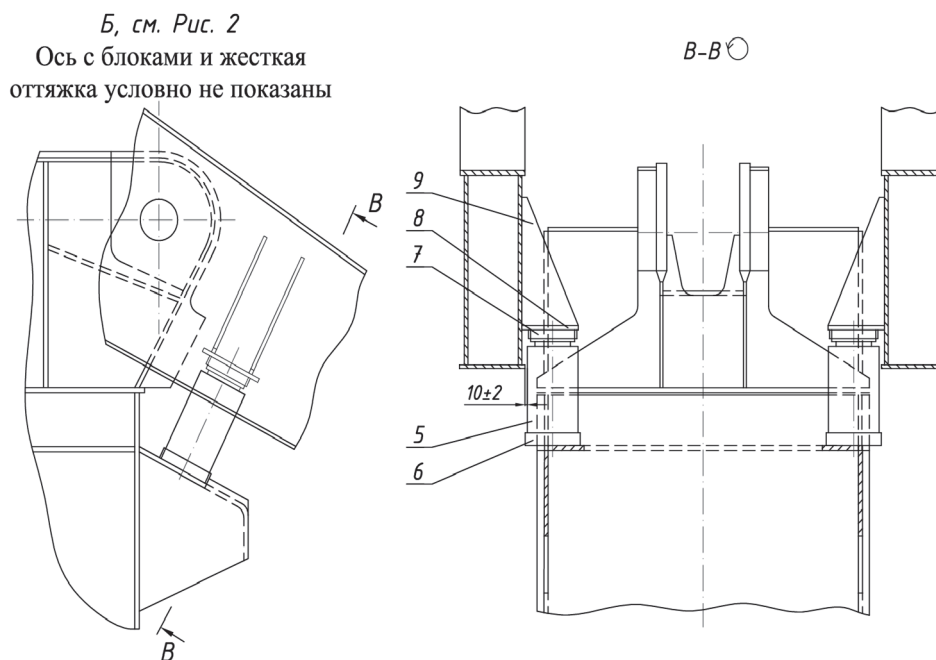


Рисунок 4 - Схема установки кронштейнов и домкратов для разгрузки шарниров в вертикальной плоскости.

5 – гидродомкраты; 6, 7 – страховочные кольца для домкратов;
8, 9 – элементы упорных кронштейнов.

Рост прибыли стивидорной компании за счет замены шарниров стреловой системы крана без демонтажа ее элементов можно посчитать по формуле:

$$\Delta F = d_1 + d_2 + z_1 + z_2,$$

где d_1 – дополнительный доход, приносимый работающим краном за время, на которое сокращены сроки ремонта;

d_2 – дополнительный доход за счет использования свободной площади, не занятой под ремонт;

z_1 – экономия затрат на трудоемкие операции на опускание и поднятие стрелы;

z_2 – сокращение затрат на само проведение ремонта.

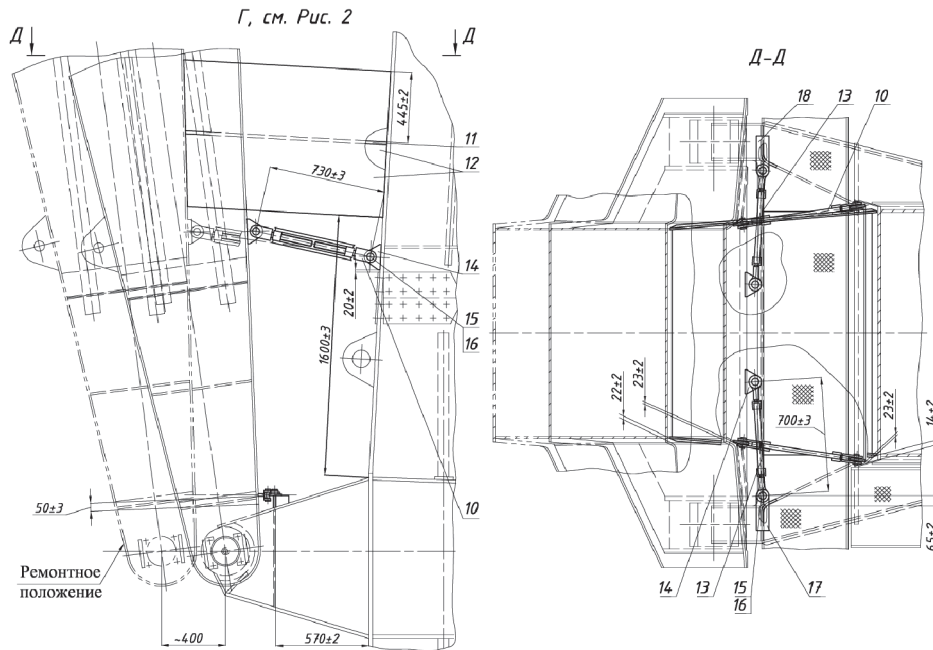


Рисунок 5 - Разгрузка шарниров в горизонтальной плоскости и вывод корня стрелы.

10, 13 – талрепы; 11, 12 – детали для фиксации стрелы к колонне; 14-17 – оси, проушины и кронштейны для установки талрепов.

Выводы. Замена шарнирных соединений стреловой системы крана без демонтажа обеспечивает снижение затрат на ремонт портального крана за счет уменьшения таких трудоемких операций как демонтаж-монтаж стреловой системы и перегон крана в тыл для ремонта.

Экономическая эффективность от применения предложенной технологии определяется за счет снижения простоя крана на ремонте в 10-15 раз, повышения коэффициента использования крана, снижения затрат на ремонт, экономии причальных площадей для демонтажа и монтажа стреловой системы. Используя эту методику, время на замену шарниров «Корень стрелы/колонна» сокращается до 2-3 дней.

ЛИТЕРАТУРА

1. Пустовой В.Н. Сравнительное исследование параметров портовых кранов для морских портов Украины / В.Н. Пустовой, А.О. Андриенко // Вісник Одеського національного морського університету: зб. наук. праць. – Одеса: ОНМУ, 2008. – Вип . 25. – С. 97–107.

2. Пустовой В.Н. Портовые краны: у критической черты / В.Н. Пустовой // Порты Украины: информационно-аналитический журнал. – О.: Ports of Ukraine plus, 2005. – № 5 (55). – С. 38–42.
3. Андриенко А.О. Состояние и перспективные направления обновления парка портовых кранов в морских портах Украины / А.О. Андриенко // Вісник Одеського національного морського університету: зб. наук. праць. – Одеса: ОНМУ, 2006. – Вип. 20. – С. 86–89.
4. Инструкция по эксплуатации порталных кранов «Сокол» грузоподъемностью 16/20/32 т постройки 1971-1974 гг. М., ЦРИА «Морфлот», 1979.- 148 с. + 1 вклейка + вкладки.
5. Инструкция по эксплуатации порталных кранов «Альбатрос» грузоподъемностью 10/20 т постройки 1971-1974 гг. М., ЦРИА «Морфлот», 1979.- 148 с. + 1 вклейка + вкладки.
6. Кох П.И. Производство, монтаж, эксплуатация и ремонт подъемно-транспортных машин. Киев: Вища школа, 1977. – 352 с.
7. М.М. Гохберг. Справочник по кранам: В 2 т. Т. 1. Характеристики материалов и нагрузок. Основы расчета кранов, их приводов и металлических конструкций / В. И. Брауде, М.М. Гохберг, И. Е. Звягин и др – М.: Машиностроение, 1988. – 536 с.: ил.
8. Суглобов В.В., Михеев В.А., Ткачук Е.В. Постановка задачи определения входных данных для совместного автоматизированного расчета, синтеза и оптимизации стреловой системы и системы уравнивания порталного крана / В.В. Суглобов, В.А. Михеев, Е.В. Ткачук // Подъемно-транспортная техника: Зб. наук пр. - Днепропетровск, 2013. Вип. №1. - С.61-67.

УДК 621.873

Іваненко О.І., к.т.н.; Приходько Л.О.

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

ДОСЛІДЖЕННЯ РУХУ ВАНТАЖОПІДЙОМНИХ КРАНІВ ПІД ДІЄЮ ВІТРОВИХ НАВАНТАЖЕНЬ

Анотація. Робота вантажопідйомних кранів в портах та на відкритих майданчиках багато в чому залежить від дії вітрових навантажень. Зупинка кранів в наслідок цих навантажень, а також можливі аварії ведуть до простою великої кількості технологічного обладнання та значних економічних витрат. Визначення параметрів руху крана під дією вітру дозволить розширити діапазон швидкостей вітру та скоротити час простоїв вантажопідйомних кранів.

Ключові слова: кран, експлуатація, простій, вітер, рух, параметри, визначення, ефективність.

Аннотация. Работа грузоподъемных кранов в портах и на открытых площадках во многом зависит от действия ветровых нагрузок. Остановки кранов вследствие этих нагрузок, а также возможные аварии ведут к простоем большого количества технологического оборудования и значительным экономическим потерям. Определение параметров движения крана под действием ветра позволит расширить диапазон скоростей ветра и сократит время простоев грузоподъемных кранов.

Ключевые слова: кран, эксплуатация, простой, ветер, движение, параметры, определение, эффективность.

Abstract. The operation of hoisting cranes in ports and on the open areas largely depends on wind loading. Crane failures resulting from these stresses as well as probable accidents lead to downtime of the large amount of technological equipment and cause considerable economic losses. Determining motion parameters of the crane under the wind pressure can extend the range of wind speeds and reduce downtime of hoisting cranes.

Key words: crane, operation, downtime, wind, motion, parameters, determination, efficiency.

Постановка проблеми.

Рішення проблеми по скороченню простоїв вантажопідйомних кранів за рахунок виявлення резервів кранів та їх використання при швидкості вітру понад 20 м/с. Це може бути досягнуто розробкою науково обґрунтованих методів ефективного використання вантажопідйомних кранів, працюючих в портах та на відкритих майданчиках, з метою розширення діапазону швидкостей вітру, при

якому можлива безпечна експлуатація кранів. В нормах і розрахунках портових кранів вітрове навантаження розглядається як статичне. При цьому не враховується конструкційні та експлуатаційні особливості кранів, технологія перевантажувальних робіт, парусність вантажів, а також векторна природа вітрового навантаження.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. За останні роки, досліджень та публікацій з цієї теми не так вже і багато. Значний внесок в дослідженні цієї проблеми внесли праці Гайдамаки В.Ф. [1], Єрофєєва М.І. [2], Зубка М.Ф. [3], Спіциной Д.Ф. [4]. Із останніх праць викликають інтерес публікації Подобеда В.О. [5]. В цих працях розглядаються окремі питання руху та гальмування вантажопідйомних кранів при дії вітру. Всі ці роботи доповнюють одна одну, але на жаль, не дають цілісного підходу обліку і впливу вітрових навантажень на роботу вантажопідйомних кранів.

Постановка мети та задач дослідження. Метою роботи є удосконалення методики урахування впливу вітрових навантажень при розрахунках і експлуатації вантажопідйомних кранів для розширення діапазону вітрових навантажень при їх використанні. Відповідно цьому в роботі було поставлено завдання дослідити та визначити параметри руху порталного крану КПД-5/3,2 при дії вітру різної швидкості.

Виклад основного матеріалу. Відомо, що навіть при невеликому вітрі робочого стану можливий угон порталних, козлових, баштових та інших кранів, що працюють на відкритому повітрі. Так кран, загальмований механічними гальмами, може привести в рух вітер зі швидкістю 20...25 м/с [1]. При пересуванні вітром кран рухається з наростаючою швидкістю до зіткнення з сусідніми кранами, спорудами або кінцевими упорами, після чого відбувається його падіння. Аварії викликають повне руйнування кранів і викликають простої технологічного обладнання. небезпека уgonу не зменшується навіть при добре загальмованих ходових колесах, так як не виключається стан ковзання останніх, яке супроводжується різким зменшенням коефіцієнта зчеплення. Основними причинами аварій кранів, що працюють на відкритих майданчиках, є недосконалість систем гальмування протиугонних пристроїв, механізмів пересування, методик розрахунку кранів на пересування і стійкість.

До руху крана під дією вітру можуть привести навіть коротко часові пориви вітру в взаємодії з інерційними силами при гальмуванні.

Відсутність теоретичних і експериментальних досліджень динаміки пересування кранів вітром і відомостей про реальні швидкостях уgonу кранів при дії вітрового навантаження різної інтенсивності, з урахуванням технічного стану крана (регулювання гальм механізмів пересування, опорів пересуванню крана і аеродинамічних властивостей металевої конструкції крана) стримує

розробку технічних заходів, що забезпечують безпечну експлуатацію кранів в умовах дії інтенсивного вітру.

Для визначення залежності основних параметрів уgonу вітром вантажопідіймальних кранів (максимальної швидкості уgonу, часу і довжини шляху розgonу до максимальної швидкості) від основних, визначальних цей процес факторів (швидкості вітру, опорів пересуванню крана і аеродинамічних властивостей крана) розроблена математична модель уgonу крана вітром, в основу якої покладено нелінійне диференціальне рівняння:

$$\ddot{x} - a\dot{x}^2 + bx = c, \quad (1)$$

де a , b і c - постійні коефіцієнти, що визначаються швидкістю вітру, масою крана, його аеродинамічними властивостями і опорами пересуванню.

У загальному випадку диференціальне рівняння руху центру мас крана при викраденні вітром має вигляд:

$$m_k \cdot \ddot{x} = P_e - W, \quad (2)$$

де m_k і $\ddot{x}$ - маса і прискорення рухомого крана;

P_e - вітрове навантаження;

W - опір пересуванню крана при пересуванні вітром.

Вітрове навантаження, що діє на кран, визначаємо за [6]:

$$P_e = (V - \dot{x})^2 \cdot I, \quad (3)$$

де V , $\dot{x}$ - швидкість вітру на висоті центру мас крана і швидкість пересування крана;

$I = \sum_{i=1}^n c_i \cdot F_i / 1.6$ - аеродинамічний фактор крана. Тут c_i - аеродинамічний коефіцієнт;

F - площа відповідної проекції вузла крана;

n - число вузлів, на які умовно розбитий кран при розрахунку вітрового навантаження.

Опор пересуванню крана при викраденні вітром на горизонтальній ділянці визначається співвідношенням:

$$W = P_T + P_c + P_n, \quad (4)$$

де P_T , P_c , P_n - сили, створювані дією гальм механізму пересування, основних опорів пересуванню і перекосу крана.

Після відомих перетворень формула (4) приймає вигляд:

$$W = \frac{1.1 \cdot m_k \cdot V_0^2}{2 \cdot S_T}, \quad (5)$$

де V_0 , S_T - номінальна швидкість пересування і гальмівний шлях крана.

Таким чином, для оцінки максимальної швидкості уgonу крана вітром необхідно знати статичну складову швидкості вітру в напрямку руху крана V , опір пересуванню крана при уgonі вітром W і аеродинамічний фактор крана I .

На основі отриманого розв'язку диференціального рівняння [4] встановлює основні співвідношення між параметрами і визначальними факторами уgonу крана вітром:

- Найбільша швидкість пересування крана при уgonі вітром ($\ddot{x} = 0$), якщо відсутні додаткові умови, пов'язані з обмеженням шляху пересування крану і часу дії вітру

$$\dot{x}_m = V - \sqrt{\frac{w}{I}}; \quad (6)$$

- Час розгону крана до швидкості $\dot{x}$ із [6]

$$t = \frac{m}{2 \cdot \sqrt{w \cdot I}} \cdot \ln \cdot \left[\frac{\left(\dot{x} - V - \sqrt{\frac{w}{I}} \right) \left(V - \sqrt{\frac{w}{I}} \right)}{\left(\dot{x} - V + \sqrt{\frac{w}{I}} \right) \left(V + \sqrt{\frac{w}{I}} \right)} \right]; \quad (7)$$

- Довжина шляху розгону крана вітром до обумовленої швидкості

$$S_p = \frac{m}{2I} \cdot \ln \left\{ \left[\left(\dot{x} - v^2 \right) - \frac{W}{I} \right] \cdot \left(v^2 - \frac{W}{I} \right)^{-1} \right\} + \frac{0,5m \cdot v}{(I \cdot W)^{0,5}} \cdot \ln \left[v - \left(\frac{W}{I} \right)^{0,5} \right] \times \\ \times \left[\dot{x} - v - \left(\frac{W}{I} \right)^{0,5} \right] \cdot \left[v + \left(\frac{W}{I} \right)^{0,5} \right]^{-1} \cdot \left[\dot{x} - v + \left(\frac{W}{I} \right)^{0,5} \right]^{-1} \quad ; \quad (8)$$

- Критична швидкість наїзду крана на тупикові упори x_k , що призводить до втрати стійкості

$$\dot{x}_k = \sqrt{g \cdot \Delta h - \frac{w - b}{m_k}}, \quad (9)$$

де g - прискорення вільного падіння;

Δh - висота підйому центру мас крана при перекиданні щодо передніх по ходу коліс;

b - база крана.

Дослідження руху вантажопідійомного крану було виконано при більшому діапазоні вітру робочого стану при швидкості вітру 21, 24 та 27 м/с на прикладі порталного крана типу ККД - 5 / 3,2 (рис. 1,2).



Рисунок 1

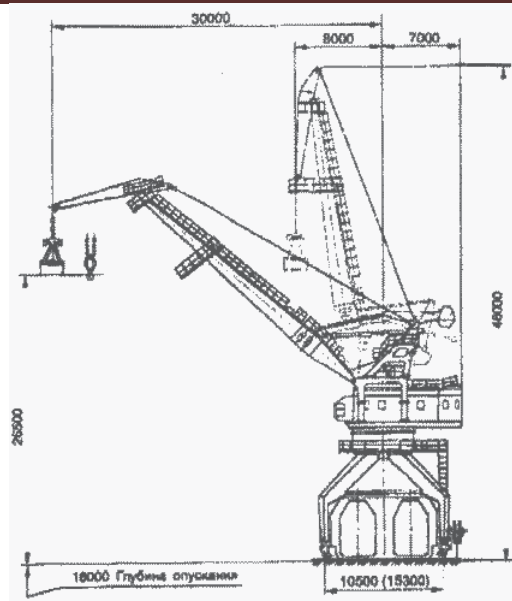


Рисунок 2

У таблиці представлені результати визначення параметрів пересування вітром портального крана типу КПД-5 / 3,2 - швидкості, часу і довжини розгону - при наступних вихідних даних: маса крана 80000 кг; швидкість пересування 0,5 м / с; гальмівний шлях 0,5 м; аеродинамічний фактор 37,1 кг / м, база крана 4,5 м; колія крана 3,4 м; висота підйому вантажу 22,4 м.

Розрахунки параметрів пересування крана виконано за формулами (6), (7), (8).

Таблиця 1 - Параметри угону крану вітром

Кран портальний КПД 5/3,2				
Параметри угону		Найбільша швидкість вітру, м/с / швидкість пересування крана, м/с		
		21	24	27
До швидкості пересування крана, м/с		-	2,8	5,8
Час (с)/шлях розгону крану (м) до швидкості $\dot{x}$ (м/с)	0,9 $\dot{x}$	-	114/232,3	111/416,3
	4	-	-	55/137,6
	2	-	61/84,9	19/22,0
	1	-	21/13,9	8,5/4,9

Висновки.

Згідно з отриманими даними при дії вітру зі швидкістю 21 м / с угону портального крана не буде. При вітрі 27 м / с і нормально

відрегульованих гальмах механізму пересування найбільша швидкість уgonу крана складе 5,8 м / с, протягом 8,5 с на довжині шляху 4,9 м станеться розгін крана до швидкості 1 м / с. Розгін крана до швидкості 2,2 м / с, визначається формулою (9), при якій втрачається стійкість крана у разі наїзду на тупикові упори відбудеться протягом 19 с на довжині шляху 22 м.

Отримані залежності (6),(7) і (8) дозволяють за відомими швидкостями вітру V , опору пересування W і аеродинамічному фактору крана I знаходити найбільшу швидкість пересування вантажопідйомного крана вітром і необхідний шлях розгону крана або вирішувати одну із задач ідентифікації швидкості вітру, що дає можливість прогнозувати рух крана згідно з вітровими картами району.

ЛІТЕРАТУРА

1. Гайдамака В.Ф. Работа грузоподъемных машин при бесступенчатом торможении. – Харьков: Вища школа, 1988. – 141с.
2. Ерофеев Н.И. Определение допустимых рабочих скоростей ветра грузоподъемных кранов / Н.И.Ерофеев, В.А. Подобед, П.Я. Лисовой // Судостроение и судоремонт. – Одесса. - №9. – 1977. – с.101-107.
3. Зубко Н.Ф. Нормирование ветровых нагрузок для рабочего состояния грузоподъемных кранов / Н.Ф. Зубко, В.А. Подобед // Безопасность труда в промышленности. – 1982. - №5 – с.54-55.
4. Спицына Д.Н. Исследование динамических напряжений в элементах козловых кранов, вызываемых пульсациями скорости ветра / Д.Н. Спицына, В.Ф. Фомичева // Вест. Машиностроителя. – 1991. - №1. – с.22-27.
5. Подобед В.А. Повышение эффективности использования портовых кранов при ветровых нагрузках: автореф. дис. докт. техн. наук. 05.22.19 / Виталий Александрович Подобед. – 2007. – 41с.
6. Иваненко О.И. Определение параметров угона грузоподъемных кранов ветром. / О.И. Иваненко, А.В. Мартынов // Конструирование и производство транспортных машин. – Харьков. 1989. – Вип.21 – с.47-52.
7. ГОСТ 1451-77. Краны грузоподъемные. Нагрузка ветровая. Нормы и метод определения. – М.: Изд-во стандартов. 1977. – 17 с.

УДК 621-891

Вольченко Д.А., д.т.н.; Андрейчиков Е.Ю., ст. препод.;
Витвицкий В.С., аспирант

Ивано-Франковский национальный технический университет нефти и газа

ВЛИЯНИЕ КОНСТРУКЦИИ ФРИКЦИОННОГО УЗЛА НА ЭЛЕКТРОТЕРМОМЕХАНИЧЕСКОЕ ИЗНАШИВАНИЕ

Аннотация. В материалах статьи проиллюстрированы различные классификации пар трения в зависимости от характера изменения интенсивности их изнашивания и показано влияние особенностей конструкции фрикционного узла на его эксплуатационные параметры и величину изнашивания. Показано и проанализировано влияние продуктов износа на электротермомеханическое трение и изнашивание в парах трения.

Анотація. У матеріалах статті проілюстровані різні класифікації пар тертя в залежності від характеру зміни інтенсивності їх зношування і показано вплив особливостей конструкції фрикційного вузла на його експлуатаційні параметри і величину зношування. Показано та проаналізовано вплив продуктів зносу на електротермомеханічне тертя і зношування в парах тертя.

Abstract. We've illustrated various classifications of friction pairs depending on the nature of changes of the intensity of its wear and we've shown influence of the design features of friction units on its unit operating parameters and amount of wear. We've shown and analyzed the influence of wear products in electric thermal mechanical friction and wear in friction pairs.

Введение. В настоящее время получили распространение два подхода при оценке долговечности материалов трибосопряжений. Во-первых, это использование предполагаемого молекулярно-механической теорией трения математического описания модели усталостного разрушения поверхности вследствие изнашивания. В этом случае интенсивность изнашивания

$$I = \frac{h^*}{(\nu + 1)N_f dA_k} \frac{A_\phi}{A_k}. \quad (1)$$

Фактическая площадь касания A_ϕ и максимальная глубина внедрения h^* зависят от упруго-пластических свойств материалов формы и распределения микронеровностей, параметров кривой опорной поверхности ν . В формулу входят также число циклов до

разрушения N_f , диаметр пятна касания d и контурная площадь поверхности контакта A_k .

Определение значений A_ϕ , h^* и др. и подстановка их в выражение (1) даст громоздкие и малопригодные для инженерных расчетов выражения, однако позволяет качественно определить влияние различных параметров на интенсивность изнашивания материалов [1, 2].

Во-вторых, это базирующихся на работах Г. Фляйшера, Г. Бекманна, И. Клейса и др. энергетический подход. Износ, согласно Г. Фляйшеру, предлагается рассматривать в качестве результата превышения в процессе контактного взаимодействия критической плотности энергии при деформации и трении $\omega^* = W_T / \Delta V^*$, которая является характеристикой материала при определенных условиях такого взаимодействия.

Состояние проблемы. Остановимся на процессах и эффектах имеющих место на микроуровнях, характеризующиеся типовым микропрофилем с радиусом микровыступа r , на котором происходят механические, электрические и тепловые взаимодействия, связанные с возникновением и воздействием динамических, электрических и тепловых токов, взаимодействующих с омывающими и выделяющимися с поверхностных слоев накладок токами сред, способствующих окислительно-восстановительным процессам на поверхностях микровыступов элементов трения.

Рассмотрим процессы и эффекты происходящие на макроуровнях к которым относятся, имеющие импульсную и волновую природу, эксплуатационные параметры: прижимные нормальные усилия, скорости скольжения, удельные нагрузки, динамические коэффициенты трения, работа трения, температуры: вспышки, поверхностные и объемные; две последних способствуют развитию поверхностных и объемных температурных градиентов, и как следствие, - термонапряжений; тормозные моменты, механические напряжения, механические свойства материалов, имеющими положительный градиент (модуль упругости E или твердость HV , прочность σ и относительное удлинение ε_0 при разрыве) [3]. При этом возможно ослабление положительного градиента механических свойств материалов пары трения при высоких поверхностных температурах, а также при инверсии тепловых потоков между рабочими поверхностями пар трения.

Большой частью износ рабочих поверхностей фрикционных накладок происходит в результате усталостного механизма разрушения. В первую очередь, такой механизм обусловлен дискретным характером фрикционного контакта микровыступов металлополимерных пар. В результате наличия различных энергетических уровней поверхностных и приповерхностных слоев

металлополимерных пар трения на стадиях явления электротермомеханического трения зарождаются, развиваются и совершаются в определенной последовательности и с особыми переходными процессами, принципами суперпозиции и возникновением побочных эффектов, и при этом происходят изменения линий токов динамического, электрического, магнитного, теплового и химического полей, прошивающих микровыступы пар трения и воздействующих на пятна контакта и способствующих их усталостному разрушению и последующему отделению материалов фрикционной накладки. Последний акт относится к абразивному износу в связи с внедрением микровыступов металлического фрикционного элемента в сопряженную рабочую поверхность полимерной накладки [3].

Цель работы. Обосновать влияние особенностей конструкций элементов пар трения фрикционных узлов тормозных устройств на их износо-фрикционные свойства с учетом продуктов износа.

Классификация пар трения в зависимости от характера изменения интенсивности их изнашивания. Функционирование подавляющего числа трибосопряжений во времени происходит таким образом (описывается таким уравнением износа), что интенсивность изнашивания изменяется во времени, как в период приработки, так и в период нормального изнашивания, т.е. трибосопряжение является развивающееся во времени. В работах [1, 2, 3 и др.] показано ряд возможных вариантов управления износом. С некоторым упрощением назначаем периоды нормального изнашивания элементов трибосопряжения: с возрастающей (первый); с постоянной (второй) и убывающей (третий) интенсивностью изнашивания (рис. 1). Кроме того, встречаются сопряжения трех типов, у которых закономерности изменения интенсивности изнашивания представляют собой комбинации кривых.

Изнашивание первого и второго типа обычно включает все три периода – приработки, нормального и катастрофического изнашивания.

Количественно износ материалов определяется объемом изношенного материала V_M (в мм^3), весом изношенного материала q (в г), толщиной (высотой) изношенного слоя h (в мм) и характеризуется следующими эксплуатационными параметрами: весовой интенсивностью износа $I_q = q/AL$ (в г/мм^3), линейной интенсивностью износа $i_h = h/L$, энергетической интенсивностью износа $I_W = \Sigma W/AL$ (в Дж/мм^3). В приведенных зависимостях использованы следующие обозначения: A - площадь разрушения (обычно номинальная площадь контакта); L - путь трения; ΣW - суммарная составляющая энергетического баланса. В дальнейшем, при оценке рабочей

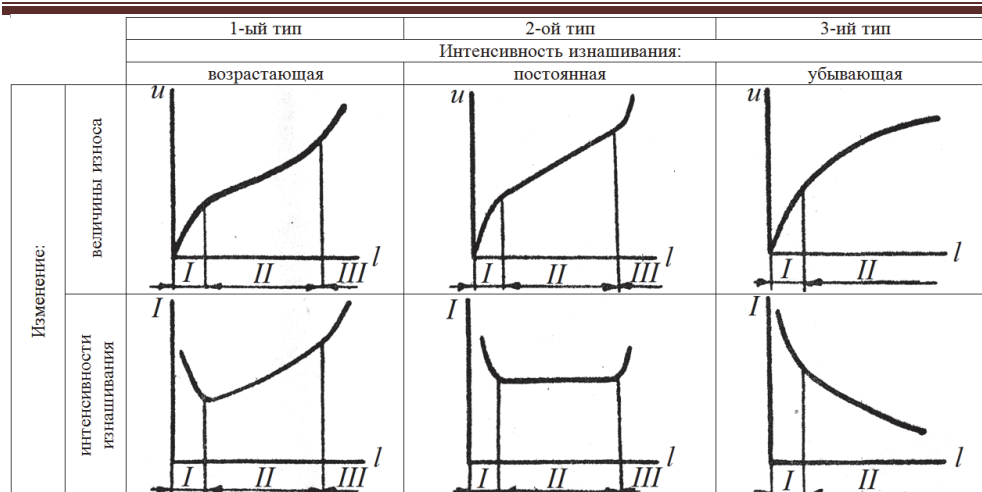


Рисунок 1 – Классификация пар трения в зависимости от характера изменения интенсивности изнашивания на его периодах: I – приработки; II, III – изнашивания: нормального, катастрофического
поверхности накладки использована ее энергетическая интенсивность износа.

Взаимосвязь эксплуатационных параметров пар трения с конструктивными параметрами фрикционного узла. Характеристика износа определяет долговечность и многие другие эксплуатационные параметры пар трения тормозных устройств. Если работа пар трения происходит при температурах ниже допустимой для материалов фрикционной накладки, то можно утверждать, что износ их рабочих поверхностей и металлических фрикционных элементов является суммой механического (усталостного) I_M и электрического (эрозионного) I_E износов:

Оценка вклада I_M в общий износ даст от 1/2 до 3/4 в зависимости от полярности рабочих поверхностей фрикционных накладок. Механический износ рабочей поверхности обода металлического фрикционного элемента составляет 5 – 10% от износа рабочей поверхности фрикционных накладок.

Расчет электрической компоненты износа I_E зависит от совокупности факторов (направления тока, режима разряда между элементами контакта). Количество переносимого вещества с рабочих поверхностей обода металлического фрикционного элемента, а, следовательно, и износ зависят от направления тока [4, 5], его величины [6, 7]. Зависимость количества переносимого вещества с различно поляризованных участков поверхностей фрикционных накладок на рабочую поверхность обода металлического фрикционного элемента, полученная методом радиоактивных изотопов, показана на рис. 2. Видно, что перенос с анодно-поляризованных участков поверхностей фрикционных накладок является более интенсивным.

Схема зависимости, позволяющая оценить влияние режима разрядов при работе участков рабочих поверхностей накладок с искрообразованием на износ, показана на рис. 3. Любая форма самостоятельного разряда в ионизированных газах, находящихся между парами трения при их взаимодействии, сопровождается эрозией микроучастков. При тлеющем разряде преобладает износ рабочей поверхности обода металлического фрикционного элемента, а искровой разряд приводит к изнашиванию рабочих поверхностей фрикционных накладок. Переход разряда из одной формы в другую всегда сопровождается инверсией электрической составляющей износа взаимодействующих микроучастков поверхностей трения.

Скорость скольжения по-разному влияет на износ поверхностей трения фрикционных узлов тормозных устройств. Однако этот фактор нельзя отождествлять с частотой вращения металлического фрикционного элемента (тормозного барабана или шкива). Установлено, что при малых скоростях скольжения при резком



Рисунок 2 – Массоперенос материала между фрикционными накладками и рабочей поверхностью обода тормозного барабана при поляризации накладок: 1 – анодной; 2 - катодной

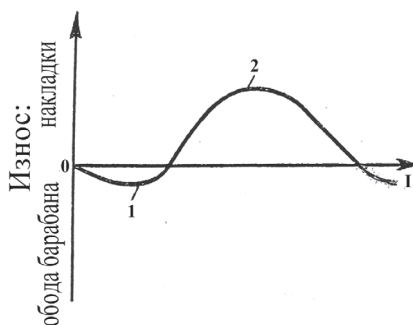


Рисунок 3 – Связь между режимами разряда и износом пары трения «полимер – металл»: 1 – тлеющий разряд; 2 – искровой

увеличении частоты вращения металлического фрикционного элемента имеет место увеличение износа рабочей поверхности фрикционных накладок. Биение ободов металлических фрикционных элементов, вызванное эксцентриситетом и неравномерностью износа рабочих

поверхностей их ободов, оказывает существенное влияние на скорость изнашивания, особенно в высокооборотных тормозных устройствах. Такое же влияние оказывает вибрация, вызванная низкочастотными колебаниями пар трения.

Таким образом, воздействие скорости скольжения, шероховатостей металлического фрикционного элемента, частоты вращения, биений и вибраций характерно тем, что они вызывают монотонное возрастание скорости изнашивания рабочих поверхностей накладок в узле трения.

По-иному проявляется действие удельных нагрузок на износ рабочих поверхностей фрикционных накладок задних колодок транспортного средства семейства ЗИЛ грузоподъемностью 11.0 тонн, относящегося согласно норм ЭЕК ООН к подкатегории N₃, для испытаний типа I. Для последнего режим торможения являются следующие параметры: начальная и конечная скорости торможения составляют, соответственно, 60.0 и 30.0 км/ч; длительность цикла торможения 60.0 с, а число торможений равно 20. На рис. 5а обозначено, что $n_1=400$ циклов торможений. Для фрикционных накладок, поляризованных за счет работы их поверхностей ниже и выше допустимой температуры, вид зависимости изнашивания $I_v=f(p)$ оказывается различным (рис. 4 а). Наличие минимума на линии $I_v(p)$ объясняется соотношением между долями электрического и механического износа и износом за счет искрообразования. По мере возрастания удельных нагрузок I_m уменьшается практически до нуля, что объясняется наличием минимума на кривой. Дальнейший рост p увеличивает доли механического изнашивания I_m .

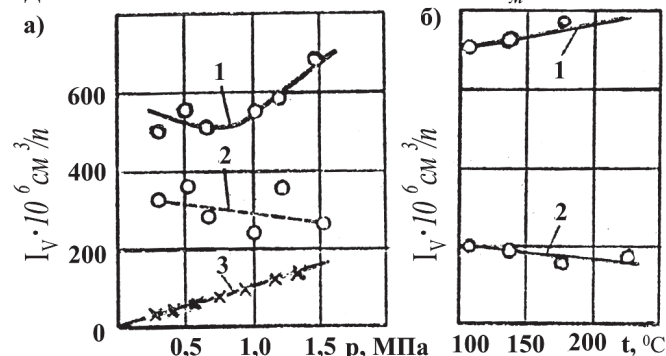


Рисунок 4 а, б – Влияние удельных нагрузок (а) и поверхностной температуры (б) в паре трения «полимер – металл» на интенсивность изнашивания рабочих поверхностей накладок при их поляризации: 1 – анодной; 2 – катодной; 3 – без тока

Влияние окружающей среды на изнашивание зависит от формирования тонкой пленки, образующейся на рабочих поверхностях пар трения тормозов перед очередным торможением в результате окислительных процессов. Зависимость изнашивания от содержания водяного пара между парами трения при достижении материалами

накладок выше допустимой температуры при десорбции влаги из их приповерхностных слоев, а также наличия водорода в омывающем воздухе показаны на рис. 5 а (кривые 1 и 2). На рис. 6 б (кривые 3 и 4) приведены зависимости скорости изнашивания рабочих поверхностей накладок при работе в воздухе при различных парциальных давлениях водяного пара и кислорода. Кривые, представленные на рис 6 а, б, полученные на машине трения СМУ – 2 при нахождении пары трения «диск – колодка» в специальной камере.

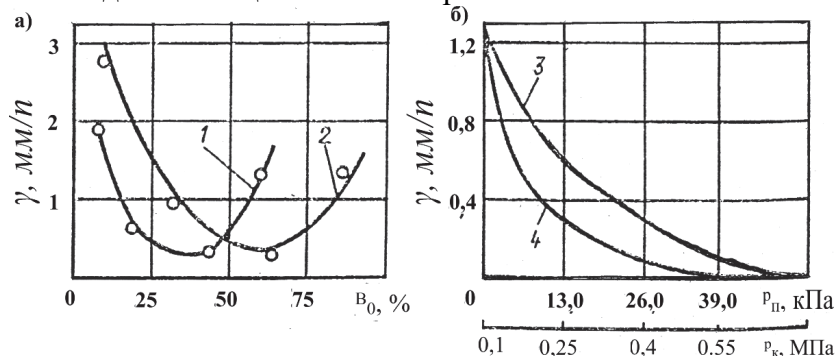


Рисунок 5 а, б – Зависимость интенсивности изнашивания пары трения «полимер – металл», выполненной в виде «диска – колодки» от среды: а – воздушной (кривая 1); при его оптимальной влажности (B_0) и водородной (кривая 2); б – кислородной (кривая 3) и водяного пара (кривая 4) при парциальных давлениях p_k и p_n

Из всего вышеизложенного следует, что для улучшения стабилизации износо-фрикционных свойств пар трения тормозных устройств необходимо обеспечивать терморегулирование их металлических фрикционных элементов.

Влияние продуктов износа на электротермомеханическое трение и изнашивание. Влияние продуктов износа на трение и изнашивание установлено давно. В работах И. В. Крагельского и А.В. Чичинадзе отмечается, что наличие частиц износа способствует некоторому повышению динамического коэффициента трения, в отдельных случаях он почти не зависит от наличия или отсутствия таких частиц, а иногда они, действуя подобно шарикам, снижают электротермомеханическое трения. Факторами, влияющими на сохранение частиц износа в зоне трения, могут являться размер площади микровыступов трения, наличие канавок или пазов на поверхности, коэффициент взаимного перекрытия.

Остановимся на энергетической сущности данной проблемы.

На формирование электрических схем трибосистем существенную роль оказывают материалы фрикционной пары, а именно: химические элементы, входящие в состав материалов, их валентность, а также преобладающий тип собственной проводимости

(табл. 1), а также знак заряда электричества элементов пары трения, определяющий закономерности трибоэлектричества.

В табл. 2 представлены некоторые закономерности трибоэлектричества генерируемого на микровыступах пар трения.

Первостепенную роль в трибосопряжении играют площади пятен контактов микровыступов в реальном масштабе времени поскольку электротермическое сопротивление дискретных контактов с

Таблица 1 –
Характеристики сплавов

Химические элементы, содержащиеся в сплаве	Валентность	Преобладающий тип собственной проводимости
C	2, 4	диэлектрик
Al	3	<i>n</i>
St	4	полу-проводник
Ti	2, 3, 4	<i>n</i>
V	5	<i>n</i>
Cr	3, 6	<i>p</i>
Mn	2,3, 4, 6,7	<i>n</i>
Fe	2, 3	<i>n</i>
Nt	2	<i>n</i>
Cu	1, 2	<i>n</i>
Mo	6	<i>p</i>
W	6	<i>p</i>

Таблица 2 – Некоторые закономерности трибоэлектричества

Фрикционная пара	Знак заряда	
	+	–
Два химически одинаковых тела	плотность тела:	
	большая	меньшая
Диэлектрик – мелкие частицы (пыль) из этого же диэлектрика	диэлектрик	мелкие частицы
Диэлектрик-диэлектрик	Диэлектрик с диэлектрической проницаемостью:	
	большой	меньшей
	Диэлектрик с твердостью:	
	большой	меньшей
Металл-металл	металл с твердостью:	
	меньшей	большой
Металл-диэлектрик	диэлектрик	металл

различной энергетической активностью микро-конденсаторов и – термобатарей с мгновенным их переключением при изменении площадей пятен контакта микровыступов при соблюдении условий на первой стадии фрикционного взаимодействия ($A_{\phi} < A_n$), что фактическая площадь контактирования (A_{ϕ}) мала по сравнению с номинальной (A_n) производится суммирование составляющих генерируемых токов, а при $A_n - A_{\phi}$ фиксируется трибоЭДС в сопряжении с переменным градиентов механических свойств его материалов и при этом темп проникновения взаимодействующих между собой импульсов электрического и теплового токов влияет на интенсивность износа микровыступов при переполаризации.

Известно, что с увеличением площади контактирующих микровыступов зарядные свойства их поверхностей увеличиваются. Помехой им будут служить частицы продуктов износа микровыступов со знаком минус. Все зависит от весового количества частиц продуктов. Если количество последних в канавках и пазах рабочей поверхности фрикционной накладки большое, то в этом случае в паре «металл (–) – полимер (–)» будет иметь место минимальный динамический коэффициент трения. При наличии в паре трения

минимального весового количества частиц продуктов износа имеем в паре «минус – плюс».

Экспериментальные исследования пар трения «металл-полимер» при наличии продуктов износа в зоне трения и при их искусственном удалении показали, что при удалении частиц износа динамический коэффициент трения повышался на 10-15%, а износ увеличивался в несколько раз рабочей поверхности фрикционной накладки.

Выводы. Таким образом, проиллюстрировано влияние элементов конструкции фрикционного узла тормозного устройства на изнoso-фрикционные свойства его пар трения с учетом воздействия продуктов износа на их энергонагруженность.

ЛИТЕРАТУРА

1. Ленточно-колодочные тормозные устройства. Монография (научное издание) в 2 т. Т.2 / [Н.А. Вольченко, Д.А. Вольченко, С.И. Криштопа, Д.Ю. Журавлев, А.В. Возный]. - Кубанск. государств. технолог. ун-т. - Краснодар - Иванo-Франковск, 2013.-441 с.
2. Трибология. Электротермомеханические основы, анализ и синтез на нано-, микро- и миллиуровнях и технические приложения: учебник для вузов / А.И. Вольченко. М.В. Киндрачук, Д.А. Вольченко [и др.]. – Киев; Краснодар, 2015. – 371 с.
3. Проектный и проверочный расчет фрикционных узлов ленточно-колодочных тормозов буровых лебедок / А.Х. Джанахмедов, Д.А. Вольченко, Д.Ю. Журавлев, [и др.]; под общей редакцией академика А.Х. Джанахмедова. Стандарт. - Баку: «Апострофф», 2016. - 312 с.
4. Влияние влаги на триботехнические параметры фрикционных узлов тормозных устройств и ее удаление с их поверхностей трения (часть 1)/ М.В. Киндрачук, Д.А. Вольченко, Я.Б. Сторож и др.// Проблемы тертя та зношування: наук.-техн. зб. – К.: НАУ, 2010. –Вип. 54. – С. 95–105.
5. Вольченко А. И. Новый подход к тепловой динамике трения фрикционных узлов тормозных устройств (часть 2)/ А.И. Вольченко, М.В. Киндрачук, Д.А. Вольченко и др. // Проблемы тертя та зношування: наук.-техн. зб. – К.: НАУ, 2011. – Вип. 55. – С.27–46.
6. Вольченко А. И. Новый подход к тепловой динамике трения фрикционных узлов тормозных устройств (часть 3)/ А.И. Вольченко, М.В. Киндрачук, Д.А. Вольченко и др. // Проблемы тертя та зношування: наук.-техн. зб. – К.: НАУ, 2011. – Вип. 55.–С.47–64.
7. Вольченко А. И. Новый подход к тепловой динамике трения фрикционных узлов тормозных устройств (часть 4) / А.И. Вольченко, М.В. Киндрачук, Д.А. Вольченко и др. // Проблемы тертя та зношування: наук.-техн. зб. – К.: НАУ, 2011. – Вип. 55.– С.47–64.

УДК 621.863.2

Пимонов И.Г., к.т.н.

Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЦИОНАЛЬНОЙ ТЕМПЕРАТУРЫ РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ ГИДРОПРИВОДА ЭКСКАВАТОРА В ПРОЦЕССЕ ЭКСПЛУАТАЦИИ

Аннотация. Рассмотрены зависимости, позволяющие установить закономерности влияния температуры рабочей жидкости на мощность гидропривода. Установлена взаимосвязь между температурой рабочей жидкости и структурными параметрами насоса, которая позволяет определить рациональную температуру рабочей жидкости для насосов, имеющих эксплуатационный износ, при которой мощность насоса практически не измениться

Анотація. Розглянуті залежності, що дозволяють встановити закономірності впливу температури робочої рідини на потужність гідроприводу. Встановлений взаємозв'язок між температурою робочої рідини і структурними параметрами насоса, яка дозволяє визначити раціональну температуру робочої рідини для насосів, що мають експлуатаційний знос, при якій потужність насоса практично не зміниться

Abstract. The dependences allowing to determine consistent patterns of influence of temperature of working liquid on hydraulic actuator power are considered. The interrelation between temperature of working liquid and structural parameters of the pump which allows to determine the rational temperature of working liquid for the naos having operational wear at which pump power practically not to change is established

Постановка проблемы. Большинство современных строительных машин оснащено гидравлическим приводом. Его надёжная работа в значительной степени определяет эффективность эксплуатации этих машин, включая возможность своевременного и качественного выполнения заданного объема строительных работ.

В настоящее время отмечается увеличение в эксплуатации старых машин практически во всех странах мира [1]. Эффективность их эксплуатации обеспечивается, в первую очередь, при конструировании и изготовлении, а также рациональным комплектованием парка машин по возрасту. При этом учитывается, что замена машин в относительно молодом возрасте снижает расходы на ремонт и время простоев, но в то же время увеличивает капиталовложение в оборудование.

Повышение возраста машинного парка позволяет сократить капиталовложение, но увеличивает расходы на запасные части, трудозатраты на ремонт, повышает зависимость от эффективности ремонтной базы. Баланс между капиталоемким парком новых машин и ремонтоемкой старой техникой обеспечивается с учетом финансового положения предприятия и перспективы заказов на выполнение строительных работ. В противном случае расчетный срок эксплуатации машины может существенно отличаться от практически необходимого.

Эффективность эксплуатации гидрофицированных машин зависит также от параметров рабочей жидкости, степени её загрязнения, температуры (вязкости). Возможность управления работоспособностью гидропривода при помощи температуры рабочей жидкости исследована недостаточно и является целью работы. Исследование проведено на гидроприводе экскаватора ЭО – 4124, состоящего из бака для рабочей жидкости, сдвоенного насоса с регулятором мощности, который приводится в действие дизелем, контрольной и распределительной аппаратуры (клапанов, распределителей, центрального коллектора), фильтра рабочей жидкости, исполнительных механизмов (гидромоторов, гидроцилиндров), системы охлаждения рабочей жидкости, системы подпитки, системы заправки рабочей жидкости, трубопроводов и присоединительной арматуры.

Основной материал. Строительные машины, в своем большинстве, оснащены гидравлическим приводом. Его работа в значительной степени определяет эффективность эксплуатации, как отдельной машины, так и всего парка, состоящего, как правило, из новых и старых машин [1]. Эффективность гидрофицированных машин обеспечивается при их конструировании, изготовлении, а также эксплуатации, где важную роль играют параметры рабочей жидкости: степень её загрязнения и температура (вязкость) [3]. Влияние температуры рабочей жидкости на эффективность работы гидропривода и возможность управления работоспособностью гидропривода при помощи температуры исследованы недостаточно.

Для исследования этого влияния цепочка последовательно соединённых агрегатов гидропривод экскаватора ЭО – 4125: насос – распределитель – гидродвигатель (гидроцилиндр) – распределитель – фильтр – бак была разделена на линейные участки и местные сопротивления. Для определения мощности $N_{дв}$, подводимой к гидродвигателю, в зависимости от температуры (вязкости) рабочей жидкости и общего объёмного КПД гидропривода использовалась следующая математическая модель

$$N_{\text{дв}}(t_k, \eta_q) = N_{\text{н}}(t_k, \eta_q) - \sum_{i=1}^n \Delta p_i(t_k, \eta_q) \cdot Q_i(t_k, \eta_q) \quad (1)$$

где $N_{\text{н}}(t_k, \eta_q)$ - гидравлическая мощность насоса в зависимости от температуры рабочей жидкости и коэффициента подачи; $\Delta p_i(t_k, \eta_q)$, $\Delta Q_i(t_k, \eta_q)$ - соответственно потери давления и расход на i - тых участках в зависимости от температуры рабочей жидкости и коэффициента подачи.

Предельные значения внутренних перетечек в насосе приблизительно в 50 превосходит значение внутренних перетечек в распределителе и в сотни раз, - в гидроцилиндре [2], и определяют, в основном, объёмный КПД всего гидропривода. Общее допустимое снижение объёмного КПД гидропривода определяется возможностью выполнения функционального назначения, экономической целесообразностью использования или обеспечением безопасности [2]. Руководствуясь этими положениями рассмотрены насосы с $\eta_q=0.98$, 0.8 и 0.65 (новый, предельное состояние по экономическому критерию и предельное состояние вследствие потери работоспособности) в интервале температур от 10 до 70 °C.

Влияние температуры рабочей жидкости на внутренние перетечки гидроагрегатов гидропривода определялись по следующей зависимости [3]

$$Q = Q_{\text{м}} + Q_{\text{р}} + Q_{\text{гц}} = \pi d_{\text{н}} N \left(\frac{\Delta p S_{\text{н}}^3}{12 \mu_0 \left(\frac{50}{t} \right)^m L} - \frac{U_{\text{ср}} S_{\text{н}}}{2} \right) + \frac{\pi \Delta p S_{\text{р}}}{12 \mu_0 \left(\frac{50}{t} \right)^m \ln \frac{R}{r}} + Q_{\text{р}} + Q_{\text{гц}}, \quad (2)$$

где $Q_{\text{н}}$, $Q_{\text{р}}$, $Q_{\text{гц}}$ - соответственно внутренние перетечки в насосе, распределителе и гидроцилиндре; $\Delta p = p_1 - p_2$ - разность давлений на входе и выходе насоса; $S_{\text{н}}$, $S_{\text{р}}$ - соответственно зазоры в поршневом и в распределительном блоках насоса; N - количество поршней в насосе; $U_{\text{ср}}$, $d_{\text{н}}$ - средняя скорость движения и диаметр поршня насоса; R , r - соответственно расстоянию от оси к внешней и внутренней кромкам распределительного отверстия насоса; L - длина уплотняющей части поршня насоса; m - показатель степени, зависмый от свойств рабочей жидкости; μ - динамическая вязкость рабочей жидкости.

Гидрораспределители, фильтры гидропривода являются сложными гидравлическими сопротивлениями и не поддаются аналитическому расчёту. Поэтому гидравлические характеристики этих гидроагрегатов определяются экспериментальным путем и указываются в технической документации (паспортных данных

агрегата). При расходах и вязкости, отличающихся от указанных в паспортных данных, потери давления равны [1]

$$\Delta p_{Q_i} = \Delta p_{Q_n} \left(\frac{Q_i}{Q_n} \right)^m \left(\frac{\nu_i}{\nu_n} \right)^n, \quad (3)$$

где Δp_{Q_n} - потери давления в гидроагрегате при номинальном расходе Q_n и номинальной вязкости ν_n ; Δp_{Q_i} - потери давления в гидроагрегате при расчётном расходе Q_i и при расчётной вязкости ν_i .

При этом для ламинарного режима показатели степени $m=1$, $n=1$, а при турбулентном - $m=2$, $n=0$. Вследствие большого числа местных сопротивлений, в этих гидроагрегатах возникает неустойчивый переходной режим движения рабочей жидкости. Поэтому принимают $m = 1.75 \dots 1.85$, $n = 0.15 \dots 0.25$.

Потери гидравлической мощности на отдельных участках гидропривода равны

$$\Delta N_i = \Delta p_i \cdot Q_i. \quad (4)$$

С увеличением температуры рабочей жидкости её вязкость уменьшается и уменьшаются потери давления Δp_i и мощности в магистральных гидроприводах. Однако при этом увеличиваются внутренние перетечки гидроагрегатов ΔQ_i , что ведёт к увеличению потерь мощности.

Новые насосы ($\eta=0.98$), действительно, наибольшую мощность подают к гидродвигателю при температуре 50°C (кривая 1, рис 1).

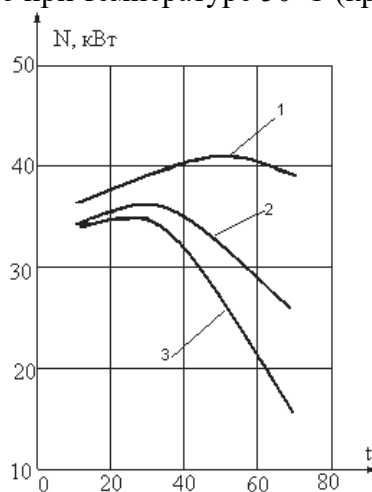


Рисунок 1 – Влияние температуры рабочей жидкости на мощность, поступающую к гидродвигателю

По мере износа насоса и уменьшения его коэффициента подачи уменьшается и температура, при которой наибольшая мощность поступает к гидродвигателю. Для насосов, имеющих коэффициент подачи $\eta=0.8$, эта температура равна 30...35 °С (кривая 2, рис. 1), а для насосов, имеющих $\eta=0.65$, - 10..20 °С (кривая 3, рис. 1).

Выводы.

Таким образом, проведенные исследования показали, что новые насосы и имеющие определённый износ, имеют разную рациональную температуру рабочей жидкости. При рациональных значениях температуры к гидродвигателю изношенными насосами может быть подана почти вдвое большая мощность, чем при 50°С, рекомендованной для новых насосов (кривая 1, 2 и 3, рис. 1). Приводная мощность насоса, при этом, практически не меняется.

ЛИТЕРАТУРА

1. Факторы, влияющие на средний возраст парка машин. Обзор по материалам зарубежной печати. // Строительные и дорожные машины. 2008. №3. С. 28 - 29
2. Васильченко В.А. Гидравлическое оборудование мобильных машин // Справочник. - М.: Машиностроение, 1983. - 301 с.
3. Пимонов И.Г., Фомин Р.А. Повышение эффективности диагностирования гидроприводов строительных машин. Науковий вісник будівництва. – Харків: ХДТУБА - 2009. Випуск 52. – с.361 – 365

УДК 621.833.1.001.2

Гуліда Е.М., д.т.н.

Львівський державний університет безпеки життєдіяльності

ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ ЗУБЧАСТИХ ПРИВОДІВ ПІДЙОМНО-ТРАНСПОРТНОГО УСТАТКУВАННЯ ЗА РАХУНОК ОПТИМІЗАЦІЇ ТРИВАЛОСТІ ЦИКЛУ ЇХ ОБСЛУГОВУВАННЯ В ПРОЦЕСІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ

Розроблено методологію визначення оптимальної тривалості часу одного циклу технічного обслуговування зубчастих приводів підйомно-транспортного устаткування. Для оптимізації тривалості часу одного циклу технічного обслуговування було отримано математичну поліноміальну модель для визначення імовірності безвідмовної роботи зубчастого приводу в залежності від тривалості його безперервної роботи без проведення технічного огляду. Оптимізація виконувалася за рахунок визначення першої похідної від поліноміальної моделі та прирівнювання її до нуля. Розроблена методологія дозволила підвищити надійність зубчастих приводів на 10%.

Ключові слова: зубчастий привід, цикл обслуговування, надійність, оптимізація.

Разработана методология определения оптимальной продолжительности времени одного цикла технического обслуживания зубчатых приводов подъемно-транспортного оборудования. Для оптимизации продолжительности времени одного цикла технического обслуживания была получена математическая полиномиальная модель для определения вероятности безотказной работы зубчатого привода в зависимости от продолжительности его непрерывной работы без проведения технического осмотра. Оптимизация выполнялась за счет определения первой производной от полиномиальной модели и приравнивание ее к нулю. Разработанная методология позволила повысить надежность зубчатых приводов на 10%.

Ключевые слова: зубчатый привод, цикл обслуживания, надежность, оптимизация.

Die Methodik zur Bestimmung der optimalen Länge der Zeit, einen Zyklus der Wartung von Zahnradantriebe von Hebe- und Fördertechnik. Um die Dauer des Aufrechterhaltungszeit eines Zyklus zu optimieren wurde durch ein mathematisches Polynom-Modell erhalten die Wahrscheinlichkeit einer fehlerfreien Betrieb eines Getriebeantrieb in Abhängigkeit von der Dauer ihrer Dauerbetrieb ohne eine Inspektion zu bestimmen. Optimierung

wurde durch Bestimmung der ersten Ableitung einer polynomialen Modells durchgeführt, und die Gleichsetzung auf Null. Die entwickelte Methode ist die Zuverlässigkeit des Antriebszahnrades um 10% verbessert.

Stichwort: *Zahnradantrieb, Wartungszyklus, Zuverlässigkeit, Optimierung.*

Постановка проблеми. Сучасні приводи підйомно-транспортного устаткування, основою яких є зубчасті передачі, працюють в умовах динамічних навантажень. Відомо, динамічні навантаження можуть збільшувати в процесі роботи значення сил, які діють на елементи конструкції редуктора. Ці зусилля впливають на втомну міцність приводу, а в деяких випадках – призводять до руйнування його конструктивних елементів у вигляді тріщин. Тому для забезпечення міцності приводів, яка б враховувала динамічні навантаження, необхідно в процесі проектування визначати конструктивні елементи приводу з урахуванням його напружено-деформованого стану під дією не тільки статичних, а і динамічних навантажень, а також враховувати, забезпечувати і підвищувати в процесі експлуатації надійність приводів. Неперервне ускладнення машин та посилення вимог до їх якості вимагає відповідного забезпечення надійності та довговічності сучасної техніки. Проблемами надійності та довговічності різних конструкцій машин займалися відомі вчені О.С. Проніков, Б.І. Костецький, Д.М. Решетов, І.Г. Косовський, Т.І. Рибак, Б. Ділонг, Ч. Синг та багато інших. Результати їх робіт дозволили впровадити в машинобудівну галузь промисловості різні методи забезпечення та підвищення надійності технічних систем і машинобудівних конструкцій.

В довідковій літературі [1] вказується, що гамма-відсоткове напрацювання редуктора на відмову $T_\gamma = 3600$ год, тобто це є напрацювання, протягом якого відмова об'єкта не виникне з імовірністю 90% при довготривалій роботі з постійним навантаженням. Згідно із рекомендаціями Експериментального науково-дослідного інституту металорізальних верстатів [2] середня тривалість ремонтного циклу від введення в експлуатацію до першого капітального ремонту складає 30000 год. На підставі тривалості цього ремонтного циклу передбачено огляди, поточні ремонти, середні ремонти та наприкінці ремонтного циклу капітальний ремонт, що відповідає 18 проміжним періодам. Тоді тривалість одного внутрішнього циклового періоду планово попереджувального ремонту (ППР) буде $t = 30000/18 = 1666,7$ год. На протязі цього часу огляд ремонтною службою працюючого об'єкта не виконується. Тільки після напрацювання об'єктом цього часу $t = 1666,7$ год проводиться його огляд і при необхідності виконується ремонт.

Прийнятий проміжний період часу безперервної роботи зубчастих приводів $t = 1666,7$ год без технічного обслуговування, що відповідає імовірності безвідмовної роботи $R(t) = 0,905$ для цього часу [3], є завищеним і не забезпечує достатньої надійності роботи зубчастого приводу. Для підвищення значення імовірності безвідмовної роботи необхідно зменшити проміжний період часу безперервної роботи зубчастого приводу без технічного обслуговування, тобто встановити його оптимальне значення. Але в технічній і науковій літературі до теперішнього часу ця проблема не розглядалася. Тому була поставлена задача встановити оптимальне значення часу періодичного огляду зубчастих приводів підйомно-транспортного устаткування з метою підвищення їх надійності.

Мета роботи. Підвищити надійність зубчастих приводів підйомно-транспортного устаткування за рахунок оптимізації тривалості проміжного циклу безперервної роботи зубчастих приводів без технічного обслуговування.

Постановка задачі та її розв'язання. Згідно з ДСТУ 2860-94 основним показником надійності є імовірність безвідмовної роботи $R(t)$, тобто це імовірність того, що протягом заданого напрацювання t відмова об'єкта не виникне. Ставиться задача визначити вплив напрацювання t на імовірність безвідмовної роботи $R(t)$ зубчастого приводу та встановити оптимальне значення t_{opt} для проміжного циклу його безперервної роботи без огляду з метою підвищення надійності.

Згідно із рекомендаціями [4] для визначення імовірності безвідмовної роботи $R(t)$ складного обладнання, до якого відносять і зубчасті приводи, використовують розподіл Вейбулла. В цьому випадку $R(t)$ визначають за залежністю

$$R(t) = \exp \left[- \left(\frac{t}{a} \right)^b \right], \quad (1)$$

де t – час безпосередньої роботи об'єкта, на протязі якого визначають для нього $R(t)$; a – параметр масштабу, тобто $a = T_B$ (T_B – середнє напрацювання на відмову, год); b – параметр форми.

За результатами методу статистичного моделювання надійності зубчастих приводів [4] отримано значення параметрів $a = T_B = 4677$ год для одноступеневого зубчастого приводу сьомого ступеня точності згідно з ГОСТ 1643–81 і $b = 2,9178$, які за розподілом підпорядковуються закону Вейбулла. Для редукторів восьмого ступеня точності значення T_B зменшується введенням коефіцієнта на точність $k_T = 0,9$; для дев'ятого ступеня точності – $k_T = 0,8$. Тобто при визначенні параметру масштабу для залежності (1) необхідно користуватися залежністю $a = T_B \cdot k_T$ [5].

Використовуючи залежність (1) та отримані результати статистичного моделювання надійності зубчастих приводів, встановимо залежність імовірності безвідмовної роботи $R(t)$ від

тривалості її безперервної роботи t без технічного обслуговування. Для цього встановимо для виконання дослідження граничні значення тривалості безперервної роботи зубчастого приводу в межах $t = 700 \dots 1666,7$ год. На підставі прийнятих граничних даних визначаємо потрібну кількість N проміжних значень за залежністю

$$N = \sqrt{\frac{t_{\max}}{t_{\min}}} + 3 = \sqrt{\frac{1666,7}{700}} + 3 = 5.$$

Визначаємо значення інтервалу I

$$I = \frac{t_{\max} - t_{\min}}{N - 1} = \frac{1666,7 - 700}{5 - 1} = 242 \text{ год.}$$

Встановлюємо для кожного з N інтервалів значення чинника: $t_1 = 700$ год; $t_2 = 942$ год; $t_3 = 1184$ год; $t_4 = 1426$ год; $t_5 = 1666,7$ год.

Використовуючи залежність (1), визначаємо значення імовірності безвідмовної роботи для кожного інтервалу

$$R(700) = \exp \left[- \left(\frac{700}{4677} \right)^{2,9178} \right] = 0,996;$$

аналогічно $R(942) = 0,991$; $R(1184) = 0,982$; $R(1426) = 0,969$; $R(1666,7) = 0,952$.

На підставі отриманих даних будуюмо графічну залежність (рис. 1).

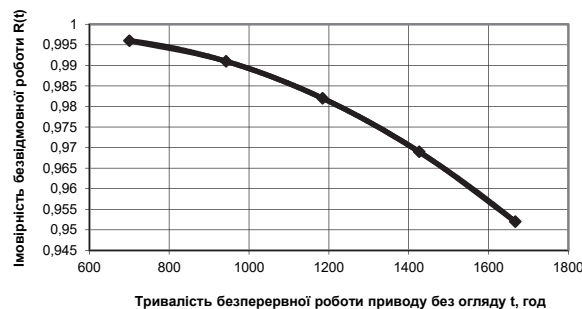


Рисунок 1. – Вплив тривалості t безперервної роботи одноступеневого зубчастого приводу на $R(t)$

Використовуючи графічну залежність (рис. 1) та основні методи математичної статистики, отримуємо математичну поліноміальну модель для визначення імовірності безвідмовної роботи $R(t)$ зубчастого приводу в залежності від тривалості t його безперервної роботи без проведення технічного огляду

$$R(t) = -3 \cdot 10^{-8} t^2 + 4 \cdot 10^{-5} t + 0,9877. \quad (2)$$

Отриману поліноміальну модель для визначення імовірності безвідмовної роботи $R(t)$ зубчастого приводу (2) приймаємо за функцію мети для визначення оптимальної тривалості обслуговування зубчастого приводу в межах $700 \leq t \leq 1666,7$ год. Поставлена задача з

нелінійною функцією мети і лінійними обмеженнями відноситься до задач нелінійного програмування з лінійними обмеженнями.

Ставиться задача максимізувати $R(t)$ на інтервалі $700 \leq t \leq 1666,7$ год. Для цього визначаємо першу похідну від функції (2) та прирівнюємо її до нуля

$$\frac{dR(t)}{dt} = -6 \cdot 10^{-8} t + 4 \cdot 10^{-5} = 0. \quad (3)$$

Для того щоб знайти максимум імовірності безвідмовної роботи $R(t)$ і відповідно t_{onm} , визначимо значення t із залежності (3)

$$t_{onm} = \frac{4 \cdot 10^{-5}}{6 \cdot 10^{-8}} = 667 \text{ год.}$$

На підставі визначеного значення t_{onm} імовірність безвідмовної роботи $R(t)$ одноступеневого зубчастого приводу буде

$$R(667) = \exp \left[- \left(\frac{667}{4677} \right)^{2,9178} \right] = 0,997.$$

В більшості випадків зубчасті приводи є двоступеневими. В цьому випадку імовірність безвідмовної роботи $R(t)$ буде дорівнювати

$$R_{\partial.c}(t) = \prod_{i=1}^n R_i(t).$$

Для двохступеневого зубчастого приводу імовірність безвідмовної роботи $R(t)$ буде

$$R_{\partial.c}(t) = R^2(667) = 0,994.$$

Виходячи з отриманих результатів при впровадженні тривалості обслуговування зубчастого приводу $t_{onm} = 667$ год його надійність збільшується на

$$\frac{R_{\partial.c}(667)}{R_{\partial.c}(1666,7)} 100 - 100 = \frac{0,994}{0,952^2} 100 - 100 = 9,7\%.$$

Підвищення надійності зубчастих приводів на 9,7% дозволяє збільшити середнє напрацювання на відмову приблизно на 454 год, що відповідає безперервній роботі приводу на протязі одного місяця при двозмінному режимі роботи.

В процесі виконання технічного обслуговування можливі різні варіанти ліквідації можливих відмов зубчастих приводів:

- зняття торцевих кришок підшипників та заміна одного підшипника;
- зняття торцевих кришок підшипників та заміна двох підшипників;
- зняття торцевих кришок підшипників, від'єднання кришки від корпусу зубчастого приводу та заміна одного зубчастого колеса або вал-шестерні, або одного вала;

- зняття торцевих кришок підшипників, від'єднання кришки від корпусу зубчастого приводу та заміна двох зубчастих коліс або вал-шестерні та одного вала;

- зняття кришки оглядового вікна, злиття мастила та заповнення корпусу зубчастого приводу новим мастилом;

- зняття торцевих кришок підшипників, від'єднання кришки від корпусу зубчастого приводу та заміна шпонки з'єднання вала з зубчастим колесом.

Безумовно, існує ще багато інших варіантів відновлення зубчастого приводу, але наведені варіанти найбільш частіше зустрічаються на практиці.

Висновки: 1. Розроблено методологію визначення тривалості циклів технічного обслуговування зубчастих приводів підйомно-транспортного устаткування, яка дозволяє обґрунтовано встановлювати їх оптимальне значення і відповідно підвищувати надійність до 10%.

2. Прийнятий проміжний період часу $t = 1666,7$ год безперервної роботи зубчастого приводу без технічного обслуговування є завищеним, що не забезпечує достатньої надійності роботи редуктора. Тому за результатами розрахунків найбільш оптимальним проміжком часу безперервної роботи зубчастого приводу без виконання технічного обслуговування є час $t_{onm} = 667$ год, який забезпечує його імовірність безвідмовної роботи в межах 0,994...0,997.

ЛІТЕРАТУРА

1. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя / В.И. Анурьев: В 3-х т. Т. 3. – 5-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1980. – 557 с.

2. Пуш В.Э. Металлорежущие станки. / В.Э. Пуш, В.Г. Беляев, А.А. Гаврюшин и др. – М.: Машиностроение, 1985. – 256 с.

3. Гуліда Е.М. Прогнозування надійності редукторів з використанням методу статистичного моделювання. / Е.М. Гуліда, О.Е. Васильєва. // Вісник НТУ «ХПІ». – № 28. – Харків: НТУ «ХПІ», 2008. – С. 38-45.

4. Решетов Д.Н. Надежность машин. / Д.Н. Решетов, А.С. Иванов, В.З. Фадеев. – М.: Высшая школа, 1988. – 238 с.

5. Гулида Э.Н. Управление надежностью цилиндрических зубчатых колес. / Э.Н. Гулида. – Львов: Вища школа, 1983. – 136 с.

ТЕМАТИКА ПУБЛІКАЦІЙ
У ЖУРНАЛІ «ПІДЙОМНО-ТРАНСПОРТНА ТЕХНІКА»

Структура, конструкція, кінематика машин
Динаміка, міцність, стійкість
Приводи і системи керування
Діагностика, експлуатація і ремонт
Технологія виробництва машин
Логістика і механізація вантажно-розвантажувальних робіт
Робототехніка
Організація виробництва, економіка, екологія
Науково-методичні питання

ПАМ'ЯТКА АВТОРОВІ

До друку приймаються статті, які мають такі необхідні елементи (Постанова Президії ВАК України від 15.01.03 №97-05/1):

постановка проблеми у загальному вигляді та її зв'язок із важливими науковими чи практичними завданнями; аналіз останніх досліджень і публікацій, в яких започатковано розв'язання даної проблеми і на які спирається автор, виділення невирішених раніше частин загальної проблеми, котрим присвячується означена стаття; формулювання цілей статті (постановка завдання); виклад основного матеріалу дослідження з повним обґрунтуванням отриманих наукових результатів; висновки з даного дослідження і перспективи подальших розвідок у даному напрямку.

Редакційна колегія журналу звертається до авторів з проханням надсилати статті, підготовлені за наступною структурою:

Текст **повинен** бути набраний у текстовому редакторі MS Word відповідно наступних вимог:

параметри сторінки - формат "Другой" **17x26 см**; відступи від краю аркушу до тексту: зверху - 2см, знизу - 2,5 см, ліворуч - 2,0 см, праворуч 2,0 см.

УДК: лівий верхній кут, шрифт Times New Roman Cyr 12 pt Автори (П.І.Б, учений ступінь, *місце роботи*): шрифт Times New Roman Cyr 12 pt, вирівнювання по лівому краю.

НАЗВА СТАТТІ: шрифт Times New Roman Cyr 12 pt, напівжирний, літери прописні, відступ першого рядка 1,27 см, інтервал між рядками одинарний, вирівнювання по центру.

основний текст - шрифт Times New Roman Cyr 12 pt, відступ першого рядка - 1,27 см, вирівнювання - за шириною, стиль - Normal, міжрядковий інтервал - **одинарний**.

Стаття може бути структурована: назва розділів виділяється напівжирним шрифтом.

редактор формул MS Equation 3.0 - стиль: "Текст", шрифт Times New Roman,; "Матрица-вектор", "Числа", "Функция", "Переменная" - шрифт Times New Roman, нахилений; "Стр. греческие", "Пр. греческие" - шрифт Symbol, нахилений;

“Символ” - шрифт Symbol. Розмір: “Обычный” - 14 pt, “Крупный индекс” - 9 pt, “Мелкий индекс” - 7 pt, “Крупный символ” — 14 pt, “Мелкий символ” - 12 pt, Вирівнювання формул - по середині, нумерації формул - по правому краю.

Таблиця повинна мати номер і через дефіс - назву. Шрифт Times New Roman Cyr 12 pt, вирівнювання по лівому краю. Таблицю не розривати, орієнтація таблиці - тільки книжна.

Ілюстрації виконуються тільки засобами машинної графіки (за винятком фотографій). На всі ілюстрації повинні бути зноски у тексті, пронумеровані арабськими цифрами (1,2,...) у порядку згадування у тексті. Ілюстрації повинні мати: надпис „Рисунок”, номер та назву (через дефіс) і розміщуватись під рисунком. Написи на рисунках повинні бути виконані, за можливістю шрифтом розміром 12...8 pt. Товщина ліній - не менше 0,5 pt. Рисунки та фотографії повинні бути вставлені у текст статті і додатково представлені в окремих файлах формату *.tif, *.psx.

Посилання на **літературу** повинні слідувати у порядку їх появи у тексті. Номер посилання у квадратних дужках повинен слідувати за якимось ствердженням, положенням або за прізвищем автора. ЛІТЕРАТУРА - шрифт Times New Roman Cyr 12 pt, вирівнювання по середині. Текст - шрифт Times New Roman Cyr 12 pt, без відступів та виступів. Опис літератури повинен включати: прізвище автора та ініціали (якщо число авторів менше трьох, то слід привести усіх авторів, а якщо більше - то ім'я першого та “інш.”); для журналів вказати назву статті, журнал, том і номер, місяць та рік видання, номер сторінки включно. Для книг вказати авторів, назву, том, найменування та місце видання, рік і кількість сторінок.

Звернути увагу на відсутність розділових знаків у кінці назви статі, відомостей про авторів, найменування заголовків, таблиць, підпису підпису і слова ЛІТЕРАТУРА.

Анотації трьома мовами (українська, російська, німецька - окремими абзацами) повинні бути представлені після **НАЗВИ СТАТТІ**. Текст - шрифт Times New Roman Cyr 12 pt, вирівнювання по ширині. Об'єм 50-70 слів.

Перелік матеріалів, які направляються в редакцію:

1. Стаття ,надрукована на білому папері з використанням лазерного принтера (600 dpi) у двох екземплярах і підписана усіма авторами. Об'єм статті - до 10 друкованих сторінок.
2. Стаття, рисунки, анотація в електронному вигляді окремими файлами на компакт-диску.
3. Експертний висновок про можливість опублікування.
4. Додаток з відомостями про авторів (службова або домашня адреса, контактні телефони, адреса електронної поштової скриньки, місце роботи, вчений ступінь та звання).
5. На виконання вимог п.7 постанови ВАК України від 10.02.99 №1-02/3 статті з добувачів за темою дисертації публікуються у журналі виключно за рекомендацією Вченої ради наукової установи, організації чи вищого навчального закладу, де працює або навчається здобувач.