

ISSN 2079 – 1747

15

Міністерство освіти і науки України
Українська інженерно-педагогічна
академія

Піднімально-транспортні
машини
Динаміка та міцність машин
Верстати та інструменти
Технологія машинобудування

Машинобудування

Машиностроение

Engineering

Lifting-and-shifting machines
Dynamics and strength of
machines
Machine-tools and instruments
Engineering technology

Збірник наукових праць

Видається 2 рази на рік

Видається з грудня 2007 р.

УІПА

2015
Харків

Редакційна колегія:**Головний редактор**

Нестеров А.П., д.тех.н., проф.

Заступник головного редактора:

Фідровська Н.М., д.тех.н., проф.

Члени колегії:

Мовшович О.Я., д.тех.н., проф.

Будіков Л.Я., д.тех.н., проф.

Григоров О.В., д.тех.н., проф.

Тарасюк А.П., д.тех.н., проф.

Кравцов М.К., к.тех.н., проф.

Литвин О.М., д.ф-м.н., проф.

Ловейкін В.С., д.тех.н., проф.

Мельниченко О.А., д.тех.н., проф.

Резніченко М.К., д.тех.н., проф.

Рябчиков М.Л., д.тех.н., проф.

Редакція:**Відповідальні редактори**

Подольак О.С., к.тех.н., доц.

Сичов Ю.І., к.тех.н., доц.

Смоляков С.Л., к.тех.н., доц.

Редактор

Ротова Н.В.

Випусковий редактор

Ісьєміні І.І., к.тех.н.

Відповідальний секретар

Ісьєміні І.І., к.тех.н.

Дизайнер

Жубр В.А.

Адреса редакції:

Україна, 61003, м. Харків

вул. Університетська, 16

Українська інженерно-педагогічна академія

Тел. (057)733-78-18

Факс (057)731-32-36

E-mail: rektor@uipa.kharkov.ua

Address of editorial office:

16 Universitetska vul., Kharkiv

61003, Ukraine

Ukrainian Engineering Pedagogics Academy

Tel. (057)733-78-18

Fax (057)731-32-36

Машинобудування

2015, № 15

Збірник наукових праць**Засновник**

Українська інженерно-педагогічна академія
(УІПА)

Видається з грудня 2007 р.

Свідectво про державну реєстрацію
друкованого засобу масової інформації
Серія КВ № 12132 – 1016Р від 26.12.2006.

Мови видання:

українська, російська, англійська

Друкується за рішенням Вченої ради УІПА,
протокол № 10 від 26 травня 2015 р.

При використанні матеріалів збірника посилання
на збірник – обов'язкове.

Журнал відображено у базах даних:

Національна бібліотека України імені
В. І. Вернадського – <http://www.irbis-nbuv.gov.ua/>
Російська електронна бібліотека (РІНЦ) –
<http://elibrary.ru/>

Google Scholar – <http://scholar.google.com.ua/>
Ulrich's Periodicals Directory –
<http://ulrichsweb.serialssolutions.com/login>

© Українська інженерно-педагогічна академія
(УІПА), Харків, 2015

<u>Піднімально-транспортні машини</u>	5
Ісьєміні І. І. Дослідження наїзду мостового крана з різними типами буферів на тупикові упори.....	5
Ковалевский С. В., Голоперов И. В., Петруняк В. М. Исследование радиальных нагрузок и моментов трения-скольжения в шарнирных системах машин промышленного транспорта.....	12
Коваленко В. А., Берников Д. О., Моисеенко А. Ф. Пути повышения надежности работы механизма изменения вылета порталных кранов.....	18
Коваленко В. О., Павкін Р. А., Редька Є. С. Дослідження експлуатаційної надійної роботи системи «ходове колесо – підкранова рейка».....	28
Ловейкін В. С., Афтандіянц Є. Г., Шевчук О. Г. Аналіз систем керування механізмами баштових кранів для усунення коливань вантажу.....	39
Ловейкін В. С., Ромасевич Ю. О. Експериментальні дослідження динаміки руху мостового крана за оптимальними законами.....	46
Подольак О. С., Малініна Ю. В., Мельниченко О. А. Вибір раціональних параметрів гасителів коливань стрілових самохідних кранів.....	52
Фідровська Н. М., Краснокутська Т. Б. Коливальні процеси в головній балці мостового крана.....	60
Фідровська Н. М., Лук'янов І. М. Особливості розрахунку приводних барабанів стрічкових вертикальних елеваторів.....	64
<u>Динаміка та міцність машин</u>	71
Зеленська Т. С., Сясєв А. В. Дослідження коректності наближеного розв'язку змішаної задачі для гіперболічних рівнянь при змінних процесах в вертикальних сосудах.....	71
Ловейкін В. С., Почка К. І. Динамічна оптимізація режиму реверсування роlikової формульовальної установки.....	76
Фідровська Н. М., Слепужніков Є. Д., Чернишенко О. В. Динамічні навантаження при пересуванні ходових коліс з гумовими вставками.....	87
Фурсова Т. Н. Исследование напряженно-деформированного состояния бандажей рабочих лопаток паровых турбин.....	92
<u>Верстати та інструменти</u>	97
Маршуба В. П., Плахотнікова І. Б. Деякі аспекти по визначенню впливу складових сили тертя на процес різання при глибокому свердленні алюмініїв.....	97

Технологія машинобудування	106
Багров В. А. Влияния легирующих элементов на активность растворения углерода при наплавке сплавами системы Cr-Mn-Mo-Ti на основе железа.....	106
Багров В. А. Восстановление штампового инструмента сплавами системы Cr-Mn-Mo-Ti на основе железа.....	111
Гордеев А. С., Лаппо И. Н. Теплофизические аспекты применения пирометров при исследовании процесса обработки отверстий.....	117
Калін М. А., Ізотова К. О. Удосконалення електродів для холодного зварювання чавуну.....	124
Ламнауэр Н. Ю., Тарасюк А. П. Контроль и статистическое регулирование точности технологического процесса.....	132
Петренко А. Н. Наплавка комплекснолегированных жаропрочных сталей легированных азотом.....	137
Резниченко Н. К., Романов С. В. Разборка соединения вал-шестерня для Змиевской ТЭС ОАО «Центрэнерго» индукционно-тепловым способом.....	145
Слепцов Г. В., Сырников Е. В., Постельняк И. Е. Влияние природы флокулянтов на обезвоживание гелеобразных осадков питьевых и промышленных сточных вод.....	153
Смирнитська М. Б. Метод формалізації збору та обробки інформації при проведенні моніторингу охорони праці на підприємстві згідно вимог стандарту ДСТУ OHSAS 18001:2010.....	161
Хорошилов О. Н. Исследование конвективного расслоения расплава в горизонтальном кристаллизаторе машины непрерывного литья.....	167
Шматков Д. І., Артюх С. М., Кіпоренко Г. С., Балафендієва Р. З. Підвищення якості процесу виробництва шоколаду в формах на автоматичній лінії.....	174
До уваги авторів	179

УДК 621.874

**ДОСЛІДЖЕННЯ НАЇЗДУ МОСТОВОГО КРАНА
З РІЗНИМИ ТИПАМИ БУФЕРІВ НА ТУПИКОВІ УПОРИ****©Ісьєміні І. І.***Українська інженерно-педагогічна академія***Інформація про автора:**

Ісьєміні Ілля Ігорович: ORCID: 0000-0001-7872-8526; isyem@mail.ru; кандидат технічних наук; асистент кафедри металоріжучого обладання і транспортних систем; Українська інженерно-педагогічна академія; вул. Університетська, 16, м. Харків, 61003, Україна.

Наведено результати моделювання наїзду мостового крана з пружинними, гідравлічними та пружинно-гідравлічними буферами на тупикові упори.

Моделювання здійснювалось за допомогою двомасової динамічної розрахункової схеми та системи рівнянь, що описують наїзд крана на тупикові упори. При моделюванні використовувався мостовий кран масою 18 т, вантажопідйомністю 5 т і з номінальною швидкістю пересування 1,25 м/с.

Після аналізу результатів, отриманих в процесі моделювання, встановлено, що буфери здатні забезпечувати безпечну зупинку кранів, що пересуваються з номінальною швидкістю, а найефективнішими буферами є пружинно-гідравлічні. З'ясовано, що пружинно-гідравлічні буфери дозволяють здійснювати гальмування крана з майже постійним уповільненням.

Це дозволяє підвищити безпеку експлуатації мостових кранів шляхом застосування пружинно-гідравлічних буферів.

Ключові слова: пружинно-гідравлічний буфер; моделювання; тупикові упори; безпечна зупинка; мостовий кран.

Исьемини И. И. «Исследование наезда мостового крана с разными типами буферов на тупиковые упоры».

Приведены результаты моделирования наезда мостового крана с пружинными, гидравлическими и пружинно-гидравлическими буферами на тупиковые упоры.

Моделирование осуществлялось при помощи двухмассовой динамической расчетной схемы и системы уравнений, описывающих наезд крана на тупиковые упоры. При моделировании использовался мостовой кран массой 18 т, грузоподъемностью 5 т и с номинальной скоростью передвижения 1,25 м/с.

После анализа результатов, полученных в процессе моделирования, установлено, что буфера способны обеспечивать безопасную остановку кранов, передвигающихся с номинальной скоростью, а самыми эффективными буферами являются пружинно-гидравлические. Выяснено, что пружинно-гидравлические буфера позволяют осуществлять торможение крана с почти постоянным замедлением.

Это позволяет повысить безопасность эксплуатации мостовых кранов путем применения пружинно-гидравлических буферов.

Ключевые слова: пружинно-гидравлический буфер; моделирование; тупиковые упоры; безопасная остановка; мостовой кран.

Піднімально-транспортні машини

Isyemini I. “The research of the running of crane with different buffer types into an end stop”.

The results of the modelling of the running of crane with spring, hydraulic and spring-hydraulic buffers into an end stop are given.

The modelling using the two-mass dynamic design diagram and set of equations that describe running of crane into end stops is realized. In-simulation the overhead crane with mass 18 t, load 5 t and rated speed of movement 1,25 m/s was used.

After analysis of results obtained in-simulation was found out that buffers can provide safe stop of cranes traveling with rated speed and the most effective buffers are spring-hydraulic. It was explored that spring-hydraulic buffers allow to realize the crane braking with almost uniform acceleration.

It allows to increase a safe of overhead cranes operation using spring-hydraulic buffers.

Keywords: spring-hydraulic buffer; modeling; end stops; safe stop; overhead crane

1. Постановка проблеми

В процесі експлуатації вантажопідіймальних кранів, які пересуваються рейковою колією, максимальні динамічні навантаження при пересуванні кранів виникають під час наїздів на тупикові упори. Такого роду режими не передбачені ні в технологічних процесах підприємств, ні в проектах виконання робіт кранами та, як правило, носять не тільки випадковий, але і регулярний характер [1]. Для зменшення динамічних навантажень на металоконструкцію крана і підкранові споруди під час наїзду мостових кранів на тупикові упори захисні системи крана в кінцевій ділянці колії обладнуються буферними пристроями відповідно до п. 4.11.25 НПАОП 0.00-1.01-07 [2]. Можна сказати, що буфер є останньою ланкою, здатною виправити ситуацію, якщо не спрацювали попередні елементи захисної системи (обмежники пересування та гальма). Тому, для забезпечення безпеки експлуатації кранів, при проектуванні захисної системи мостового крана в кінцевий ділянці колії потрібно знати: з якою силою кран наїжджає на тупиковий упор [3], які фактори при цьому впливають на параметри гальмування крана, що є визначальним в цьому випадку; а також проаналізувати та порівняти буферні пристрої з різними робочими характеристиками [4]. Це дозволить зробити захисну систему більш надійною та здатною сприйняти необхідні навантаження.

2. Аналіз останніх досліджень і публікацій

За видом пружного елементу буферні пристрої поділяють на дерев'яні, гумові, пружинні, пружинно-фрикційні, фрикційні, гідравлічні та пружинно-гідравлічні [5–8]. Практика обстеження мостових кранів свідчить, що найбільш широко використовуються дерев'яні буфери, встановлені на тупиковому упорі, в поєднанні з іншими видами буферних пристроїв, установлених на крані [9]. Найчастіше за все на крані встановлюються гумові, пружинні, гідравлічні та пружинно-гідравлічні буфери [10].

Гумові буфери мають малу віддачу, оскільки значна частина кінетичної енергії рухомих мас (до 30–50 %) поглинається за рахунок внутрішнього тертя буфера. Ці буфери використовують при швидкості наїзду до 1 м/с для кранів невеликої вантажопідйомності (до

5 т) і малих прогонів [1, 5]. Хоча, як відомо, номінальна швидкість пересування мостових кранів загального призначення становить 1,25 м/с [11].

Пружинні буфери можуть безпечно зупиняти крани, що рухаються з великою швидкістю, проте мають великі габарити та масу [5]. Гідравлічні та пружинно-гідравлічні буфери здатні поглинати до 100 % кінетичної енергії крана [6].

Сучасні нормативні документи України рекомендують розраховувати навантаження на буфери виходячи з того, що швидкість наїзду крана на тупикові упори становить від 0,7 до 1,0 номінальної швидкості пересування [12]. При цьому потрібно враховувати, що уповільнення крана при зупинці не повинно перевищувати 4 м/с^2 [5, 6]. Тому є доцільним з'ясувати можливість буферів забезпечувати безпечну зупинку мостових кранів, що рухаються з номінальною швидкістю, з уповільненням не більше регламентованого значення.

3. Мета даної роботи полягає в дослідженні роботи найпоширеніших буферних пристроїв: пружинних, гідравлічних і пружинно-гідравлічних, встановленні можливості безпечно зупиняти крани, що рухаються з номінальною швидкістю пересування та визначенні найефективнішого з них (за критеріями: осідання та час спрацювання буфера).

4. Виклад основного матеріалу дослідження

Розглянемо наїзд мостового крана на тупикові упори з використанням пружинного, гідравлічного та пружинно-гідравлічного буферів. Для моделювання наїзду мостового крана на тупикові упори необхідно використати рівняння руху крана з вантажем на гнучкому підвісі. Для цього застосуємо двомасову динамічну розрахункову схему (рис. 1): M_K – повна маса крана, M_B – маса вантажу.

Наведена розрахункова схема описує найнесприятливіший випадок наїзду мостового крана на тупикові упори: вантажний візок знаходиться в одному з кінців підвіскової колії, кінцеві вимикачі спрацювали, але гальма «розпущені», тому маса крана, яку сприйматиме буфер, розташований з того ж боку, що й крановий візок, матиме вигляд:

$$M_K = 0,5M_M + M_{BB}, \quad (3.1)$$

в цьому виразі число 0,5 показує, що наїзд крана відбувається двома буферними пристроями на два тупикових упори одночасно [13].

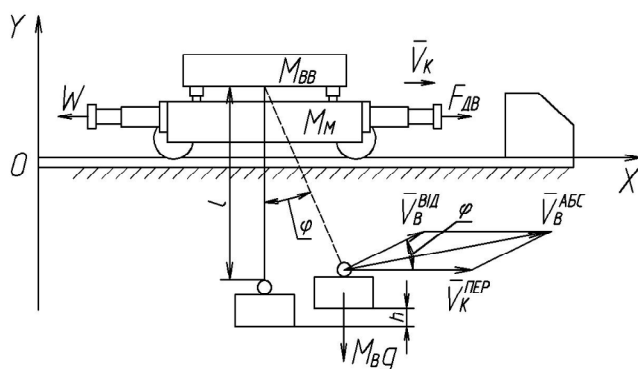


Рис. 1 – Розрахункова схема наїзду мостового крана на тупикові упори

Позначення на рисунку 1:

x – координата переміщення крана;
 M_M – маса мосту крана; M_{BB} – маса вантажного візка; $\bar{V}_K$ – швидкість наїзду крана на тупиковий упор; $M_B g$ – вага вантажу, де $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – прискорення вільного падіння; l – довжина підвісу вантажу; φ – кут відхилення вантажу від вертикалі; h – відстань, на яку

Піднімально-транспортні машини

піднімається вантаж; $\bar{V}_B^{BD}$ – відносна швидкість вантажу; $\bar{V}_B^{ABC}$ – абсолютна швидкість вантажу; $\bar{V}_K^{PEP}$ – переносна швидкість крана; W – опір пересуванню крана, викликаний тертям в опорах ходових коліс; $F_{дв}$ – рушійна сила двигуна приводу механізму пересування крана.

При розгляданні процесу наїзду крана на тупикові упори були прийняті такі допущення та спрощення:

- маса канатів у порівнянні з масою підвішеного вантажу є зневажливо малою;
- вантаж на гнучкому підвісі є подібним до математичного маятника;
- втрати на блоках поліспасту є малими та не враховуються;
- кран і підкранові споруди розглядаються як абсолютно жорсткі конструкції, оскільки питання дослідження впливу динамічних навантажень на кранові металоконструкції в роботі не ставиться.

Рух крана з вантажем описується такою системою рівнянь:

$$\begin{cases} (M_B + M_K)\ddot{x} + M_B\ddot{\varphi}l \cos \varphi - M_B\dot{\varphi}^2l \sin \varphi + W = 0 \\ \ddot{x} \cos \varphi + \ddot{\varphi}l + g \sin \varphi = 0 \end{cases}, \quad (1)$$

де $\ddot{\varphi}$ – кутове прискорення вантажу;

$\dot{\varphi}$ – кутова швидкість вантажу.

Гасіння кінетичної енергії крана відбувається за рахунок сили опору буферного пристрою. Якщо на крані встановлені пружинні буфера, то система рівнянь (1) матиме вигляд:

$$\begin{cases} (M_B + M_K)\ddot{x} + M_B\ddot{\varphi}l \cos \varphi - M_B\dot{\varphi}^2l \sin \varphi + W = -cx \\ \ddot{x} \cos \varphi + \ddot{\varphi}l + g \sin \varphi = 0 \end{cases}, \quad (2)$$

де c – жорсткість пружини буфера.

Якщо на крані встановлені гідравлічні буфера, то гідравлічний опір описується виразом $F_{зуп} = -\alpha\dot{x}^2 \text{sign}(\dot{x})$, згідно з [14], а рівняння (1) матимуть вигляд:

$$\begin{cases} (M_B + M_K)\ddot{x} + M_B\ddot{\varphi}l \cos \varphi - M_B\dot{\varphi}^2l \sin \varphi + W = -\alpha\dot{x}^2 \text{sign}(\dot{x}) \\ \ddot{x} \cos \varphi + \ddot{\varphi}l + g \sin \varphi = 0 \end{cases}, \quad (3)$$

де α – коефіцієнт демпфірування;

$$\text{sign}(\dot{x}) = \begin{cases} -1, & \text{якщо } \dot{x} < 0; \\ 0, & \text{якщо } \dot{x} = 0; \\ +1, & \text{якщо } \dot{x} > 0. \end{cases}$$

Скористаємось коефіцієнтом демпфірування, який визначається таким чином [15]:

$$\alpha = \frac{128 \cdot \nu \cdot \rho \cdot K \cdot l \cdot A^2 \cdot \zeta}{\pi \cdot d^4}, \quad (4)$$

де ν – кінематична в'язкість робочої рідини;

ρ – густина робочої рідини;

K – узагальнений коефіцієнт, який враховує вплив турбулентності потоку та місцевих опорів на пропускну здатність жиклер з гострими входними крайками;

l – сумарна довжина дросельного каналу;

$A_{пор}$ – площа перерізу поршня;

ζ – коефіцієнт гідравлічних втрат в дросельному каналі, що враховує втрати на вході та по довжині каналу;

d – діаметр дросельного отвору.

Якщо на крані встановлені комбіновані пружинно-гідравлічні буфера, то рівняння (1) матимуть вигляд:

$$\begin{cases} (M_B + M_K)\ddot{x} + M_B\ddot{\phi}l \cos \varphi - M_B\dot{\phi}^2l \sin \varphi + W = -cx - \alpha\dot{x}^2 \operatorname{sign}(\dot{x}) \\ \ddot{x} \cos \varphi + \ddot{\phi}l + g \sin \varphi = 0 \end{cases} \quad (5)$$

Розв'язавши системи диференціальних рівнянь (2), (3) і (4) числовим методом Рунге-Кутти за допомогою пакету прикладних програм Mathcad 14.0.0, змодельємо наїзд мостового крана. Параметри крана, який було обрано для моделювання за ГОСТ 25711-83 [11]: вантажопідйомність 5 т, маса крана 18 т, номінальна швидкість пересування крана 1,25 м/с. Під час моделювання параметри буферів були налаштовані таким чином, щоб уповільнення крана не перевищувало 4 м/с²; змінювалась швидкість наїзду крана та наявність вантажу на гнучкому підвісі, що складав 5 м. Це дозволило отримати параметри наїзду крана, а саме: час гальмування t , осідання буфера S , кут відхилення вантажу від вертикалі φ , уповільнення крана (максимальне) a , ударну силу (максимальну) F , залишкову швидкість крана V_3 .

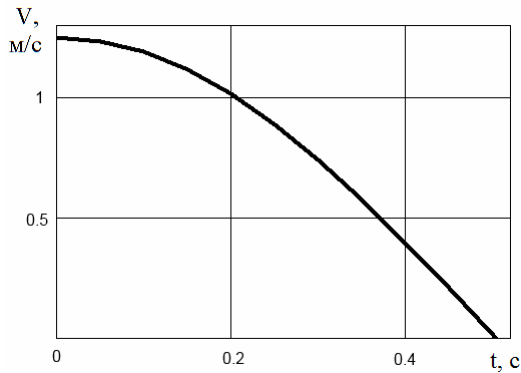
Результати моделювання наїзду мостового крана на тупикові упори зведені до таблиці 3.1. Літерами П, Г, П-Г в таблиці 3.1 позначено типи буферів: П – пружинний, Г – гідравлічний, П-Г – пружинно-гідравлічний.

Таблиця 1 – Параметри гальмування кранів під час наїзду на тупикові упори

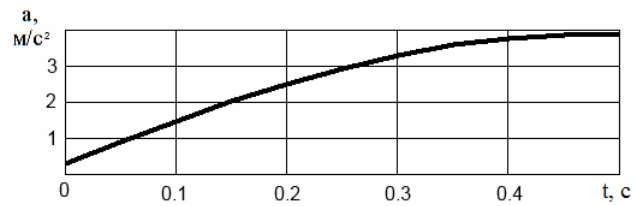
№	V_K , м/с	M_B , т	Тип буфера	t , с	S , мм	φ , град.	a , м/с ²	F , кН	V_3 , м/с
1	0,5	0	П	0,5	160	0	1,6	16	0
			Г	0,7	140		1,4	13,9	
			П-Г	0,45	116		1,1	11,6	
2	0,5	5	П	0,55	171	9,8	1,4	20,7	0
			Г	0,9	191	7	1,2	18,6	0,1
			П-Г	0,5	125	7,4	1,0	14,6	0
3	1	0	П	0,5	321	0	3,1	32	0
			Г	0,95	325				
			П-Г	0,45	200				
4	1	5	П	0,55	344	19,5	2,7	41	0
			Г	0,7	357	13,6			0,4
			П-Г	0,5	228	17,3			0
5	1,25	0	П	0,5	401	0	3,9	40	0
			Г	1,1	433				
			П-Г	0,35	219				
6	1,25	5	П	0,55	430	24,5	3,2	48,6	0
			Г	0,7	469	17,1			0,5
			П-Г	0,4	247	21,4			0

На рис. 2 показані графіки зміни швидкості і уповільнення крана з вантажем за часом відповідно для трьох типів буферів при швидкості наїзду 1,25 м/с.

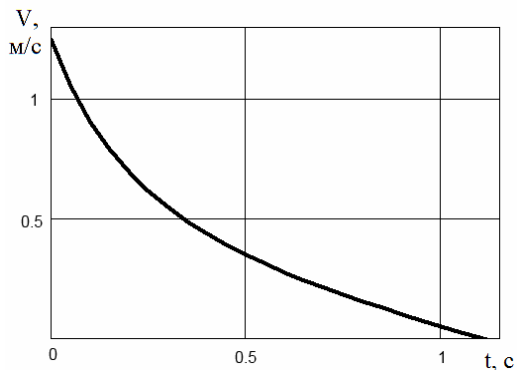
Піднімально-транспортні машини



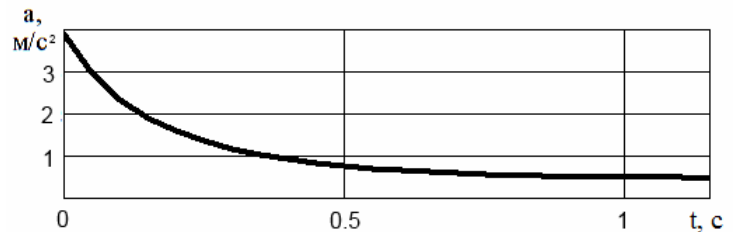
а)



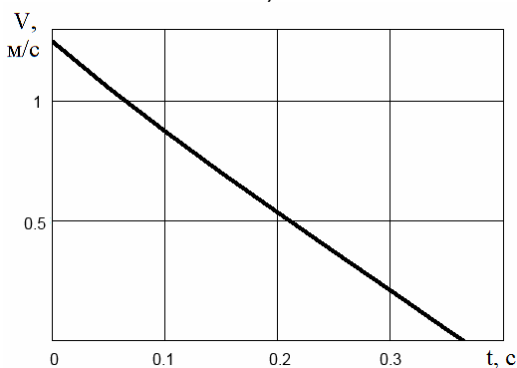
г)



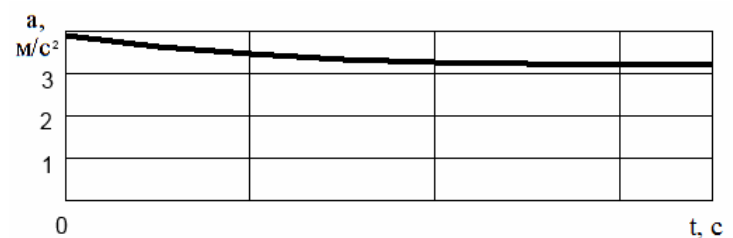
б)



д)



в)



е)

Рис. 2 – Графіки зміни швидкості V та уповільнення a за часом:

а, б – для пружинного буфера; в, г – для гідравлічного буфера;

д, е – для пружинно-гідравлічного буфера

З таблиці 1 та рис. 1 видно, що пружинно-гідравлічні буфери є найефективнішими, оскільки час шлях гальмування крана з такими буферами є найменшими. При зупинці крана, обладнаного гідравлічними буферами, номінальна швидкість повністю не гаситься, а отже, існує небезпека руйнування підкранових споруд і кранових металоконструкцій.

Висновки

На підставі отриманих результатів встановлено:

- 1) зміна швидкості відбувається для пружинних буферів за прогресивним законом, для гідравлічних – за регресивним, для пружинно-гідравлічних – за лінійним;
- 2) для більш ефективної роботи гідравлічних буферів гідравлічний опір має бути змінним;
- 3) пружинно-гідравлічні буфери є найефективнішими (осідання та час спрацювання буфера є найменшими);
- 4) в пружинно-гідравлічних буферах на початку гальмування діє гідравлічний опір, а потім долучається опір пружини, що дозволяє забезпечити гальмування з майже постійним уповільненням.

Список використаних джерел:

1. Мартынов А. В. Исследование гравитационного торможения мостовых кранов и крановых тележек : автореф. дис. ... канд. техн. наук / А. В. Мартынов ; Новочеркасск. политехн. ин-т. – Новочеркасск, 1976. – 20 с.
2. Правила будови і безпечної експлуатації вантажопідіймальних кранів : НПАОП 0.00-1.01-07 07 / Держ. департамент з нагляду за охороною праці України. – Х. : Форт, 2007. – 256 с.
3. Ловейкін В. С. Уточнений метод розрахунку динамічних навантажень металоконструкції крану при його наїзді на кінцеві упори / В. С. Ловейкін, Ю. В. Човнюк, Ю. О. Ромасевич // Науковий вісник Луганського національного аграрного університету. Сер.: Технічні науки : зб. наук. пр. – Луганськ, 2009. – № 3. – С. 126–135.
4. Подоляк О. С. Дослідження впливу робочих характеристик гасителя коливань на динамічні навантаження / О. С. Подоляк, С. І. Шевченко, Г. І. Фесенко // Восточно-европейский журнал передовых технологий. – 2011. – № 3/7 (51). – С. 8–10.
5. Грузоподъемные машины / М. П. Александров, Л. Н. Колобов, Н. А. Лобов Н. А. [и др.]; под ред. М. П. Александрова. – М. : Машиностроение, 1986. – 398 с.
6. Справочник по кранам: в 2 т. Т. 2 / под общ. ред. М. М. Гохберга. – М.: Машиностроение, 1988. – 559 с.: ил.
7. Paul G. Kit Hydraulic Bumpers for the Protection of Buildings, Cranes and Operators From Impact Damage. Presented at the 1996 Fall Convention. Association of Iron and Steel Engineers. Subcommittee # 13: Design and Construction of Mill Buildings. – P. 17.
8. Семенюк В. Ф. Влияние параметров пружинно-шарикового буферного устройства на динамические нагрузки мостового крана / В. Ф. Семенюк, В. Н. Лингур // Збірник наукових праць Української державної академії залізничного транспорту. – Харків, 2014. – Вип. 148(1). – С. 59-66.
9. Дейнега В. И. Защита мостовых кранов от ударов при наездах на тупиковые упоры : автореф. дис. ... канд. техн. наук / В. И. Дейнега ; Новочеркасск. политехн. ин-т. – Новочеркасск, 1987. – 16 с.
10. Шабашов А. П. Мостовые краны общего назначения / А. П. Шабашов, А. Г. Лысяков. – М. : Машиностроение, 1980. – 304 с.
11. ГОСТ 25711-83. Краны мостовые электрические общего назначения грузоподъемностью от 5 до 50 т. Типы, основные параметры и размеры. – Введ. 01.07.1985. – М. : Изд-во стандартов, 1983. – 19 с.
12. ДСТУ prEN 13001-2:2001. Безпечність вантажопідіймальних кранів. Загальні положення конструювання. Ч. 2. Вплив навантаж (prEN 13001-2:1997, IDT) / пер. і наук.-техн. ред. М. Капуста [та ін.]. – Чинний від 01.07.2003. – К. : [б. в.], 2004. – 37 с.: рис.
13. ДБН В.1.2-2:2006. Нагрузки и воздействия. Нормы проектирования. – Введ. 01.01.2007. – К. : Минстрой Украины, 2006. – 78 с.
14. Лойцянский Л. Г. Курс теоретической механики : в 2 т. Т. 2: Динамика / Л. Г. Лойцянский, А. И. Лурье. – 6-е изд., перераб. и доп. – М. : Наука, 1983. – 640 с.
15. Радін С. Ю. Влияние изменения сопротивления дросселей на демпфирующие свойства гидромеханических амортизаторов транспортных средств: автореф. дис. ... канд. техн. наук / С. Ю. Радін ; Орлов. гос. техн. ун-т – Орел, 2009. – 20 с.

References

1. Martynov, A 1976, 'Issledovaniye gravitatsionnogo tormozheniya mostovykh kranov i kranovykh telezhok', Kand.tekh.n. abstract, NovoCherkasskiy politekhnicheskii institut, NovoCherkassk.
2. Derzh. departament z nahliadu za okhoronoioi pratsi Ukrainy 2007, *Pravyla budovy i bezpechnoi ekspluatatsii vantazhopidiimalnykh kraniv*, NPAOP 0.00-1.01-07 07, Kharkiv.
3. Loveikin, V, Chovniuk, Iu & Romasevych Iu 2009, 'Utochneni metod rozrakhunku dynamichnykh navantazhen metalokonstrukttsii kranu pry yoho naizdi na kintsevi upory', *Naukovyi visnyk Luhanskoho natsionalnoho ahrarnoho universytetu*, seriya: Tekhnichni nauky, no. 3, pp. 126–135.
4. Podoliak, O, Shevchenko, S & Fesenko, H 2011, 'Doslidzhennia vplyvu robochykh kharakterystyk hasytelia kolyvan na dynamichni navantazhennia', *Eastern-european journal of enterprise technologies*, no. 3/7 (51), pp. 8–10.
5. Aleksandrov, M, Kolobov, L & Lobov, N 1986, *Gruzopodyemnye mashyny*, Mashinostroenie, Moskva.
6. Gokhberg, M 1988, *Spravochnik po kranam*, vol. 2, Mashinostroenie, Moskva.
7. Kit, P 1996, 'Hydraulic Bumpers for the Protection of Buildings, Cranes and Operators From Impact Damage', *Proceedings of the Fall Convention Association of Iron and Steel Engineers, Subcommittee # 13: Design and Construction of Mill Buildings*, pp. 17.
8. Semenyuk, V 2014, 'Influence of parameters spring-ball buffer devices on dynamic loads of bridge cranes', *Zbirnyk naukovykh prats Ukrainskoi derzhavnoi akademii zaliznychnoho transportu*, iss. 148(1), pp. 59-66.
9. Deynaga, V 1987, 'Zashchita mostovykh kranov ot udarov pri naezdakh na tupikovye upory', Kand.tekh.n. abstract, NovoCherkasskiy politekhnicheskii institut, NovoCherkassk.
10. Shabashov, A & Lysyakov, A 1980, *Mostovye krany obshchego naznacheniya*, Mashinostroenie, Moskva.
11. Gosudarstvennyy komitet SSSR po standartam 1983, *Krany mostovyye elektricheskyye obshchego naznacheniya gruzopodyemnostyu ot 5 do 50 t. Tipy, osnovnyye parametry i razmery. Metody dinamicheskikh ispytaniy. Obshchie trebovaniya*, GOST 25711-83, Izdatelstvo standartov, Moskva.
12. VAT „Naukovo-doslidnyi, proektno-tekhnolohichni i konstruktorskyi instytut „Ukrkranenerho“ 2004, *Bezpechnist vantazhopidiimalnykh kraniv. Zahalni polozhennia konstruiuvannia. Ch. 2. Vplyv navantah*, DSTU prEN 13001-2:2001. (prEN 13001-2:1997, IDT), Derzhspozhyvstandart Ukrainy, Kyiv.
13. Otkrytoye aktsionernoye obshchestvo „Ukrainskiy nauchno-issledovatel'skiy i proektnyy institut stalnykh konstrukttsiy im. V. N. Shimanovskogo“ (OAO Ukriiproektstalkonstrukttsiya im. V. N. Shimanovskogo) 2007, *Nagruzki i vozdeystviya. Normy proektirovaniya*, DBN V.1.2-2:2006, Minstroy Ukrainy, Kyiv.
14. Loytsyanskiy, L & Lure, A 1983, *Kurs teoreticheskoy mekhaniki*, vol. 2 Dinamika, 6th edn, Nauka, Moskva.
15. Radin, S 2009, 'Vliyanie izmeneniya soprotivleniya drosseley na dempfiruyushchiye svoystva gidromekhanicheskikh amortizatorov transportnykh sredstv', Kand.tekh.n. abstract, Orlovskiy gosudarstvennyy tekhnicheskii universitet, Orel.

Стаття надійшла до редакції 23 квітня 2015 р.

УДК 621.867.82

ИССЛЕДОВАНИЕ РАДИАЛЬНЫХ НАГРУЗОК И МОМЕНТОВ ТРЕНИЯ-СКОЛЬЖЕНИЯ В ШАРНИРНЫХ СИСТЕМАХ МАШИН ПРОМЫШЛЕННОГО ТРАНСПОРТА

©Ковалевский С. В., Голоперов И. В., Петруняк В. М.

Навчально-науковий професійно-педагогічний інститут Української інженерно-педагогічної академії

Інформація про авторів:

Ковалевський Сергій Васильович: ORCID: 0000-0003-3377-3192; skovalevskii@mail.ua; кандидат технічних наук; доцент кафедри електромеханічних систем; Навчально-науковий професійно-педагогічний інститут Української інженерно-педагогічної академії; вул. Носакова, 9а, м. Артемівськ, Донецька обл., 84500, Україна.

Голопєров Ігор Вікторович: ORCID: 0000-0003-3129-7663; zamdekGIV@yandex.ua; кандидат технічних наук; доцент кафедри хімічних і харчових технологій; Навчально-науковий професійно-педагогічний інститут Української інженерно-педагогічної академії; вул. Носакова, 9а, м. Артемівськ, Донецька обл., 84500, Україна.

Петруняк Віталій Маркович: ORCID: 0000-0002-0439-2393; vpetruniak@mail.ua; асистент кафедри електромеханічних систем; Навчально-науковий професійно-педагогічний інститут Української інженерно-педагогічної академії; вул. Носакова, 9а, м. Артемівськ, Донецька обл., 84500, Україна.

Детали шарнирных сопряжений подвержены воздействию значительных нагрузок, вызывающих износ сопряженных поверхностей, при недостаточной смазке и защите от действия абразивных факторов среды.

Износ контактирующих поверхностей деталей шарнира нарушает кинематическую точность функционирования механизма, а увеличение зазоров в сопряжениях деталей узлов способствует возрастанию динамических нагрузок. Основной несущий элемент конструкции транспортных машин представляет собой многошарнирную систему, связанную в единый функциональный узел.

Обычно, такие системы и схема сил действующих на детали этих сопряжений представляет собой статически неопределимую систему. Такая сложная конструкция шарнирных соединений значительно затрудняет решения аналитических задач определения действующих усилий и нагрузок в сопряжениях и, следовательно, не дает возможности определить фактическое напряженное состояние деталей конструкции.

Анализ повреждения и износа контактирующих поверхностей деталей в узлах трения машин вызывает необходимость в экспериментальном определении действующих усилий и моментов трения-скольжения.

Ключевые слова: шарнирные системы машин; износ; усилия.

Ковалевський С. В., Голопєров І. В., Петруняк В. М. «Дослідження радіальних навантажень і моментів тертя-ковзання в шарнірних системах машин промислового транспорту».

Деталі шарнірних сполучень схильні до дії значних навантажень, що викликають знос сполучених поверхонь, при недостатньому мастиллі і захисту від дії абразивних факторів середовища.

Знос контактуючих поверхонь деталей шарніра порушує кінематичну точність функціонування механізму, а збільшення зазорів в сполученнях деталей вузлів сприяє зростанню динамічних навантажень. Основний несучий елемент конструкції транспортних машин являє собою багатошарнірний систему, пов'язану в єдиний функціональний вузол.

Зазвичай, такі системи і схема сил діючих на деталі цих сполучень являє собою статично невизначену систему. Така складна конструкція шарнірних з'єднань значно ускладнює вирішення аналітичних задач визначення діючих зусиль і навантажень в сполученнях і отже, не дає можливості визначити фактичне напружений стан деталей конструкції.

Аналіз пошкодження і зносу контактуючих поверхонь деталей у вузлах тертя машин викликає необхідність в експериментальному визначенні діючих зусиль і моментів тертя-ковзання.

Ключові слова: шарнірні системи машин; знос; зусилля.

Kovalevskiy S., Holoporov I., Petruniak V. “Study radial loads and moments of friction-slip in articulated machines industrial transport”.

Details hinge mates exposed to heavy loads, causing wear of mating surfaces, with inadequate lubrication and protection against abrasive action of environmental factors.

Wear contact surfaces of the parts of the hinge breaks kinematic accuracy of the mechanism, and an increase in the gaps in the mating parts nodes contributes to increasing dynamic loads. The main carrier element design of transport vehicles is many joint system connected into a single functional unit.

Typically, such systems and the scheme of forces acting on the details of these interfaces is a statically indeterminate systems. Such a complicated swivel design makes it difficult analytical tasks of determining the efforts and loads pair and therefore does not allow to determine the actual stress state of construction details.

Analysis of the damage and wear of the contacting surfaces of parts in friction machines necessitates the experimental determination of the effective forces and moments of friction-slip.

Keywords: articulated trucks; wear; efforts.

1. Введение

В исследовательской практике известны различные методы и методики определения напряженного состояния деталей и усилий, действующих в сопряжениях [1, 2], однако, исследования нагрузок возникающих непосредственно в шарнирах машин, между сопряженными деталями не проводится по причине трудности технического осуществления процесса измерения из-за отсутствия методик и специальных измерительных устройств. Различие по конструкциям и размерам шарнирных соединений транспортных машин, представляет собой сложность в осуществлении этой задачи. Решение вопросов повышения долговечности, износостойкости крупногабаритных шарниров машин, непосредственно связано с определением действующих нагрузок, возникающих в сопряжениях при их работе. Исследование фактических величин действующих нагрузок в сопряжениях, позволяет решать вопросы конструктивного совершенствования узлов трения машин, применение соответствующих материалов и условий смазывания поверхностей трения [3, 4].

Піднімально-транспортні машини

2. Проблема и связь научными и практическими задачами

Величина действующих нагрузок, полученных в результате исследования, является основанием для повышения долговечности и износостойкости шарнирных систем опоры крутонаклонных конвейеров, а также сцепных устройств транспортных средств типа МОАЗ, работающих с навесным многотоннажным оборудованием. Пример размещения шарниров в конструкции сцепных устройств транспортных средств, приведено на рис. 1.

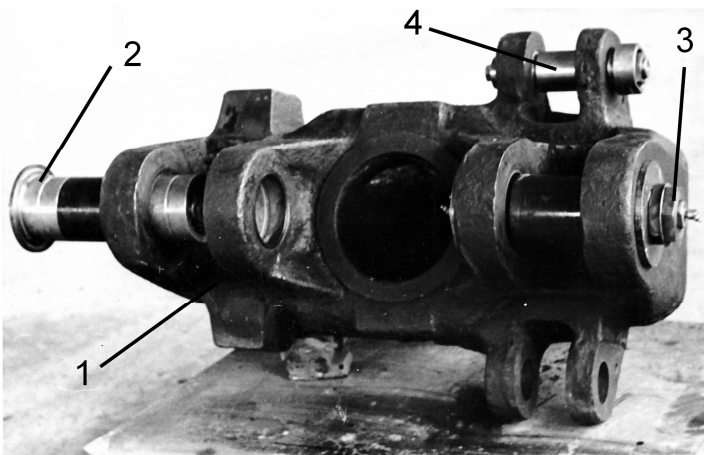


Рис. 1 – Кронштейн сцепного устройства автоскрепера МОАЗ:

1 – кронштейн; 2,3 – шарнирные соединения;
4 – шарниры рулевого управления

Приведенная многошарнирная система представляет собой статически неопределимую задачу определения действующих усилий, величины которых в исследовательской практике возможно получить в рабочем режиме механизма.

3. Анализ последних исследований и публикаций

Известные методики исследования действующих усилий в шарнирах машин, осуществляемые с

помощью методов тензометрирования наиболее полно освещены в литературных источниках [2, 3, 5]. Проведение таких исследований требует разработки специальных устройств и создания методик исследования действующих нагрузок, непосредственно в шарнирах машин, что является довольно сложно и трудоемкой задачей, поэтому такие исследования проводятся при необходимости повышения надежности, износостойкости узлов, а также для решения вопросов экспертизы, при наличии аварийных ситуаций и поломок.

4. Постановка задач и цель исследования

На основании изучения конструкций шарнирных соединений, в условиях их работы и характерных повреждений металлоемких деталей возникла необходимость в исследовании действующих нагрузок, которые необходимы для решения вопроса повышения срока службы узлов трения машин и рационального выбора материалов этих сопряжений.

5. Цель

Целью данной работы является разработка устройств, позволяющих исследовать действующие радиальные нагрузки и моменты трения-скольжения, непосредственно в тяжелонагруженных шарнирах промышленного транспорта. Данное устройство обеспечивает возможность исследования радиальных нагрузок и моментов трения-скольжения непосредственно в каждом шарнирном сопряжении многошарнирной системы жестко связанной опорным элементом.

6. Изложение основного материала и результатов разработки

С целью восполнения пробела в исследовательской практике, разработана методика исследования нагрузок в силовых цилиндрических шарнирах машин [6], позволяющие также исследовать нагрузочные параметры в различных конструкциях аналогичных устройств, при непосредственном исследовании нагрузочных режимов в процессе работы механизмов [7–9]. Устройство для измерения радиальных усилий и моментов трения-скольжения в шарнирах машин (рис. 2) представляет собой тензометрический палец, выполненный в виде коаксиальных концентричных втулок, соединенных между собой при помощи измерительной шпильки и устанавливаемый в исследуемый узел. Причем оба измерительные устройства соединены в узел при помощи игольчатого подшипника осуществляемого между ними кинематическую связь. Исследование нагрузочных параметров осуществляется отдельно, в каждом шарнирном сопряжении, а устройства между собой связаны кинематически. Тензометрическое устройство выполнено в виде трех полых соосных аксиально размещенных измерительных втулок, внутри которых установлена упругая измерительная шпилька, соединяющая их в тензометрическое устройство. Средняя втулка жестко зафиксирована в подвижном звене шарнира. Крайние втулки размещены в неподвижных соединениях и служат внутренними обоймами подшипниками качения, так же они центрируются по средней с помощью совмещения конических торцов, образуемыми выступами средней и выступами крайних втулок. В местах совместного осевого центрирования втулки соединены шпонками. В осевом направлении втулки затянуты расположенной внутри их полостей шпилькой с гайками, опирающимися на сферические шайбы. Шпилька вязана с наружными обоймами при помощи игольчатых подшипников и с помощью тензометрических упругих стаканов. Тензометрические стаканы связаны со шпилькой шлицевым соединением, а с корпусом при помощи шайб, закрепленных штифтами. Измерительная шпилька размещена внутри трех полых соосных измерительных втулок, которые связаны между собой внутренними поверхностями с помощью шпонок, а наружными опираются на полусферические шайбы, которые связаны благодаря шлицевым вкладышам, опирающимися на игольчатые подшипники, размещенные внутри фигурных стаканов, являющихся упругими элементами, на поверхности которых размещаются тензодатчики. Причем измерительная шпилька состоит из двух отдельных элементов, соединенных в средней части между собой с помощью игольчатых подшипников. Таким образом, каждая половина шпильки измеряет осевое усилие в соответствующем шарнире, а полые втулки измеряют момент трения в соответствующем шарнире. Величины моментов трения измеряются по деформации упругой части фигурных стаканов при помощи тензодатчиков установленных на поверхности (рис. 2).

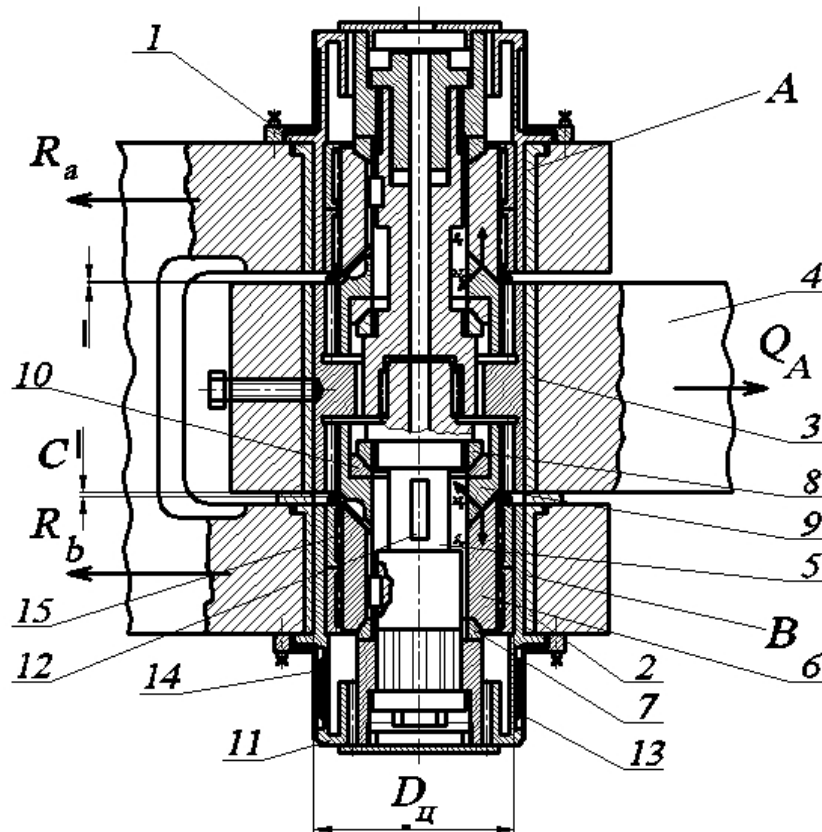


Рис. 2 – Устройство для исследования радиальных нагрузок и моментов трения-скольжения в силовых цилиндрических шарнирах машин:

A, B – устройства для измерения нагрузок;

1, 2 – втулки шарнира цапфы; *3* – втулка шарнира подвижного звена; *4* – звено; *5* – тензометрическая шпилька; *6* – бичесилиндроконическая втулка; *7, 8* – полусферические опорные шайбы; *9* – конусная втулка; *10* – опорное кольцо; *11* – тензометрический стакан; *12, 13* – тензодатчики; *14* – кожух; *15* – игольчатый подшипник

Внешняя нагрузка Q_A через подвижное звено *4* и втулку *3* передается коническими поверхностями втулки *9* в виде сил нормальных давлений N_a и N_b , соответствие которым S_a и S_b и соответственно их равнодействующим S_{Ea} и S_{Eb} , каждая из которых растягивает полусферические шайбы *7* и *8* в пределах упругих деформаций:

$$Q_A = R_a + R_b,$$

где Q_A – радиальная нагрузка через подвижное звено;

R_a, R_b – радиальные нагрузки в шарнирах.

Выражение S_{Ea} и S_{Eb} определяется из условия статического равновесия втулок *6* и *9*.

$$R_a = N_a \cos \alpha + f N_a \sin \alpha; \quad R_b = N_b \cos \alpha + f N_b \sin \alpha.$$

Откуда

$$N_a = \frac{R_a}{\cos \alpha + f \sin \alpha}; \quad N_b = \frac{R_b}{\cos \alpha + f \sin \alpha}.$$

Из равновесия контактных конусных поверхностей следует

$$S_a = N_a \sin \alpha - f N_a \cos \alpha - f_0 N_a;$$

$$S_b = N_b \sin \alpha - f N_b \cos \alpha - f_0 N_b;$$

$$S_a = N_a (\sin \alpha - f \cos \alpha) - f_0; \quad S_b = N_b (\sin \alpha - f \cos \alpha) - f_0.$$

Проведа упрощение обозначим $K = (\sin \alpha - f \cos \alpha) - f_0$

$$S_a = N_a K; \quad S_b = N_b K;$$

где K – коэффициент пропорциональности, зависящий от коэффициента трения по коническим поверхностям сопрягаемых деталей и коэффициента трения f_0 в игольчатых подшипниках.

Таким образом величина радиальной нагрузки в каждом шарнире А и В измеряется по величине осевой деформации шпилек, регистрируемой с помощью тензодатчиков. Моменты трения в подшипнике В между деталями 2 и 11 и соответствующими поверхностями трения в подшипнике А определяются из выражений:

$$M_{\text{трА}} = R_A f_c \frac{D_{\text{ц}}}{2}; \quad M_{\text{трВ}} = R_B f_c \frac{D_{\text{ц}}}{2}$$

где $D_{\text{ц}}$ – наружный диаметр наружных обойм игольчатых подшипников, равный диаметру рабочих пальцев шарнира;

f_c – коэффициент трения-скольжения между наружными обоймами игольчатых подшипников и вкладышами шарнира. В шарнирах А и В конструкции и принцип действия устройств для исследования нагрузок однотипные и взаимозаменяемые. Дана конструкция устройств была применена при исследовании нагрузок в шарнирах сцепного устройства транспортных машин типа МОАЗ.

Выводы

Конструктивные решения и методика позволяют исследовать радиальные нагрузки и моменты трения-скольжения в шарнирных устройствах тяжелых машин промышленного транспорта.

Список использованных источников:

1. Токарь И. Я. Проектирование и расчет опор трения / И. Я. Токарь. – М. : Машиностроение, 1971. – 168 с.
2. Лихачев В. С. Испытание тракторов / В. С. Лихачев. – М. : Машиностроение, 1974. – 286 с.
3. Логинов В. Н. Электрические измерения механических величин / В. Н. Логинов. – М. : Энергия, 1970. – 236 с.
4. Крагельский И. В. Узлы трения машин / И. В. Крагельский, Н. М. Михин. – М. : Машиностроение, 1984. – 210 с.
5. Электрические измерения / под. ред. Е. Т. Шрамкова. – М. : Высшая школа, 1980. – 520 с.
6. Ковалевский С. В. К вопросу методики исследования нагрузок в шарнирах самосвалных автопоездов для солерудников / С. В. Ковалевский, Г. С. Крашенинин. – М. : Угольное машиностроение УНИЭН уголь, 1982.
7. А. С. 838432 (СССР), МПК G 01 L 1/04. Устройство для измерения моментов трения скольжения и радиальных усилий в силовых цилиндрических шарнирах / С. В. Ковалевский, Е. А. Степанов, Г. М. Безкровный ; ВНИИ соляной пром-сти. – № 2764191/18-10, заявл. 10.05.79 ; опубл. 15.06.81 ; Бюл. № 22. – 3 с.
8. А. С. 1078252 (СССР), МПК G 01 L 1/04. Устройство для измерения моментов трения скольжения и радиальных усилий в силовых цилиндрических шарнирах / С. В. Ковалевский, Е. А. Степанов, Н. М. Михин ; ВНИИ соляной пром-сти. – № 3572097/18-10 ; заявл. 04.04.83 ; опубл. 7.03.84, Бюл. № 9. – 5 с.
9. Воронков В. Д. Подшипники сухого трения / В. Д. Воронков. – М. : Машиностроение, 1979. – 224 с.

References

1. Tokar, I 1971, *Proektirovaniye i raschet opor treniya*, Mashinostroyeniye, Moskva.
2. Likhachev, V 1974, *Ispytaniye traktorov*, Mashinostroyeniye, Moskva.
3. Loginov, V 1970, *Elektricheskiye izmereniya mekhanicheskikh velichin*, Energiya, Moskva.
4. Kragelskiy, I & Mikhin, N 1984, *Uzly treniya mashin*, Mashinostroyeniye, Moskva.
5. Shramkov, E 1980, *Elektricheskiye izmereniya*, Vysshaya shkola, Moskva.
6. Kovalevskiy, S & Krashenin, G 1982, *K voprosu metodiki issledovaniya nagruzok v sharnirakh samosvalnykh avtopoezdov dlya solerudnikov*, Ugolnoye mashinostroyeniye UNIEN ugol, Moskva.
7. Kovalevskiy, S, Stepanov, E & Bezkrvnyy, G 1981, *Ustroystvo dlya izmereniya momentov treniya skolzheniya i radialnykh usilii v silovykh tsilindricheskikh sharnirakh*, USSR Patent 838432.
8. Kovalevskiy, S, Stepanov, E & Mikhin, N 1984, *Ustroystvo dlya izmereniya momentov treniya skolzheniya i radialnykh usilii v silovykh tsilindricheskikh sharnirakh*, USSR Patent 1078252.
9. Voronkov, V 1979, *Podshipniki sukhogo treniya*, Mashinostroyeniye, Moskva.

Стаття надійшла до редакції 23 квітня 2015 р.

УДК 621.875.5

**ПУТИ ПОВЫШЕНИЯ НАДЕЖНОСТИ РАБОТЫ
МЕХАНИЗМА ИЗМЕНЕНИЯ ВЫЛЕТА ПОРТАЛЬНЫХ КРАНОВ**

©Коваленко В. А., Берников Д. О., Моисеенко А. Ф.

Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»

Інформація про авторів:

Коваленко Валентин Олександрович: ORCID: 0000-0001-9161-198X; potap53@i.ua; кандидат технічних наук; професор кафедри підйомно-транспортних машин та обладнання; Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»; вул. Фрунзе, 21, м. Харків, 61002, Україна.

Берников Денис Олегович: ORCID: 0000-0002-9668-7112; dean-respect@rambler.ru; студент машинобудівного факультету; Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»; вул. Фрунзе, 21, м. Харків, 61002, Україна.

Моїсєєнко Андрій Пилипович: ORCID: 0000-0003-4568-9027; andreymoisenko@mail.ua; інженер кафедри підйомно-транспортних машин та обладнання; Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»; вул. Фрунзе, 21, м. Харків, 61002, Україна.

Рассмотрены существующие направления и методы совершенствования механизма изменения вылета стрелы портальных кранов.

На основе анализа видов и последствий эксплуатационных отказов, а также результатов экспериментальных исследований предложено практическое решение по модернизации существующих конструкций механизма изменения вылета.

Разработана математическая модель для исследования и оценки влияния рабочего хода рейки механизма изменения вылета портального крана КПП 16/20/32-36/28/20 на усилия в элементах металлоконструкции крана. Приведены зависимости усилий в рейке от рабочего хода и изменения вылета стрелы.

Предлагаемое конструктивное решение позволит решить проблему неконтролируемых динамических нагрузок при модернизации крана. Результаты, полученные при моделировании, могут быть использованы при проектировании новых кранов, при исследовании энергоемкости процесса при изменении вылета стрелы с возможностью варьирования геометрических параметров рейки.

Ключевые слова: полноповоротный портальный кран; механизм изменения вылета; математическая модель; метод конечных элементов; усилия; рейка.

Коваленко В. О., Берников Д. О., Моїсєєнко А. П. «Шляхи підвищення надійності роботи механізму зміни вильоту портальних кранів».

Розглянуті існуючі напрямки та методи вдосконалення механізму зміни вильоту стріли портальних кранів.

На основі аналізу видів і наслідків експлуатаційних відмов, а також результатів експериментальних досліджень запропоновано практичне рішення по модернізації існуючих конструкцій механізму зміни вильоту.

Розроблена математична модель для дослідження й оцінки впливу робочого ходу рейки механізму зміни вильоту портального крана КПП 16/20/32-36/28/20 на зусилля в елементах металоконструкції крана. Наведені залежності зусиль в рейці від робочого ходу та зміни вильоту стріли.

Конструктивне рішення, що пропонується, дозволить вирішити проблему неконтрольованих динамічних навантажень при модернізації крана. Результати, отримані при моделюванні, можуть бути використані при проектуванні нових кранів, при дослідженні енергоємності процесу при зміні вильоту стріли з можливістю варіювання геометричних параметрів рейки.

Ключові слова: повноповоротний порталний кран; механізм зміни вильоту; математична модель; метод скінченних елементів; зусилля; рейка.

Kovalenko V., Bernikov D., Moiseenko A. “The ways of increasing of the reliable performance of portal cranes derricking mechanism”.

The existent directions and methods of improvement of portal cranes derricking mechanism are considered.

There are problems of upgrading of existing derricking mechanism structures. The solutions thereof are being considered on the basis of the analysis of kinds and consequences of operational failures and experimental data as well.

A mathematical model has been developed to research and appraise the influence of portal crane derricking mechanism rack working travel full-circle portal crane 16/20/ 32-36/28/20 on the efforts in the elements of metal cranes. The following is a comparative analysis of rack loads depending on the working path and luffing.

The proposed constructive decision allows solve a problem of uncontrolled dynamic loads by crane upgrading. The obtained with modeling results can be used by design new cranes and by researching of the duty of derricking process with capacity of rack geometrics variation.

Keywords: full-circle portal crane; derricking mechanism; mathematical model; finite element method; forces; rack.

1. Введение

В настоящее время основным средством механизации морских и речных портов Украины являются порталные краны. Интенсификация погрузочно-разгрузочных работ в портах предъявляет к ним жесткие нормы, обусловленные технологическими требованиями и спецификой работы в сложных погодных условиях. Именно здесь «...сентенция «время – деньги» воспринимается не фигурально, а буквально» [1].

2. Существующая проблема и задачи исследования

Парк порталных кранов во всем мире насчитывает более 2400 порталных кранов, около 500 из них нуждается в срочной модернизации, которую необходимо провести в ближайшие 3...4 года [2]. Отечественные реалии более печальные, практически 98 % из находящихся в эксплуатации 1070 порталных кранов, подлежат замене. По данным экспертно-технического центра «Диалаб» стоимость таких работ оценивают суммой в \$ 2 млрд.

Львиную долю парка порталных кранов на Украине составляют краны производства бывших стран СЭВ (ГДР, Венгрия) и России (Ленинградский завод подъемно-транспортного оборудования им. С. М. Кирова).

Піднімально-транспортні машини

С экономической точки зрения срок службы порталных кранов составляет 20 лет. Именно его считают максимальным амортизационным сроком. Фактически же, срок службы причальных контейнерных и других порталных кранов значительно выше, а срок службы несущей конструкции может значительно превышать 30...40 летний рубеж при условии своевременного проведения регламентных и восстановительных работ с привлечением современных технологий и методов ремонта. Поэтому, модернизация и обновление существующего парка машин выходят на первый план.

Известно, что наиболее нагруженным элементом порталных кранов является стреловая система, задача которой обеспечение движения груза по близкой к горизонтали траектории при изменении вылета.

В решении проблемы повышения надежности работы механизмов порталных кранов участвуют ведущие отечественные и зарубежные научные школы. При этом следует отметить два основных этапа.

Первая фаза фундаментальных исследований посвящена поиску оптимальных аналитических методов определения размеров шарнирно-сочлененных укосин с жесткой оттяжкой (методы Бетмана, «Демаг», Емцова Н. Н., Дукельского А. И., Парницкого А. Б., Иванова Ф. И. Иващенко Н. Н.), которые детально проанализированы и описаны Горским Б. Е.

Современный этап характерен (Брауде В. И., Григорьев Н. И., Ерофеев Н. И., Орлов А. Н., Пустовой В. Н., Суглобов В. В., Леонова О. В.) использованием конечно-элементных моделей, максимально отражающим реальные нагрузки с учетом возможностей автоматизированных систем управления приводами.

3. Обоснование направления и методов исследования

Рассмотрим проблему на примере порталного крана КПП-16 (20) производства Ленинградского завода ПТО им. С. М. Кирова (рис. 1), механизм изменения вылета которого комплектуется двумя тормозами ТКГ-200 с электрогидравлическим толкателем ТЭ-25. Выход штока толкателя составляет m_{ax} 32 мм, что обеспечивает отход колодок всего на 1 мм при условии идеальной регулировки, которую на практике обеспечить невозможно. Отход тормозной колодки при дефектации шарниров систем тормозов в сборе при текущем ремонте должен быть не менее, 0,8 мм, при среднем 1,4 мм [3].

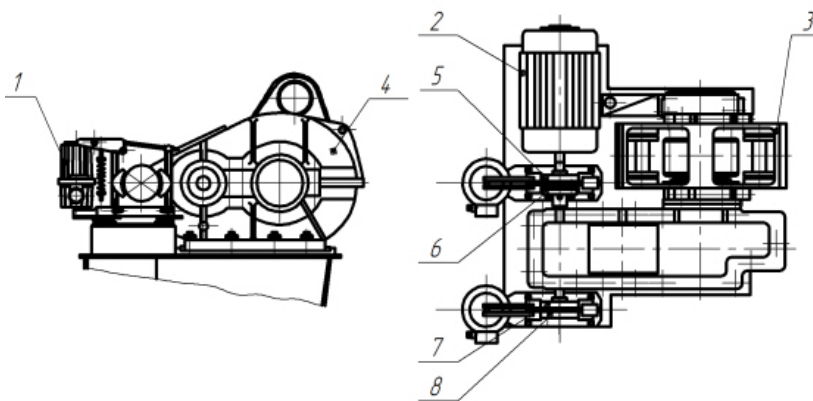


Рис. 1 – Лебедка изменения вылета:

1 – тормоз; 2 – двигатель; 3 – крестовина; 4 – редуктор;
5 – полумуфта; 6, 8 – тормозной шкив; 7 – маховик

Данное решение, при котором тормозной момент распределен между двумя тормозами (установлены с двух сторон на быстроходном валу редуктора) в соотношении 90 % (приходится на основной тормоз, шкив которого выполнен с маховиком) и 10 % на дополнительный (фиксирует стрелу после

остановки механизма), ставит эксплуатационников перед дилеммой – обеспечить плавность работы механизма за счет включения дополнительного тормоза с задержкой 1...2 с в соответствии с требованиями инструкций по эксплуатации, или уменьшить время задержки для обеспечения перераспределения тормозного момента.

Выполнение первого условия приводит к тому, что фактически вся нагрузка воспринимается одним тормозом, вследствие чего при интенсивной работе (в грейферном режиме) происходит нагрев тормозного шкива до 500 °С, и увеличение $\varnothing$ шкива на 1,5...2,0 мм (по экспериментальным данным Феодосийского морского торгового порта).

Это приводит к «расклиниванию» шкива в колодках и возникающая дополнительная нагрузка на электродвигатель приводит к выходу его из строя (на кранах Ленинградского завода ПТО – ПВ % электродвигателей 40 %, венгерских, например, «Ганц» немецких, «Альбатрос», «Сокол» – 60...65 %).

Уменьшение времени задержки приводит к жесткости работы механизма изменения вылета, в первую очередь шарнирных сочленений стрелы, и как следствие, неконтролируемым динамическим нагрузкам.

Существует еще одна возможность реализовать плавность в работе – регулирование и ослабление натяжения пружины основного тормоза (расчетная длина пружины тормоза $175 \pm 1,5$ мм), но это приводит к проскальзыванию шкива, что вызывает его перегрев и, в конечном итоге, к отсутствию необходимого тормозного момента.

Регламентированное время торможения механизма изменения вылета:

- при рабочем состоянии и неблагоприятных условиях (поворот, ветер, с подвешенным номинальным грузом) $t_{\text{торм.}} \leq 4...5$ с;
- при отсутствии ветра, груза, вращения $t_{\text{торм.}} \leq 1,5$ с;
- при задержке времени срабатывания толкателей основного и дополнительного тормоза 0,5 с;
- при рабочем состоянии и неблагоприятных условиях (поворот, ветер, с подвешенным номинальным грузом) $t_{\text{торм.}} = 1,2...1,4$ с;
- при отсутствии ветра, груза, вращения $t_{\text{торм.}} = 0,8...1,4$ с.

Наглядным подтверждением работы порталных кранов с грейфером на более высокой режимной группе служат экспериментальные исследования режимов работы, проведенные в 1987 г. кафедрой подъемно-транспортных машин и оборудования, Харьковского политехнического института, под руководством проф. Григорова О. В., в Клайпедском рыбном порту, при установке гидродинамического привода механизма поворота portalного крана «Ганц».

Полученные экспериментальные данные на порталных кранах Феодосийского морского торгового порта позволяют утверждать, что основной причиной неконтролируемых динамических нагрузок в стреловых системах является неудовлетворительная работа тормозов механизма изменения вылета.

Піднімально-транспортні машини

Следствием неконтролируемых динамических нагрузок являются усталостные трещины, рис. 2, появляющиеся в зависимости от интенсивности работы крана и/или с приближением срока нормативной эксплуатации, между зубьев полотна и на сварных швах боковых стенок коробчатого сечения рейки, работающей на сжатие между роликами кремальеры и зубьями приводной шестерни.

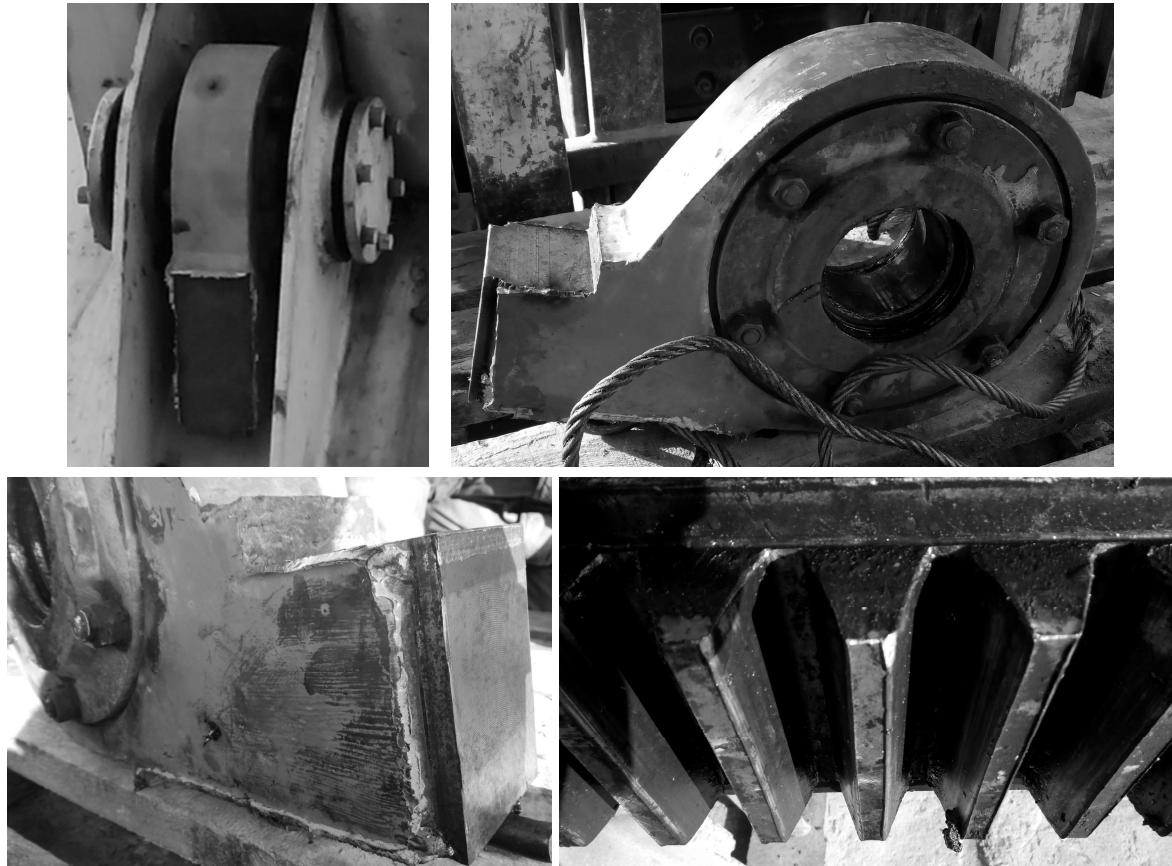


Рис. 2 – Характерные повреждения рейки механизма изменения вылета

Следует отметить, что максимальный износ поверхности зубьев зубчатого полотна происходит в головной части рейки, поскольку на малых вылетах рейка «задвигается» в «кремальеру», и вес рейки с тяжелым амортизатором создает дополнительные контактные напряжения в зацеплении зубьев рейки и шестерни привода механизма.

Это приводят не только к значительным финансовым и временным затратам, но и к аварийным ситуациям.

В существующих конструкциях механизма изменения вылета практически невозможно обеспечить нормативное торможение, не говоря уже об управляемом торможении, и соответственно расчетные нагрузки в системе.

При этом не следует забывать, что изменение вылета является рабочим движением и является определяющим фактором производительности работ в порту [4–6].

Поэтому, по нашему мнению, использование существующих современных конструкций тормозов в оригинальных схемных решениях позволяет решить проблему эффективности работы привода изменения вылета на существующей гамме кранов, эксплуатируемых в украинских портах.

При этом у владельца есть альтернатива, которая, в первую очередь, определяется финансовыми ресурсами. По данным финской компании «Konecranes Nordic Corp.», затраты на модернизацию крана, в зависимости от объема работ, составляют 20...60 % от стоимости покупки нового крана, причем сроки поставки и монтажа отдельных компонентов оборудования при модернизации – в среднем в 2 раза короче сроков поставки и монтажа нового крана.

4. Направления и методы совершенствования механизма изменения вылета

4.1. Система автоматического регулирования тормозного момента [7]

Модернизированный привод механизма изменения вылета должен обеспечить:

- плавное торможение при режимах работы М6-М8;
- гарантированный тепловой режим;
- возможность встраивания в существующие схемные решения при минимальных затратах;
- высокий тормозной момент и скорость скольжения;
- постоянство зазора между тормозным шкивом (диском) и обкладками тормоза

за счет автоматического компенсатора износа накладок.

– получение гарантированных рабочих параметров не только на стадии проектирования, но и в процессе длительной эксплуатации.

Предлагаемая конструкция тормоза (рис. 3) с автоматическим регулированием тормозного момента в зависимости от нагрузки, которая в свою очередь определяется вылетом стрелы портального крана и массы груза на крюке, позволит решить проблему неконтролируемых динамических нагрузок при модернизации крана.

Данное решение заключается в обеспечении автоматического изменения тормозного момента управляемого колодочного тормоза в зависимости от вылета стрелы подъемного крана и массы груза на крюке за счет изменения степени натяжения замыкающей пружины. Вследствие приложения к тормозным колодкам требуемого, а не избыточного, тормозного момента предотвращаются рывки во время работы механизма изменения вылета портального крана, снижается износ тормозных колодок, снижаются динамические нагрузки, что в свою очередь уменьшает динамические нагрузки в элементах металлоконструкции.

Управляемый колодочный тормоз включает: основание 1, тормозные колодки 2, смонтированные на стойках 3, соединенных посредством тяги 4 с рычагом 5, связанным с замыкающей пружиной 6 и гидротолкателем 7, а также систему регулирования тормозного момента.

Система регулирования тормозного момента содержит регулирующий гидроцилиндр 8, соединенный с замыкающей пружиной 6, и сообщенный с ним трубопроводом 9 задающий гидроцилиндр 10. Также система регулирования тормозного момента содержит дополнительный регулирующий гидроцилиндр 11 и сообщенный с ним трубопроводом 12 дополнительный задающий гидроцилиндр 13. Задающий гидроцилиндр 10 соединен с кремальерой 14 механизма изменения вылета стрелы, а дополнительный задающий гидроцилиндр 13 соединен с отклоняющим роликом 15, являющимся элементом канатной системы подъема крюка.

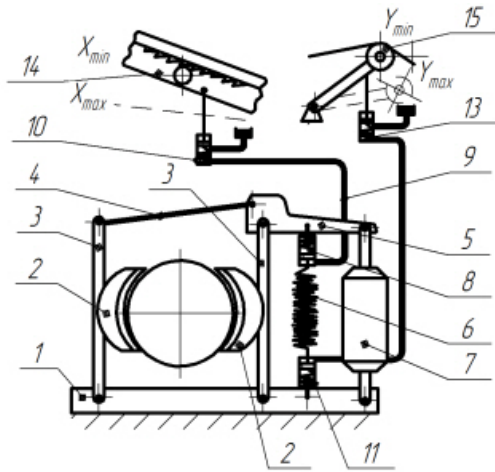


Рис. 3 – Управляемый колодочный тормоз

4.2. Моделирование нагрузок в элементах стреловой системы в процессе изменения вылета стрелы

Классические аналитические методы расчета шарнирно – сочлененных укосин с оценкой преимуществ и недостатков приведены в работе [8].

Методы полного синтеза укосины, представленные в данной работе и нашедшие свое практическое применение у разработчиков, являются графическими методами подбора, весьма трудоемкими и неточными.

Например, аналитический метод Дукельского А. И. позволяет определить лишь длину стрелы и хобота, а длина контрхобота и оттяжки определяются графическим путем.

Иванов Ф. И. и Иващенко Н. Н. лишь теоретически указывают на путь возможного решения поставленной задачи.

Кроме того, большинство методов разработано только для частного случая параллельности грузового каната оси оттяжки, а общий случай их непараллельности не рассматривается. Следует отметить, что, несмотря на сложность, решение задачи для общего случая с использованием полиномов Чебышева, предложенное Иващенко Н. Н., сегодня достаточно перспективно.

Общий и главный недостаток рассмотренных методов заключается в том, что они не обеспечивают оптимальные эксплуатационно-экономические показатели укосины.

Построение математической модели для исследования и определения параметров стреловых системах с последующим использованием проектных параметров и возможностей современных систем управления требует совершенной методики определения размеров шарнирно-сочлененной укосины с жесткой оттяжкой, решающей задачу для обоих конструктивно возможных случаев и обеспечивающую выполнение эксплуатационных, экономических и конструктивных требований.

Предлагаемая конечно-элементная модель позволяет демонстрировать работу системы в реальных условиях за счет приложения фактических нагрузок. Использование достаточно простого и доступного скриптового языка Lua позволяет, варьируя проектными параметрами, получать мгновенный результат в виде измененной модели и нагрузок.

Рассмотрим компьютерную модель портального крана КПП 16/20/32, рис. 4.

Предлагаемая модель позволяет определять усилия в элементах металлоконструкции портального крана при варьировании геометрическими параметрами.

Преимуществом данной модели является возможность исследования всех силовых факторов в различных эксплуатационных условиях и расчетных случаях, с минимизацией временных и финансовых затрат с последующей оптимизацией элементов крана путем изменения геометрических его параметров.

Піднімально-транспортні машини

Исследуем влияние длины рейки на усилия, возникающие в ней в процессе изменения вылета стрелы (максимальные растягивающие усилия возникают при максимальном вылете).

Расчетным путем было установлено, что необходимая мощность двигателя механизма изменения вылета для данного крана составляет 45 кВт, ПВ 60 %. Общие значения усилий в рейке при вылете стрелы 20/28/36 м, полученные расчетным путем и моделированием, приведены в таблицах 1 и 2.

Таблица 1 – Общие усилия в рейке на вылетах 20/28/36 м (расчетное)

$U_{об1}$, кН	$U_{об2}$, кН	$U_{об3}$, кН
231,6	25,83	15,2

Таблица 2 – Общие усилия в рейке на вылетах 20/28/36 м (моделирование)

$U_{об1}$, кН	$U_{об2}$, кН	$U_{об3}$, кН
175,7	18,5	3,2

Учитывая, что при моделировании не учитывались усилия в канатных оттяжках, давление ветра и трение в шарнирах, полученные данные заслуживают внимания. Если допустить [9–12], что указанные факторы можно компенсировать коэффициентом $k = 1,3$, получим следующее значение максимального усилия в рейке:

$$U_{об\max} = kU_{об1},$$

где $U_{об1}$ – общие усилия в рейке по результатам моделирования, кН;

k – коэффициент, воздействия сил оттяжки в канатах, давления ветра и трения в шарнирах;

$$U_{об\max} = 1,3 \cdot 175,7 = 228,41 \text{ кН}.$$

Статическая мощность электродвигателя механизма изменения вылета стрелы, исходя из максимального усилия рейки, полученного при моделировании:

$$N_{ст} = \frac{U_{обц.\max} \cdot v_i}{\eta_0},$$

где $U_{обц.\max}$ – общее максимальное усилие в рейке, кН;

η_0 – общий КПД механизма изменения вылета стрелы, $\eta_0 = 0,9$;

v_i – скорость рейки, м/с.

$$N_{ст} = \frac{228,41 \cdot 0,17}{0,9} = 43,1 \text{ кВт},$$

$$N_{страсч} \approx N_{ст}.$$

Как видно из полученных результатов, расхождение при определении статической мощности электродвигателя не превышает 10 %, что подтверждает корректность предлагаемой модели с учетом принятых допущений.

Исследование усилий действующих на рейку происходит по схеме, представленной на рис. 5.

Піднімально-транспортні машини

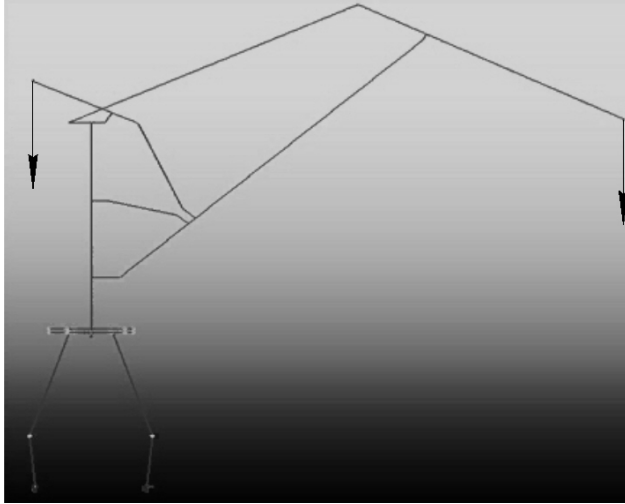


Рис. 4 – Компьютерная модель портального крана КПП 16/20/32 т

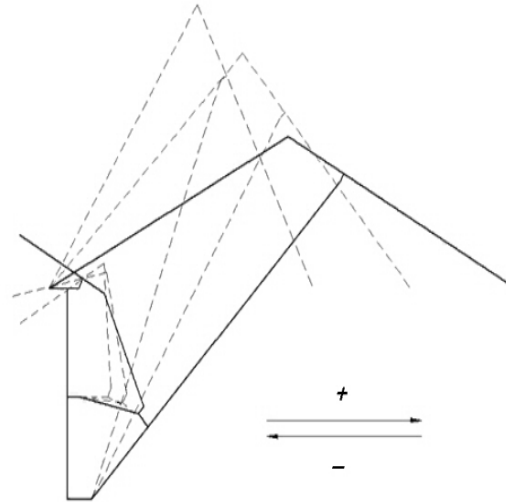


Рис. 5 – Схема для определения усилий в рейке

Усилия в рейке определялись по методике Ланга и сравнивались с полученными результатами моделирования. Расхождение результатов не превышает 5 %, что свидетельствует о корректности и работоспособности предложенной модели портального крана.

На основании полученных результатов построены зависимости, рис. 6, наглядно демонстрирующие усилия, возникающие при изменении рабочего хода рейки. Зависимость усилий в рейки от рабочего хода напрямую связана с энергозатратами привода изменения вылета.

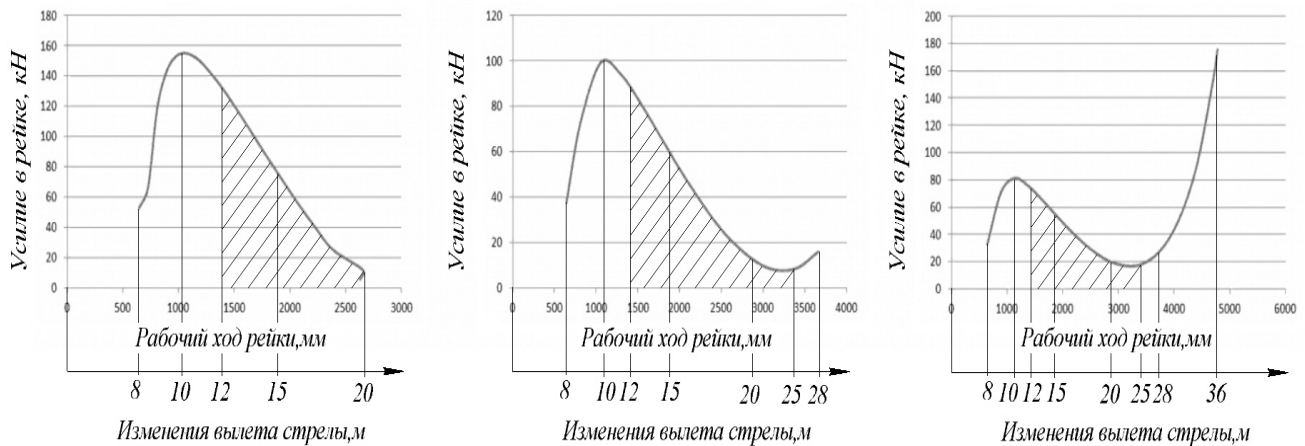


Рис. 6 – Зависимость усилий в рейке от рабочего хода рейки и изменения вылета стрелы

При эксплуатации крана «Сокол-Украина» в Феодосийском морском торговом порту установлено, что наиболее интенсивный режим работы на вылете:

- в грейферном режиме при выгрузке полувагонов на открытую площадку- 12–25 м.
- при погрузке судна грейфером со складской площадки – 15–30...35 м.

Анализ полученных результаты показывает, что максимальные усилия в рейке возникают в «нерабочих зонах», что позволяет оптимизировать режим работы привода механизма вылета, обеспечив максимальное использование установленной мощности.

Выводы

1. Существующие конструкции механизмов изменения вылета порталных кранов не соответствуют современным требованиям в части высокопроизводительной и безопасной организации погрузочно-разгрузочных работ.

2. Предлагаемое конструктивное решение с использованием тормоза с автоматическим регулированием тормозного момента в зависимости от нагрузки позволит решить проблему неконтролируемых динамических нагрузок при модернизации крана. Данное решение позволяет использовать, в том числе, и современные тормозные системы с дисковыми тормозами.

3. Результаты, полученные при моделировании, могут быть использованы при проектировании новых кранов, при исследовании энергоёмкости процесса при изменении вылета стрелы с возможностью варьирования геометрических параметров рейки: геометрических характеристик сечения, свойств материала, положения относительно колонны и стрелы.

Список использованных источников:

1. Зиновьев А. Ю. Современные системы автоматизации и приводов фирмы «Siemens» для кранового оборудования / А. Ю. Зиновьев // Подъемно-транспортное оборудование. – 2001. – № 2-3.
2. Черняховский И. Модернизация портовых кранов – шаг за шагом / И. Черняховский // Подъемно-транспортное оборудование. – 2001. – № 8. – С. 10.
3. Орлов А. Н. Портальные краны / А. Н. Орлов. – Новочеркасск : ЮРГТУ, 2001. – 318 с. - ISBN: 5-88998-093-9.
4. Ланг А. Г. Портальные краны. Расчёт и конструирование / А. Г. Ланг, И. С. Мазовер, В. С. Майзель. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. ; Л. : Машгиз, 1962. – 284 с.
5. Koop Ju. Sicherheit bei kranen / Juergen Koop. – Heidelberg ; Dordrecht ; London ; New York : Springer, 2011. – 330 s. – ISBN 978-3-642-12793-9.
6. Рещенко І. Деградація розрахункових металоконструкцій порталних кранів в умовах тривалої наднормативної експлуатації / І. Рещенко, Ю. Фуртатов // *Машинознавство*. – 2011. – № 9-10. – С. 171–172. – ISSN 1729-4959.
7. Пат. 68752 А (Україна). МПК⁸ В 66 D 5/00, F 16 D 49/00. Кероване колодкове гальмо підйомного крана / В. О. Коваленко (UA); В. А. Дуднік (UA); О. В. Коваленко (UA); Томас Нойманн (DE) ; Товариство з обмеженою відповідальністю Інститут перспективних досліджень та технологій «Інсарт». – № 2003109436 ; заявл. 20.10.2003 ; опубл. 16.08.2004, Бюл. № 8. – 6 с.
8. Горский Б. Е. Шарнирно-сочлененные укосины кранов / Б. Е. Горский. – М. : Машиностроение, 1965. – 183 с.
9. Подобед В. А. Теоретические исследования основных показателей работы порталного крана «Альбрехт» при динамическом воздействии ветра / В. А. Подобед // *Вестник МГТУ*. – 2006. – Т. 9, № 3. – С. 522–530.
10. Ловейкін В. С. Оптимізація режиму зміни вильоту шарнірно-зчленованої стрілової системи крана / В. С. Ловейкін, Д. А. Паламарчук // *Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини*. – 2008. – № 72. – С. 21–27.
11. Проць В. В. Розробка та дослідження засобів комплексного моделювання навантажень на механічні системи землерийних машин / В. В. Проць, В. Г. Крупко, В. О. Койнаш // *Hebezeuge und Foerdermittel*. – 2014. – №1 (41). – С. 48–58.
12. Задорожний Н. А. Оптимізація роботи механізму зміни вильоту стрілової системи порталного крану засобами сучасного електроприводу / Н. А. Задорожний // *Електромеханічні і енергозберігаючі системи*. – 2012. – Вип. 3 (19). – С. 395–399.

References

1. Zinovyev, A 2001, 'Sovremennye sistemy avtomatizatsii i privodov firmy "Siemens" dlya kranovogo oborudovaniya', *Podyemno-transportnoye oborudovaniye*, no. 2-3.
2. Chernyakhovskiy, I 2001, 'Modernizatsiya portovykh kranov – shag za shagom', *Podyemno-transportnoye oborudovaniye*, no. 8, p. 10.
3. Orlov, A 2001, *Portalnyye kran*, YuRGU, Novocherkassk.
4. Lang, A, Mazover, I & Mayzel, V 1962, *Portalnyye kran. Raschet i konstruirovaniye*, 2nd edn, Mashgiz, Moskva, Leningrad.
5. Koop, Ju 2011, *Sicherheit bei kranen*, Springer, Heidelberg, Dordrecht, London, New York.
6. Reshchenko, I & Furtatov, Iu 2011, 'Dehradatsiia rozrakhunkovykh metalokonstrukttsii portalnykh kraniv v umovakh tryvaloi nadnormativnoi ekspluatatsii', *Mashynoznavstvo*, no. 9-10, pp. 171-172.
7. Kovalenko, V, Dudnik, V, Kovalenko, O & Noimann, T 2004, *Kerovane kolodkove halmo pidiimalnoho krana*, UA Patent 68572
8. Gorskiy, B 1965, *Sharnirno-sochlenennyye ukosiny kranov*, Mashinostroyeniye, Moskva.
9. Podobed, V 2006, 'Teoreticheskiye issledovaniya osnovnykh pokazateley raboty portalnogo kрана "Albrecht" pri dinamicheskom vozdeystvii vetra', *Vestnik MGTU*, vol. 9, no. 3, pp. 522-530.
10. Loveikin, V & Palamarchuk, D 2008, 'Optimizatsiia rezhymu zminy vylyotu sharnirno-zchlenovanoi strilovoi systemy kрана', *Hirnychi, budivelni, dorozhni ta meliorativni mashyny*, no. 72, pp. 21-27.
11. Prots, V, Krupko, V & Koinash, V 2014, 'Rozrobka ta doslidzhennia zasobiv kompleksnoho modeliuвання navantazhen na mekhanichni systemy zemleriyinykh mashyn', *Hebezeuge und Foerdermittel*, no. 1 (41), pp. 48-58.
12. Zadorozhnyi, N 2012, 'Optimization of the mechanism luffing boom system portal crane with help of modern electric drive', *Elektromekhanichni i enerhozberihaiuchi systemy*, iss. 3 (19), pp. 395-399.

Стаття надійшла до редакції 8 квітня 2015 р.

УДК 621.874

**ДОСЛІДЖЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНОЇ НАДІЙНОЇ РОБОТИ
СИСТЕМИ «ХОДОВЕ КОЛЕСО – ПІДКРАНОВА РЕЙКА»**

©Коваленко В. О., Павкін Р. А., Редька Є. С.

Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»

Інформація про авторів:

Коваленко Валентин Олександрович: ORCID: 0000-0001-9161-198X; potap53@i.ua; кандидат технічних наук; професор кафедри підйомно-транспортних машин та обладнання; Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»; вул. Фрунзе, 21, м. Харків, 61002, Україна.

Павкін Роман Андрійович: ORCID: 0000-0001-8092-5326; rpavkin@mail.ru; студент машинобудівного факультету; Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»; вул. Фрунзе, 21, м. Харків, 61002, Україна.

Редька Євген Сергійович: ORCID: 0000-0002-4905-5200; pels63@yandex.ru; студент машинобудівного факультету; Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»; вул. Фрунзе, 21, м. Харків, 61002, Україна.

На підставі експертного обстеження підкранової колії мостових кранів виявлені та досліджені дефекти і пошкодження колії. Технічне діагностування проведено на підприємстві паливної енергетики, об'єктом контролю є підкранова колія, на якій експлуатуються більше 50 років два мостових крани в/п 50 т та прогоном 33,0 м. Проведено ретельний аналіз виявлених пошкоджень підкранової колії, встановлено причинно-наслідковий зв'язок з характером навантаження крана, режимом роботи та впливом середовища.

За результатами обстеження запропоновано рекомендації з ремонту та відновлення надійної роботи системи «ходове колесо – підкранова рейка» без зупинки виробничих процесів. Результати, висновки та рекомендації можуть бути використані на промислових підприємствах для своєчасного усунення недоліків та пошкоджень підкранової колії, які можуть привести до аварійних ситуацій.

Ключові слова: мостовий кран; підкранова колія; підкранова балка; зв'язки колон; дефекти; ремонт.

Коваленко В. А., Павкін Р. А., Редька Е. С. «Исследование эксплуатационной надежной работы системы «ходовое колесо – подкрановый рельс».

На основе экспертного обследования подкранового пути мостовых кранов выявлены и исследованы дефекты и повреждения пути. Техническое диагностирование проведено на предприятии топливной энергетики, объектом контроля является подкрановый путь, на котором эксплуатируются более 50 лет два мостовых крана г/п 50 т и пролетом 33,0 м. проведен тщательный анализ выявленных повреждений подкранового пути, установлена причинно-следственная связь с характером нагружения крана, режимом работы и влиянием среды.

По результатам обследования предложены рекомендации по ремонту и восстановлению надежной работы системы «ходовое колесо – подкрановый рельс» без остановки производственных процессов. Результаты, выводы и рекомендации могут быть использованы на промышленных предприятиях для своевременного устранения изъянов и разрушений подкранового пути, которые могут привести к аварийным ситуациям.

Ключевые слова: мостовой кран; подкрановый путь; подкрановая балка; связи колонн; дефекты; ремонт.

Kovalenko V., Pavkin R., Redka Ye. “The research of the trouble-free operational cycling of the system “wheel – crane rail”.

Based on the expert inspection of crane rail of the overhead crane the defects and damages of the crane have been detected and examined.

Technical diagnostics is conducted at the enterprise of fuel energy. The object of control is crane track, where two bridge cranes with 50 tones output capacity and 33.0 meters span have been operated for more than 50 years. The close analysis of the discovered damages has been made, cause-and-effect relationship with the nature of the crane load, operation mode and influence of the environment has been established. According to the inspection results, recommendations on repair and restoration of fault-free operation of “running wheel – crane rail” system without shutoff of manufacturing process have been offered. Results, conclusions and recommendations can be used at the industrial enterprises for timely correction of defects and damage of crane track, which can lead to accidents.

Keywords: overhead crane; crane rail; crane way girder; columns bracings; damages; repair.

1. Вступ

Одним з важливих питань на більшості підприємств, що експлуатують крани мостового типу, є ремонт або заміна ходових коліс і заміна рейок внаслідок їх зносу. Аналіз результатів експертних обстежень кранів мостового типу, виконаних науково-дослідним центром «Промислова безпека і технічний аудит» протягом останніх 25 років довів, що частка пошкоджень в системі «ходове колесо – підкранова рейка» сягає 85 % від загальної кількості дефектів і порушень зафіксованих в висновках Експертизи.

Перекис коліс призводить до виникнення згинаючих, розтягальних і стискаючих напружень в металоконструкції крану. Всі деформації моста в пружних межах зосереджуються і проявляють свою дію в зонах контакту коліс з рейками, в наслідок чого всі колеса крана працюють під різними навантаженнями і в різних умовах [1–3]. Відсутність контролю за системою «ходове колесо – підкранова рейка» неминуче призводить до аварійних ситуацій.

2. Існуюча проблема і завдання дослідження

Аналіз різних джерел інформації дозволяє виділити дві основні причини, через які відбувається знос коліс і рейок, рис. 1: не забезпечення нормативних параметрів укладки напрямних (рейок) і рух крана з перекосом, в першу чергу через не забезпечення проектних параметрів при виготовленні і порушеннями в процесі експлуатації [4, 5]. Питаннями усунення дефектів і посилення підкранових колій з метою забезпечення їх надійності й довговічності займалися ряд фахівців. Серед них Гохберг М. М., Ухов О. В., Ткачов А. В., Кошутін Б. Н., Плотніков В. А., Єгоров А. А., Туманов В. А., Нежданов К. К., Abel F., Moissiadis A., Sinnhuber F., Frederich F., Hesse W., Roos H. J., Marquardt H.-G., Kos M., Töpfer B. та інші.

Відомо, що рейкова колія є не тільки відповідальною спорудою, але і елементом повне відновлення якого неможливо без зупинки виробничих процесів, які забезпечуються на відповідній ділянці.

Дослідження присвячено проблемі впливу наслідків пошкодження підкранових колій на безпечність, продуктивність і довговічність роботи крана.

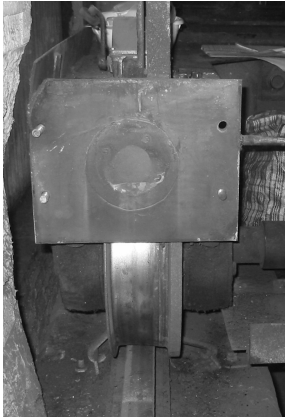


Рис. 1 – Знос реборд ходового колеса

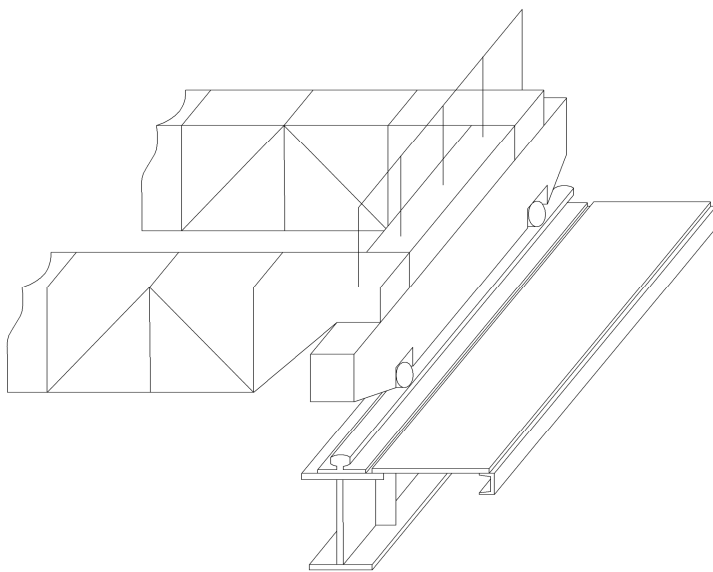


Рис. 2 – Загальний вигляд підкранової колії з металевими балками

Об'єктом дослідження є підкранова колія, на якому вже більше 50 років експлуатуються два мостові крани в/п 50 т. прогоном 33,0 м. Дослідження проводилися в котельному цеху на підприємстві, яке належить Міністерству палива та енергетики України. Загальний вигляд підкранової колії зображений на рис. 2.

Відзначимо, що допуски на відхилення напрямних колій кранів мостового типу, наведені в діючих нормативних документах [6, 7], мають розбіжності, містять ряд невизначеностей і помилок. Зокрема, норми відхилень напрямних колій опорних мостових кранів, наведені в Правилах НПАОП 0.00 – 1.01 – 07, не змінювались протягом десятиріч, не враховують ряд факторів, від яких залежить безпечна робота крана, а саме:

- прогін кранової колії;
- відстань між колонами;
- режим роботи крана;
- вантажопідйомність.

Слід зазначити, що вищезгадані фактори враховані в VDI 3571:1977-08 [8] ще в 1977 році і із завидною постійністю оновлюються і діють протягом майже 40 років в якості ISO [9–11]. Результат загально відомий і загально визнаний, в Німеччині [4, 5] про цю проблему «забули» через 10 років після провадження VDI 3571.

Саме цей факт і спонукає до ретельного експертного обстеження підкранових колій, дослідження дефектів і пошкоджень, з подальшою систематизацією факторів, від яких залежить надійна робота крана і які не регламентовані у відповідних нормативних документах.

4. Програма проведення експертного обстеження

При підготовці програми обстеження узагальнювався досвід попередніх досліджень, діючі в Україні нормативні документи, умови експлуатації: температурний вплив і агресивність довкілля, одночасна робота двох мостових кранів, конструктивні особливості – кранова рейка на сталевих підкранових балках, які обпираються на консолі залізобетонних колон [12–15]. Експертне обстеження проводилось за наступним алгоритмом:

- вивчення проектної, технічної та експлуатаційної документації, в тому числі експертне обстеження і паспорт споруди;

- обміри несних конструкцій підкранових балок, колон, гальмівних ферм і вертикальних зв'язків;
- візуальне обстеження підкранових балок, колон, консолей і вертикальних зв'язків, вузлів обпирання і кріплення підкранових балок між собою і до консолі;
- вимірювання геометричних параметрів та фотофіксація (ескізування) виявлених дефектів;
- визначення міцності залізобетонних конструкцій (колон і консолей колон) склерометром ORIGINAL SCHMIDT -HAMMER N-21 [16];
- дослідження результатів візуально-оптичного огляду та інструментального контролю підкранових балок, колон і вертикальних зв'язків. Оцінка технічного стану елементів підкранової колії. Обробка результатів та оформлення Висновків;
- розробка технічних рішень і рекомендацій з відновлення проектних параметрів кранової колії.

5. Технічний стан підкранової колії після 50 років експлуатації двох мостових кранів в/п 50/10 т прогоном 33,0 м

В висновках експертного обстеження будівлі серед вад несних конструкцій, які мають прямий вплив на безпеку експлуатації підкранових колій, акцентовано увагу на технічний стан залізобетонних конструкцій каркасу, на близько 10 % яких зафіксовано процес зниження несучої здатності за рахунок наявності наступних дефектів і пошкоджень: корозії бетону (зниження міцності бетону), корозійних тріщин в захисному шарі бетону уздовж стрижневої арматури внаслідок її корозії, відшарування захисного шару бетону.

Колони каркаса будівлі, на які обпираються підкранові балки, мають наднормативні відхилення від вертикалі в двох площинах в межах $D_x = \Delta y = 60 \dots 120$ мм від вертикальної осі на рівні верха колон, що призвело до серйозних дефектів монтажу покрівельних ферм і підкранових балок.

Всі нижні розкоси вертикальних хрестових зв'язків між колонами по одному з рядів на рівні підлоги і в землі схильні до корозійного зносу в межах 8...15 % поперечного перерізу елемента.

На підкранових балках, рис. 3, котельного цеху наднормативні деформації вертикальних ребер жорсткості.

Відповідно до проекту обпирання підкранових балок на консоль колони має бути виконане через суцільну розчинну підливку товщиною 50 мм, фактично – обпирання виконано через набір сталевих пластин, розміщених дискретно без відповідного закріплення до консолі колони (всі вони мають зрушення в двох площинах).

Приблизно 50 % всіх болтових з'єднань підкранових балок з консолями колон і між собою мають розлади (не затягнуті до проектних параметрів, мають наднормативні зміщення, відсутні контргайки).

Приблизно 30 % з'єднань підкранових балок не мають між собою стяжних болтів.

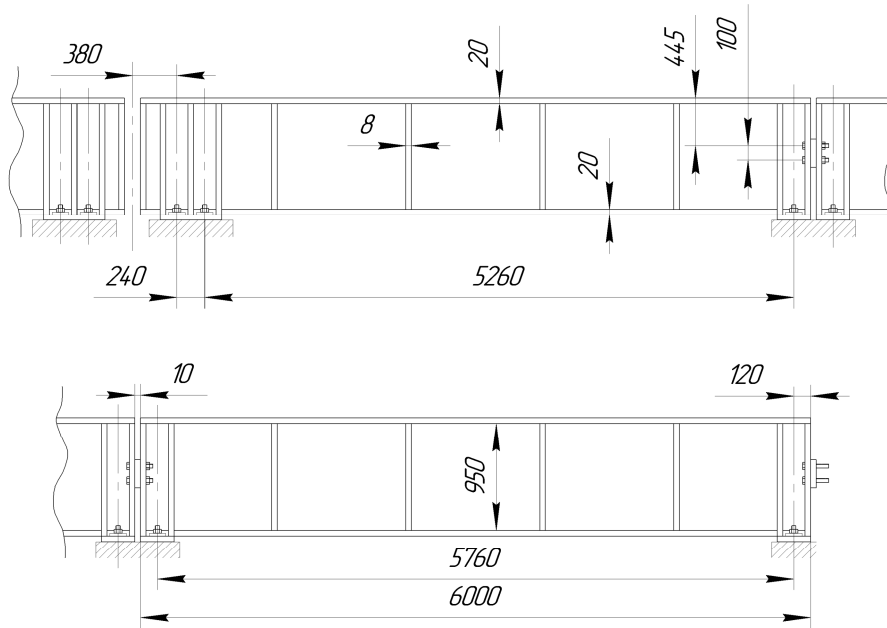


Рис. 3 – Конструктивне виконання підкранових балок

6. Параметри контролю підкранових колій при їх експертному обстеженні

З метою об'єктивного і обґрунтованого визначення контрольованих параметрів і їх граничних значень при справному та працездатному стані був проведений аналіз нормативної документації з моменту введення об'єкта в експлуатацію та до моменту проведення експертизи.

При цьому враховувалися узагальнені дані щодо розподілу дефектів і пошкоджень підкранових балок, отриманих шляхом систематизації даних отриманих на аналогічних об'єктах [1–3, 17], а також пошкоджень, які потребують посилення, які наведені нижче у вигляді діаграм, рис. 4, 5 і 6.

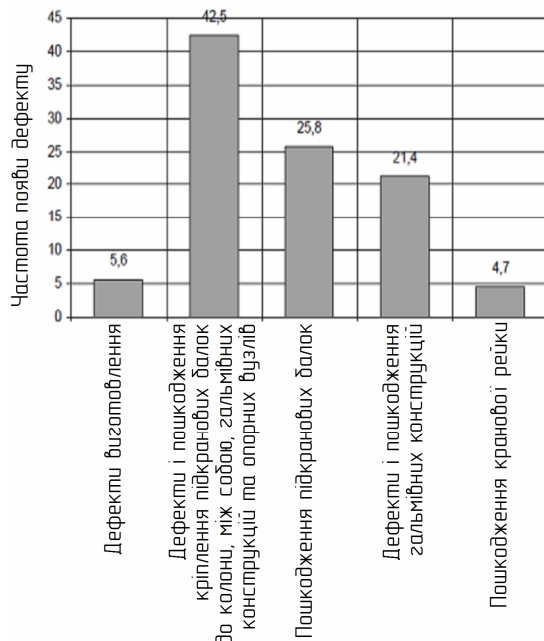


Рис. 4 – Дефекти і пошкодження підкранових балок

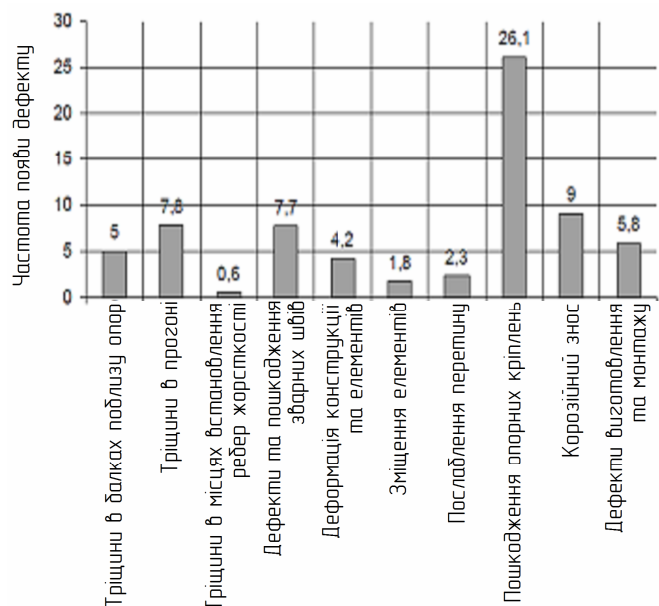


Рис. 5 – Розподіл дефектів і пошкоджень підкранових балок

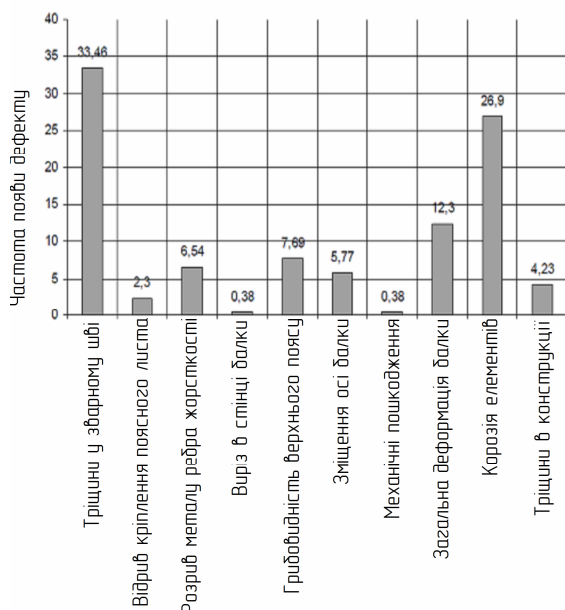


Рис. 6 – Дефекти підкранових балок, що вимагають посилення

7. Результати обстеження

На підставі отриманих результатів робіт з експертного обстеження підкранових балок і колон котельного цеху головного корпусу встановлено, що технічний стан підкранових балок і консолей залізобетонних колон, рис. 7, який повинен забезпечувати безпечну роботу системи «ходові колеса крана – кранова колія» мостових кранів в/п 50/10 т, не відповідає вимогам НТД і не забезпечує безпечну експлуатацію мостових кранів.

Основна причина деструктивних змін, що мають причинно-наслідковий зв'язок з технічним станом системи «ходові колеса крана – кранова колія – підкранові балки» – руйнування опорних

поверхонь консолей колон, вузлів кріплення підкранових балок до консолей і між собою.

Незадовільний технічний стан підкранових балок і залізобетонних колон є наслідком високих значень розрахункових і експлуатаційних навантажень, що мають явно виражений динамічний характер; серйозні дефекти виготовлення і монтажу несучих конструкцій будівлі та підкранових балок (наднормативні відхилення верху колон від вертикалі в двох площинах в межах 60...120 мм); відсутність системного контролю і прив'язки технічного стану кранових колій до експлуатаційних показників мостових кранів; вплив агресивного середовища.

Більше 60 % підкранових балок мають дефекти та пошкодження, які перевищують гранично допустимі значення – розлад з'єднань між собою і консолями колон, наднормативну деформацію ребер жорсткості. Частина підкранових балок не закріплена на консолях колон (зрізані або деформовані анкери), відсутні ребра жорсткості, в балки внесені конструктивні зміни, наприклад, зменшення довжини зі зміщенням ребер жорсткості, додаткові пластини і ребра, вирізані пази під анкера.

При цьому слід звернути увагу, що прогресуюче погіршення технічного стану вузлів, призводить до неконтрольованого зростання динамічної складової, і, в кінцевому положенні, призведе до аварійного стану кранової колії.

Наприклад, встановлено вузли з повністю зруйнованими анкерними болтами або вузли, в яких з метою зменшення негативних наслідків уварена «спрямовуюча» пластина, покликана мінімізувати вертикальне зміщення балок (до 30 мм при розташуванні колеса крана над стиком балок).

Зафіксовано «спучування» підкранової рейки на довжині до 350 мм, виріз пазів в опорних частинах балок з видаленням косинок. При проході коліс крана над стиками підкранових балок та кранових рейок, зростає динамічна складова навантаження, яка в кілька разів перевищує розрахункові значення.

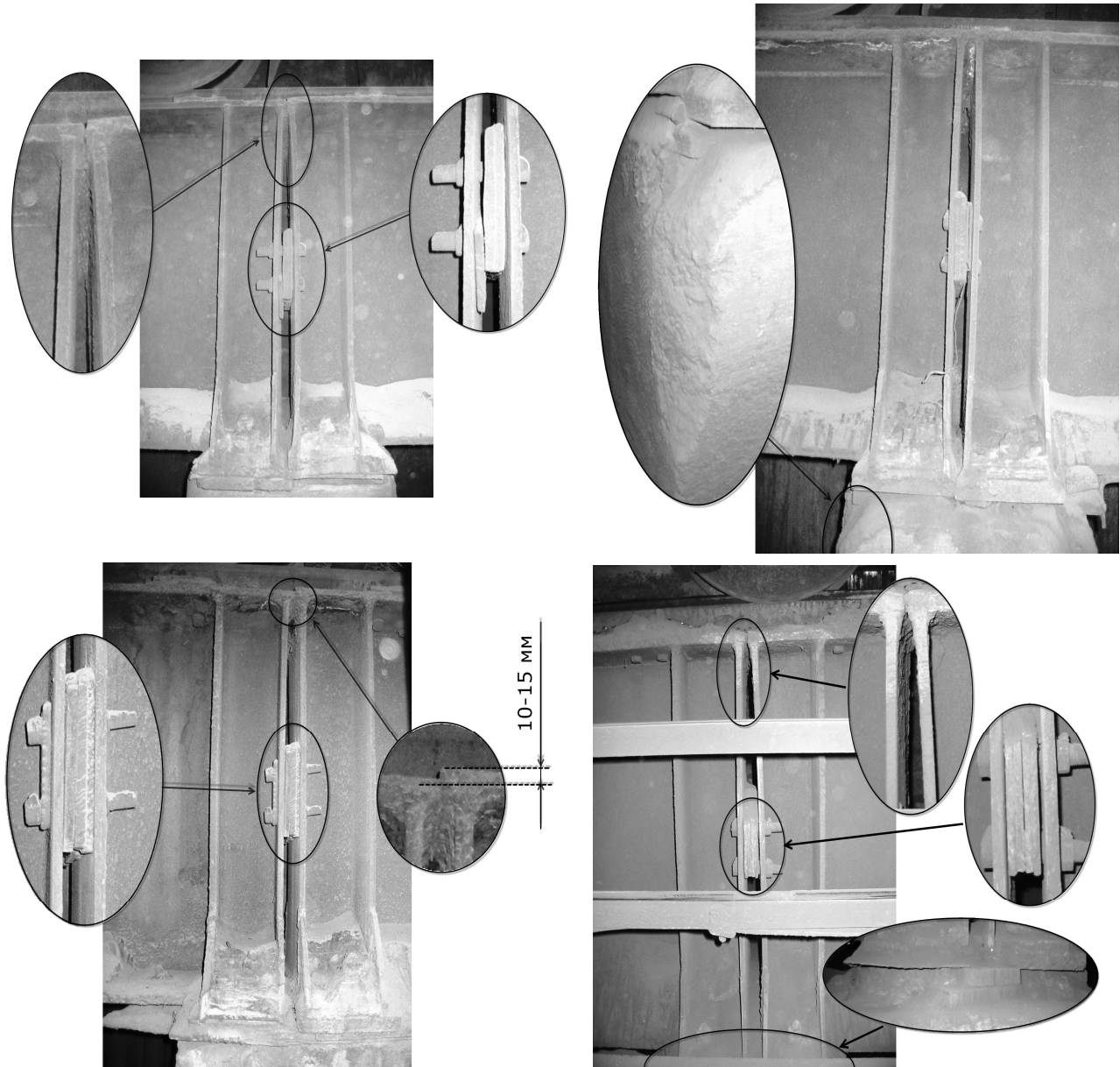


Рис. 7 – Дефекти і пошкодження підкранових балок і консолей колон

Враховуючи відсутність системного та оперативного контролю технічного стану підкранових балок, зварних швів і наколошовних зон, а також умови і характер експлуатації кранової колії, існує реальна загроза виникнення і розвитку тріщин в торцях балок і між ребрами жорсткості з можливим поширенням на стінку. Довжина таких тріщин може досягати 1000...3000 мм.

Слід враховувати і реальність втомних руйнувань від відцентрових складових вертикального навантаження при переміщенні кранів, що викликає напруження розтягування на одній зі сторін стінки балки.

Практично 50 % опорних поверхонь консолей залізобетонних колон мають наднормативні пошкодження: відшаровування поверхневого шару і відколи бетону, в тому числі і з оголенням робочої арматури, 100 % відсутність бетонної підливки, передбаченої проектом, що призводить до неповноти обпирання підкранових балок на колони.

Піднімально-транспортні машини

Деформовані і зруйновані анкерні болти. Зсув опорних вузлів консолей, наприклад на деяких зміщення металевих підкладок за габарити консолі сягає 350 мм.

Використання металевих підкладок, частина яких не закріплена, не пов'язана одна з одною, забита «клином», призводить до прогресуючого руйнування опорних поверхонь консолей і, як наслідок, до порушення роботи всієї системи «ходові колеса крана – кранова колія».

На позначці 0,000 вертикальні зв'язки схильні до корозійного руйнування.

В опорних частинах колон зафіксовані ушкодження, в тому числі від механічного впливу; деструктивні зміни захисного шару бетону; тріщини, обумовлені силовими навантаженнями, температурним впливом, усадкою і впливом агресивного середовища (до 50 % всіх колон).

Практично 100 % всіх болтових з'єднань підкранових балок з консолями колон і між собою мають розлади. Зруйновано антикорозійне покриття.

Результати експертного обстеження підкранових балок, колон та вертикальних зв'язків занесені до таблиць огляду, та показані на схемах, рис. 8 і 9.

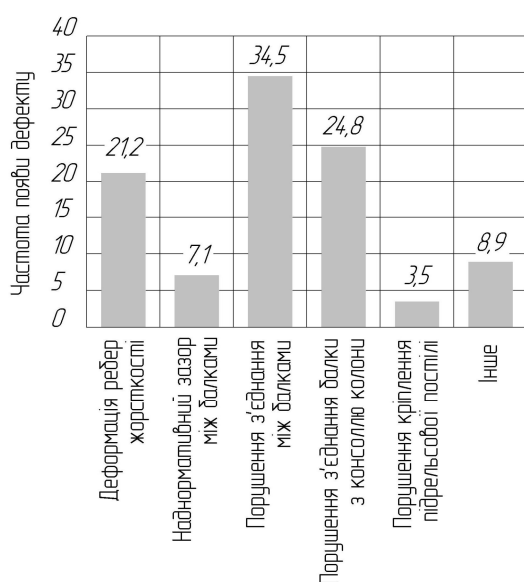


Рис. 8 – Дефекти і пошкодження підкранових балок

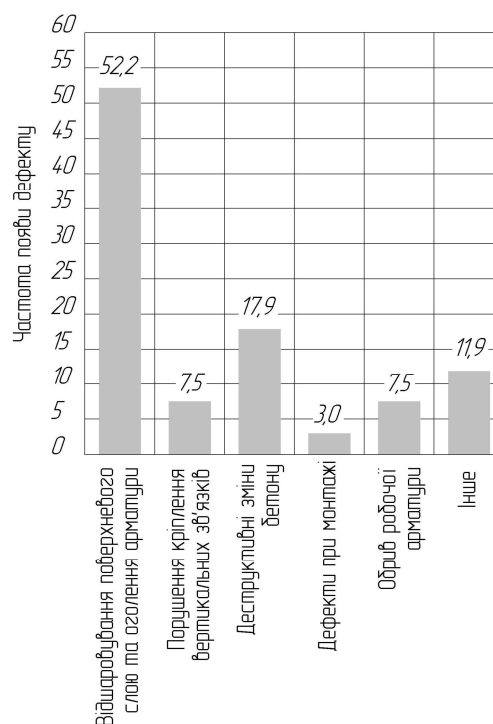


Рис. 9 – Дефекти і пошкодження консолей, колон та вертикальних зв'язків

8. Рекомендації щодо забезпечення безпечної експлуатації

За результатами експертного обстеження підкранових балок, колон і вертикальних зв'язків необхідно реалізувати наступний алгоритм відновлення проектних параметрів кранових колій:

- Відновити конструктивну цілісність і несучу здатність консолей, підкранових балок і колон у відповідному обсязі.
- Усунути дефекти і пошкодження сталевих підкранових балок, забезпечивши обпирання балок на консоль колони через суцільну розчинну підливку товщиною 50 мм. З

Піднімально-транспортні машини

урахуванням особливостей експлуатації мостових кранів допускається застосування інших технічних рішень, наприклад, кріплення балок через металеві пластини, укладені на відновлені консолі і зв'язані з анкерами. Відновити антикорозійне покриття. При укладанні замінити всі кріпильні елементи підкранової балки до консолі і балок між собою. Забезпечити проектні значення планово - висотної зйомки.

- Зруйновані та пошкоджені вертикальні зв'язки замінити.

В якості технічних рішень для відновлення консолей колон можуть бути використані рекомендації [17, 18] з використанням сучасних технологій і матеріалів, наприклад, MC-Bauchemie:

- за допомогою обійм;
- за допомогою похилих і горизонтальних тяжів
- комбінованої затягуванням, рекомендується при середній ступеня

пошкодження консолей колон

Для реалізації заходів з відновлення підкранових колій потрібно розробити проект організації робіт (ПОР), що враховує прийняті технічні рішення, сучасні технології відновлення, ступень пошкодження елементів, а також поетапне проведення відновлювальних робіт з мінімальними термінами зупинки мостових кранів.

Висновки

1. В процесі проведення експертного обстеження підкранової колії мостових кранів було виявлені недоліки та дефекти, які потребують негайного усунення та капітального ремонту з метою відновлення проектних параметрів та запобігання аварійних ситуацій.

Встановлено, що основними причинами аварійного стану системи «колони – підкранові балки – рейка» є:

- напруження, що викликаються навантаженнями в елементах системи;
- агресивне зовнішнє середовище і температурний вплив;
- експлуатація кранів за рамками їх можливого ресурсу;
- низька якість слюсарно-складальних робіт та будівельно-монтажних робіт при спорудженні підкранової колії та монтажу крана;
- кількість, вантажопідйомність і режими роботи кранів, що працюють на одній колії;
- порушення правил технічної експлуатації кранів.

2. Всі причини руйнування підкранової колії можна умовно розділити на дві групи. До першої групи належать випадки виходу з ладу підкранових колій внаслідок природного зносу протягом установленого терміну служби, до другої групи - всі види передчасного руйнування будь-якого з їх елементів під дією неврахованих проектом факторів.

Основні види руйнувань (зносу) елементів підкранової колії:

- руйнування елементів кріплення підкранових балок;
- руйнування елементів конструкції підрейкової постілі;
- руйнування елементів кріплення підрейкової постілі до балок;
- деформації металоконструкції підкранових балок;

- руйнування поверхні опор підкранової балки;
- руйнування поверхні опор консолей колон;
- осадку колон будівлі цеху.

3. Для своєчасного усунення недоліків та пошкоджень, а також завчасного попередження виникнення дефектів необхідно проводити систематизований огляд підкранових колій та несучих елементів будівлі. Особливої уваги потребує стан залізобетонних конструкцій після тривалої експлуатації. Великі динамічні навантаження крана з плином часу призводять до пошкоджень кріплення підкранових балок, деформації їх металоконструкції та порушення геометрії всієї колії. При несвоєчасному огляді та ремонті підкранових колій зменшується робочий ресурс крану та зростає можливість серйозних наслідків, які неминуче приведуть до аварійної ситуації.

4. Внести зрозумілі і сприятливі для впровадження зміни в Правила будови та безпечної експлуатації вантажопідіймальних кранів враховуючі реальний стан підкранових колій, досвід експлуатації і відновлення, а також багаторічний позитивний досвід впровадження відповідних норм – VDI 3571:1977-08, ISO 8306:1985-12, ISO 12488-1:2005-04 і ISO 12488-1:2012-04.

Список використаних джерел:

1. Плотников В. А. Влияние неодинаковой загрузки сторон мостового крана на величины боковых сил / В. А. Плотников // Межвуз. сб. науч. тр. / МГМИ. – Магнитогорск, 1990.
2. Егоров А. А. Вопросы эксплуатационной износостойкости в системе мостовой кран – подкрановый путь / А. А. Егоров // Триботехника на железнодорожном транспорте: сб. науч. тр.; под ред. С. Г. Чулкина. – СПб., 2002. – С. 113–117.
3. Нежданов К. К. Совершенствование экспериментальных исследований подкрановых конструкций / К. К. Нежданов, В. А. Туманов, А. С. Лаштанкин // Актуальные проблемы современного строительства: материалы Всерос. XXXI науч.-техн. конф. / Пензенский гос. ун-т архитектуры и строительства. – Пенза, 2001. – Ч. 2.
4. Abel F. Lasergestützte Untersuchungen der Spurführungsdynamik von Brückenkränen zur Bestimmung von praxisingerechten Schräglaufrollektiven / F. Abel. – Bochum, 1988.
5. Moissiadis A. Experimentelle, analytische und werkstoffkundliche Untersuchung des statischen und dynamischen Verhaltens des Systems Laufrad-Schiene-Unterlage-Träger von förder-technischen Anlagen / A. Moissiadis; Institut für Konstruktionstechnik der Ruhr Universität Bochum: Lehrstuhl für Maschinenelemente und Fördertechnik, Schriftenreihe 88.4 – Bochum, 1988. – 281 s.
6. Правила будови і безпечної експлуатації вантажопідіймальних кранів: НПА ОП 0.00-1.01-07 07 / Держ. департамент з нагляду за охороною праці України. – Х.: Форт, 2007. – 256 с.
7. РТМ-050.318.04-024-75. Устройство, эксплуатация и капитальный ремонт подкрановых путей порталных, башенных, козловых, мостовых кранов и другого грузоподъемного оборудования. Основные положения. – М., 1976. – 172 с.
8. VDI 3571:1977-08. Herstelltoleranzen für Brückenkrane; Laufrad, Laufradlagerung und Katzfahrbahn = Manufacturing tolerances of bridge cranes carrying-wheel; bearing of carryingwheel and trolley-track = Виробничі допуски для мостових кранів, ходових коліс та рейок для вантажних візків.
9. ISO 8306:1985-12. Brückenlaufräder und Portal-Brückenkrane; Toleranzen für Krane und Krangleise = Cranes; Overhead travelling cranes and portal bridge cranes; Tolerances for cranes and tracks = Мостові крани і порталні мостові крани; Допуски для кранів і підкранових колій.
10. ISO 12488-1:2005-04. Cranes – Tolerances for wheels and travel and traversing tracks. – Part 1: General.
11. ISO 12488-1:2012-04. Cranes – Tolerances for wheels and travel and traversing tracks. – Part 1: General.
12. Кошутин Б. Н. Экспериментальные исследования воздействий на подкрановые конструкции здания нагревательных колодцев ОЦ-1 ММК / Б. Н. Кошутин, В. А. Плотников // Индустриальные технические решения для реконструкции зданий и сооружений промышленных зданий: тез. докл. Всесоюз. семинара. – Макеевка, 1986.
13. Правила обстеження, оцінки технічного стану і паспортизації виробничих будівель і споруд [Електронний ресурс]: НПА ОП 45.2-1.01-98. – К., 1999. – Режим доступу - <http://document.ua/pravila-obsledovaniya-ocenki-tehnicheskogo-sostojaniya-i-pas-nor3029.html>.
14. Руководство по оценке технического состояния стальных подкрановых конструкций = Guide to Operating Condition Assessment of Steel Crane Support Structures [Электронный ресурс]: ЭРД 22-02-99 / ГПИ Сибпроектстальконструкция. – М.; Новокузнецк, 2000. – Режим доступа: http://ohranatruda.ru/ot_biblio/normativ/data_normativ/9/9112/.

Піднімально-транспортні машини

15. Гликин С. М. Пособие по практическому выявлению пригодности к восстановлению поврежденных строительных конструкций зданий и сооружений и способам их оперативного усиления / С. М. Гликин, А. М. Туголуков, В. Т. Ильин. – М. : ЦНИИПромзданий, 1996. – 99 с.
16. ГОСТ 18105-2010. Бетоны. Правила контроля и оценки прочности (EN 206-1:2000, NEQ) [Электронный ресурс]. – М. : Стандартинформ, 2013. – 20 с. – Режим доступа: http://www.ozis-venture.ru/files/docs/norm/ispit/GOST_18105-2010.pdf.
17. Кожемяка С. В. Выбор технологии усиления стальных подкрановых балок / С. В. Кожемяка, А. В. Крупенченко, И. И. Величко // Вестник Донбасской национальной академии строительства и архитектуры. – 2010. – Вып. 3(83): «Технология, организация, механизация и геодезическое обеспечение строительства».
18. ДБН В.3.1-1-2002. Експлуатація конструкцій та інженерного обладнання будівель і споруд та систем життєзабезпечення. Ремонт і підсилення несучих та огорожувальних будівельних конструкцій і основ промислових будинків та споруд. – Чинний з 2003-07-01. – [Б. м. : б. и.]. – 82 с.

References

1. Plotnikov, V 1990, 'Vliyaniye neodnakovoy zagruzki storon mostovogo kрана na velichiny bokovykh sil', *Mezhvuzovskiy sb. nauch. tr.*, MGMI, Magnitogorsk.
2. Egorov, A 2002, 'Voprosy ekspluatatsionnoy iznosostoykosti v sisteme mostovoy kрана – podkranovyy put', *Sbornik nauchnykh trudov Tribotekhnika na zhelezнодорожном транспорте*, Sankt-Peterburg, pp. 113-117.
3. Nezhdanov, K, Tumanov, V & Lashtankin, A 2001, 'Sovershenstvovaniye eksperimentalnykh issledovaniy podkranovykh konstruksiy', *Materialy Vserossiyskoy XXXI nauchno-prakticheskoy konferentsii "Aktualnye problemy sovremennogo stroitelstva"*, Penzenskiy gosudarstvennyy universitet arkhitektury i stroitelstva, Penza, Ch. 2.
4. Abel, F 1988, *Lasergestützte Untersuchungen der Spurführungsdynamik von Brückenkränen zur Bestimmung von praxisgerechten Schräglaufrkollektiven*, Ruhr-Univ. Bochum Fakultät für Maschinenbau, Bochum.
5. Moissiadis, A 1988, *Experimentelle, analytische und werkstoffkundliche Untersuchung des statischen und dynamischen Verhaltens des Systems Laufrad-Schiene-Unterlage-Träger von fördertechnischen Anlagen*, Schriftenreihe 88.4, Ruhr-Universität Bochum, Fakultät für Maschinenbau, Institut für Konstruktionstechnik, Lehrstuhl für Maschinenelementen und Fördertechnik, Bochum.
6. Derzh. departament z nahliadu za okhoronoiu pratsi Ukrainy 2007, *Pravyla budovy i bezpechnoi ekspluatatsii vantazhopidiimalnykh kранiv*, NPAOP 0.00-1.01-07 07, Derzh. departament z nahliadu za okhoronoiu pratsi Ukrainy, Fort, Kharkiv.
7. PTM-050.318.04-024-75 1976, *Ustroystvo, ekspluatatsiya i kapitalnyy remont podkranovykh putey portalnykh, bashennykh, kozlovyykh, mostovykh kранов i drugogo gruzopodyemnogo oborudovaniya. Osnovnyye polozeniya*, Moskva.
8. VDI-Gesellschaft Produktion und Logistik 1977, *Manufacturing tolerances of bridge cranes carrying-wheel; bearing of carryingwheel and trolley-track*, VDI 3571:1977-08.
9. *Brückenlaufkrane und Portal-Brückenkrane; Toleranzen für Krane und Krangleise*, ISO 8306:1985-12.
10. *Cranes – Tolerances for wheels and travel and traversing tracks. Part 1: General*, ISO 12488-1:2005-04.
11. *Cranes – Tolerances for wheels and travel and traversing tracks. Part 1: General*, ISO 12488-1:2012-04.
12. Koshutin, B & Plotnikov, V 1986, 'Eksperimentalnyye issledovaniya vozdeystviy na podkranovyye konstruksii zdaniya nagrevatelnykh kolodtsev OTs-1 MMK', *Tezisy dokladov Vsesoyuznogo seminaru Industrialnyye tekhnicheskiye resheniya dlya rekonstruksii zdaniy i sooruzheniy promyshlennykh zdaniy*, Makeevka.
13. Gosudarstvennyy komitet stroitelstva, arkhitektury i zhilishchnoy politiki Ukrainy 1999, *Pravila obsledovaniya, otsenki tekhnicheskogo sostoyaniya i pasportizatsii proizvodstvennykh zdaniy i sooruzheniy*, Kyiv, viewed 28 April 2015, <<http://document.ua/pravila-obsledovaniya-ocenki-tehnicheskogo-sostojaniya-i-pas-nor3029.html>>.
14. GPI Sibproektstalkonstruksiya 2000, *Guide to Operating Condition Assessment of Steel Crane Support Structures*, ERD 22-02-99, Moskva, Novokuznetsk, viewed 28 April 2015, <http://ohranatruda.ru/ot_biblio/normativ/data_normativ/9/9112/>.
15. Glikin, S, Tugolukov, A & Ilin, V 1996, *Posobiye po prakticheskomu vyyavleniyu prigodnosti k vosstanovleniyu povrezhdennykh stroitelnykh konstruksiy zdaniy i sooruzheniy i sposobam ikh operativnogo usileniya*, TsNIIPromzdaniy, Moskva.
16. Interstate council for standardization, metrology and certification 2012, *Concretes. Rules for control and assessment of strength*, GOST 18105-2010, Standartinform, Moskva, viewed 28 April 2015, <http://www.ozis-venture.ru/files/docs/norm/ispit/GOST_18105-2010.pdf>.
17. Kozhemyaka, S, Krupenchenko, A & Velichkom I 2010, 'Vybor tekhnologii usileniya stalnykh podkranovykh balok', *Vestnik Donbasskoy natsionalnoy akademii stroitelstva i arkhitektury*, iss. 3(83): "Tekhnologiya, organizatsiya, mekhanizatsiya i geodezicheskoye obespecheniye stroitelstva".
18. Derzhavnyi komitet Ukrainy z budivnytstva i arkhitektury 2003, *Ekspluatatsiia konstruksii ta inzhenernoho obladdannia budivel i sporud ta system zhyttiezabezpechennia. Remont i pidsylennia nesuchykh ta ohorodzhuvalnykh budivelnykh konstruksii i osnov promyslovykh budynkiv ta sporud*, DBN V.3.1-1-2002, Derzhavnyi komitet Ukrainy z budivnytstva i arkhitektury, Kyiv.

Стаття надійшла до редакції 29 квітня 2015 р.

УДК 621.87

**АНАЛІЗ СИСТЕМ КЕРУВАННЯ МЕХАНІЗМАМИ БАШТОВИХ КРАНІВ
ДЛЯ УСУНЕННЯ КОЛИВАНЬ ВАНТАЖУ****©Ловейкін В. С., Афтанділянц Є. Г., Шевчук О. Г.***Національний університет біоресурсів і природокористування України***Інформація про авторів:**

Ловейкін Вячеслав Сергійович: ORCID: 0000-0003-4259-3900; lovvs@ukr.net; доктор технічних наук; завідувач кафедри конструювання машин і обладнання; Національний університет біоресурсів і природокористування України; навчальний корпус №11, вул. Героїв Оборони 12, м Київ, 03041, Україна.

Афтанділянц Євген Григорович: ORCID: 0000-0003-2681-0645; aftjev@hotmail.com; доктор технічних наук; завідувач кафедри технологій конструкційних матеріалів і матеріалознавства; Національний університет біоресурсів і природокористування України; навчальний корпус №11, вул. Героїв Оборони 12, м Київ, 03041, Україна.

Шевчук Олександр Григорович: ORCID: 0000-0002-7001-2897; oshev4uk@gmail.com; асистент кафедри конструювання машин і обладнання; Національний університет біоресурсів і природокористування України; навчальний корпус №11, вул. Героїв Оборони 12, м Київ, 03041, Україна.

Розглянуті методи керування механізмами баштових кранів для усунення коливань вантажу.

Проведено аналіз більше 20 закордонних наукових досліджень, в яких використовувались різні підходи щодо усунення коливань вантажу. Такі як метод оптимальних траєкторій, керування зі зворотним зв'язком з використанням чіткої та нечіткої логіки та класичних і некласичних регуляторів.

Встановлено, що задача по керуванню механізмами баштового крану є досить актуальною. Різні підходи щодо створення систем керування мають свої недоліки та переваги. Метод оптимальних траєкторій знаходить швидкі і ефективні команди. Однак він вимагає знати наперед задану дистанцію і додаткові обмеження повинні бути введені в систему керування щоб бажана траєкторія виконувалась. Крім того, обчислення оптимальних траєкторій може виконуватись досить довго, що знижує продуктивність роботи вантажопідійомної машини. Керування зі зворотнім зв'язком стійке до зовнішніх збурень, проте деколи призводить до неочікуваних рухів, що утруднює оператору керування краном.

Ключові слова: система керування; коливання вантажу; датчик.

Ловейкин В. С., Афтандиянц Е. Г., Шевчук А. Г. «Анализ систем управления механизмами башенных кранов для устранения колебаний груза».

Рассмотрены методы управления механизмами башенных кранов для устранения колебаний груза.

Проведен анализ более 20 зарубежных научных исследований, в которых использовались различные подходы по устранению колебаний груза. Такие как метод оптимальных траекторий, управление с обратной связью с использованием четкой и нечеткой логики и классических и неклассических регуляторов.

Установлено, что задача по управлению механизмами башенного крана является весьма актуальной. Различные подходы к созданию систем управления имеют свои недостатки и преимущества. Метод оптимальных траекторий находит быстрые и

Піднімально-транспортні машини

эффективные команды. Однако он требует знать заранее заданную дистанцию и дополнительные ограничения должны быть введены в систему управления, чтобы желаемая траектория выполнялась. Кроме того, вычисления оптимальных траекторий может выполняться достаточно долго, что снижает производительность работы грузоподъемной машины. Управление с обратной связью устойчивое к внешним возмущениям, однако порой приводит к неожиданным движениям, что затрудняет оператору управления краном.

Ключевые слова: система управления; колебания груза; датчик.

Loveikin V., Aftandiliants Ye., Shevchuk O. “Analysis of anti-swing control systems for tower cranes”.

The methods of control mechanisms tower cranes to eliminate payload oscillations have been considered in the article.

The analysis of more than 20 foreign scientific studies that used different approaches to eliminate vibrations cargo has been provided. An optimal trajectories method and feedback control method using a clear and fuzzy logic and classical and no classical regulators.

It was established that the problem in control mechanisms of tower cranes is quite relevant. Different approaches to creating control systems have advantages and disadvantages. The method of optimal trajectories is fast and finds efficient command. However, it requires predetermined distance and additional restrictions should be imposed in order to control the desired trajectory performed. In addition, the calculation of optimal trajectories can be performed with delay, which reduces the productivity of lifting machines. Feedback control systems sustainable to external disturbances, but sometimes leads to unexpected movements, making it difficult to control the crane operator.

Keywords: control system; payload oscillations; sensor.

1. Постановка проблеми

Баштові крани широко використовуються на будівельних майданчиках промислового і цивільного будівництва. Ефективна робота баштових кранів полягає в переміщенні вантажу з одного положення в інше за найкоротший час без коливань вантажу в кінці руху. Для такої роботи використовується різні системи керування привідними двигунами. Серед усіх систем керування можна виділити три основних: з програмним режимом руху, зі зворотним зв'язком та оптимальних траєкторій. Останнім часом проведено багато вітчизняних та закордонних наукових досліджень, що відносяться до керування механізмами вантажопідійомних машин в цілому та баштових кранів зокрема. Це вказує на те, що проблема керування в даний час є досить актуальною.

2. Аналіз публікацій за темою статті

Багато праць присвячено проблемі керування рухом вантажопідійомних машин [1–26]. Зокрема деякі з задач цієї теми були вирішені у роботі [1] разом з детальним оглядом літературних досліджень. У роботах [2–9] керування механізмами вантажопідійомних машин відбувається таким чином щоб забезпечити оптимальну траєкторію руху вантажу та усунути

коливання в кінці періоду руху. У роботах [10–12] коливання усуваються шляхом поглинання їхньої енергії. Ще один підхід до усунення коливань вантажу заключається в керуванні зі зворотним зв'язком [13–26] з використанням чіткої та нечіткої логіки та регуляторів.

3. Мета роботи – провести аналіз систем керування механізмами баштового крана які усувають коливання вантажу.

4. Виклад основного матеріалу

Метод оптимальних траєкторій вимагає наперед обрахувати траєкторію руху вантажу. Така задача зазвичай формується як оптимальна, яка мінімізує період руху вантажу. Початкові та кінцеві умови руху вибираються таким чином, щоб усунути коливання вантажу в кінці періоду руху. Така задача розглядається як крайова. Auernig, J. W. та Troger, H. [1] пропонують саме такий підхід розв'язку оптимальних траєкторій для мостових кранів на суднобудівних заводах. Ali R. Golafshani [2] використовує подібний підхід для визначення оптимальних траєкторій баштового крана. Він отримав розв'язок шляхом дискретизації рівнянь за допомогою послідовного квадратичного програмування. На (рис. 1) показано дві траєкторії переміщення вантажу, пунктирною переміщення при звичайному керуванні оператором, суцільною – використовуючи автоматичну систему керування. Проте при цьому координати кінцевої точки руху вантажу мають бути відомі. Усі механізми баштового крану під час руху вантажу працюють в таких режимах, щоб забезпечити рух вантажу по наперед обчисленій траєкторії. Також необхідно використати такий рух, щоб траєкторія оминала перешкоди, що важко виконати в умовах будівництва.

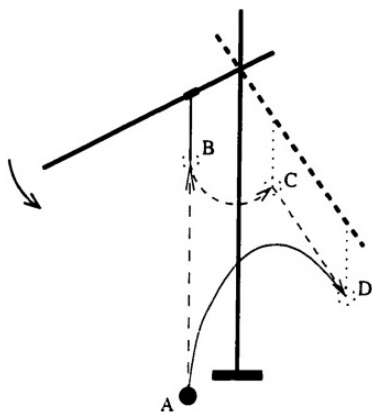


Рис. 1 – Траєкторія переміщення вантажу

Деякі з дослідників зосередились на створенні траєкторій, які дозволяють мінімізувати час переміщення вантажу, а також звести до мінімуму його коливання. Ці траєкторії визначають, як правило, використовуючи методи оптимізації [3]. Цільова функція може бути або час руху [4], або керуючий вплив [5], або кут відхилення вантажу від вертикалі [6].

Ще один важливий метод реалізації траєкторій руху вантажу заключається в послідовності імпульсів прискорення і гальмування. Ці послідовності формуються таким чином, щоб уникнути залишкових коливань вантажу в кінці руху [7-9]. Отриманий спосіб керування без зворотного зв'язку, що робить його чутливим до зовнішніх збурень та зміни параметрів системи. Крім того, таке керування вимагає нульовий кут відхилення вантажу від вертикалі та нульову початкову швидкість, які важко реалізувати на практиці.

Одним із способів усунення коливань вантажу є демпфування шляхом зворотної подачі рушійного зусилля для зменшення кута відхилення вантажу від вертикалі [10, 11.]. Інший спосіб полягає в додаванні механічного абсорбера до конструкції крана [12]. Реалізація цього методу вимагає значної кількості енергії, що робить його непрактичним.

Піднімально-транспортні машини

Ще один спосіб базується на керуванні зі зворотнім зв'язком. Управління зі зворотним зв'язком є добре відомо, менш чутливе до зовнішніх збурень та зміни параметрів. Таким чином, це привабливий спосіб проектування управління краном. В системі керування датчик (відхилення, переміщення і тд.) зв'язаний з контролером, який генерує сигнал для керування рушійним моментом або швидкістю двигуна.

Jason W. Lawrence [13] реалізував систему керування зі зворотним зв'язком для усунення коливань вантажу (рис 2). Схема керування складається з двох контурів.

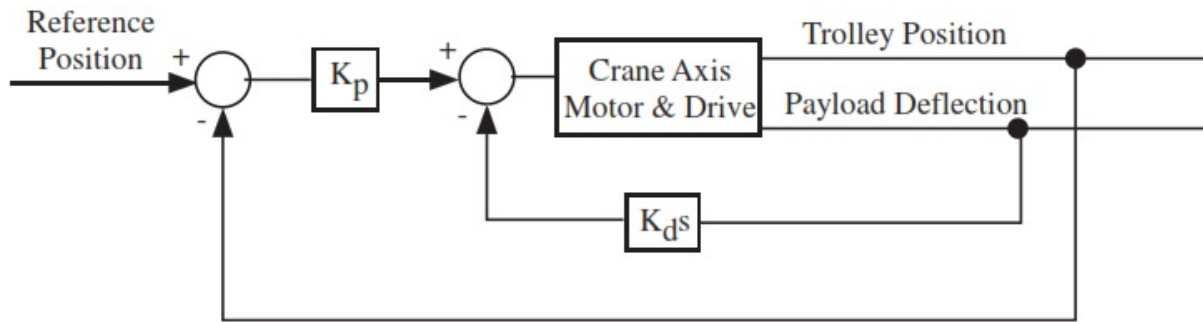


Рис. 2 – Схема керування зі зворотнім зв'язком

Зовнішній контур регулює положення вантажного візка з використанням зворотного зв'язку за положенням з використанням пропорційного регулятора. Внутрішній контур регулює коливання вантажу та використовує диференціальне регулювання, що дає можливість передбачити відхилення вантажу від вертикалі.

Moustafa, K. A. F. та Ebeid, A. M. [14] використовували датчик положення для зворотного зв'язку і лінеризовану просторову модель в системі керування. Al-Garni та ін. [15] також використовували зворотній зв'язок положення, але оптимальне керування було вибране з чисельної оптимізації. Butler, та ін. [16] застосували еталонну адаптовану модель керування для налаштування коефіцієнта підсилення регулятора враховуючи періодичність вхідного сигналу. Alli, H. та Singh, T. [17] розробили схему пасивного керування, в якій параметри керування були знайдені розв'язком оптимізаційних задач.

Інший підхід до керування зі зворотнім зв'язком базується на розподілі функцій між двома контролерами. Перший відстежує відхилення вантажу від вертикалі, другий слідкує за виконанням оптимальної траєкторії. Контролер стеження може бути або класичним пропорційно-диференціальним регулятором (Henry, R. J. [18]; Masoud Z. та ін [19]), або fuzzy-контролер (Nalley M. J. i Trabia M. B.[20]; Lee, H-H та ін. [21]; Itho O. та ін. [22]; Al-Moussa A. [23]).

Tzu-Sung Wu та ін. [24] запропонували адаптивну схему нечіткого керування баштовим краном на основі стійкості руху за Ляпуновим, щоб подавити вплив зовнішніх збурень і гарантувати зміну кута відхилення вантажу від вертикалі в околі нуля. Проведено динамічне моделювання роботи такої системи. А експериментальне дослідження в даний час у стадії реалізації.

Змінювати висоту підвісу під час переміщення потрібно для уникання перешкод. Цей рух відбувається повільно, і, отже, зміну довжини підвісу вантажу можна розглядати як зміни в системі. Пізніше вплив від зміни довжини підвісу досліджувався за допомогою моделювання, щоб переконатися, що при вибраному режимі руху продуктивність не

погіршується. Тим не менш, є кілька досліджень, які враховують зміну підвісу при переміщенні вантажу, наприклад Auernig, J. W. та Troger, H. [1].

Вплив ваги вантажу на динаміку руху, як правило, ігнорується. Тим не менш, Lee, H.-H. [25] та Omar H. M. і Nayfeh A. H. [3] враховують його при керуванні порталними і баштовими кранами. З цих досліджень видно, що для дуже важких вантажів в порівнянні з вагою візка, характеристика системи погіршується, якщо вага вантажу не враховується при розробці системи керування.

Niokazu Araya та ін. [26] розробили систему керування механізмом зміни вильоту гусеничних кранів. Використовуючи цю систему керування, оператор може безпечно виконувати горизонтальне переміщення вантажу під час підйому/опускання стріли. Ця система складається з мікроконтролера датчиків положення стріли довжини канату, ваги вантажу, кутової швидкості двигуна. Алгоритми керування включає зворотній зв'язок та керування з передбачуванням. Вирішене нелінійне вирівнювання за допомогою ПІ регулятора та посилення планування швидкістю двигуна. Робота цих алгоритмів була підтверджена шляхом чисельного моделювання та експерименту. Вдалося утримувати однакову висоту підйому вантажу під час зміни вильоту з похибкою 0,15 метрів.

Вирішено і ряд інших задач оптимального керування рухом вантажопідйомних машин які усувають коливання вантажу на гнучкому підвісі [27-31] а також мінімізують динамічні навантаження у привідних механізмах.

Висновки

Проблема безпечного переміщення вантажу баштовим краном є досить актуальною, про що свідчать численні наукові дослідження. Існують різні підходи до створення систем керування механізмами крана, які виконують безпечне переміщення вантажу без коливань. Кожний з цих підходів має свої недоліки і переваги. Метод оптимальних траєкторій знаходить швидкі і ефективні команди. Однак він вимагає знати наперед задану дистанцію і додаткові обмеження повинні бути введені в систему керування щоб бажана траєкторія виконувалась. Крім того, обчислення оптимальних траєкторій може виконуватись досить довго, що знижує продуктивність роботи вантажопідйомної машини. Керування зі зворотнім зв'язком стійке до зовнішніх збурень, проте деколи призводить до неочікуваних рухів, що утруднює оператору керування краном.

Аналіз закордонних досліджень показав, що зберігається тенденція до удосконалення систем керування баштовим краном шляхом розробки нових алгоритмів програм керування та насичення електронікою.

Список використаних джерел:

1. Auernig J. W. Time optimal control of overhead cranes with hoisting of the load / J. W. Auernig, H. Troger // *Automatica*. – 1987. – Vol. 23, iss. 4. – P. 437–447. doi:10.1016/0005-1098(87)90073-2
2. Golafshani A. R. Modeling and Optimal Control of Tower Crane Motions : PhD thesis / Ali R. Golafshani; University of Waterloo. – Ontario, Canada 1999.
3. Omar, H. M. A simple adaptive feedback controller for tower cranes / H. M. Omar, A. H. Nayfeh // *ASME 2001 Design Engineering Technical Conference and Computers and Information in Engineering Conference*, Pittsburgh, PA, September 9-12. 2001. DETC2001/VIB-21606.
4. Manson G. A. Time-optimal control of an overhead crane model / G. A. Manson // *J. Optimal Control Applications and Methods*. – 1982. – Vol. 3, iss. 2. – P. 115–120, April/June. doi:10.1002/oca.4660030202.
5. Karihaloo B. L. Optimal control of a dynamical system representing a gantry crane / B. L. Karihaloo, R. D. Parbery // *Journal of optimization theory and applications*. – 1982. – Vol. 36, iss. 3. – P. 409-417. doi:10.1007/BF00934354.

Піднімально-транспортні машини

6. Sakaw Y. Optimal control of container cranes / Y. Sakaw, Y. Shindo // *Proceedings of the 8th IFAC Triennial World Congress on Control Science and Technology*, Kyoto, Japan, 1981. – P. 257–265.
7. Karnopp B. H. A strategy for moving a mass from one point to another / B. H. Karnopp, F. F. Fisher, B. O. Yoon // *Journal of the Franklin Institute*. – 1992. – Vol. 329 (5). – P. 881–892.
8. Teo C. L. Pulse input sequences for residual vibration reduction / C. L. Teo, C. J. Ong, M. Xu // *Journal of Sound and Vibration*. – 1998. – Vol. 211, iss. 2. – P. 157–177. doi:10.1006/jsvi.1997.1360.
9. Singhose W. E. Input shaped of a planar gantry crane with hoisting / W. E. Singhose, L. J. Porter, W. Seering // *Proceedings of the American Control Conference*, Albuquerque, New Mexico, June 4-6 1997. – P. 97–100.
10. Cargo pendulation reduction on ship-mounted cranes via boom-luff angle actuation / R. J. Henry, Z. N. Masoud, A. H. Nayfeh, D. T. Mook // *Journal of Vibration and Control*. – 2001. – Vol. 7, no. 8. – P. 1253–1264. doi:10.1177/107754630100700807.
11. Sway reduction on container cranes using delayed feedback controller / Z. N. Masoud, A. H. Nayfeh, R. J. Henry, D. T. Mook // *Proceedings of the 43rd AIAA/ASME/ASCE/AHS/ASC Structures, Structural Dynamics, and Materials Conference*. Denver, Colorado. AIAA paper no. 2002-1279. April, 2002.
12. Balachandran B. A mechanical filter concept for control of non-linear crane-load oscillation / B. Balachandran, Y. Y. Li, C. C. Fang // *Journal of Sound and Vibration*. – 1999. – Vol. 228, iss. 3. – P. 651–682. doi:10.1006/jsvi.1999.2440.
13. Lawrence J. W. Crane Oscillation Control: Nonlinear Elements and Educational Improvements : PhD thesis / Jason W. Lawrence ; Georgia Institute of Technology. – 2006.
14. Moustafa K. A. F. Nonlinear modeling and control of overhead crane load sway / K. A. F. Moustafa, A. M. Ebeid // *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*. – 1988. – Vol. 110, iss. 3. – P. 266–271. doi:10.1115/1.3152680
15. Al-Garni A. Z. Optimal control of overhead cranes / A. Z. Al-Garni, K.A.F. Moustafa, S.S.A.K.J. Nizami // *Control Engineering Practice*. – 1995. – Vol. 3, no. 9. – P. 1277–1284. doi:10.1016/0967-0661(95)00126-F
16. Butler H. Model reference adaptive control of a gantry crane scale model / H. Butler, G. Honderd, J. V. Amerongen // *Control Systems, IEEE*. – 1991. – Vol. 11, iss. 1. – P. 57–62. doi:10.1109/37.103358.
17. Alli H. Passive control of overhead cranes / H. Alli, T. Singh // *Journal of Vibration and Control*. – 1999. – Vol. 5 (3). – P. 443–459. doi:10.1177/107754639900500306.
18. Henry, R. J. Cargo pendulation reduction on ship-mounted cranes: master's thesis / R. J. Henry ; Virginia Polytechnic Institute and State University. – Blacksburg, VA. USA. 1999.
19. Cargo Pendulation Reduction on Ship-Mounted Cranes via Boom-Luff and Slew Angles Actuation / Z. Masoud, A. Nayfeh, R. Henry, D. Mook // 41st AIAA Structures, Structural Dynamics, and Materials Conference, AIAA paper no. 2000-1543, Atlanta, Georgia, April, 2000.
20. Nalley M. J. Design of a fuzzy logic controller for swing-damped transport of an overhead crane payload / M. J. Nalley, M. B. Trabia // *Proceedings of the 1994 International Mechanical Engineering Congress and Exposition*, ASME, University of Nevada. – Las Vegas, 1994. – P. 389–398.
21. Lee H-H. A new anti-swing control of overhead cranes / H-H. Lee, S-K. Cho, J-S. Cho // *IFAC Automation in the Industry*, Korea. – 1997. – P. 115–120.
22. Application of fuzzy control to automatic crane operation / O. Itho, H. Migita, Y. Irie, J. Itaho // *Japanese Journal of Fuzzy Theory and Systems*. – 1994. – N 6 (2). – P. 283–296.
23. Al-Moussa A. Control of rotary cranes using fuzzy logic / A. Al-Moussa, A. Nayfeh, P. Kachroo // *ASME 2001 Design Engineering Technical Conference and Computers and Information in Engineering Conference*, Pittsburgh, Pennsylvania, September 9-12, 2001 DETC2001/VIB-21598.
24. Anti-sway tracking control of tower cranes with delayed uncertainty using a robust adaptive fuzzy control / Tzu-Sung Wu, Mansour Karkoub, Wen-Shyong Yu, Chien-Ting Chen, Ming-Guo Her, Kuan-Wei Wu // *Fuzzy Sets and Systems*. – 2015. doi:10.1016/j.fss.2015.01.010.
25. Lee H-H. Modelling and control of a three-dimensional overhead crane / H-H. Lee // *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*. – 1998. – N 120 (4). – P. 471–476. doi:10.1115/1.2801488
26. Level luffing control system for crawler cranes / Hirokazu Araya, Makoto Kakuzen, Hideki Kinugawa, Tatsuo Arai // *Automation in construction*. – 2004. – Vol. 13, iss. 5. – P. 689–697. doi:10.1016/j.autcon.2004.04.011.
27. Ловейкін В. С. Керування механізмами зміни вильоту та підйому вантажу вантажопідйомного крана / В. С. Ловейкін, Ю. О. Ромасевич, Г. В. Шумілов // *Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини*. – 2012. – Вип. 79. – С. 31–34.
28. Ловейкін В. С. Оптимізація руху вантажопідйомного крана із траверсною підвіскою вантажу методом динамічного програмування / В. С. Ловейкін, Ю. О. Ромасевич // *Машинобудування : зб. наук. пр. / Укр. інж.-пед. акад.* – Х., 2012. – Вип. 10. – С. 15–32.
29. Ловейкін В. С. Синтез оптимального керування рухом кранового візка. Частина I / В. С. Ловейкін, Ю. О. Ромасевич // *Машинобудування : зб. наук. пр. / Укр. інж.-пед. акад.* – Харків, 2013. – Вип. 11. – С. 21–33.
30. Ловейкін В. С. Синтез оптимального керування рухом кранового візка. Частина II / В. С. Ловейкін, Ю. О. Ромасевич // *Машинобудування : зб. наук. пр. / Укр. інж.-пед. акад.* – Харків, 2013. – Вип. 12. – С. 22–30.
31. Ромасевич Ю. Синтез оптимального керування рухом вантажопідйомними кранами / Ю. Ромасевич, В. Ловейкін // *Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини*. – 2014. – Вип. 83. – С. 26–33.

References

1. Auernig, J & Troger, H 1987, 'Time optimal control of overhead cranes with hoisting of the load', *Automatica*, vol. 23, iss. 4, pp. 437-447. doi:10.1016/0005-1098(87)90073-2.
2. Golafshani Ali R 1999, 'Modeling and Optimal Control of Tower Crane Motions', PhD thesis, University of Waterloo, Ontario, Canada.

3. Omar, H & Nayfeh, A 2001, 'A simple adaptive feedback controller for tower cranes', *ASME 2001 Design Engineering Technical Conference and Computers and Information in Engineering Conference, September 9-12, DETC2001/VIB-21606*, Pittsburgh, PA.
4. Manson, G 1982, 'Time-optimal control of an overhead crane model' *Optimal Control Applications and Methods*, vol. 3, iss. 2, pp. 115-120. doi:10.1002/oca.4660030202.
5. Karihaloo, B & Parbery, R 1982, 'Optimal control of a dynamical system representing a gantry crane', *Journal of optimization theory and applications*, vol. 36, iss. 3, pp. 409-417. doi:10.1007/BF00934354.
6. Sakaw, Y & Shindo, Y 1981, 'Optimal control of container cranes', *Proceedings of the 8th IFAC Triennial World Congress on Control Science and Technology*, Kyoto, Japan, pp. 257-265.
7. Karnopp, B, Fisher, F & Yoon, B 1992, 'A strategy for moving a mass from one point to another', *Journal of the Franklin Institute*, vol. 329(5), pp. 881-892.
8. Teo, C, Ong, C & Xu, M 1998, 'Pulse input sequences for residual vibration reduction', *Journal of Sound and Vibration*, vol. 211, iss. 2, pp. 157-177. doi:10.1006/jsvi.1997.1360.
9. Singhose, W, Porter, L & Seering, W 1997, 'Input shaped of a planar gantry crane with hoisting', *Proceedings of the American Control Conference, June 4-6, Albuquerque, NM*, pp. 97-100.
10. Henry, R, Masoud, Z, Nayfeh, A & Mook, D 2001, 'Cargo pendulation reduction on ship-mounted cranes via boom-luff angle actuation', *Journal of Vibration and Control*, vol. 7, no. 8, pp. 1253-1264. doi:10.1177/107754630100700807.
11. Masoud, Z, Nayfeh, A, Henry, R & Mook, D 2002, 'Sway reduction on container cranes using delayed feedback controller', *Proceedings of the 43rd AIAA/ASME/ASCE/AHS/ASC Structures, Structural Dynamics, and Materials Conference, AIAA paper no. 2002-1279*, Denver, Colorado. April, 2002
12. Balachandran, B, Li, Y & Fang, C 1999, 'A mechanical filter concept for control of non-linear crane-load oscillation', *Journal of Sound and Vibration*, vol. 228, iss. 3, pp. 651-682. doi:10.1006/jsvi.1999.2440.
13. Lawrence Jason W 2006, 'Crane Oscillation Control: Nonlinear Elements and Educational Improvements', PhD thesis, Georgia Institute of Technology, Atlanta, GA, USA.
14. Moustafa, K & Ebeid, A 1988, 'Nonlinear modeling and control of overhead crane load sway', *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, vol. 110, iss. 3, pp. 266-271. doi:10.1115/1.3152680.
15. Al-Garni, A, Moustafa, K & Nizami, S 1995, 'Optimal control of overhead cranes', *Control Engineering Practice*, vol. 3, no. 9, pp. 1277-1284. doi:10.1016/0967-0661(95)00126-F
16. Butler, H, Honderd, G & Amerongen, J 1991, 'Model reference adaptive control of a gantry crane scale model', *Control Systems, IEEE*, vol. 11, iss. 1, pp. 57-62. doi:10.1109/37.103358.
17. Alli, H & Singh, T 1999, 'Passive control of overhead cranes', *Journal of Vibration and Control*, vol. 5 (3), pp. 443-459. doi:10.1177/107754639900500306.
18. Henry, R 1999, 'Cargo pendulation reduction on ship-mounted cranes', Master's thesis, Virginia Polytechnic Institute and State University, Blacksburg, VA, USA.
19. Masoud, Z, Nayfeh, A, Henry, R & Mook, D 2000, 'Cargo Pendulation Reduction on Ship-Mounted Cranes via Boom-Luff and Slew Angles Actuation', *41st AIAA Structures, Structural Dynamics, and Materials Conference, AIAA paper no. 2000-1543*, Atlanta, Georgia.
20. Nalley, M & Trabia, M 1994, 'Design of a fuzzy logic controller for swing-damped transport of an overhead crane payload', *Proceedings of the 1994 International Mechanical Engineering Congress and Exposition, ASME, University of Nevada, Las Vegas*, pp. 389-398.
21. Lee, H, Cho, S & Cho, J 1997, 'A new anti-swing control of overhead cranes', *Proceedings of the IFAC Automation in the Industry, Korea*, pp. 115-120.
22. Itho, O, Migita, H, Irie, Y & Itaho, J 1994, 'Application of fuzzy control to automatic crane operation', *Japanese Journal of Fuzzy Theory and Systems*, no. 6(2), pp. 283-296.
23. Al-Moussa, A, Nayfeh, A, & Kachroo, P 2001, 'Control of rotary cranes using fuzzy logic', *Proceedings of the ASME 2001 Design Engineering Technical Conference and Computers and Information in Engineering Conference, September 9-12, DETC2001/VIB-21598*, Pittsburgh, PA.
24. Wu, T-S, Karkoub, M, Yu, W-S, Chen, C-T, Her, M-G & Wu, K-W 2015, 'Anti-sway tracking control of tower cranes with delayed uncertainty using a robust adaptive fuzzy control', *Fuzzy Sets and Systems*. doi:10.1016/j.fss.2015.01.010.
25. Lee, H-H 1998, 'Modelling and control of a three-dimensional overhead crane', *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, no. 120(4), pp. 471-476. doi:10.1115/1.2801488.
26. Araya, H, Kakuzen, M, Kinugawa, H & Arai, T 2004, 'Level luffing control system for crawler cranes', *Automation in construction*, vol. 13, iss. 5, pp. 689-697. doi:10.1016/j.autcon.2004.04.011.
27. Loveikin, V, Romasevych, Yu & Shumilov, H 2012, 'Keruvannia mekhanizmy zminy vylyotu ta pidionu vantazhu vantazhopidionnoho krana', *Hirnychi, budivelni, dorozhni ta melioratyvni mashyny*, iss. 79, pp. 31-34.
28. Loveikin, V & Romasevych, Yu 2012, 'Optimization of hoisting crane motion with traverse load assembly by of dynamic programming method', *Mashynobuduvannia*, iss. 10, pp. 15-32.
29. Loveikin, V & Romasevych, Yu 2013, 'Crane carriage movement optimal control. Part I', *Mashynobuduvannia*, iss. 11, pp. 21-33.
30. Loveikin, V & Romasevych, Yu 2013, 'Crane carriage movement optimal control. Part II', *Mashynobuduvannia*, iss. 12, pp. 22-30.
31. Romasevych, Yu & Loveikin, V 2014, 'The synthesis of crane movement optimal control', *Hirnychi, budivelni, dorozhni ta melioratyvni mashyny*, iss. 83, pp. 26-33.

Стаття надійшла до редакції 29 квітня 2015 р.

УДК 62-187.3

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ РУХУ МОСТОВОГО КРАНА ЗА ОПТИМАЛЬНИМИ ЗАКОНАМИ

©Ловейкін В. С., Ромасевич Ю. О.

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Інформація про авторів:

Ловейкін Вячеслав Сергійович: ORCID: 0000-0003-4259-3900; vloveykin@mail.ru; доктор технічних наук; завідувач кафедри конструювання машин; Національний університет біоресурсів і природокористування України; навчальний корпус №11, вул. Героїв Оборони, 12, м. Київ, 03041, Україна.

Ромасевич Юрій Олександрович: ORCID: 0000-0001-5069-5929; d.um@mail.ru; кандидат технічних наук; докторант кафедри конструювання машин; Національний університет біоресурсів і природокористування України; навчальний корпус №11, вул. Героїв Оборони, 12, м. Київ, 03041, Україна.

Наведено результати аналізу експериментальних досліджень динаміки руху мостового крана із вантажем на гнучкому підвісі при некерованому режимі руху та за оптимальними діаграмами зміни швидкості.

Експериментальні дослідження проведені на основі використання частотного керування приводними двигунами механізму переміщення мостового крана вантажопідйомністю 3,2 т. Реалізація оптимальних законів руху крана із вантажем на гнучкому підвісі виконана за допомогою цифрової системи керування частотним перетворювачем, який виступав у ролі джерела живлення приводних двигунів мостового крана.

Проведено аналіз руху крана за кінематичними, енергетичними, динамічними та електричними показниками.

Встановлено, що реалізація оптимальних законів руху крана за допомогою частотно-керованого приводу дозволяє знизити коливання кранового моста, усунути коливання вантажу та підвищити енергоефективність роботи крана.

Ключові слова: керування; кран; дослідження; експеримент; коливання.

Ловейкин В. С., Ромасевич Ю. А. «Экспериментальные исследования динамики движения мостового крана по оптимальным законам».

Приведены результаты анализа экспериментальных исследований динамики движения мостового крана с грузом на гибком подвесе при неуправляемом режиме движения и по оптимальным диаграммам изменения скорости.

Экспериментальные исследования проведены на основе использования частотного управления приводными двигателями механизма перемещения мостового крана грузоподъемностью 3,2 т. Реализация оптимальных законов движения крана с грузом на гибком подвесе выполнена с помощью цифровой системы управления частотным преобразователем, который выступал в качестве источника питания приводных двигателей мостового крана.

Проведен анализ движения крана по кинематическим, энергетическими, динамическими и электрическими показателями.

Установлено, что реализация оптимальных законов движения крана с помощью частотно-управляемого привода позволяет снизить колебания кранового моста, устранить колебания груза и повысить энергоэффективность работы крана.

Ключевые слова: управление; кран; исследования; эксперимент; колебания.

Loveikin V., Romasevych Yu. “Experimental reaserches of bridge cranes movement dynamics for optimal laws”.

The result of analysis of experimental researches of the bridge cranes movement dynamics with a load on a flexible suspension has been stated. The two modes of cranes movement (uncontrolled and optimal) have been researched.

Experimental studies were carried out on the basis of the use of frequency control drive motors move the bridge crane mechanism. The load-carrying ability of crane is equal 3,2 tonne. Implementation of optimal laws of the crane with a load on flexible suspension carried out with a digital control system of inverter, which has acted as the power source of the drive motor bridge crane.

The motion analysis of crane has been carried out by kinematical, energetic, electric and dynamic indicators.

It has been stated that the crane optimal control by mean of drive frequency control allows decrease crane bridge fluctuations, remove the load fluctuations and increase energy efficiency crane.

Keywords: control; crane; research; experiment; fluctuations.

1. Постановка проблеми

Підвищення продуктивності, надійності та енергоефективності вантажопідйомних кранів є актуальною науково-прикладною проблемою вирішення якої базується на вивченні процесів, що виникають у кранових механізмах. Аналіз складних енергетичних та динамічних явищ у кранових механізмах необхідно проводити опираючись на результати експериментальних досліджень. Це дає змогу вказати конкретні заходи для зменшення небажаних або збільшення бажаних показників роботи вантажопідйомної техніки, які, як правило, визначаються шляхом теоретичних розрахунків. Перевірка ефективності використання того чи іншого способу підвищення ефективності роботи вантажопідйомного крана вимагає проведення експериментальних досліджень. Таким чином, проблема покращення характеристик роботи кранових механізмів ґрунтується на концепції «експеримент – теорія – експеримент», яка дозволяє реалізувати оптимальні та практично перевірені способи підвищення ефективності експлуатації вантажопідйомних кранів.

2. Аналіз останніх досліджень і публікацій

У роботі Н. М. Фідоровської та інших дослідників [1] наведено результати експериментальних досліджень напружень у стінці канатного барабану та встановлено, що вони менші, ніж розраховані теоретично. О. В. Григоровим та іншими авторами у роботі [2] наведено результати експериментальних досліджень, що проведені на стендовому обладнанні. В цій роботі встановлено, що найбільша перевага щодо витрат енергії проявляється при використанні частотно-регульованого приводу в механізмах, які працюють тривалий час в пуско-гальмівних режимах за різних значень усталених швидкостей і при незначному часі роботи у сталих режимах на номінальній швидкості. І. І. Ісьєміні та ряд інших дослідників в роботі [3] провів експериментальні дослідження осадки буферного пристрою при наїзді на нього кінцевої балки мостового крана. У роботі [4] наведено

Піднімально-транспортні машини

приведено методику експериментальних досліджень зміни вильоту баштового крана з шарнірно-зчленованою стріловою системою, а також обґрунтовано вибір вимірювально-реєструючого обладнання яке використовується в експериментальних дослідженнях. Таким чином, спектр досліджень, які присвячені вивченню динамічних явищ вантажопідйомних кранів, є достатньо широким. Однак, недослідженими залишаються задачі оцінки ефективності реалізації оптимальних законів руху механізмів вантажопідйомних кранів.

3. Постановка мети дослідження

Метою дослідження є встановлення ефективності реалізації оптимального керування рухом мостового крана з вантажем на гнучкому підвісі засобами асинхронного частотно-керованого електроприводу.

4. Виклад основного матеріалу

Об'єктом досліджень при проведенні експериментів був мостовий кран вантажопідйомністю 3,2 тони з прольотом балки 10,5 метрів. Потужність приводу механізму підйому вантажу рівна 5 кВт, а механізму переміщення крана 2х0,4 кВт. Під час проведення експериментів кран виконував горизонтальні переміщення вантажу масою 1490 кг. Дані, які отримані при проведенні експериментів для переміщення крана з вантажем на гнучкому підвісі, занесені у таблицю 1.

Таблиця 1 – Значення показників для переміщення крана із вантажем на гнучкому підвісі

Показники	Висота підвісу вантажу, м	
	3	5
Максимальне прискорення моста крана, м/с^2	4,0	4,1
Середнє абсолютне прискорення моста крана, м/с^2	0,479	0,498
Максимальний кут відхилення канату з вантажем від вертикалі під час руху крана, град	3,8	3,7
Максимальний кут відхилення канату з вантажем від вертикалі після зупинки крана, град	3,9	3,9
Максимальний струм двигуна, А	8,4	8,6

Наведемо графіки кінематичних функцій руху мостового крана із вантажем на гнучкому підвісі (рис. 1).

На рис. 1 а видно, що значні прискорення кранового моста виникають у режимі його розгону. Вони викликані динамічними зусиллями, які знижують довговічність кранової металоконструкції. Інтенсивні коливання кранового моста зберігаються також під час усталеного руху крана, що пов'язано з нерівністю підкранових шляхів. Зупинка крана призводить до затухання коливань в результаті дії дисипативних зусиль.

Графік кута відхилення канату з вантажем від вертикалі (рис. 1 б) показує, що вони виникають під час розгону крана і тривають протягом усталеного руху. При гальмуванні крана амплітуда коливань вантажу зростає, що викликано силою інерції, яка діє на вантаж. Затухання коливань після зупинки крана відбувається повільно (рис. 1 б).

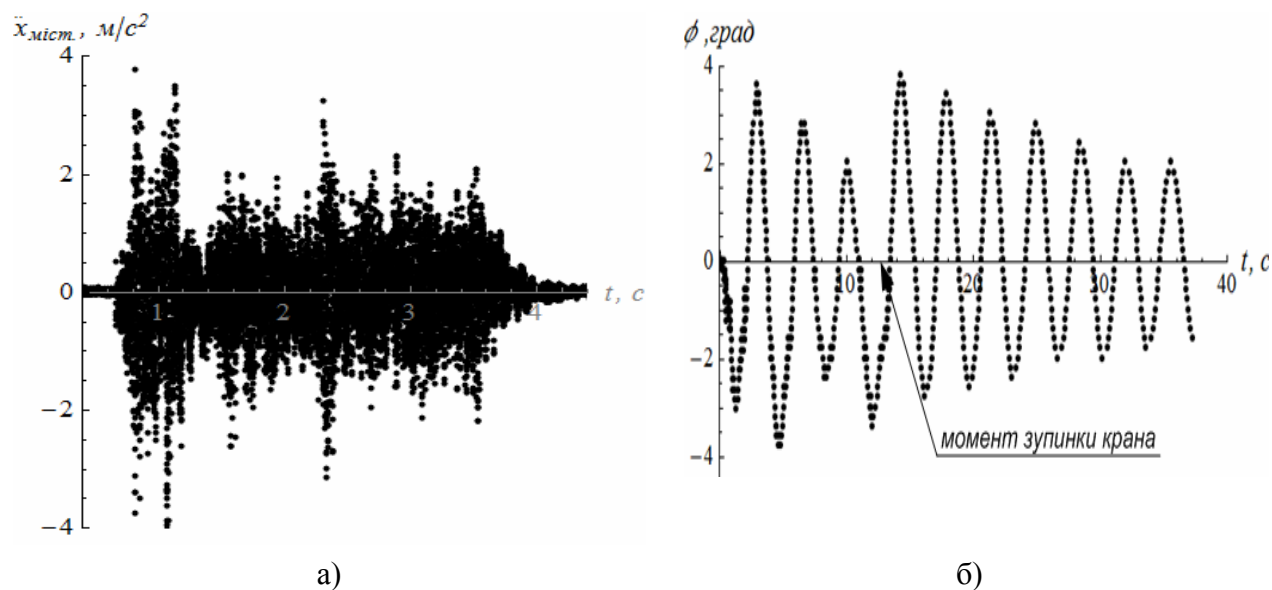


Рис. 1 – Графіки кінематичних функцій руху крана із вантажем: а) прискорення кранового моста у середині його прольоту; б) кут відхилення канату з вантажем від вертикалі

Проведемо аналіз струмових навантажень приводу механізму переміщення крана для чого наведемо графік струму споживаного приводом механізму переміщення крана (рис. 2). З рис. 2 випливає, що електромагнітний перехідний процес у двигуні триває порівняно довго. При цьому у обмотках двигуна протікають значні струми, які викликають теплові втрати енергії та знижують енергоефективність крана.

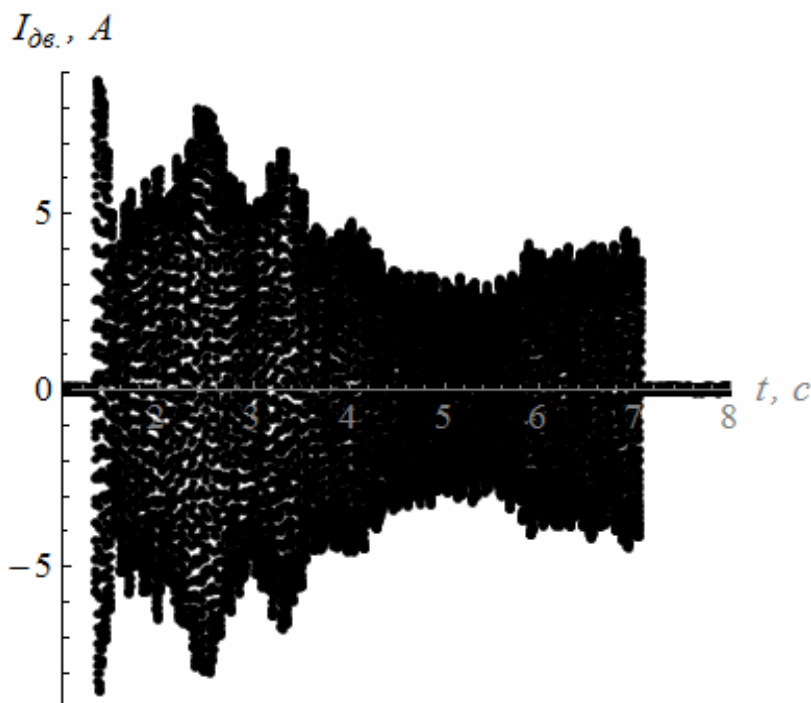


Рис. 2 – Графік струму споживаного двигуном механізму переміщення крана

кранового моста. Показник максимального прискорення моста при переході на частотне керування приводом знизився на 26,5-72,3 %. Для оптимального закону максимальне прискорення моста додатково знижується на 22,7-55,8 %.

Всі експериментальні дані, які отримані для експериментальних досліджень режимів руху крана при частотному керуванні приводом механізму переміщення крана із вантажем на гнучкому підвісі, наведено у таблиці 2. Верхнє значення показника у комірках таблиці 2 відповідає довжині гнучкого підвісу 3 м, а нижнє – 5 м.

Аналіз даних, які занесені у таблиці 2, показує, що при збільшенні тривалості наростання та спадання напруги живлення електроприводу крана знижується рівень коливань

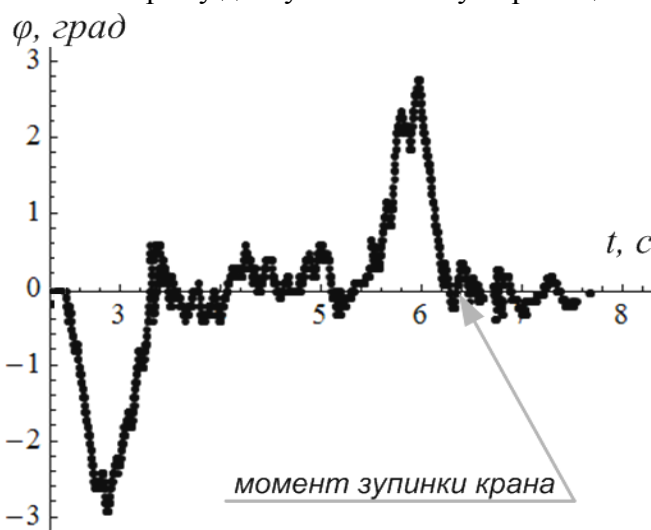
Піднімально-транспортні машини

Таблиця 2 – Значення показників для переміщення крана із вантажем на гнучкому підвісі при оптимальному законі розгоні/гальмування крана

Показники	Тривалість наростання та спадання напруги живлення двигуна, сек	
	3	5
Максимальне прискорення моста крана, м/с^2	2,6	3,3
	3,0	2,8
Середнє абсолютне прискорення моста крана, м/с^2	0,360	0,310
	0,344	0,319
Максимальний кут відхилення канату з вантажем від вертикалі під час руху крана, град	2,5	2,7
	2,8	2,6
Максимальний кут відхилення канату з вантажем від вертикалі після зупинки крана, град	0,3	0,1
	0,4	0,1
Максимальний струм двигуна, А	8,2	8,8
	9,4	9,1

Із таблиці 2 випливає, що використання оптимальних законів руху крана дозволяє практично повністю усунути коливання вантажу на гнучкому підвісі у кінці перехідних режимів руху крана. На рис. 3 показано графік кута відхилення канату з вантажем від вертикалі при русі крана за оптимальним законом. З рис. 3 видно, що значне відхилення канату з вантажем від вертикалі присутнє лише при розгоні та гальмуванні крана. При заданій тривалості перехідних режимів руху крана 3 сек відбувається ефективне усунення коливань вантажу. За рахунок усунення коливань вантажу на гнучкому підвісі досягається висока продуктивність роботи крана.

З таблиці 2 випливає, що максимальні значення струмів при прямому пуску двигуна та при частотному керуванні практично однакові. Однак, тривалість протікання пускових струмів при частотному керуванні значно менша, що зумовлює зменшення шкідливих теплових втрат у двигуні механізму переміщення крана.



Наростання струму при розгоні та гальмуванні електроприводу механізму переміщення крана відбувається повільно. Зміна параметра тривалості наростання та спадання частоти напруги живлення двигуна викликає зміну інтенсивності наростання струму двигуна. При цьому зменшення енергоспоживання механізму переміщення крана складає 28 %.

Рис. 3 – Графік кута відхилення канату з вантажем від вертикалі при русі крана за оптимальним законом

Висновки

Використання частотного керування електроприводом механізму переміщення крана при реалізації оптимальних законів руху крана дозволяє знизити коливальність кранового моста, практично усунути коливання вантажу, зменшити навантаженість електрообладнання крана та підвищити енергоефективність його роботи.

Список використаних джерел:

1. Фидровская Н. Н. Экспериментальная проверка напряжений в стенке канатного барабана / Н. Н. Фидровская, О. Н. Литвин, И. С. Варченко // *Машинобудування* : зб. наук. пр. / Укр. інж.- пед. акад. – Х., 2012. – Вип. 10. – С. 67–73.
2. Григоров О.В. Підвищення енергоефективності кранів шляхом застосування частотно-регульованого приводу / О. В. Григоров, В. В. Стрижак, Д. М. Зюбанова // *Збірник наукових праць Української державної академії залізничного транспорту*. – 2014. – Вип. 148 (1). – С. 33–37.
3. Ісьєміні І. І. Проведення експериментальних досліджень пневмогідравлічних буферних пристроїв на мостовому крані 5т40 / І. І. Ісьєміні, В. М. Іванов, С. Л. Смоляков // *Машинобудування* : зб. наук. пр. / Укр. інж.- пед. акад. – Х., 2013. – Вип. 12. – С. 13–21.
4. Ловейкін В. С. Експериментальне дослідження зміни вильоту баштового крана з шарнірно-зчленованою стріловою системою / В. С. Ловейкін, О. Г. Шевчук // *Науковий вісник НУБіП України. Сер.: Техніка та енергетика АПК*. – 2014. – Вип. 196. – С. 176–185.

References

1. Fidrovskaya, N., Litvin, O. & Varchenko, I 2012, 'Experimental exploration in the side of ropes drum', *Mashynobuduvannia*, iss. 10, pp. 67-73.
2. Hryhorov, O., Stryzhak, V & Ziubanova, D 2014, 'Energy efficiency improvement of cranes by the use of variablefrequency drive', *Zbirnyk naukovykh prats Ukrainskoi derzhavnoi akademii zaliznychnoho transportu*, iss. 148(1), pp. 33-37.
3. Isyemini, I., Ivanov, V & Smoliakov, S 2013, 'Experimentation of pneumohydraulic buffers at the overhead crane', *Mashynobuduvannia*, iss. 12, pp. 13-21.
4. Loveikin, V. & Shevchuk, O 2014, 'Eksperymentalne doslidzhennia zminy vylotu bashtovoho kрана z sharnirno-zchlenovanoi strilovoiu systemoiu', *Naukovyi visnyk NUBiP Ukrainy. Seriya: Tekhnika ta enerhetyka APK*, iss. 196, pp. 176-185.

Стаття надійшла до редакції 29 квітня 2015 р.

УДК 621.873

**ВИБІР РАЦІОНАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ ГАСИТЕЛІВ КОЛИВАНЬ
СТРІЛОВИХ САМОХІДНИХ КРАНІВ**

©Подольак О. С., Малініна Ю. В., Мельниченко О. А.

Українська інженерно-педагогічна академія

Інформація про авторів:

Подольак Олег Степанович: ORCID: 0000-0002-1477-8548; podoliak.09@rambler.ru; кандидат технічних наук; доцент кафедри металоріжучого обладнання і транспортних систем; Українська інженерно-педагогічна академія; вул. Університетська, 16, м. Харків, 61003, Україна.

Малініна Юлія Володимирівна: ORCID: 0000-0002-4124-0495; malina192006@yandex.ru; асистент кафедри металоріжучого обладнання і транспортних систем; Українська інженерно-педагогічна академія; вул. Університетська, 16, м. Харків, 61003, Україна.

Мельниченко Олександр Анатолійович: ORCID: 0000-0003-0648-2218; podoliak.09@rambler.ru; доктор технічних наук; професор кафедри металоріжучого обладнання і транспортних систем; Українська інженерно-педагогічна академія; вул. Університетська, 16, м. Харків, 61003, Україна.

Встановлено раціональні параметри гідравлічного гасителя коливань, який може використовуватися в стріловій системі самохідних кранів з метою зменшення динамічних навантажень.

Дослідження проводились числовими методами за допомогою математичної моделі, яка описує перехідні процеси, що виникають в стріловій системі самохідного крана при підніманні вантажу з жорсткої основи. Для визначення впливу різних факторів на динамічні навантаження було використано метод математичного планування експерименту.

В результаті моделювання процесу підймання вантажу отримано раціональні значення величини коефіцієнту опору гідравлічного гасителя і часу розгону механізму підйому вантажу, також за допомогою рівнянь регресії оцінено вплив кожного з факторів на зміну коефіцієнту динамічності. Встановлено, що найбільш раціональним є діапазон зміни коефіцієнту опору гідравлічного гасителя в межах від 30 до 50, а часу розгону приводу механізму підйому від 0,6 до 0,7 секунди.

Ключові слова: стріла; вантаж; підвіска; гідравлічний гаситель; коливання.

Подольак О. С., Малинина Ю. В., Мельниченко А. А. «Выбор рациональных параметров гасителей колебаний стреловых самоходных кранов».

Установлены рациональные параметры гидравлических гасителей колебаний, которые могут использоваться в стреловой системе самоходных кранов с целью уменьшения динамических нагрузок.

Исследования проводились численными методами с помощью математической модели, которая описывает переходные процессы, возникающие в стреловой системе при подъеме груза с основания. Для определения влияния различных факторов на динамические нагрузки был использован метод планирования эксперимента.

В результате моделирования процесса подъема груза получены рациональные значения коэффициента сопротивления гидравлического гасителя и времени разгона механизма подъема груза, так же с помощью уравнений регрессии оценено влияние каждого из факторов

на изменение коэффициента динамичности. Установлено, что наиболее рациональным является диапазон изменения коэффициента сопротивления гасителя колебаний в пределах от 30 до 50, а времени разгона привода механизма подъема от 0,6 до 0,7 секунды.

Ключевые слова: стрела; груз; подвеска; гидравлический гаситель; колебания.

Podoliak O., Malinina Yu., Melnichenko. O. “Selecting of the rational parameters of mobile jib crane damper”.

The rational parameters of hydraulic dampers that can be use in mobile crane boom system for the decreasing of dynamic loads are adjusted.

The research by numerical methods with mathematical model was investigated. The mathematical model describes transient processes that appear in the boom system during hoist of load from the base. For estimation of action of the different factors on the dynamic loads the method of experimental design was used.

In the results of the modeling of hoist of load process the rational parameters of coefficient of damper resistance and acceleration time of hoisting mechanism values were received. The action of each of factors to change of the dynamic factor with regression equations is estimated. It is adjusted that the most rational is coefficient of damper resistance range in 30...50 and the acceleration time of hoisting mechanism drive range in 0,6...0,7 s.

Keywords: boom; load; hook assembly; hydraulic damper; oscillations.

1. Актуальність роботи

Динамічні навантаження в значній мірі залежать від характеру наростання рушійного зусилля і тривалості пуску (розгону) приводу. Особливості експлуатації стрілових самохідних кранів пов'язані з тим фактом, що до 80% підйомів відбувається з вантажем, що складає 20–50 % їх максимальної вантажопідйомності. Це спричиняє прискорене протікання перехідних процесів в механізмі за рахунок перевищення рушійного моменту двигуна над статичним навантаженням від дії вантажу. Тобто відбувається форсований пуск механізму підйому.

2. Огляд опублікованої літератури

Ефективним способом зменшення динамічних навантажень є встановлення в силовий ланцюг гідравлічного гасителя коливань але некоректне встановлення гасителів може викликати збільшення коефіцієнту динамічності. В роботах [1, 2] автори пропонують визначати раціональні параметри гасителів і буферів за допомогою математичного моделювання, реалізуючи системи рівнянь числовими методами.

3. Мета статті

Знайти найбільш вагомі параметри гідравлічного гасителя коливань, які впливають на якість перехідного процесу і встановити їх раціональні значення.

4. Основна частина

Встановлення гасителя коливань в систему підвіски вантажу дозволяє збільшити час розгону механізму підйому. В свою чергу час розгону механізму підйому залежить від переміщення штока від початку координат і від коефіцієнту опору гідравлічного гасителя на початковій ділянці руху. З цього можна зробити висновок, що на динамічні навантаження при підйомі вантажу з жорсткої основи в значній мірі будуть впливати два фактори: величина коефіцієнту опору гідравлічного гасителя $\tilde{Z}_1$ і час розгону механізму підйому $\tilde{Z}_2$.

Піднімально-транспортні машини

Для визначення впливу різних факторів на динамічні навантаження зручно використовувати метод математичного планування експерименту, який дозволяє вирішувати задачі динаміки вантажопідйомних кранів. Цей метод було обрано для встановлення впливу факторів $\tilde{Z}_1$ і $\tilde{Z}_2$ на коефіцієнт динаміки стріли самохідного крану. Розрахунки проведено для чотирьох випадків: а) – підймання максимального вантажу; б) – 75 % від максимальної вантажопідйомності; в) – 50 % від максимальної вантажопідйомності; г) – 25 % від максимальної вантажопідйомності крану.

В якості динамічної моделі прийнята, показана в роботі [3], тримасова розрахункова схема, рух якої описується системою диференціальних рівнянь, які дозволяють врахувати вплив робочої характеристики гасителя коливань [4].

Області зміни факторів обрані, виходячи з апріорної інформації і параметрів реальних стрілових самохідних кранів і гідравлічних гасителів коливань. Звідси вважаємо, що величина коефіцієнту опору гідравлічного гасителя на початковій ділянці руху змінюється в межах від 0 до 60, а час розгону приводу механізму підйому від 0,17 до 1 секунди.

Виходячи з цього введемо наступні позначення:

$$\begin{aligned}\tilde{Z}_{1\min} &= 0; & \tilde{Z}_{1\max} &= 60; \\ \tilde{Z}_{2\min} &= 0,2; & \tilde{Z}_{2\max} &= 1;\end{aligned}$$

Основні (нульові) рівні ($\tilde{Z}_{1_0}, \tilde{Z}_{2_0}$) та інтервали варіювання ($\Delta\tilde{Z}_{1_0}, \Delta\tilde{Z}_{2_0}$) визначено по формулам:

$$\begin{aligned}\tilde{Z}_{1_0} &= \frac{\tilde{Z}_{1\min} + \tilde{Z}_{1\max}}{2} = 30, & \tilde{Z}_{2_0} &= \frac{\tilde{Z}_{2\min} + \tilde{Z}_{2\max}}{2} = 0,6, \\ \Delta\tilde{Z}_{1_0} &= \frac{\tilde{Z}_{1\max} - \tilde{Z}_{1\min}}{2} = 30, & \Delta\tilde{Z}_{2_0} &= \frac{\tilde{Z}_{2\max} - \tilde{Z}_{2\min}}{2} = 0,4.\end{aligned}$$

Зв'язок між кодованим Z_j і натуральним $\tilde{Z}_j$ значеннями факторів:

$$Z_j = \frac{\tilde{Z}_j - \tilde{Z}_{j0}}{\Delta\tilde{Z}_j}, \quad (1)$$

де j – номер фактора.

Рівні та інтервали варіювання факторів експерименту наведено в табл. 1.

Таблиця 1 – Рівні та інтервали варіювання факторів Z_1, Z_2 .

Фактори	$\psi, H \cdot c / cm$	t_p, c
Код (Z_j)	Z_1	Z_2
Основний рівень ($Z_j = 0$)	30	0,6
Інтервал варіювання (ΔZ_j)	30	0,4
Верхній рівень ($Z_j = + 1$)	60	1
Нижній рівень ($Z_j = - 1$)	0	0,2
Зоряна крапка ($Z_j = + 0,5$)	15	0,5
Зоряна крапка ($Z_j = - 0,5$)	45	0,7

Піднімально-транспортні машини

Емпірична залежність, що описує значення коефіцієнта динамічності для стрілової системи в заданій області визначення факторів, знайдена у вигляді квадратики. В дослідженні ставиться задача знаходження градієнту функції відгуку $D = f(Z_1, Z_2)$, тому в якості математичної моделі приймається поліном другого ступеню:

$$D_i = b_0 + b_1 Z_{1i} + b_2 Z_{2i} + b_{12} Z_{1i} Z_{2i} + b_{11} Z_{1i}^2 + b_{22} Z_{2i}^2, \quad (2)$$

де b_0, b_j – коефіцієнти регресії;

Z_{ji} – кодоване значення j -го фактора в i -му досліді.

Для побудови поліноміальної моделі другого порядку обрано план типу B_k , на базі якого побудовано центральний симетричний композиційний план, число дослідів якого визначається формулою:

$$N = N_B + 2k^* + n_0, \quad (3)$$

де $N_B = N_1 + 2k$ – число дослідів ядра плану;

$N_1 = 2^k$ – число дослідів ядра плану, який представляє собою повний факторний експеримент;

$2k$ – число дослідів в зоряних крапках, зоряне плече яких $\alpha = 1$;

$2k^*$ – число додаткових зоряних крапок, зоряне плече яких $\alpha = 0,5$;

n_0 – число дослідів в центрі плану.

В прийнятому плані фактори варіюються на п'яти рівнях $(-\alpha, -1, 0, +1, +\alpha)$.

Плани проведення і результати машинного експерименту для випадку підймання «з підхватом» максимального вантажу, а також 0,75 %, 0,5 % та 0,25 % від максимальної вантажопідйомності крана представлені в табл. 2.

Таблиця 2 – План і результати проведення машинного експерименту

№ дослідів	Фактори				Результат			
	Z_1	Z_2	ψ Hc/cm	t_p, c	100 %	75 %	50 %	25 %
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	1	1	60	1	1,01	1,01	1,01	1,02
2	1	-1	60	0,2	1,65	1,6	1,55	1,4
3	-1	1	0	1	1,014	1,04	1,07	1,12
4	-1	-1	0	0,2	2	1,85	1,7	1,68
5	0	0	30	0,6	1,07	1,1	1,1	1,12
6	1	0	60	0,6	1,01	1,02	1,07	1,11
7	-1	0	0	0,6	1,14	1,17	1,12	1,25
8	0	1	30	1	1,01	1,02	1,06	1,09
9	0	-1	30	0,2	1,9	1,7	1,6	1,5
10	0,5	0	15	0,6	1,13	1,14	1,15	1,16
11	-0,5	0	45	0,6	1,02	1,05	1,07	1,11
12	0	0,5	30	0,5	1,1	1,11	1,12	1,14
13	0	-0,5	30	0,7	1,05	1,07	1,08	1,1

Піднімально-транспортні машини

В результаті обробки даних (табл. 2) методами регресивного аналізу отримано рівняння регресії, які пов'язують параметр оптимізації D з факторами Z_1 і Z_2 для розрахункових випадків a , b , v і z :

а) вага вантажу складає 100 % від максимальної вантажопідйомності

$$D = 1,238 - 0,007012 \cdot Z_1 - 3,931024 \cdot Z_2 + 0,007206 \cdot Z_1 \cdot Z_2 + 2,235641 \cdot Z_2^2; \quad (4)$$

б) вага вантажу складає 75 % від максимальної вантажопідйомності

$$D = 1,221 - 0,005186 \cdot Z_1 - 3,090856 \cdot Z_2 + 0,004583 \cdot Z_1 \cdot Z_2 + 1,724976 \cdot Z_2^2; \quad (5)$$

в) вага вантажу складає 50 % від максимальної вантажопідйомності

$$D = 1,2076 - 0,002663 \cdot Z_1 - 2,512825 \cdot Z_2 + 0,001875 \cdot Z_1 \cdot Z_2 + 1,462128 \cdot Z_2^2; \quad (6)$$

г) вага вантажу складає 25 % від максимальної вантажопідйомності

$$D = 1,2353 - 0,005045 \cdot Z_1 - 1,88223 \cdot Z_2 + 0,003750 \cdot Z_1 \cdot Z_2 + 1,012456 \cdot Z_2^2. \quad (7)$$

Перевірку значущості коефіцієнтів регресії проведено по способу, представленим у роботі [5]. Для цього обчислено середнє квадратичне відхилення:

$$S_Q = \sqrt{\frac{\sum_{n=1}^{N_e} (D_i^e - D_i^p)^2}{N_e - K_k}}, \quad (8)$$

де D_i^p – значення критерію оптимізації передбачене рівняннями (4 - 7);

N_e – кількість дослідів;

K_k – кількість коефіцієнтів квадратичної апроксимації.

Потім коефіцієнти порівнюються між собою по абсолютній величині і найменший з них відкидається. Матриця функцій незалежних перемінних формується наново і обчислюється новий вектор коефіцієнтів та нове значення середнього квадратичного відхилення S'_Q . Якщо отримане значення менше, ніж попереднє S_Q , то відкинутим коефіцієнтом нехтують. Розрахунок повторюється до тих пір, поки виконується умова $S'_Q > S_Q$.

Перевірку адекватності моделі по F – критерію Фішера виконати неможливо, в зв'язку з тим, що виконується машинний експеримент. Тому точність апроксимацій дійсної залежності $D = f(Z_1, Z_2)$ оцінено коефіцієнтом варіації [5]:

$$v = \frac{S_Q}{D_{cp}^p} = \frac{1}{b_0} \cdot \sqrt{\frac{\sum_{n=1}^{N_e} (D_i^e - D_i^p)^2}{N_e - K_k}} \cdot 100\% \leq \alpha_z, \quad (9)$$

де $D_{cp}^p = b_0$ – середнє значення критерію оптимізації;

α_z – рівень значущості.

Математична модель вважається адекватною в тому випадку, якщо коефіцієнт варіації не перевищує рівень значущості (прийнятий в техніці $\alpha_z = 5\%$).

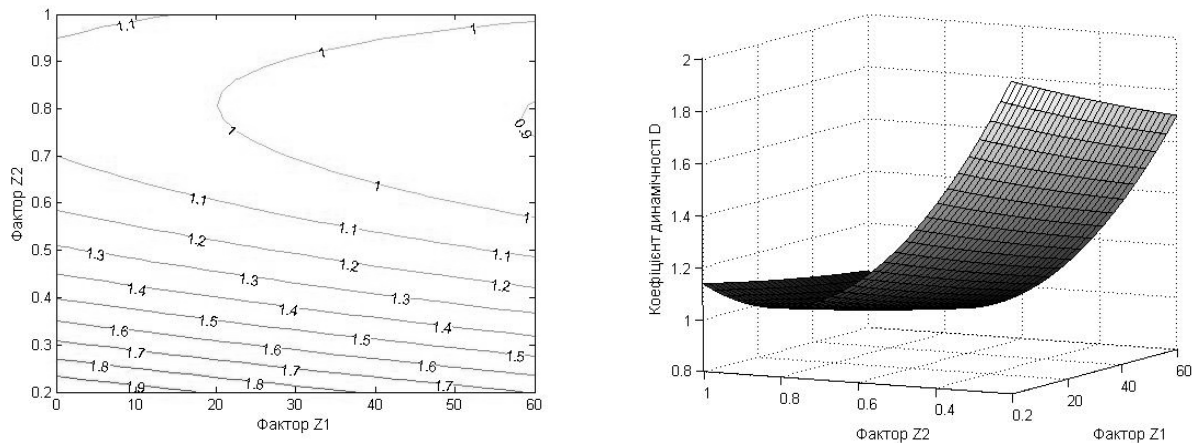
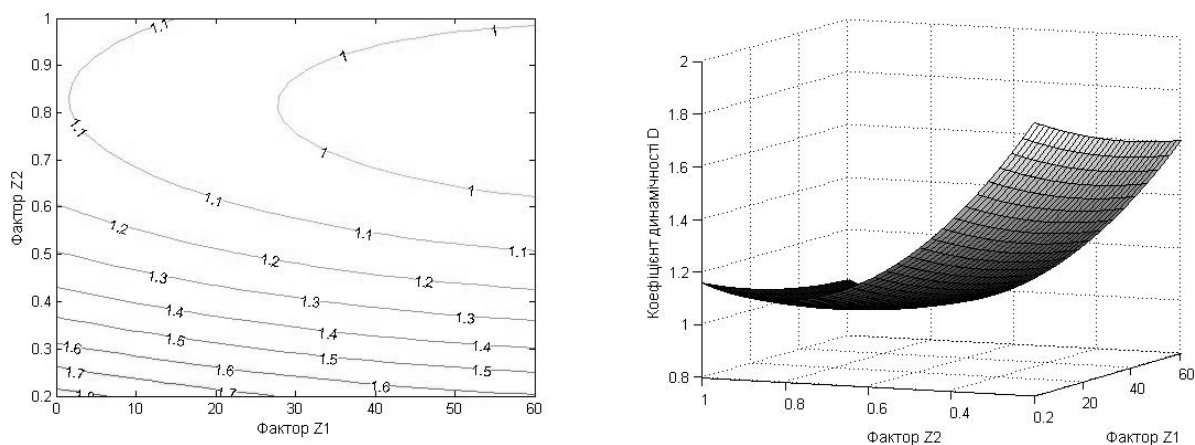
Дані перевірки значущості коефіцієнтів регресії і адекватності моделі представлено в табл. 3.

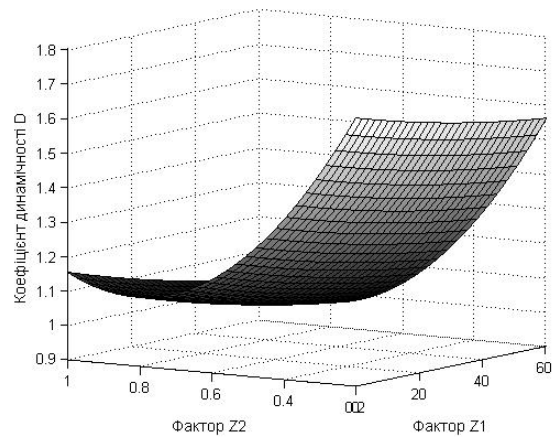
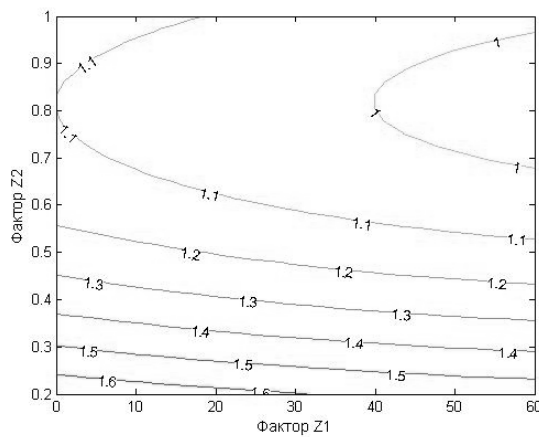
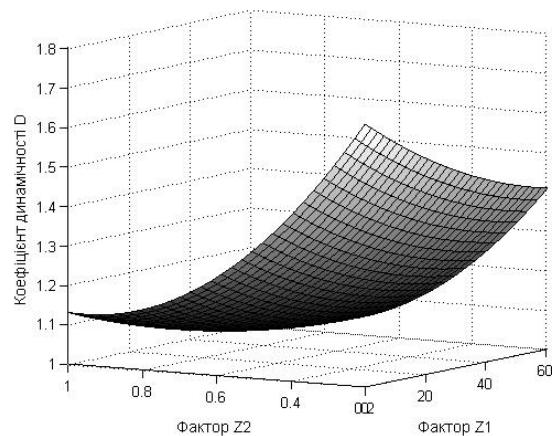
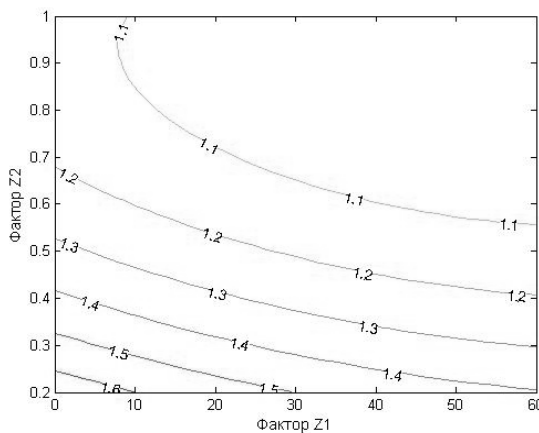
Таблиця 3 – Дані перевірки моделей на значущість коефіцієнтів регресії і адекватність

Розрахунковий випадок	S_Q	S'_Q	$v, \%$	$\alpha_3, \%$
<i>a</i>	0,051	0,082	4,082	5
<i>б</i>	0,037	0,071	3,043	5
<i>в</i>	0,035	0,069	2,912	5
<i>г</i>	0,032	0,064	2,655	5

Результати перевірки свідчать, що отримані моделі відповідають вимогам і є адекватними.

Для наочності поліноміальні моделі (4 - 7) представлено в графічному вигляді (рис. 1–4). Лінії відгуків, зображені на рисунках, дозволяють легко простежити за зміною коефіцієнта динамічності металоконструкції стріли крана при варіюванні факторів, що розглядаються для чотирьох розрахункових випадків (*a*, *б*, *в* і *г*).

Рис. 1 – Графічне відображення функції $D = f(Z_1, Z_2)$ для випадку *a*Рис. 2 – Графічне відображення функції $D = f(Z_1, Z_2)$ для випадку *б*

Рис. 3 – Графічне відображення функції $D = f(Z_1, Z_2)$ для випадку вРис. 4 – Графічне відображення функції $D = f(Z_1, Z_2)$ для випадку г

5. Обговорення результатів експерименту

В результаті моделювання процесу підйому вантажу отримано раціональні значення величини коефіцієнту опору гідравлічного гасителя і часу розгону механізму підйому вантажу, також за допомогою рівнянь регресії оцінено вплив кожного з факторів на зміну коефіцієнту динамічності. Так з табл. 2 і рис. 1 – 4 видно, що найбільш ефективним є діапазон зміни коефіцієнту опору гідравлічного гасителя в межах від 30 до 50, а часу розгону приводу механізму підйому від 0,6 до 0,7 секунди, про що свідчать досліді 5, 11, 12 і 13. Збільшення значень цих факторів далі не дає значного зменшення динамічного навантаження, тому є недоцільним, про що свідчать досліді 1 і 6. Зменшення значень факторів, що розглядаються призводить до збільшення коефіцієнту динамічності до 1,4 – 2 (досліді 4, 7 і 9).

Висновки

Отримані моделі дозволяють оцінити вплив параметрів гасителя коливань на закономірності і характер протікання перехідного процесу при підйомі вантажу, а також розраховувати для крана, що досліджується значення коефіцієнту динамічності при різних сполученнях коефіцієнту опору (демпфірування) гідравлічного гасителя та періоду пуску (розгону) механізму підйому в інтервалі їх варіювання, що дає змогу обґрунтовано обрати ці параметри.

Список використаних джерел:

1. Семенюк В. Ф. Математическая модель процесса гашения колебаний металлоконструкции козлового крана / В. Ф. Семенюк, А. П. Марцинкевич // Підвищення ефективності технології та техніки для виконання вантажно-розвантажувальних, будівельних і колійних робіт на залізничному транспорті : зб. наук. пр. / ХарДАЗТУ. – Харків, 1999. – № 36. – С. 3–11.
2. Ісьєміні І. І. Визначення параметрів пневмогідролічного буфера, що забезпечують безпечну зупинку крана / І. І. Ісьєміні, Г. І. Фесенко // *Машинобудування*: зб. наук. пр. / Укр. інж.-пед. акад. – Харків, 2014. – Вип. 14. – С. 10–14.
3. Подоляк О. С. Исследование динамических нагрузок при подъеме груза с жесткого основания автомобильным краном / О. С. Подоляк // *Східно-Європейський журнал передових технологій*. – 2009. – № 1/5 (37). – С. 43–47.
4. Подоляк О. С. Анализ динамики подъема груза автомобильным краном / О. С. Подоляк // *Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства*. – 2009. – Вип. 77. – С. 162–169.
5. Будиков Л. Я. Многопараметрический анализ динамики грузоподъемных кранов мостового типа: монографія / Л. Я. Будиков. – 2-е изд. – Луганск: Изд-во СНУ им. В. Даля, 2003. – 210 с.

References

1. Semeniuk, V & Martynkevych, A 1999, 'Matematycheskaia model protsessha hashenyia kolebanyia metallokonstruktsyy kozlovoho krana', *Pidvyshchennia efektyvnosti tekhnolohii ta tekhniky dlia vykonannia vantazhno-rozvantazhuvalnykh, budivelnnykh i koliinykh robot na zaliznychnomu transporti*, no. 36, pp. 3-11.
2. Isyemini, I & Fesenko, H 2014, 'Estimation of parameters of the pneumohydraulic buffer that provide safety stop of a crane', *Mashynobuduvannia*, iss. 14, pp. 10-14.
3. Podoliak, O 2009, 'Issledovaniye dinamicheskikh nagruzok pri podyeme gruzha s zhestkogo osnovaniya avtomobilnym kranom', *Eastern-European journal of enterprise technologies*, no. 1/5(37), pp. 43-47.
4. Podoliak, O 2009, 'Analiz dinamiki podyema gruzha avtomobilnym kranom', *Visnyk kharkivskoho natsionalnoho tekhnichnoho universytetu silskoho hospodarstva*, iss. 77, pp. 162-169.
5. Budikov, L 2003, *Mnogoparametricheskiy analiz dinamiki gruzopodyemnykh kranov mostovogo tipa*, 2nd edn, SNU im. V. Dallya, Lugansk.

Стаття надійшла до редакції 11 травня 2015 р.

УДК 621.874

КОЛИВАЛЬНІ ПРОЦЕСИ В ГОЛОВНІЙ БАЛЦІ МОСТОВОГО КРАНА

©Фідровська Н. М., Краснокутська Т. Б.

Українська інженерно-педагогічна академія

Інформація про авторів:

Фідровська Наталія Миколаївна: ORCID: 0000-0002-5248-273X; mot@uipa.edu.ua; доктор технічних наук; професор кафедри металорізючого обладнання і транспортних систем; Українська інженерно-педагогічна академія; вул. Університетська, 16, м. Харків, 61003, Україна.

Краснокутська Тетяна Борисівна: ORCID 0000-0002-5259-0300; krat63@mail.ru; асистент кафедри охорони праці, стандартизації та сертифікації; Українська інженерно-педагогічна академія; вул. Університетська, 16, м. Харків, 61003, Україна.

В статті розглянуті питання коливань в головній балці мостового крана, які виникають при пересуванні по мосту вантажного візка. Умовно прийнято, що маса, яка рівномірно розподілена по всій довжині балки, зосереджена в трьох точках, а саме всередині прольоту і двох крайніх точках.

Були проведені розрахунки з урахуванням умов встановлення рейкової колії на мосту крана та закону розподілення навантаження від дії ходових коліс, які пересуваються по головній балці мосту мостового крана.

При цьому враховувалися характеристики балки, тобто її прогін, жорсткість перерізу та інтенсивність розподілення маси.

По результатам розрахунків зроблений висновок про вплив характеристик балки на резонансний режим коливань в головній балці.

Ключові слова: балка; рейка; колесо; прогин; частота коливання; міст; кран; візок; жорсткість.

Фидровская Н. Н., Краснокутская Т. Б. «Колебательные процессы в главной балке мостового крана».

В статье рассмотрены вопросы колебаний в главной балке мостового крана, которые возникают при передвижении по мосту грузовой тележки.

Условно принято, что масса, которая равномерно распределена по всей длине балки, сконцентрирована в трех точках, а именно в середине пролета и двух крайних точках.

Были проведены расчеты с учетом условий установки рельсового пути на мосту крана и закона распределения нагрузки от действия ходовых колес, которые передвигаются по главной балке моста мостового крана.

При этом учтены характеристики балки, то есть ее пролет, жесткость сечения та интенсивность распределения массы.

По результатам расчетов сделан вывод о влиянии характеристик балки на резонансный режим колебаний в главной балке.

Ключевые слова: балка; рельс; колесо; прогиб; частота колебаний; мост; кран; тележка; жесткость.

Fidrovsk N., Krasnokutska T. “Vibration process in main beam of bridge crane”.

On the article consideration questions vibrations in main beam of bridge crane, which appears during the moving through the bridge of carry cart. It is taken as a condition, that mass which equally distributed on the whole of the length of the beam, is concentrated in three points, that are in the middle of a span and two border points.

Follow the calculations with take into consideration conditionally placing of rail on crane bridge and the law distribution of loading from motion wheels which motion on beam.

In this take into consideration characters of beam that is her span, hard of section and intensive distribution of mass in main beam/

It is made a conclusion about the influence of characteristic of beam on the resonance regime of vibration.

Keywords: beam; rail; wheel; bend; frequent of vibration; bridge; crane; cart; hard.

1. Постановка проблеми

Коливальні процеси мають дуже важливе значення для різних машин. Для мостових кранів несучі металоконструкції являють собою пружні системи з безкінечним числом вільності. Коливання таких систем описується диференціальним рівнянням в часткових похідних. При цьому виникають певні труднощі при вирішенні задач про сумісну роботу мосту і кранових механізмів.

2. Аналіз останніх досліджень і публікацій

Питаннями коливань механічних систем займалися багато видатних вчених, таких як С. П. Тимошенко [1], В. Д. Шевченко [2], В. Г. Піскунов [3], С. А. Казак [4], В. І. Сухінін [5], Н. А. Лобов [6], Я. Г. Пановко [7], Р. К. Alexejew [8], М. М. Гохберг [9], А. В. Вершинський [10] та інш.

Якщо балка має рівний опір згинанню то визначення жорсткості балки на згин проводиться досить просто. Але на практиці частіше застосовують балки із ступінчастою зміною перерізу. Тоді прогин в таких балках може визначатися або безпосереднім інтегруванням диференційного рівняння пружної лінії або графо-аналітичним методом з використанням аналогії Мора.

Визначення динамічних навантажень в металоконструкціях мостових кранів базуються на методиках М. М. Гохберга, Р. Е. Винограда, С. А. Казака і Н. А. Лобова.

3. Виклад основного матеріалу дослідження

Якщо умовно прийняти, що маса балки, яка рівномірно розподілена по всій її довжині, зосереджена в трьох перерізах: всередині прольоту і двох крайніх опорах [2] (рис. 1). Тоді отримаємо систему з одним ступенем вільності, де $M = \frac{ml}{2}$.

Координати рухомої сили визначаються її швидкістю v та часом руху t від початку лівої сторони балки.

Прогин балки у момент руху t від одиничної сили $F=1$

$$f(t) = F\xi(t).$$

Піднімально-транспортні машини

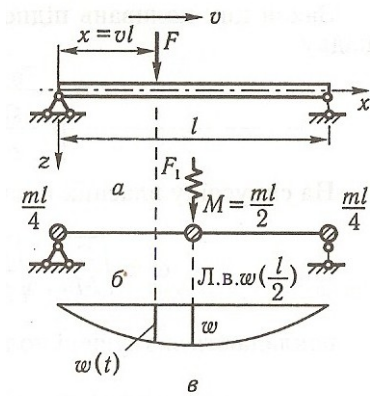


Рис. 1 – Розрахункова схема

де B – ширина підшви рейки;

I, E – момент інерції і модуль пружності рейки.

k – модуль основи.

Тиск під підшвою рейки

$$P = \frac{\beta}{2B} (P_1 \psi_1 + P_2 \psi_2 + \dots); \quad (2)$$

Рівняння коливань системи буде мати вигляд

$$\ddot{z} + \omega z = \frac{\beta}{2M} \{ P_1 e^{-\beta x} (\cos \beta x - \sin \beta x) + P_2 e^{-\beta(x+a)} [\cos \beta(x+a) - \sin \beta(x+a)] \} \quad (3)$$

де

M – зосереджена маса,

a – база крана,

ω – частота коливань.

Закон коливань буде мати вигляд

$$z = C_1 \cos \omega x + C_2 \sin \omega x + z_{\text{hast}}, \quad (4)$$

де

$$z_{\text{hast}} = A e^{-bx} (\cos dx - \sin dx), \quad (5)$$

$$A = \frac{\beta}{2M}; \quad b = \beta;$$

$$d = \sqrt{P_1 - P_2 e^{-\beta a} (\cos \beta a + \sin \beta a) - \beta^2 - \omega^2}$$

$$w = \sqrt{\omega}.$$

Власні коливання мають частоту

$$\omega = \sqrt{\frac{C}{M}} = \sqrt{\frac{96EI}{ml^4}} = \frac{9,8}{l^2} \sqrt{\frac{EI}{m}}.$$

Коефіцієнти C_1, C_2 знаходимо з початкових умов

$$z = 0 \Big|_{x=0} \quad \text{і} \quad \dot{z} = 0 \Big|_{x=l}.$$

Прогин балки буде викликати динамічна сила, яка з'являється при пересуванні ходових коліс вантажного візка рейкою. Якщо рейка спирається по всій довжині на масивний фундамент, то в перерізі рейки, який знаходиться на відстані x_1, x_2 від тиску ходових коліс P_1, P_2 момент згину визначиться за формулою:

$$M = \frac{1}{4\beta} (P_1 \varphi_1 + P_2 \varphi_2 + \dots), \quad (1)$$

де

$$\varphi = e^{-\beta x_i} (\cos \beta x_i - \sin \beta x_i),$$

$$\beta = \sqrt[4]{\frac{kB}{4EI}},$$

Тоді отримуємо

$$C_1 = -\frac{\beta}{2M},$$

$$C_2 = -\frac{\beta[\cos \omega l + e^{-\beta l}(\cos dl - \sin dl)]}{2M \sin \omega l}$$

Рівняння (4) тоді приймає вигляд

$$z = -\frac{\beta}{2M} \left[\cos \omega x + \frac{\cos \omega l + e^{-\beta l}(\cos dl - \sin dl)}{\sin \omega l} \sin \omega x + e^{-\beta x}(\cos dx - \sin dx) \right] \quad (6)$$

Якщо $\omega l \rightarrow \frac{\pi}{2}$, то маємо критичний резонансний режим.

Висновки

Як показали проведені розрахунки, резонансний режим коливань залежить від характеристик балки, тобто її прогону, жорсткості перерізу та інтенсивності розподілення маси.

Список використаних джерел:

1. Тимошенко С. П. Устойчивость упругих систем / С. П. Тимошенко ; пер. с англ. – 2-е изд. – М. : Гостехтеоретиздат, 1955. – 532 с.
2. Будівельна механіка металевих конструкцій дорожньо-будівельних, підйомних і транспортних машин: підручник / В. Д. Шевченко, В. Г. Піскунов, Ю. М. Федоренко, В. К. Присяжнюк, О. В. Марчук ; за ред. В. Г. Піскунова, В. Д. Шевченка. – К. : Вища шк., 2004. – 438 с.
3. Расчет крановых конструкций методом конечных элементов / В. Г. Пискунов, И. М. Бузук, А. С. Городецкий [и др.]. – М. : Машиностроение, 1991. – 240 с.
4. Казак С. А. Динамика мостовых кранов / С. А. Казак. – М. : Машиностроение, 1968. – 332 с.
5. Сухінін В. І. Будівельна механіка та металеві конструкції будівельних і дорожніх машин / В. І. Сухінін. – К. : НМК ВО, 1992. – 252 с.
6. Лобов Н. А. Динамика передвижения кранов по рельсовому пути / Н. А. Лобов. – М. : Из-во МГТУ, 2003. – 232 с.
7. Пановко Я. Г. Устойчивость и колебания упругих систем / Я. Г. Пановко, И. И. Губанова. – М. : Наука, 1967. – 420 с.
8. Alexejev R. K. Statische elastische Wechselwirkung zwischen Fahrtriebwerk Krantragwerk in Brucknenbau / R. K. Alexejev // Hebezeuge und Foerdermittel. – 1973. – N 13, Heft.4.
9. Гохберг М. М. Металлические конструкции / М. М. Гохберг. – М. : Машиностроение, 1989. – 399 с.
10. Вершинский А. В. Строительная механика и металлические конструкции / А. В. Вершинский, М. М. Гохберг, В. П. Семенов. – Л. : Машиностроение, 1984. – 231 с.

References

1. Timoshenko, S 1955, *Ustoychivost uprugikh system*, 2nd edn, Gostekhteorizdat, Moskva.
2. Shevchenko, V, Piskunov, V, Fedorenko, Iu, Prysiazhniuk, V & Marchuk, O 2004, *Budivelna mekhanika metalevykh konstrukttsii dorozhno-budivelnykh, pidymnykh i transportnykh mashyn*, Vyscha shkola, Kyiv.
3. Piskunov, V, Buzuk, I & Gorodetskiy, A 1991, *Raschet kranovykh konstrukttsiy metodom konechnykh elementov*, Mashinostroyeniye, Moskva.
4. Kazak, S 1968, *Dinamika mostovikh kranov*, Mashinostroyeniye, Moskva.
5. Sukhinin, V 1992, *Budivelna mekhanika ta metalevi konstrukttsii budivelnykh i dorozhnykh mashyn*, NMK VO, Kyiv.
6. Lobov, N 2003, *Dinamika peredvizheniya kranov po relsovomu puti*, Izdatelstvo MGTU, Moskva.
7. Panovko, Ya & Gubanova, I 1967, *Ustoychivost i kolebaniya uprugikh system*, Nauka, Moskva.
8. Alexejev, R 1973, 'Statische elastische Wechselwirkung zwischen Fahrtriebwerk Krantragwerk in Brucknenbau', *Hebezeuge und Foerdermittel*, no. 13, Heft. 4.
9. Gokhberg, M 1989, *Metallicheskiye konstrukttsii*, Mashinostroyeniye, Moskva.
10. Vershinskiy, A, Gokhberg, M & Semenov, V 1984, *Stroitel'naya mekhanika i metallicheskiye konstrukttsii*, Mashinostroyeniye, Leningrad.

Стаття надійшла до редакції 18 травня 2015 р.

УДК 621.867

ОСОБЛИВОСТІ РОЗРАХУНКУ ПРИВОДНИХ БАРАБАНІВ СТРІЧКОВИХ ВЕРТИКАЛЬНИХ ЕЛЕВАТОРІВ

©Фідровська Н. М.¹, Лук'янов І. М.²

Українська інженерно-педагогічна академія¹

Харківський національний технічний університет сільського господарства ім. Петра Василенка²

Інформація про авторів:

Фідровська Наталія Миколаївна: ORCID: 0000-0002-5248-273X; mot@uipa.ua; доктор технічних наук; професор кафедри металоріжучого обладнання і транспортних систем; Українська інженерно-педагогічна академія, вул. Університетська 16, м. Харків, 61003, Україна.

Лук'янов Ігор Михайлович: ORCID: 0000-0003-0325-2660; oipxv@ukr.net; старший викладач кафедри обладнання та інжинірингу переробних і харчових виробництв; Харківський національний технічний університет сільського господарства ім. Петра Василенка; вул. Артема 44, м. Харків, 61002, Україна.

Наведені методи розрахунку основних елементів приводних барабанів стрічкових елеваторів. Розрахункові залежності отримані з урахуванням параметрів тягової здатності стрічково-барабанного механізму, що уявляє собою вертикальну плоско пасову передачу, для якої показниками працездатності є коефіцієнт тяги, дуга спокою та дуга ковзання. Розглянуті результати роботи, в якій визначені ці показники на основі дослідження пружного ковзання стрічки по барабану за допомогою аналізу скінчено-елементної моделі, яка була реалізована в програмному комплексі «ANSYS WORKBENCH» у частині рішення контактної задачі при русі з тертям. Також розглянуті, для порівняння, результати експериментальних досліджень, які викладені в роботі, що присвячена визначенню критичного та робочого коефіцієнтів тяги для діючої норії з футерованим барабаном. Вище означені показники працездатності були використані для визначення діаметра барабана, для розрахунку елементів каркаса барабана, у вигляді білячої клітки, та для визначення товщини футеровки. Отримані розрахункові залежності можуть бути використані при проектуванні стрічкових елеваторів с гумовотканинними стрічками та тяговими пасами будь якої продуктивності та висоти.

Ключові слова: елеватор; приводний барабан; футеровка; тягова здатність; коефіцієнт тяги; дуга ковзання; дуга спокою.

Фидровская Н. Н., Лукьянов И. М. «Особенности расчета приводных барабанов ленточных вертикальных элеваторов».

Приведенные методы расчета основных элементов приводных барабанов ленточных элеваторов. Расчетные зависимости получены с учетом параметров тяговой способности ленточно-барабанного механизма, представляет собой вертикальную плоскоременной передачу, для которой показателями работоспособности является коэффициент тяги, дуга покоя и дуга скольжения. Рассмотрены результаты работы, в которой определены эти показатели на основе исследования упругого скольжения ленты по барабану с помощью анализа конечно-элементной модели, которая была реализована в программном комплексе «ANSYS WORKBENCH» в части решения контактной задачи при движении с трением. Также рассмотрены, для сравнения, результаты экспериментальных исследований, изложены в работе, посвященной определению

критического и рабочего коэффициентов тяги для действующей норрии с футерованным барабаном. Выше обозначенные показатели работоспособности были использованы для определения диаметра барабана, для расчета элементов каркаса барабана в виде беличьей клетки, и для определения толщины футеровки. Полученные расчетные зависимости могут быть использованы при проектировании ленточных элеваторов с резиноканевыми лентами и тяговыми ремнями любой производительности и высоты.

Ключевые слова: элеватор; приводной барабан; футеровка; тяговая способность; коэффициент тяги; дуга скольжения; дуга покоя; буксование ленты.

Fidrovska N., Lukyanov I. “Features of calculation driving drums banded vertical bucket elevators”.

The methods of calculating the basic elements driving drums band elevators. Calculated obtained depending on the parameters of traction ability to band-drum mechanism represents a vertical flat belt drive for which figures are efficiency coefficient of traction arc and arc sliding peace. The results of the work in which these parameters are defined on the basis of the study of elastic slip tape on the drum through the analysis of finite-element model that has been implemented in a software system «ANSYS WORKBENCH» in the solution of the contact problem with friction during movement. Also considered for comparing experimental results that presentation of work which is devoted to defining and critical factors working draft for operating the elevator with lined drum. Higher efficiency indicators expressed were used to determine the diameter of the drum, to calculate the frame drum elements in the form of squirrel cage and to determine the thickness of the lining. The resulting design can be used depending on the design with rubber-band elevators ribbons and traction belts and performance of any height.

Keywords: elevator; drive drum; lining; traction power; traction coefficient; sliding arc; arc rest; slipping belts.

1. Вступ

Останнім часом спостерігається зростання товарообігу у різних галузях господарства, що автоматично збільшує обсяг вантажно-розвантажувальних робіт як у промисловості, так і у сільському господарстві. Вертикальні елеватори займають у цьому потоці вагому нішу. Присутній значний попит на високопродуктивні норії (150...600 т/год) у різних сферах виробництва: у сільському господарстві при первинній обробці зерна, у харчовій промисловості при зберіганні та переробці зерна, видобувній промисловості, у портах при завантаженні кораблів та безпосередньо на кораблях при розвантаженні. Вочевидь у користувача збільшуються вимоги до продуктивності та вартості норій, у виробника – до вдосконалення будови елеваторів за рахунок використання сучасних методів визначення їх параметрів.

2. Аналіз останніх досліджень і публікацій

Приводний барабан є головним елементом стрічково-барабанного механізму норії, а його діаметр в значній мірі визначає тягову здатність барабана та його вагу, яка сягає для високопродуктивних норій 500...800 кг і більше, тому завищення значення діаметра барабана

Піднімально-транспортні машини

значно ускладнює його монтаж і контроль натягу стрічки, в особливості для норій висотою 30-60 м. Занижене значення діаметра, як відзначається у роботі [1], може привести до недостатньої тягової здатності барабана навіть при значних натягах стрічки. Між тим [2] затверджених обґрунтованих норм для вибору діаметра приводного барабана в залежності від типу та характеристик стрічок, параметрів футеровки, умов експлуатації, впливу середовища та типу вантажу, що транспортується, – не існує. Сьогодні цю проблему можна вирішити, за останні роки були проведені дослідження тягової здатності приводного барабана норій, що дозволило отримати значення робочого коефіцієнта тяги, дуги спокою та дуги ковзання, без яких також неможливо обчислити попередній натяг та робочі натяги у гілках стрічки, а відповідно навантаження на циліндричний каркас барабана, та дотичні напруження, за якими визначають параметри футеровки. У роботі [3] проведені дослідження тягової здатності приводного барабана з урахуванням пружного ковзання стрічки за допомогою аналізу скінчено-елементної моделі, яка була реалізована в програмному комплексі «ANSYS WORKBENCH» у частині рішення контактної задачі при русі з тертям. Були отримані значення максимальних, критичних та робочих коефіцієнтів тяги в залежності від модуля пружності стрічки та коефіцієнтів тертя, а також значення кутів дуг спокою та ковзання в залежності від коефіцієнтів тяги. Експериментальне дослідження залежності коефіцієнтів тяги від попереднього натягу було проведено на робочій норії з гравітаційним натяжним пристроєм, параметри якої співпадають з параметрами скінчено-елементної моделі з роботи [3], результати досліджень показали, що значення робочого коефіцієнта тяги незначно менші за аналітичні, але діапазон між робочим і критичним коефіцієнтами значно звужується [4].

3. Постановка проблеми

Зростання обсягу переробки вантажів автоматично збільшує попит на високопродуктивні, високошвидкісні важко навантаженні норії з відцентровим розвантаженням, робота яких супроводжується значними навантаженням гілок і значним тяговим зусиллям на приводному барабані. У зв'язку з цим, актуальною є проблема вдосконалення методів визначення параметрів основних елементів приводного барабана, від чого залежить надійність та довговічність роботи елеватора.

Мета роботи – розробка методів розрахунку параметрів основних складових елементів приводних барабанів вертикальних елеваторів за результатами дослідження тягової здатності стрічково – барабанного механізму.

4. Викладання основного матеріалу

У таблиці 1 наведені, узгоджені за двома останніми роботами ([3] і [4]), показники тягової здатності приводного барабану для використання при розрахунках елементів приводного барабана.

У відповідності з рекомендаціями [5], коефіцієнти тертя при дослідженнях приймалися: $\mu = 0.25$ – для сухого нефутерованого та вологого футерованого барабанів; $\mu = 0.35$ – для сухого футерованого барабана. Модуля пружності відповідали модулям гумовотканинних стрічок за ГОСТ 20-85 ($E=245\dots250$ МПа) та тяговим пасам за ГОСТ 23831-79 ($E=285\dots300$ МПа).

Піднімально-транспортні машини

Таблиця 1 – Параметри тягової здатності приводного барабана

Коефіцієнт тертя μ	Модуль пружності стрічки E , МПа	Коефіцієнт тяги φ_0	Кут дуги спокою $\alpha_{\text{спок}}$, град.	Кут дугиковзання $\alpha_{\text{ковз}}$, град.
0,25	250	0,475	12	168
0,25	300	0,485	16	164
0,35	250	0,63	24	156
0,35	300	0,68	38	142

Слід відзначити, що стрічково-барабанний механізм елеватора уявляє собою вертикальну плоскопасову передачу, в якій натяг у гілці, що збігає, дорівнює початковому натягу, тобто $S_2 = S_0 = \frac{F_t}{2 \cdot \varphi_0}$.

З урахуванням зусилля зачерпування, яке, за даними експлуатації, можна прийняти як $F_{\text{зач}} = 0,1 \cdot F_t$, необхідне тягове зусилля можна визначити як

$$F_t = 1,1 \cdot g \cdot \frac{Q \cdot H}{3,6 \cdot g}, \quad (1)$$

де Q – продуктивність елеватора (т/год), H – висота елеватора (м), g – швидкість стрічки (м/с). Робочий коефіцієнт тяги φ_0 , приведений у таблиці 1, дозволяє знайти початковий натяг стрічки, який забезпечить передачу тягового зусилля без пробуксовки і визначити натяги у робочій та ненавантаженій гілках стрічки. Тягове зусилля фрикційної пари на циліндричній поверхні на половині дуги кола складає $F_t = 0,5 \mu \pi D B p$. У зв'язку з тим, що тягове зусилля реалізується фактично на дузі ковзання, діаметр барабана можна визначити як

$$D = \frac{2 \cdot F_t}{\mu \cdot B \cdot \alpha_{\text{ковз}} \cdot p_{\text{ср}}}, \quad (2)$$

де B – ширина стрічки (м), $\alpha_{\text{ковз}}$ – кут дуги ковзання (рад), $p_{\text{ср}}$ – середній питомий тиск на контактній поверхні (МПа). При невеликій згинальній жорсткості деталі (стрічки), що охоплює циліндричний барабан, розподіл питомого тиску по поверхні барабана буде рівномірним. У роботі [6] для важко навантажених стрічкових конвеєрів рекомендовано призначати $p_{\text{ср}} = 0,1 \dots 0,12$ МПа, при якому не змінюється коефіцієнт тертя.

Основою приводного барабана являється каркас у вигляді «білячої клітки» рис. 1, обичайка якої утворена прямокутними пластинами (поз. 1), що встановлюються у вирізах дисків та обварюються уздовж півпериметра. У сучасних конструкціях важко навантажених вертикальних елеваторів з високою продуктивністю зазвичай приймають тридискову схему каркаса, що забезпечує достатню жорсткість барабана (рис. 2).

У такій конструкції пластина уявляє собою триопорну балку, яка один раз статично невизначна. В силу симетрії конструкції та навантаження, кути повороту правої та лівої частини відносно опори B будуть однакові, а моменти будуть направлені у протилежні сторони, тому $M_B = 0$. Таким чином, рішення зводиться до визначення згинальних моментів для двоопорної балки з консоллю. У зв'язку з тим, що пластина обварена уздовж півпериметра, опори можна вважати шарнірними. Величина максимального згинального моменту у прольоті

Піднімально-транспортні машини

буде найменшою у тому випадку, коли він буде найближчим за значенням до моменту на крайній опорі. Аналіз вказує, що таке можливе коли відстань між дисками складає $b = 2.46a$. Якщо визначити зусилля у гілках стрічки, а також розподілене навантаження q через F_t та φ_0 , то отримаємо величину максимального згинального моменту у вигляді

$$M_{\max} = R_A \left[\frac{R_A \cdot b \cdot \varphi_0}{F_t(1 + \varphi_0)} - a \right], \quad (3)$$

де $R_A = \frac{F_t(\varphi_0 + 1)}{B} \left[\frac{a(a/2 + b) + b^2/2}{b} \right]$ – реакція на опорі A .

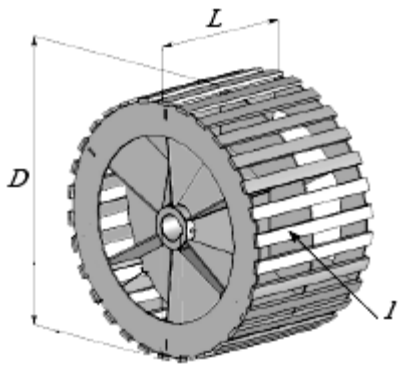


Рис. 1 – Конструкція каркаса

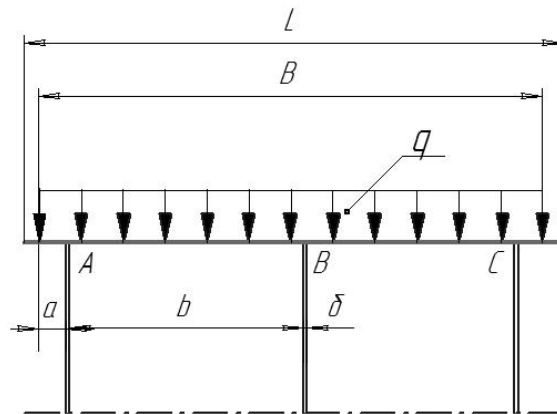


Рис. 2 – Розрахункова схема тридискового каркаса барабана

Необхідна товщина пластини

$$h = \sqrt{\frac{6M_{\max}}{b_n[\sigma_0]}}, \quad (4)$$

де $b_n = (0.05 \dots 0.065)r_B$ – ширина пластини, r_B – радіус барабана, $[\sigma_0] = \frac{\sigma_{0BP}}{n}$ – допустиме напруження згину, $\sigma_{0BP} = 0.5 \cdot \sigma_{BP}$ – границя витривалості при пульсуючому циклі нормальних напружень, n – коефіцієнт запасу міцності при несиметричному циклі, визначається за відомою залежністю. Товщину дисків можна приймати як $\delta = (0.01 \dots 0.012)D_B$.

Діаметр барабана необхідно призначати з урахуванням товщини футеровки, коректна методика визначення якої досі відсутня. Під час роботи футеровка відчуває значні дотичні напруження, які досягають максимального значення зі сторони гілки, яка набігає, тобто на дузі спокою. Це пояснюється тим, що на дузі спокою відбувається взаємне і найбільше кутове зміщення деформації зсуву внаслідок відсутності пружного ковзання стрічки. Деформація зсуву викликається натягом набігаючої гілки стрічки, значення якого для спрощення розрахунку можна визначити через F_t і φ_0 . У цьому випадку дотичне напруження має вигляд

$$\tau_{\max} = \frac{F_t \left(1 + \frac{1}{2 \cdot \varphi_0} \right)}{r_B \cdot \alpha_{\text{спок}} \cdot B}, \quad (5)$$

де B – ширина стрічки, $\alpha_{\text{спок}}$ – кут дуги спокою у радіанах. Як відомо, дотичне напруження пов'язано з кутовою деформацією співвідношенням $\tau = G \cdot \gamma$, де G – модуль зсуву, за умови, що модуль визначено для нелінійно – пружного матеріалу. Експериментально встановлено [7], що граничне кутове зміщення γ , яке забезпечує міцність і жорсткість футеровки, можна визначити за емпіричною залежністю у вигляді $\gamma = 0.1h$. Тоді товщина футеровки повинна бути

$$h_{\min} = \frac{\tau_{\max}}{0.1 \cdot G} \quad (6)$$

Механічні характеристики гумових пластин, що використовуються для футеровки барабанів, приведені у роботі [8]. Згідно технічним умовам ТУ-2549-203-00149295-2004г вони мають твердість за Шором у границях $\text{CH}=50\dots70$ залежно від вимог до якості та призначення, границя міцності гуми $\sigma_{\text{BP}} = 20$ МПа, допустимий питомий тиск $[p] = 0.6$ МПа, товщина пластин від 6мм до 20 мм. Модуль зсуву визначають за емпіричною залежністю

$$G = 0.115 \cdot e^{0.033\text{CH}}, \quad (7)$$

де e – основа натурального логарифму.

Для барабанів норій найкраще використовувати пластини типу ТВ (важко зношувані) з твердістю за Шором $\text{CH}=50\dots55$, яка забезпечує достатню міцність футеровки, і, за даними роботи [9], рекомендовані для розрахунків тягової здатності коефіцієнта тертя.

Висновки

Наведені методи розрахунку параметрів приводних барабанів може бути використана при проектуванні стрічково – барабанних механізмів, у яких застосовуються стрічки з характеристиками пружності як у наведеній роботі.

Слід відзначити, що параметри приводного барабану, визначені за наведеними залежностями, відповідають параметрам приводних барабанів вертикальних елеваторів провідних іноземних виробників MANSUN (Данія), 4B Elevator Components Ltd (Англія), MaxiLifting corp. (США) та інших, що свідчить про ефективність отриманих рішень.

Перспективи подальших досліджень. Для поширення використання означеної методики не тільки для розрахунків норій, а також для розрахунків стрічкових конвеєрів, необхідно провести дослідження тягової здатності стрічково – барабанних механізмів, які використовують стрічки з синтетичними прокладками, метало – тросові стрічки та інші, з урахуванням зміни коефіцієнтів тертя внаслідок забруднення поверхонь контакту частками матеріалу, який транспортується.

Список використаних джерел:

1. Воробьев И. И. Ременные передачи / И. И. Воробьев. – М. : Машиностроение, 1979. –168 с.
2. Фадеев Н. К. Выбор основных параметров ковшовых элеваторов / Н. К. Фадеев // Труды Ленинградского политехнического института. – 1955. – № 182. – С. 98–112.
3. Богомолов А. В. Тяговая способность приводных барабанов ленточных норий-элеваторов / А. В. Богомолов, В. А. Белостоцкий, И. М. Лукьянов // Вісник СевНТУ. – Севастополь, 2013. – Вип. 137. – С. 303-307.
4. Лукьянов И.М. Определение необходимого натяжения лент норий – элеваторов и разработка способов его контроля / И. М. Лукьянов // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин: загальнодерж. міжвід. наук.-техн. зб. / КНТУ. – Кіровоград, 2013. – Вип. № 43, ч. 2. – С. 171–177.

Піднімально-транспортні машини

5. Кузьмин А.В. Справочник по расчетам механизмов подъемно-транспортных машин / А. В. Кузьмин, Ф. Л. Марон. – Минск: Высшая школа. 1983. – 350 с.
6. Зенков Л. Р. Конвейеры большой мощности / Л. Р. Зенков, Н. М. Петров. – М. : Машиностроение, 1967. – 350 с.
7. Котов М. А. Некоторые вопросы теории приводного барабана ленточного конвейера / М. А. Котов, В. Я. Дьяков // Проблемы совершенствования технологических схем и средств рудничного транспорта. – М. : Наука, 1967. – С. 104–111.
8. Потураев В. М. Резины и резинометаллические детали / В. М. Потураев. – М. : Машиностроение, 1966. – 314 с.
9. Спиваковский А.О. Карьерный конвейерный транспорт / А. О. Спиваковский, Н. Г. Потапов, Н. А. Котов. – М. : Недра, 1963. – 430 с.

References

1. Vorobyev, I 1979, *Remennyye peredachi*, Mashinostroyeniye, Moskva.
2. Fadeev, N 1955, 'Vybory osnovnykh parametrov kovshovykh elevatorov', *Trudy Leningradskogo politekhnicheskogo instituta*, no. 182, pp. 98-112.
3. Bogomolov, A, Belostotskiy, V & Lukyanov, I 2013, 'Traction ability of driving drums of tape noria-elevators', *Visnik SevNTU*, 2013, iss. 137, pp. 303-307.
4. Lukyanov, I 2013, 'Determination of the proper tension of belts for noria-elevators and development of the methods of the tension control', *Zahalnodozhnavnyi mizhvidomchyi naukovy-tekhnichnyi zbirnyk "Konstruiuvannya, vyrobnytstvo ta ekspluatatsiia silskohospodarskykh mashyn"*, iss. 43, ch. 2, pp. 171-177.
5. Kuzmin, A & Maron, F 1983, *Spravochnik po raschetam mekhanizmov podyemno-transportnykh mashin*, Vysheyschaya shkola, Minsk.
6. Zenkov, L & Petrov, N 1967, *Konveyery bolshoy moshchnosti*, Mashinostroyeniye, Moskva.
7. Kotov, M, Dyakov, V 1967, 'Nekotoryye voprosy teorii privodnogo barabana lentochnogo konveyera', *Problemy sovershenstvovaniya tekhnologicheskikh skhem i sredstv rudnichnogo transporta*, pp. 104-111.
8. Poturaev, V 1966, *Reziny i rezinometallicheskie detaili*, Mashinostroyeniye, Moskva.
9. Spivakovskiy, A, Potapov, N & Kotov, N 1963, *Karyernyy konveyernyy transport*, Nedra, Moskva.

Стаття надійшла до редакції 27 квітня 2015 р.

УДК 539.3:517.2

ДОСЛІДЖЕННЯ КОРЕКТНОСТІ НАБЛИЖЕНОГО РОЗВ'ЯЗКУ ЗМІШАНОЇ ЗАДАЧІ ДЛЯ ГІПЕРБОЛІЧНИХ РІВНЯНЬ ПРИ ЗМІННИХ ПРОЦЕСАХ В ВЕРТИКАЛЬНИХ СОСУДАХ

©Зеленська Т. С, Сясев А. В.

*Дніпропетровський національний університет ім. О. Гончара***Інформація про авторів:**

Зеленська Тетяна Сергіївна: ORCID: 0000-0001-8434-5329; tanyazese@yandex.ru; аспірант кафедри диференціальних рівнянь; Дніпропетровський національний університет ім. О. Гончара; пр. Гагаріна, 72, м. Дніпропетровськ, 49010, Україна.

Сясев Андрій Валерійович: ORCID: 0000-0002-0003-1857; savmmf@yandex.ru; кандидат фізико-математичних наук; доцент кафедри диференціальних рівнянь; Дніпропетровський національний університет ім. О. Гончара; пр. Гагаріна, 72, м. Дніпропетровськ, 49010, Україна.

Метою роботи є порівняння динамічних показників хвильових процесів у поздовжніх переміщеннях канатів за допомогою виробничих та чисельних розрахунків, а також отримання рівняння стану каната як на шківі намотування так і поза ним.

Задача про пружні переміщення у вертикальних сосудах, була зведена до крайової задачі зі змінною структурою для гіперболічного рівняння, причому границя між різними структурами є рухомою. Аналітичний розв'язок та подальша його чисельна реалізація отримана в квадратурах у вигляді поздовжніх хвиль, що розповсюджуються в канаті.

Аналіз розв'язку задачі показує, що розподіл контактних напружень на поверхні канату (на сталій відстані від області локалізації зовнішнього навантаження) практично не залежить від закону розподілу нормального навантаження в області локалізації, якщо тільки її ширина менша від товщини канату, що намотаний на шків. Значний вплив на динамічні напруження у вертикальних канатах мають поздовжні переміщення, що відображаються від рухомої області.

Ключові слова: динамічне напруження; гіперболічне рівняння; локальні навантаження; канат; хвильові процеси.

Зеленская Т. С., Сясев А. В. “Исследование корректности приближенного решения смешанной задачи для гиперболических уравнений при переменных процессах в вертикальных сосудах”.

Целью работы является сравнение динамических показателей волновых процессов в продольных перемещениях канатов с помощью производственных и численных расчетов, а также получения уравнения состояния каната, как на шкиве намотки, так и вне шкива.

Задача об упругих перемещениях в вертикальных сосудах, была сведена к краевой задаче с переменной структурой для гиперболического уравнения, причем граница между различными структурами является подвижной. Аналитическое решение и дальнейшая его численная реализация получена в квадратурах в виде продольных волн, распространяющихся в канате.

Анализ решения задачи показывает, что распределение контактных напряжений на поверхности каната (на постоянном расстоянии от области локализации внешней нагрузки), практически не зависит от закона распределения нормальной нагрузки в области локализации, если только ее ширина меньше толщины каната, намотанной на шкив. Значительное влияние на динамические напряжения в вертикальных канатах имеют продольные перемещения, отражающиеся от движущейся области.

Ключевые слова: динамическое напряжение; гиперболическое уравнение; локальные нагрузки; канат; волновые процессы.

Zelenskaya T., Siasiev A. “Investigation of the accuracy of the approximate solution of the mixed problem for hyperbolic equations on metabolic processes in vertical vessels”.

The aim of this work is to compare the dynamic performance of wave processes in longitudinal movement of the rope through the production and numerical calculations, and obtain the equation of state of the rope on the pulley winding and outside of the pulley.

The problem of elastic displacements in vertical vessels, was reduced to a boundary value problem with variable structure for hyperbolic equations, and the boundary between the different structures is movable. Analytical solution and its numerical realization is obtained in quadratures in the form of longitudinal waves propagating in the rope.

Analysis of the solution of the problem shows that the distribution of the contact stresses on the surface of the rope (at a constant distance from the region of localization of the external load) practically does not depend on the distribution of the normal load in the area of localization only if its width is less than the thickness of the rope wound on the pulley. A significant influence on the dynamic tension in the vertical ropes have longitudinal movement, reflected from the moving region.

Keywords: dynamic voltage; hyperbolic equation; local loads; rope; wave processes.

1. Постановка проблеми та аналіз публікацій

Розв’язки задач про дію зусиль, зосереджених вздовж вертикальних канатів та на шківках намотки підйомних шахтних та ліфтових механізмів, є основою для інтегрального подання складніших задач механіки суцільного середовища та числових методів їх розв’язування. При формулюванні задач такого типу важливим є вибір вихідних математичних моделей (навантаження форми тіла та взаємодії тіла з зовнішнім середовищем). Надмірне спрощення вихідних моделей (моделювання локальної дії зосередженими у точках зусиллями та моделювання взаємодії з середовищем, як з абсолютно твердим тілом) може призвести до невідповідності розв’язків реальному стану тіл.

Визначення напружено-деформованого стану динамічно навантажених пружних тіл (шків намотки, сталевий вертикальний канат) за використання гіперболічних рівнянь ускладнюється тим, що відповідні крайові задачі є недостатньо обумовлені, і до того ж, вплив границь змінних областей впливають на характер динамічних показників. Особливість задач, пов’язаних з дослідженням напружено-деформованого стану в канатах підйомних механізмів полягає у наступному. По-перше, це велика різноманітність навантажень, що діють на канат. Тому істотне спрощення в постановці, і особливо, у вирішенні таких завдань досягається шляхом використання принципу суперпозиції з поділом основної задачі на ряд допоміжних. По-друге, – зміна довжини каната в процесі підйому або опускання вантажу, що потребує розробки методів вирішення таких завдань.

2. Основна частина. Розв’язання задачі

Розглянемо шків намотування, що перебуває під дією локального поверхневого навантаження і взаємодіє з абсолютно жорсткою основою за умов ідеального контакту (щільного прилягання сталевих канатів до поверхні шківів). Напружено-деформований стан поверхні шківів описуємо у системі координат α_1, α_2 .

$$\frac{\partial \sigma_{i1}}{\partial \alpha_1} + \frac{\partial \sigma_{i2}}{\partial \alpha_2} = 0,$$

$$\sigma_{ii} = 2G \frac{\partial u_i}{\partial \alpha_i} + \lambda \left(\frac{\partial u_1}{\partial \alpha_1} + \frac{\partial u_2}{\partial \alpha_2} \right),$$

$$\sigma_{ij} = \sigma_{ji} = G \left(\frac{\partial u_j}{\partial \alpha_i} + \frac{\partial u_i}{\partial \alpha_j} \right) \quad (i, j = 1, 2, 3, i \neq j).$$

Шків має сталу товщину намотування $2h$ і $X = \{(\alpha_1, \alpha_2): 0 < \alpha_i < l\} (i=1,2)$ – його серединна поверхня. Поверхневі нормальні напруження локалізовані у квадраті $X_0 = \{(\alpha_1, \alpha_2): |\alpha_i - \alpha_i^0| < \varepsilon\} \left(\varepsilon \leq \frac{l}{2}, i=1,2 \right)$ і описуються фінітною функцією

$$\sigma^+(\alpha_1, \alpha_2) = \delta(\alpha_1, \alpha_1^0, \varepsilon) \delta(\alpha_2, \alpha_2^0, \varepsilon),$$

$$\text{де } \delta(\alpha_i, \alpha_i^0, \varepsilon) = \begin{cases} \frac{1}{2\varepsilon} g\left(\frac{|\alpha_i - \alpha_i^0|}{\varepsilon}\right), & |\alpha_i - \alpha_i^0| \leq \varepsilon, \\ 0, & |\alpha_i - \alpha_i^0| > \varepsilon; \end{cases}$$

$$g(t) = 1 + \cos(\pi t).$$

Задача полягає у визначенні напружено-деформованого стану шківів. Рівняння пружних переміщень в частині каната, що розташований на шківі намотування, буде представлено одним з телеграфічних рівнянь [1, 2]. Рівняння пружних переміщень в частині каната, звисаючого зі шківів, буде представлено хвильовим рівнянням, яке буде розглянуто нижче. Тобто, пружні переміщення каната в двох його різних частинах описуються різними диференціальними рівняннями у частинних похідних. В якості поділу цих двох частин каната виступає точка початкового контакту каната зі шківом.

Знайдемо наближений розв'язок сформульованої задачі про локальне навантаження на сталевий канат, що намотується на шків. Розглянемо крайову задачу про рух пружних хвиль в канаті змінної довжини в області $0 < x < 2h + l$, де l – це початкова довжина звисаючої частини каната, тобто точка дотику рухається за законом $s(t)$, $s(t) < x < l$.

Поздовжні переміщення будуть описуватись хвильовим рівнянням з відповідними початково-крайовими умовами:

$$\frac{\partial u_{ij}}{\partial x^2} - \frac{1}{a} \frac{\partial^2 u_{ji}(x, t)}{\partial t^2} = 0, \quad (1)$$

$$u(x, 0) = f(x); \quad u_i(x, 0) = \phi(x), \quad 0 < x < l + 2h; \quad (2)$$

$$u(s(t), t) = 0, \quad u_x(l, t) = 0, \quad t > 0. \quad (3)$$

Введемо додаткову змінну $\tilde{s} = s(t) - at$, і продовжимо функцію $s(t)$ на всю вісь t :

$$\Omega(t) = \begin{cases} s(t), & t > 0; \\ 0, & t < 0. \end{cases} \quad (4)$$

Динаміка та міцність машин

Тоді, продовження функції $\tilde{s}(t)$ на всю вісь t буде відповідно таким: $\tilde{S}(t) = \Omega(t) - at$, і при $t > 0$ $\tilde{S}(t) = \tilde{s}(t)$. Так, як функція $\tilde{S}(t)$ є строго монотонною, то для неї існує обернена функція $\tilde{T}(\tilde{S})$, і при $\tilde{S} \leq 0$ $\tilde{T}(\tilde{S}) = \tilde{t}(\tilde{S})$. Залучаючи допоміжну функцію, отримаємо

$$\varpi(\xi) = 2l - (\Omega(\tilde{T}(\xi)) - a\tilde{T}(\xi)),$$

та розіб'ємо додатну піввісь на частинні інтервали, на кожному з яких виконується одна з нерівностей

$$s'(t) < a, \quad (5)$$

$$s'(t) \geq a. \quad (6)$$

На інтервалах $[t_{i-1}, t_i]$ виконується нерівність (5) та умова (4), а на інтервалах $[t_i, t_{i+1}]$ – нерівність (6). В силу нерівності (5) на кожному з інтервалів $[t_{i-1}, t_i]$ $i = 1, 3, 5, \dots$ буде існувати строго монотонно спадна функція і неперервно диференційовна обернена до $\tilde{s}(t)$ функція $\tilde{t}(s)$, тоді аналітичним розв'язком задачі про поздовжні переміщення на звисаючій ділянці головного сталюого каната буде функція

$$u(x, t) = M(\tilde{T}(x - at)) + M(\tilde{T}(2l - (x + at))) + \\ + \sum_{n=1}^N (-1)^n M(\tilde{T}(\varpi(\varpi(\dots(\varpi(x - at)))))) + \sum_{n=1}^N (-1)^n M(\tilde{T}(\varpi(\varpi(\dots(\varpi(2l - (x + at))))))),$$

де, $M(t) = u(s(t), t)$.

Під знаком суми функція $\varpi(\xi)$ використовується n раз, а число N визначає остаточну кількість відображених хвиль від рухомого кінця до повної зупинки каната.

Остання функція є аналітичним розв'язком початково-крайової задачі (1)–(3). Знайдемо чисельно контактні зусилля для вертикального сосуду (головного сталюого канату), і відобразимо отримані результати на рис. 1.

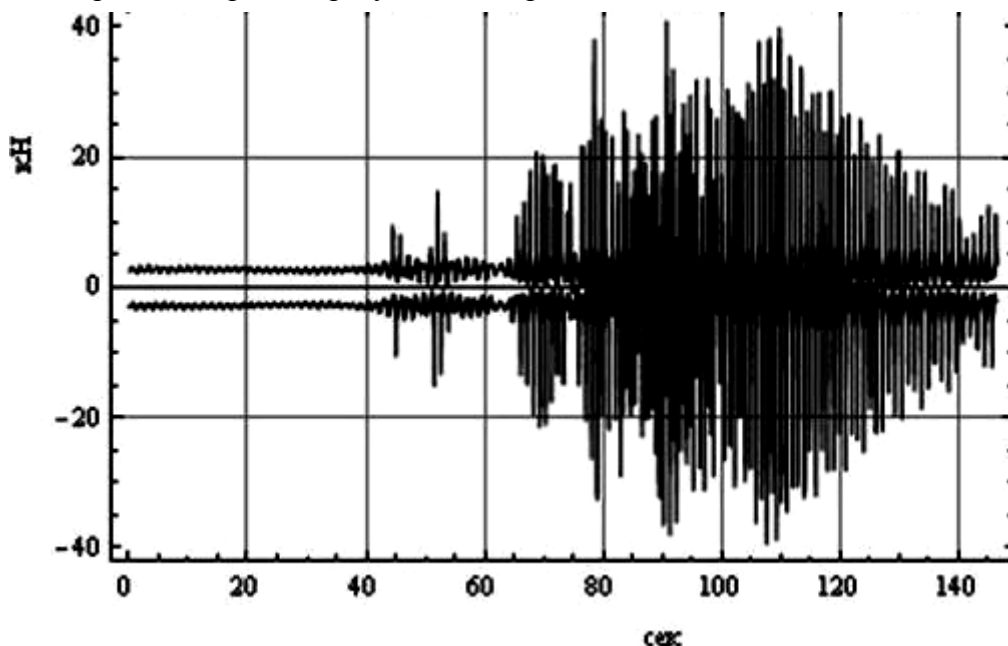


Рис. 1 – Графік зміни контактних зусиль в точці дотику каната зі шківом намотки

Отже, знайдений розв'язок крайової задачі (1)-(3) для хвильового рівняння функція $u(x,t)$ та отриманні результати розрахунків в роботах [1–2] використовуємо для чисельного розрахунку динамічних показників в підйомній установці. Порівнюємо отримані дані з виробничими показниками. З таблиці 1 бачимо, що враховуючи природу та вплив поздовжніх хвиль на напруження в канаті, маємо більш точну картину розповсюдження динамічних процесів, що дає змогу більш точно розраховувати показники переміщень та напружень для діючих виробничих установок.

Таблиця 1

Тип та Конструкція канату	Діаметр канату, мм	Розрахункова площа перерізів всіх проволок каната, мм ²	Сумарне розривне зусилля всіх проволок в канаті, Н	
			Паспортні дані	Експериментальні показники
ЛК-РО К 5х4-16К; серійний номер 780207	22,54	187,033	317 500	317 350
	24,11	214,8601	365 000	364 800
	25,57	244,615	415 500	415 400
	29,01	276,319	469 000	468 900
	32,58	309,9302	526 500	526 320
	35,51	380,4901	646 550	645 980
	37,99	460,9822	928 500	928 200
	42,14	546,3109	1 095 000	1 070 000

Висновки

За допомогою отриманих результатів обґрунтовано особливості відбиття хвиль в рухомих середовищах (трансформація однорідної хвилі в неоднорідну, взаємне «гасіння» відбитої і падаючої хвилі) і знайдено розв'язок крайової задачі для вертикальних судів при змінній верхній області інтегрування.

На границі межування шківів зі звисаючим канатом будуть виникати як відображені, так і заломлені хвилі, що в цілому впливають на динамічне навантаження головних канатів.

Окрім того, поставлена таким чином крайова задача може бути використана для визначення напружень в канатах підйомних пристроїв у випадках, коли інерційні навантаження є домінуючими. В результаті застосування методу відображених хвиль для розв'язку початково-крайових задач зі змінними областями, враховується поглинання відбитих поздовжніх переміщень канатом, що набігає на шків в момент зупинки підйомного пристрою.

Список використаних джерел:

1. Зеленська Т. С. Динаміка пружних переміщень поздовжніх коливань в канатах та стержнях з рухомими границями / Т. С. Зеленська, А. В. Сяєв // *Машинобудування: зб. наук. пр. / Укр. інж.-пед. акад.* – Харків, 2012. – Вип. 10. – С. 74–84.
2. Зеленская Т. С. Переходные процессы в канатах с переменной верхней границей / Т. С. Зеленская, Г. В. Данилина // *Машинобудування: зб. наук. пр. / Укр. інж.-пед. акад.* – Харків, 2013. – Вип. 12. – С. 6–12.
3. Ладзыженская О. А. Краевые задачи математической физики / О. А. Ладзыженская. – М.: Наука, 1988. – 386 с.
4. Ostapenko V. A. Exact solution of the problem for dynamic field of displacements in rods of variable length / V. A. Ostapenko // *Archive of Applied Mechanics*. – 2007 – Vol. 77, iss. 5. – P. 313–324. doi:10.1007/s00419-006-0103-z.

References

1. Zelenskaya, T & Siasiev, A 2012 'Dynamics of elastic displacements of longitudinal oscillations in ropes and cores with mobile borders', *Mashynobuduvannia*, iss. 10, pp. 74-84.
2. Zelenskaya, T & Danilina, G 2013, 'Transient processes in the ropes with a variable upper boundary', *Mashynobuduvannia*, iss. 12, pp. 6-12.
3. Ladyzhenskaya, O 1988, *Kraevye zadachi matematicheskoy fiziki*, Nauka, Moskva.
4. Ostapenko, V 2007, 'Exact solution of the problem for dynamic field of displacements in rods of variable length', *Archive of Applied Mechanics*, vol. 77, iss. 5, pp. 313-324, doi:10.1007/s00419-006-0103-z.

Стаття надійшла до редакції 22 квітня 2015 р.

УДК 693.546

ДИНАМІЧНА ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМУ РЕВЕРСУВАННЯ РОЛИКОВОЇ ФОРМУВАЛЬНОЇ УСТАНОВКИ

©Ловейкін В. С.¹, Почка К. І.²

Національний університет біоресурсів і природокористування України¹

Київський національний університет будівництва і архітектури²

Інформація про авторів:

Ловейкін Вячеслав Сергійович: ORCID: 0000-0003-4259-3900; lovvs@ukr.net; доктор технічних наук; завідувач кафедри конструювання машин і обладнання; Національний університет біоресурсів і природокористування України; навчальний корпус № 11, вул. Героїв Оборони, 12, м. Київ, 03041, Україна.

Почка Костянтин Іванович: ORCID: 0000-0002-0355-002X; Shanovniy@ukr.net; кандидат технічних наук; доцент кафедри основ професійного навчання; Київський національний університет будівництва і архітектури; проспект Повітрофлотський, 31, м. Київ, 03680, Україна.

Проведено оптимізацію динамічного режиму реверсування роlikової формувальної установки для ущільнення виробів з бетонних сумішей.

При проведенні оптимізації в якості критерію режиму руху використано критеріальну дію, яка являє собою інтеграл за часом з підінтегральною функцією, що виражає енергію прискорень установки.

Отримано функції зміни кінематичних характеристик формувального візка при його русі від одного крайнього положення в інше, що відповідають оптимальному динамічному режиму реверсування. При цьому із врахуванням функцій переміщення формувального візка розраховано змінний радіус кулачка приводного механізму при різних кутах його повороту та побудовано профіль кулачка.

Запропоновано конструкцію роlikової формувальної установки з кулачковим приводним механізмом з обох боків формувального візка для унеможливлення його осового перекошування, що в свою чергу приводить до підвищення якості поверхні оброблюваної бетонної суміші та підвищення довговічності установки в цілому.

Ключові слова: установка; режим руху; кулачковий механізм; привод.

Ловейкин В. С., Почка К. И. «Динамическая оптимизация режима реверсирования роlikовой формовочной установки».

Проведена оптимизация динамического режима реверсирования роlikовой формовочной установки для уплотнения изделий из бетонных смесей.

При проведении оптимизации в качестве критерия режима движения использовано критеріальное действие, которое представляет собой интеграл по времени с подынтегральной функцией, которая выражает энергию ускорений установки.

Получены функции изменения кинематических характеристик формовочной тележки при её движении от одного крайнего положения в другое, которые соответствуют оптимальному динамическому режиму реверсирования. При этом с учётом функций перемещения формовочной тележки рассчитан переменный радиус кулачка приводного механизма при разных углах его поворота и построен профиль кулачка.

Предложена конструкция роликовой формовочной установки с кулачковым приводным механизмом с обеих сторон формовочной тележки для лишения возможности её осевого перекашивания, что в свою очередь приводит к повышению качества поверхности обрабатываемой бетонной смеси и повышению долговечности установки в целом.

Ключевые слова: установка; режим движения; кулачковый механизм; привод.

Loveikin V., Pochka K. "Dynamic optimization of the mode of a reversal of roller forming installation".

Optimization of the dynamic mode of a reversal of roller forming installation for consolidation of products from concrete mixes is performed.

When carrying out optimization as criterion of the mode of the movement criteria action which represents integral on time with subintegral function which expresses energy of accelerations of installation is used.

Functions of change of kinematic characteristics of the forming cart at its movement are received from one extreme situation in another which correspond to the optimum dynamic mode of a reversal. Thus taking into account functions of movement of the forming cart the variable radius of a cam of the driving mechanism at different corners of its turn is calculated and the cam profile is constructed.

The design of roller forming installation with the cam driving mechanism from both parties of the forming cart for deprivation of possibility of its axial distortion is offered that in turn leads to improvement of quality of a surface to the processed concrete mix and increase of durability of installation in general.

Keywords: installation; movement mode; cam mechanism; drive.

1. Постановка проблеми

В установках роликового формування залізобетонних виробів під час їхньої роботи виникають значні динамічні навантаження в елементах приводного механізму та в елементах формувальних візків [1-6]. Не дивлячись на досить широке дослідження технологічного процесу формування залізобетонних виробів безвібраційним роликовим методом [1-3], до цих пір не було досліджено динаміку руху формувального візка та її вплив на процес формування. Мало приділялось уваги режимам руху формувального візка та зусиллям, що виникають в елементах приводного механізму.

2. Аналіз останніх досліджень і публікацій

В існуючих теоретичних та експериментальних дослідженнях машин роликового формування залізобетонних виробів обґрунтовано їхні конструктивні параметри та продуктивність [1–3]. Разом з тим недостатньо уваги приділено дослідженню діючим динамічним навантаженням та режимам руху, що в значній мірі впливає на роботу установки та на якість готової продукції. Під час постійних пускогальмівних режимів руху виникають значні динамічні навантаження в елементах приводного механізму та в елементах формувального візка, що може привести до передчасного виходу установки з ладу [1–6]. Тому актуальною є задача удосконалення приводного механізму роликової формувальної установки

Динаміка та міцність машин

з метою забезпечення такого режиму руху формувального візка, при якому зменшувалися б динамічні навантаження в елементах установки та підвищувалася її довговічність.

3. Метою даної роботи є удосконалення конструкції приводного механізму роликової формувальної установки для підвищення її надійності та довговічності.

4. Виклад основного матеріалу дослідження

Для роликової формувальної установки при ущільненні бетонної суміші бажано мати постійну швидкість зворотно-поступального руху формувального візка на всій ділянці, що позитивно вплинуло б на якість готового виробу. Однак на практиці такий режим руху здійснити неможливо, оскільки в ньому відсутні ділянки розгону та гальмування, без яких не може бути циклічного руху. Тому пропонується реалізувати такий режим руху формувального візка при його переміщенні, у якому були б ділянки реверсування з мінімальними динамічними навантаженнями та ділянки руху з постійною швидкістю.

Для плавного процесу реверсування формувального візка запропоновано здійснювати його за оптимальним динамічним режимом руху [7]. При цьому швидкість формувального візка змінюється плавно, не створюючи значних динамічних навантажень в установці, що в свою чергу позитивно впливає на її довговічність.

Критеріями режиму руху механізмів і машин можуть бути коефіцієнти нерівномірності руху та динамічності [7]. В даній роботі в якості критерію режиму руху використана критеріальна дія, яка являє собою інтеграл за часом з підінтегральною функцією, що виражає міру руху або дію системи. Для динамічного режиму реверсування критерій оптимальності руху матимемо у вигляді:

$$I_V = \int_0^{t_p} V dt \rightarrow \min, \quad (1)$$

де t – час; t_p – тривалість реверсування; V – енергія прискорень:

$$V = \frac{1}{2} \cdot m \cdot \ddot{x}^2, \quad (2)$$

де m – маса формувального візка; $\ddot{x}$ – прискорення.

Умовою мінімуму критерію (1) є рівняння Ейлера-Пуассона:

$$\frac{\partial V}{\partial x} - \frac{d}{dt} \frac{\partial V}{\partial \dot{x}} + \frac{d^2}{dt^2} \frac{\partial V}{\partial \ddot{x}} = 0, \quad (3)$$

де x , $\dot{x}$ – координата переміщення та швидкість візка.

З виразу (3) можна записати:

$$\frac{\partial V}{\partial x} = \frac{\partial V}{\partial \dot{x}} = 0; \quad \frac{\partial V}{\partial \ddot{x}} = m \cdot \ddot{x}; \quad \frac{d^2}{dt^2} \frac{\partial V}{\partial \ddot{x}} = m \cdot \ddot{x} = 0. \quad (4)$$

З останнього рівняння (4) отримуємо диференціальне рівняння та його розв'язки:

$$\begin{aligned} \ddot{x} &= 0; \quad \ddot{x} = C_1; \quad \ddot{x} = C_1 \cdot t + C_2; \quad \dot{x} = \frac{1}{2} \cdot C_1 \cdot t^2 + C_2 \cdot t + C_3; \\ x &= \frac{1}{6} \cdot C_1 \cdot t^3 + \frac{1}{2} \cdot C_2 \cdot t^2 + C_3 \cdot t + C_4, \end{aligned} \quad (5)$$

де C_1, C_2, C_3, C_4 – постійні інтегрування, які визначаються з граничних умов.

Розділимо процес реверсування на два етапи: гальмування та пуск.

При гальмуванні початковими умовами є: $t = 0: x = -x_1; \dot{x} = \dot{x}_y$. Кінцеві умови при гальмуванні: $t = t_2: x = 0; \dot{x} = 0$. Тут x_1 – координата початку процесу гальмування; $\dot{x}_y$ – швидкість руху візка на усталеному режимі до початку гальмування.

При пуску початковими умовами є: $t = 0: x = 0; \dot{x} = 0$. Кінцеві умови при пуску: $t = t_n: x = -x_1; \dot{x} = -\dot{x}_y$.

Розглянемо процес гальмування. Підставивши крайові умови гальмування у рівняння (5), отримуємо:

$$t = 0: C_4 = -x_1; C_3 = \dot{x}_y; \quad (6)$$

$$t = t_2: \begin{cases} \frac{1}{6} \cdot C_1 \cdot t_2^3 + \frac{1}{2} \cdot C_2 \cdot t_2^2 + \dot{x}_y \cdot t_2 - x_1 = 0; \\ \frac{1}{2} \cdot C_1 \cdot t_2^2 + C_2 \cdot t_2 + \dot{x}_y = 0. \end{cases} \quad (7)$$

Розв'язавши систему рівнянь (7), отримуємо постійні інтегрування C_1 та C_2 :

$$C_1 = 6 \cdot \frac{\dot{x}_y}{t_2^2} - 12 \cdot \frac{x_1}{t_2^3}; \quad C_2 = 6 \cdot \frac{x_1}{t_2^2} - 4 \cdot \frac{\dot{x}_y}{t_2}. \quad (8)$$

Після підстановки визначених постійних інтегрування (6) та (8) у систему (5) отримаємо функцію зміни прискорення формувального візка в процесі гальмування від усталеної швидкості $\dot{x}_y$ до повної зупинки:

$$\ddot{x} = \left(6 \cdot \frac{\dot{x}_y}{t_2^2} - 12 \cdot \frac{x_1}{t_2^3} \right) \cdot t + 6 \cdot \frac{x_1}{t_2^2} - 4 \cdot \frac{\dot{x}_y}{t_2} \quad (9)$$

або

$$\ddot{x} = \frac{2}{t_2} \cdot \left[3 \cdot \left(\dot{x}_y - 2 \cdot \frac{x_1}{t_2} \right) \cdot \frac{t}{t_2} + \left(3 \cdot \frac{x_1}{t_2} - 2 \cdot \dot{x}_y \right) \right]. \quad (10)$$

Після цього критерій оптимальності руху в процесі гальмування з урахуванням виразів (2) та (10) матиме вигляд:

$$\begin{aligned} I_{V2} &= \frac{m}{2} \cdot \int_0^{t_2} \ddot{x}^2 dt = \frac{2 \cdot m}{t_2^2} \cdot \int_0^{t_2} \left[3 \cdot \left(\dot{x}_y - 2 \cdot \frac{x_1}{t_2} \right) \cdot \frac{t}{t_2} + \left(3 \cdot \frac{x_1}{t_2} - 2 \cdot \dot{x}_y \right) \right]^2 dt = \\ &= \frac{2 \cdot m}{t_2^2} \cdot \int_0^{t_2} \left[9 \cdot \left(\dot{x}_y - 2 \cdot \frac{x_1}{t_2} \right)^2 \cdot \frac{t^2}{t_2^2} + 6 \cdot \left(\dot{x}_y - 2 \cdot \frac{x_1}{t_2} \right) \cdot \left(3 \cdot \frac{x_1}{t_2} - 2 \cdot \dot{x}_y \right) \cdot \frac{t}{t_2} + \left(3 \cdot \frac{x_1}{t_2} - 2 \cdot \dot{x}_y \right)^2 \right] dt = \\ &= \frac{2 \cdot m}{t_2^2} \cdot \left[3 \cdot \left(\dot{x}_y - 2 \cdot \frac{x_1}{t_2} \right)^2 \cdot t_2 + 3 \cdot \left(\dot{x}_y - 2 \cdot \frac{x_1}{t_2} \right) \cdot \left(3 \cdot \frac{x_1}{t_2} - 2 \cdot \dot{x}_y \right) \cdot t_2 + \left(3 \cdot \frac{x_1}{t_2} - 2 \cdot \dot{x}_y \right)^2 \cdot t_2 \right] = \\ &= \frac{2 \cdot m}{t_2} \cdot \left[3 \cdot \frac{x_1^2}{t_2^2} - 3 \cdot \frac{x_1}{t_2} \cdot \dot{x}_y + \dot{x}_y^2 \right]. \end{aligned} \quad (11)$$

Динаміка та міцність машин

Розглянемо процес пуску. Підставивши крайові умови пуску у рівняння (5), отримуємо:

$$t = 0: \quad C_3 = 0; \quad C_4 = 0; \quad (12)$$

$$t = t_n: \quad \begin{cases} \frac{1}{6} \cdot C_1 \cdot t_n^3 + \frac{1}{2} \cdot C_2 \cdot t_n^2 = -x_1; \\ \frac{1}{2} \cdot C_1 \cdot t_n^2 + C_2 \cdot t_n = -\dot{x}_y. \end{cases} \quad (13)$$

Розв'язавши систему рівнянь (13), отримуємо постійні інтегрування C_1 та C_2 :

$$C_1 = 12 \cdot \frac{x_1}{t_n^3} - 6 \cdot \frac{\dot{x}_y}{t_n^2}; \quad C_2 = 2 \cdot \frac{\dot{x}_y}{t_n} - 6 \cdot \frac{x_1}{t_n^2}. \quad (14)$$

Після підстановки визначених постійних інтегрування (12) та (14) у систему (5) отримаємо функцію зміни прискорення формувального візка в процесі пуску від нерухомого стану до руху з усталеною швидкістю $\dot{x}_y$:

$$\ddot{x} = \left(12 \cdot \frac{x_1}{t_n^3} - 6 \cdot \frac{\dot{x}_y}{t_n^2} \right) \cdot t + 2 \cdot \frac{\dot{x}_y}{t_n} - 6 \cdot \frac{x_1}{t_n^2} \quad (15)$$

або

$$\ddot{x} = \frac{2}{t_n} \cdot \left[3 \cdot \left(2 \cdot \frac{x_1}{t_n} - \dot{x}_y \right) \cdot \frac{t}{t_n} + \left(\dot{x}_y - 3 \cdot \frac{x_1}{t_n} \right) \right]. \quad (16)$$

Після цього критерій оптимальності руху в процесі пуску з урахуванням виразів (2) та (16) матиме вигляд:

$$\begin{aligned} I_{Vn} &= \frac{m}{2} \cdot \int_0^{t_n} \ddot{x}^2 dt = \frac{2 \cdot m}{t_n^2} \cdot \int_0^{t_n} \left[3 \cdot \left(2 \cdot \frac{x_1}{t_n} - \dot{x}_y \right) \cdot \frac{t}{t_n} + \left(\dot{x}_y - 3 \cdot \frac{x_1}{t_n} \right) \right]^2 dt = \\ &= \frac{2 \cdot m}{t_n^2} \cdot \int_0^{t_n} \left[9 \cdot \left(2 \cdot \frac{x_1}{t_n} - \dot{x}_y \right)^2 \cdot \frac{t^2}{t_n^2} + 6 \cdot \left(2 \cdot \frac{x_1}{t_n} - \dot{x}_y \right) \cdot \left(\dot{x}_y - 3 \cdot \frac{x_1}{t_n} \right) \cdot \frac{t}{t_n} + \left(\dot{x}_y - 3 \cdot \frac{x_1}{t_n} \right)^2 \right] dt = \\ &= \frac{2 \cdot m}{t_n^2} \cdot \left[3 \cdot \left(2 \cdot \frac{x_1}{t_n} - \dot{x}_y \right)^2 \cdot t_n + 3 \cdot \left(2 \cdot \frac{x_1}{t_n} - \dot{x}_y \right) \cdot \left(\dot{x}_y - 3 \cdot \frac{x_1}{t_n} \right) \cdot t_n + \left(\dot{x}_y - 3 \cdot \frac{x_1}{t_n} \right)^2 \cdot t_n \right] = \\ &= \frac{2 \cdot m}{t_n} \cdot \left[3 \cdot \frac{x_1^2}{t_n^2} - 3 \cdot \frac{x_1}{t_n} \cdot \dot{x}_y + \dot{x}_y^2 \right]. \end{aligned} \quad (17)$$

Загальний критерій оптимальності руху в процесі реверсування з урахуванням виразів (11) та (17) буде визначатися наступним виразом:

$$I_V = I_{Vz} + I_{Vn} = \frac{2 \cdot m}{t_z} \cdot \left[3 \cdot \frac{x_1^2}{t_z^2} - 3 \cdot \frac{x_1}{t_z} \cdot \dot{x}_y + \dot{x}_y^2 \right] + \frac{2 \cdot m}{t_n} \cdot \left[3 \cdot \frac{x_1^2}{t_n^2} - 3 \cdot \frac{x_1}{t_n} \cdot \dot{x}_y + \dot{x}_y^2 \right]. \quad (18)$$

Прийнявши рівність часу гальмування візка та його пуску $t_z = t_n = t_1$, вираз (18) можна подати у наступному вигляді:

$$I_V = \frac{2 \cdot m}{t_1} \cdot \left[6 \cdot \frac{x_1^2}{t_1^2} - 6 \cdot \frac{x_1}{t_1} \cdot \dot{x}_y + 2 \cdot \dot{x}_y^2 \right]. \quad (19)$$

Для забезпечення виконання нерівності (1) необхідно виконати умову:

$$\frac{\partial I_V}{\partial x_1} = \frac{2 \cdot m}{t_1} \cdot \left[12 \cdot \frac{x_1}{t_1^2} - 6 \cdot \frac{\dot{x}_y}{t_1} \right] = \frac{12 \cdot m}{t_1^2} \cdot \left[2 \cdot \frac{x_1}{t_1} - \dot{x}_y \right] = 0. \quad (20)$$

Із виразу (20) можна отримати:

$$2 \cdot \frac{x_1}{t_1} - \dot{x}_y = 0 \quad \Rightarrow \quad x_1 = \frac{1}{2} \cdot \dot{x}_y \cdot t_1. \quad (21)$$

Підставивши другий вираз (21) у рівності (6) та (8) отримано постійні інтегрування в процесі гальмування формуального візка:

$$C_1 = 0; \quad C_2 = -\frac{\dot{x}_y}{t_1}; \quad C_3 = \dot{x}_y; \quad C_4 = -\frac{1}{2} \cdot \dot{x}_y \cdot t_1. \quad (22)$$

Після цього з урахуванням постійних інтегрування (22) отримано функції зміни переміщення, швидкості, прискорення та рівка формуального візка в процесі гальмування:

$$x = \frac{1}{2} \cdot \dot{x}_y \cdot \left(-\frac{t^2}{t_1} + 2 \cdot t - t_1 \right); \quad \dot{x} = \dot{x}_y \cdot \left(1 - \frac{t}{t_1} \right); \quad \ddot{x} = -\frac{\dot{x}_y}{t_1}; \quad \ddot{\ddot{x}} = 0. \quad (23)$$

Підставивши другий вираз (21) у рівності (12) та (14) отримано постійні інтегрування в процесі пуску формуального візка:

$$C_1 = 0; \quad C_2 = -\frac{\dot{x}_y}{t_1}; \quad C_3 = 0; \quad C_4 = 0. \quad (24)$$

Після цього з урахуванням постійних інтегрування (24) отримано функції зміни переміщення, швидкості, прискорення та рівка формуального візка в процесі пуску:

$$x = -\frac{1}{2} \cdot \dot{x}_y \cdot \frac{t^2}{t_1}; \quad \dot{x} = -\dot{x}_y \cdot \frac{t}{t_1}; \quad \ddot{x} = -\frac{\dot{x}_y}{t_1}; \quad \ddot{\ddot{x}} = 0. \quad (25)$$

На усталеному режимі руху формуального візка координата переміщення та швидкості його центра мас описуються рівняннями [7]:

$$x = x_{0y} + \frac{(x_{1y} - x_{0y}) \cdot t}{t_y}; \quad \dot{x} = \frac{(x_{1y} - x_{0y})}{t_y} = const; \quad \ddot{x} = 0; \quad \ddot{\ddot{x}} = 0, \quad (26)$$

де x_{0y} та x_{1y} – координати початкового та кінцевого положень центра мас візка при усталеному русі; t_y – тривалість усталеного руху.

У виразах (26) координату початкового положення центра мас візка при усталеному русі x_{0y} приймаємо рівною x_1 . Тоді, прийнявши амплітуду переміщення візка від одного крайнього положення в інше Δx , кінцеву координату положення центра мас візка при усталеному русі можна визначити $x_{1y} = \Delta x - x_1$.

Підставивши отримані координати x_{0y} та x_{1y} у другий вираз (26) отримано залежність для визначення швидкості руху візка на усталеному режимі $\dot{x}_y$:

$$\dot{x}_y = \frac{\Delta x - 2 \cdot x_1}{t_y} = \frac{\Delta x - \dot{x}_y \cdot t_1}{t_y} \quad \Rightarrow \quad \dot{x}_y = \frac{\Delta x}{t_y + t_1}. \quad (27)$$

Динаміка та міцність машин

Прийнявши загальний час руху формувального візка з одного крайнього положення в інше t_3 , його можна розділити на три частини: час пуску – t_n ; час усталеного руху – t_y ; час гальмування – t_z . Для забезпечення ущільнення бетонної суміші формувальним візком з постійною швидкістю руху на більшості його робочого ходу прийемо час усталеного руху, наприклад, $t_y = \frac{2}{3} \cdot t_3$, тоді, задаючись умовою рівності часу розгону та гальмування, їх можна визначити відповідними виразами: $t_n = t_z = t_1 = \frac{1}{6} \cdot t_3$.

Після цього вирази швидкості руху візка на усталеному режимі та координати x_1 матимуть вигляд:

$$\dot{x}_y = \frac{6 \cdot \Delta x}{5 \cdot t_3}; \quad x_1 = \frac{\Delta x}{10}. \quad (28)$$

Розглядаючи рух формувального візка від одного крайнього положення в інше та підставивши вирази (28) у рівності (23), (25) та (26), отримуємо функції зміни переміщення, швидкості, прискорення та ривка візка

– на ділянці пуску:

$$x = \frac{18 \cdot \Delta x}{5} \cdot \frac{t^2}{t_3^2}; \quad \dot{x} = \frac{36 \cdot \Delta x}{5} \cdot \frac{t}{t_3^2}; \quad \ddot{x} = \frac{36 \cdot \Delta x}{5 \cdot t_3^2}; \quad \ddot{\ddot{x}} = 0; \quad (29)$$

– на ділянці усталеного руху:

$$x = \frac{\Delta x}{10} \cdot \left(1 + 12 \cdot \frac{t}{t_3} \right); \quad \dot{x} = \frac{6 \cdot \Delta x}{5 \cdot t_3} = const; \quad \ddot{x} = 0; \quad \ddot{\ddot{x}} = 0; \quad (30)$$

– на ділянці гальмування:

$$x = \frac{\Delta x}{10} \cdot \left(-36 \cdot \frac{t^2}{t_3^2} + 12 \cdot \frac{t}{t_3} + 9 \right); \quad \dot{x} = \frac{6 \cdot \Delta x}{5 \cdot t_3} \cdot \left(1 - \frac{6 \cdot t}{t_3} \right); \quad \ddot{x} = -\frac{36 \cdot \Delta x}{5 \cdot t_3^2}; \quad \ddot{\ddot{x}} = 0. \quad (31)$$

Задавшись амплітудою переміщення формувального візка $\Delta x = 0,4 \text{ м}$ та загальним часом його руху від одного крайнього положення в інше $t_3 = 3 \text{ с}$, за виразами (29)-(31) було розраховано кінематичні характеристики та побудовано графіки зміни переміщення (рис. 1, а), швидкості (рис. 1, б), прискорення (рис. 1, в) та ривка (рис. 1, г) при русі формувального візка з одного крайнього положення в інше з оптимальним динамічним режимом реверсування.

Перетворивши перші рівняння виразів (29)-(31) для випадку, коли початок координат відраховується від середнього положення переміщення формувального візка, отримаємо:

– на ділянці пуску:

$$x = \frac{18 \cdot \Delta x}{5} \cdot \frac{t^2}{t_3^2} - \frac{\Delta x}{2}; \quad (32)$$

– на ділянці усталеного руху:

$$x = \frac{2 \cdot \Delta x}{5} \cdot \left(\frac{3 \cdot t}{t_3} - 1 \right); \quad (33)$$

– на ділянці гальмування:

$$x = \frac{\Delta x}{10} \cdot \left(-36 \cdot \frac{t^2}{t_3^2} + 12 \cdot \frac{t}{t_3} + 9 \right) - \frac{\Delta x}{2}. \quad (34)$$

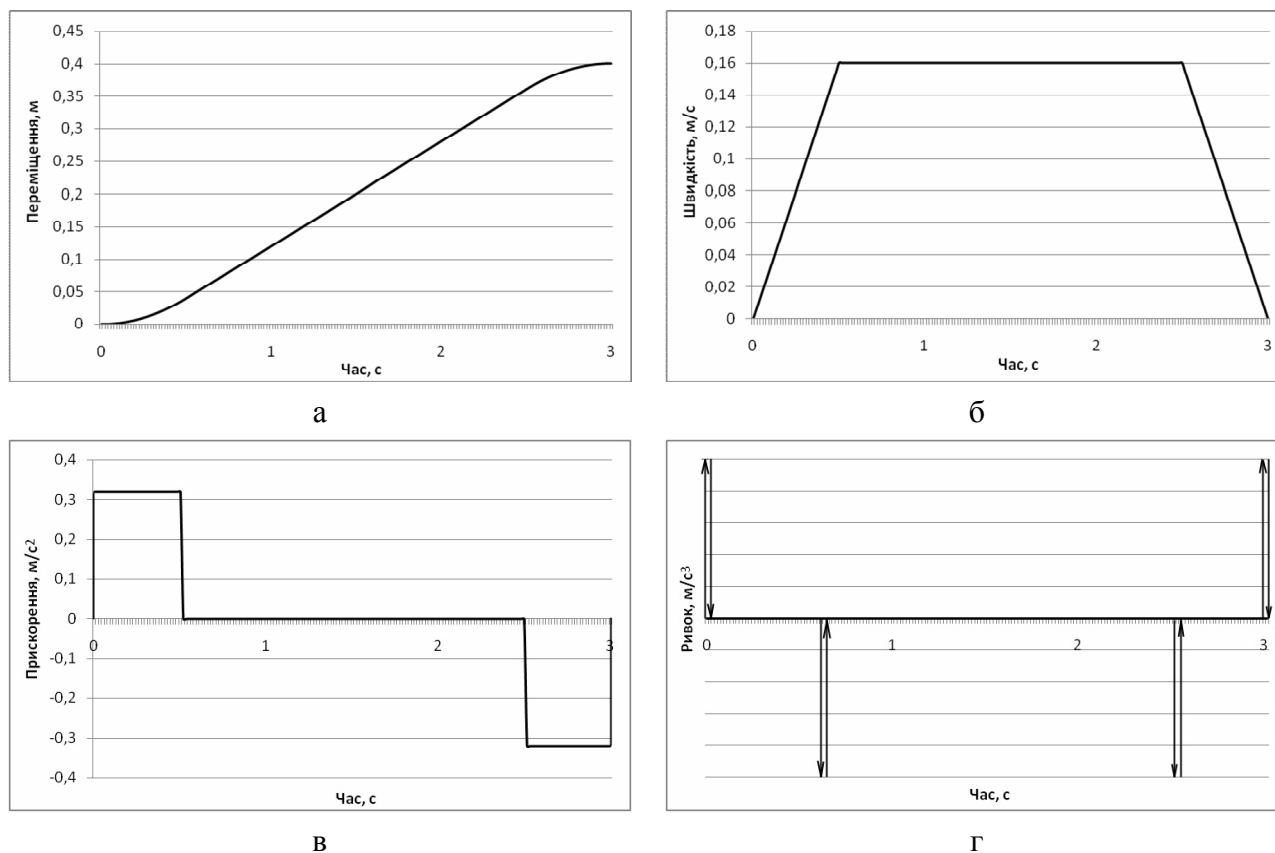


Рис. 1 – Графіки зміни переміщення – а, швидкості – б, прискорення – в та ривка – г при русі формувального візка з оптимальним динамічним режимом реверсування

Закон руху візка, описаний рівняннями (32)-(34), може бути здійснений приводом з кулачковим механізмом (рис. 2) зворотно-поступального руху візка. При цьому рух візка в одному напрямку здійснюється за рахунок повороту кулачка 1 на половину оберту (тобто $\varphi = \pi$) і в зворотному напрямку ще на половину оберту; повний цикл руху візка – за один оберт кулачка.

Для здійснення описаного закону руху візка необхідно, щоб приріст радіуса кулачка відповідав приросту переміщення візка. Згідно з цим перемінний радіус кулачка визначається залежностями:

– на ділянці пуску:

$$\rho = \frac{b}{2} + \frac{18 \cdot \Delta x}{5} \cdot \frac{t^2}{t_3^2} - \frac{\Delta x}{2}; \quad (35)$$

– на ділянці усталеного руху:

$$\rho = \frac{b}{2} + \frac{2 \cdot \Delta x}{5} \cdot \left(\frac{3 \cdot t}{t_3} - 1 \right); \quad (36)$$

– на ділянці гальмування:

$$\rho = \frac{b}{2} + \frac{\Delta x}{10} \cdot \left(-36 \cdot \frac{t^2}{t_3^2} + 12 \cdot \frac{t}{t_3} + 9 \right) - \frac{\Delta x}{2}, \quad (37)$$

Динаміка та міцність машин

де b – відстань між штовхачами 2 (рис. 2).

Час t можна виключити із залежностей (35)-(37), оскільки $t = \varphi/\omega$, а $t_3 = \pi/\omega$. Тут φ – кутова координата повороту кулачка, а ω – кутова швидкість обертання кулачка. Оскільки час пуску формувального візка визначається залежністю $t_n = 1/6 \cdot t_3$, то процес пуску буде здійснюватись при повороті кулачка на кут в межах від $\varphi = 0$ до $\varphi = \pi/6$; час усталеного руху – $t_y = 2/3 \cdot t_3$, тоді усталений рух візка буде забезпечуватись поворотом кулачка на кут в межах від $\varphi = \pi/6$ до $\varphi = 5\pi/6$; час гальмування – $t_2 = 1/6 \cdot t_3$, тоді процес гальмування буде здійснюватись при повороті кулачка на кут в межах від $\varphi = 5\pi/6$ до $\varphi = \pi$. Після відповідних перетворень радіус кулачка, що описує його профіль, пов'язується з кутовою координатою наступними виразами:

$$\rho = \frac{b}{2} + \frac{18 \cdot \Delta x}{5} \cdot \frac{\varphi^2}{\pi^2} - \frac{\Delta x}{2}, \quad 0 \leq \varphi \leq \frac{\pi}{6}; \quad (38)$$

$$\rho = \frac{b}{2} + \frac{2 \cdot \Delta x}{5} \cdot \left[3 \cdot \left(\varphi - \frac{\pi}{6} \right) \cdot \frac{1}{\pi} - 1 \right], \quad \frac{\pi}{6} < \varphi < \frac{5\pi}{6}; \quad (39)$$

$$\rho = \frac{b}{2} + \frac{\Delta x}{10} \cdot \left[-36 \cdot \left(\varphi - \frac{5\pi}{6} \right)^2 \cdot \frac{1}{\pi^2} + 12 \cdot \left(\varphi - \frac{5\pi}{6} \right) \cdot \frac{1}{\pi} + 9 \right] - \frac{\Delta x}{2}, \quad \frac{5\pi}{6} < \varphi \leq \pi. \quad (40)$$

Аналогічно визначається профіль кулачка на ділянці його повороту від π до 2π , який описується радіусом, що змінюється залежностями:

$$\rho = \frac{b}{2} - \frac{18 \cdot \Delta x}{5} \cdot \frac{(\varphi - \pi)^2}{\pi^2} + \frac{\Delta x}{2}, \quad \pi \leq \varphi \leq \frac{7\pi}{6}; \quad (41)$$

$$\rho = \frac{b}{2} + \frac{2 \cdot \Delta x}{5} \cdot \left[1 - 3 \cdot \left(\varphi - \frac{\pi}{6} \right) \cdot \frac{1}{\pi} \right], \quad \frac{7\pi}{6} < \varphi < \frac{11\pi}{6}; \quad (42)$$

$$\rho = \frac{b}{2} - \frac{\Delta x}{10} \cdot \left[-36 \cdot \left(\varphi - \frac{5\pi}{6} \right)^2 \cdot \frac{1}{\pi^2} + 12 \cdot \left(\varphi - \frac{5\pi}{6} \right) \cdot \frac{1}{\pi} + 9 \right] + \frac{\Delta x}{2}, \quad \frac{11\pi}{6} < \varphi \leq 2\pi. \quad (43)$$

Для унеможливлення ударів кулачка об штовхачі при зміні напрямку руху візка описаний рівняннями (38)–(43) профіль кулачка (рис. 3) має такий вид, що в будь-якому положенні його діаметр d – величина постійна і рівна відстані між штовхачами b ($d = b$).

З метою зменшення динамічних навантажень в елементах установки та для підвищення її надійності запропоновано конструкцію установки з приводним механізмом для забезпечення зворотно-поступального руху формувального візка з оптимальним динамічним режимом реверсування (рис. 4). Приводний механізм виконаний у вигляді шарнірно встановлених на порталі кулачкових механізмів, що контактують з штовхачами, жорстко прикріпленими до формувального візка.

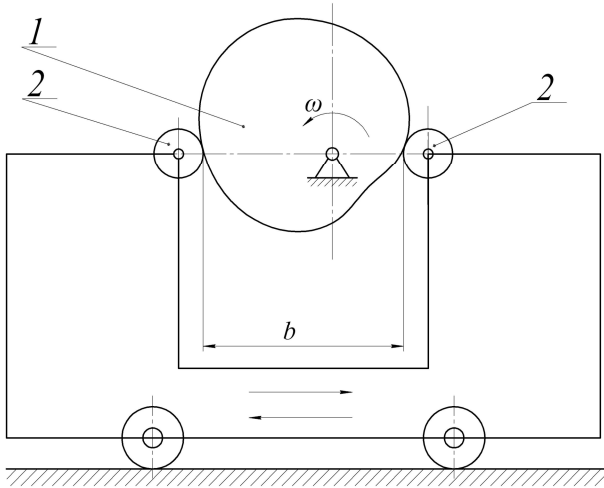


Рис. 2 – Схема механізму з кулачковим приводом зворотньо-поступального руху візка

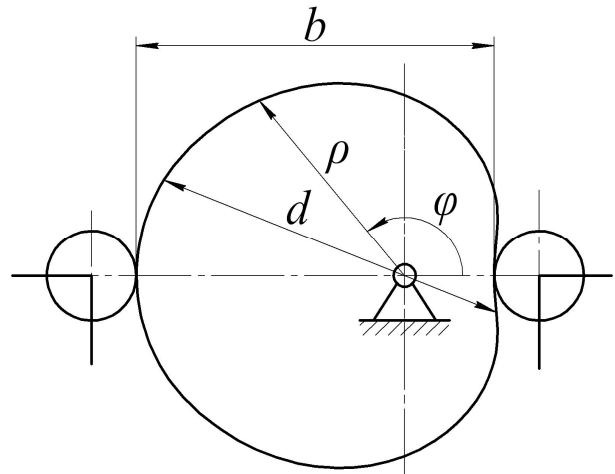


Рис. 3 – Профіль кулачка, що реалізує комбінований режим руху формувального візка

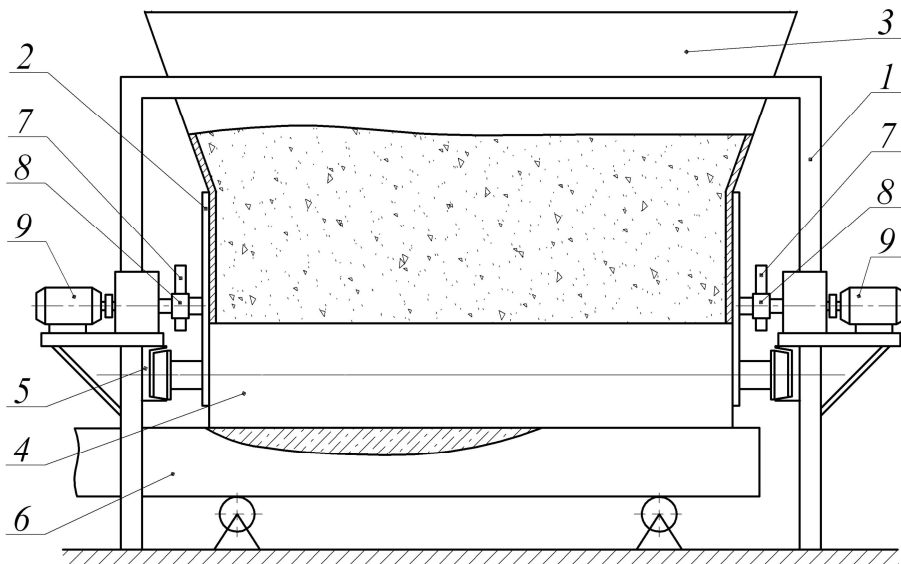


Рис. 4 – Роликова формувальна установка з кулачковим приводним механізмом

Установка вміщує змонтований на нерухомому порталі 1 формувальний візок 2, що вміщує подавальний бункер 3 та уковувальні ролики 4 і здійснює зворотньо-поступальний рух в напрямних 5 над порожниною форми 6. Візок приводиться в зворотньо-поступальний рух за допомогою двох приводів 7, прикріплених до порталу 1 у вигляді двох кулачкових механізмів, що обертаються з постійною кутовою швидкістю ($\omega = \text{const}$), але різною за напрямками, і контактують з двома штовхачами 8, жорстко з'єднаними з візком 2. Наявність двох штовхачів 8 з кожного боку формувального візка 2 дозволяє створювати жорсткий силовий ланцюг при його прямому і зворотньому ході.

При застосуванні в установці кулачкового приводного механізму з кожного боку формувального візка унеможливується його осьове перекошування, підвищується якість поверхні оброблюваної бетонної суміші, зменшуються динамічні навантаження в елементах приводу, зменшуються зайві руйнівні навантаження на рамну конструкцію і, відповідно, підвищується довговічність установки в цілому.

Динаміка та міцність машин**Висновки**

1. В результаті проведених досліджень з метою підвищення надійності та довговічності роликової формувальної установки розроблено конструкцію її приводу у вигляді кулачкового механізму та побудовано профіль кулачка для забезпечення зворотно-поступального руху формувального візка з оптимальним динамічним режимом реверсування.

2. Запропоновано конструкцію роликової формувальної установки з кулачковим приводним механізмом з обох боків формувального візка для унеможливлення його осьового перекошування, що в свою чергу приводить до підвищення якості поверхні оброблюваної бетонної суміші, зменшення динамічних навантажень в елементах приводу, зменшення зайвих руйнівних навантажень на рамну конструкцію і, відповідно, до підвищення довговічності установки в цілому.

3. Результати роботи можуть в подальшому бути корисними для уточнення та удосконалення існуючих інженерних методів розрахунку приводних механізмів машин роликового формування як на стадіях проектування/конструювання, так і в режимах реальної експлуатації.

Список використаних джерел:

1. Гарнець В. М. Прогресивні бетоноформуючі агрегати і комплекси / В. М. Гарнець. – К. : Будівельник, 1991. – 144 с.
2. Кузин В. Н. Технология роликового формования плоских изделий из мелкозернистых бетонов : автореф. дис. ... канд. техн. наук / В. Н. Кузин. – М., 1981. – 20 с.
3. Рюшин В.Т. Исследование рабочего процесса и разработка методики расчета машин роликового формования бетонных смесей : дис. ... канд. техн. наук / В. Т. Рюшин. – К., 1986. – 212 с.
4. Ловейкін В. С. Динамічний аналіз роликової формувальної установки з рекупераційним приводом / В. С. Ловейкін, К. І. Почка // Динаміка, міцність і надійність сільськогосподарських машин: пр. І-ї Міжнар. наук.-техн. конф. (DSR AM-I). – Тернопіль, 2004. – С. 507–514.
5. Ловейкін В. С. Результати експериментальних досліджень режимів руху роликової формувальної установки з рекупераційним приводом / В. С. Ловейкін, К. І. Почка // Вісник Харківського національного університету сільського господарства ім. П. Василенка. – Харків, 2007. – № 59, т. 1. – С. 465–474.
6. Ловейкін В.С. Визначення оптимального значення кута зміщення кривошипів роликової формувальної установки з рекупераційним приводом / В. С. Ловейкін, К. І. Почка // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні / НУ «Львівська політехніка». – 2007. – № 41. – С. 127–134.
7. Ловейкин В. С. Расчёты оптимальных режимов движения механизмов строительных машин : учеб. пособие / В. С. Ловейкин. – К. : УМК ВО, 1990. – 168 с.

References

1. Harnets, V 1991, *Prohresyvni betonoformuiuchi ahrehaty i komplekisy*, Budivelnik, Kyiv.
2. Kuzin, V 1981, 'Tekhnologiya rolikovogo formovaniya ploskikh izdeliy iz melkozernistykh betonov', Kand.tekh.n. abstract, Moskva.
3. Ryushin, V 1986, 'Issledovaniye rabochego protsessa i razrabotka metodiki rascheta mashin rolikovogo formovaniya betonnykh smesey', Kand.tekh.n. abstract, Kyiv.
4. Loveikin, V & Pochka, K 2004, 'Dynamichnyi analiz rolykovoi formovochnoi ustanovky z rekuperatsiinym pryvodom', *Dynamika, mitsnist i nadiinist silskohospodarskykh mashyn, Pr. I-i Mizhnarodnoi naukovo-tekhnichnoi konferentsii (DSR AM-I)*, Ternopil, pp. 507-514.
5. Loveikin, V & Pochka, K 2007, 'Rezultaty eksperymentalnykh doslidzhen rezhymiv rukhu rolykovoi formovalnoi ustanovky z rekuperatsiinym pryvodom' *Visnyk Kharkivskoho natsionalnoho universytetu silskoho hospodarstva im. P.Vasylenka*, vol. 1, no. 59, pp. 465-474.
6. Loveikin, V & Pochka, K 2007, 'Vyznachennia optymalnoho znachennia kuta zmishchennia kryvoshypiv rolykovoi formovalnoi ustanovky z rekuperatsiinym pryvodom', *Avtomatyzatsiia vyrobnychykh protsesiv u mashynobuduvanni ta pryladobuduvanni*, no. 41, pp. 127-134.
7. Loveikin, V 1990, *Raschety optimalnykh rezhimov dvizheniya mekhanizmov stroitelnykh mashin*, UMK VO, Kyiv.

Стаття надійшла до редакції 29 квітня 2015 р.

УДК 621.874

**ДИНАМІЧНІ НАВАНТАЖЕННЯ ПРИ ПЕРЕСУВАННІ ХОДОВИХ КОЛІС
З ГУМОВИМИ ВСТАВКАМИ**©Фідровська Н. М.¹, Слєпужніков Є. Д.², Чернишенко О. В.¹*Українська інженерно-педагогічна академія¹**Національний університет цивільного захисту України²***Інформація про авторів:**

Фідровська Наталія Миколаївна: ORCID: 0000-0002-5248-273X; mot@uipa.edu.ua; доктор технічних наук; професор кафедри металоріжучого обладнання і транспортних систем; Українська інженерно-педагогічна академія; вул. Університетська, 16, м. Харків, 61003, Україна.

Слєпужніков Євген Дмитрович: ORCID 0000-0002-5449-3512; ors2011@bk.ru; начальник курсу факультету оперативно-рятувальних сил; Національний університет цивільного захисту України; вул. Чернишевська, 94, м. Харків, 61023, Україна.

Чернишенко Олександр В'ячеславович: ORCID: 0000-0003-3255-1088; chernishen@ya.ru; кандидат технічних наук; старший викладач кафедри металоріжучого обладнання і транспортних систем; Українська інженерно-педагогічна академія; вул. Університетська, 16, м. Харків, 61003, Україна.

В статті розглянуто експериментальне дослідження динамічних навантажень, які виникають при пересуванні звичайних ходових коліс і коліс з еластичними вставками, які розташовані в ободі. Вставка має ступінчасту форму, яка входить в пази, нарізані на внутрішній поверхні колеса.

Експериментальні дослідження проводились на холостих і приводних ходових колесах механізму пересування вантажного візка мостового крана.

Для реєстрації вібрації коліс, які встановлені на візку крана були вибрані два вібродатчика Д 14, які були встановлені в корпус букси кранового колеса.

Як показали експерименти, застосування коліс з еластичними вставками значно зменшує динамічні навантаження, і тим самим покращує роботу механізму пересування.

Ключові слова: колесо ходове; динамічні навантаження; механізм пересування; еластичні вставки; експериментальні дослідження.

Фидровская Н. Н., Слепужников Е. Д., Чернышенко А. В. «Динамические нагрузки при передвижении ходовых колес с резиновыми вставками».

В статье рассмотрены экспериментальные исследования динамических нагрузок, которые возникают при передвижении обычных ходовых колес и колес с эластичными вставками, которые расположены в ободу. Вставка имеет ступенчатую форму и входит в пазы, нарезанные на внутренней поверхности колеса.

Экспериментальные исследования проводились на холостых и приводных колесах механизма передвижения грузовой тележки мостового крана.

Для регистрации вибрации колес, которые установлены на тележке крана были выбраны два вибродатчика Д 14, установленные в корпусе буксы кранового колеса.

Как показали эксперименты, применение колес с эластичными вставками значительно уменьшает динамические нагрузки и тем самым улучшает работу механизма передвижения.

Ключевые слова: колесо ходовое; динамические нагрузки; механизм передвижения; эластичные вставки; экспериментальные исследования.

Fidrovska N., Slepugnikov E., Cherneshenko A. “Dynamic loadings before movement of motion wheel with rubber insertions”.

In the article it is considered experimental studies of dynamic loadings, which appears during the moving of usual motion wheels and wheels with elastic inputs, which are situated in the rim. The input has steps form and goes into the hollow, cut in the inner side of surface of the wheel.

The experimental studies were taken on the idle and on driving wheels of mechanism of moving load cart of bridge tap.

For registration of vibration of the wheels which are installed on the cart of a crane were chosen two vibro dating mechanism D 14, installed in the corpus of buks of crane's wheel.

As experiments showed, the use of the wheels with the elastic inputs are much lessen dynamic loading which makes better the work of mechanism of moving.

Keywords: motion wheel; dynamic loadings; mechanism of movement; elastic inputs; experimental studies.

1. Вступ

Найбільш вірогідними причинами відмов мостових кранів являються малий строк служби кранових коліс і підкранових рейок, руйнування від втоми кінцевих балок, руйнування тихохідних валів механізмів пересування із навісними редукторами, розгойдування і зношування шляху рейкової колії, схід коліс з рейок, поломка направляючих роликів для кранів з безребордними ходовими колесами і т. інш. В основному вибраковка коліс проходить внаслідок зносу реборд. Однією з причин такого зносу являються динамічні сили, які з'являються під час пересування вантажного візка і мосту крана.

2. Аналіз останніх досліджень і публікацій

Динамічні навантаження, які виникають в мостових кранах при пересуванні ходових коліс розглядалися в роботах багатьох відомих вчених, таких як Б. С. Ковальський [1], М. П. Александров [2], Н. А. Лобов [3], С. А. Казак [4], М. М. Гохберг [5], В. А. Вайнсон [6], та інші.

Проведені експериментальні дослідження показують, що при пересуванні крана з'являються досить значні динамічні сили, які приводять до зменшення довговічності і надійності роботи кранових коліс мостового крана. Навантаженість кранової металоконструкції при роботі механізму пересування визначається двома складовими – статичними силами від ваги вантажу і крану і динамічними навантаженнями, які виникають в період його нестационарного руху.

В період руху крана з постійною швидкістю поперечні сили мають коливальний нестабільний характер, що пояснюється наявністю поперечних пружних коливань мосту і приводить до поперечних зміщень всіх ходових коліс, а також виникненням контактних сил, які діють на реборди коліс з боку рейок.

3. Викладання основного матеріалу

Для зменшення динамічних навантажень нами було запропоновано використання ходових коліс з еластичними вставками (рис. 1). Колесо ходове кранове з пружним кільцем, розташованим в ободі, яке відрізняється тим, що пластикна вставка 1 має ступінчасту форму, яка входить в пази, які нарізані на внутрішній поверхні колеса 2.

Експериментальні дослідження проводились на холостих і приводних колесах механізму пересування вантажного візка мостового крана.

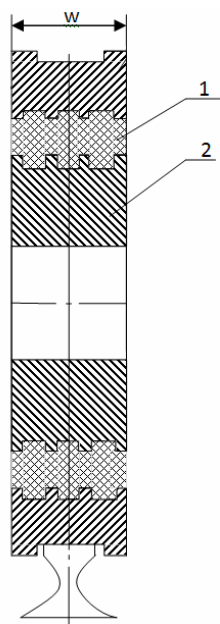


Рис. 1 - Схема ходового колеса

Для реєстрації вібрації коліс, які встановлені на візку крана були вибрані два вібродатчика Д 14, які були встановлені в корпус букси кранового колеса і своїми щупами упирались у зовнішнє кільце підшипника кочення. Перший датчик призначався для фіксування осевої вібрації, а другий для фіксування радіальної вібрації. При цьому була проведена перевірка опорних підшипників по рівню вібрації і проведена заміна зношених підшипників на нові. Сигнал від двох датчиків передавався на посилювач ZETLAB з наступною трансляцією сигналу на аналого-цифровий перетворювач (АЦП). В якості АЦП було використано універсальне ZETLAB, з можливістю оцифровування 14 біт і тактовою частотою 140 кГц яка дозволяє не тільки перетворювати аналоговий сигнал в цифровий, але і цифровий в аналоговий.

Установка датчиків для реєстрації шуму і вібрації ходового колеса візка мостового крана приведена на рисунку 2, а принципіальна схема підключення показана на рисунку 3.

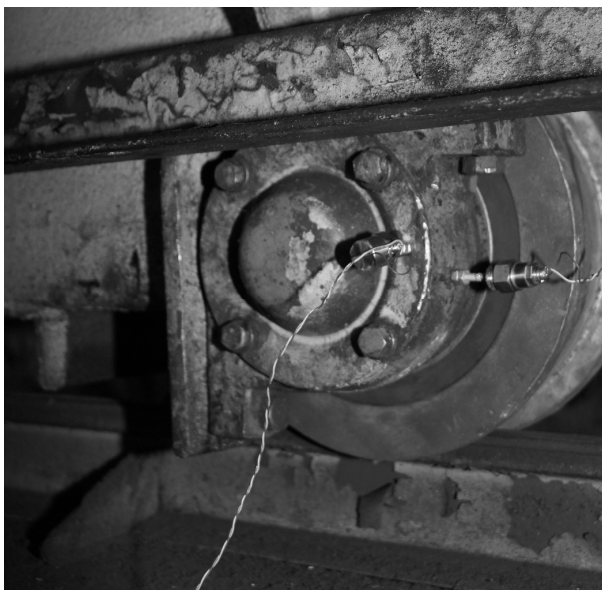


Рис. 2 – Установка датчиків реєстрації шуму і вібрації на буксу ходового колеса візка мостового крана

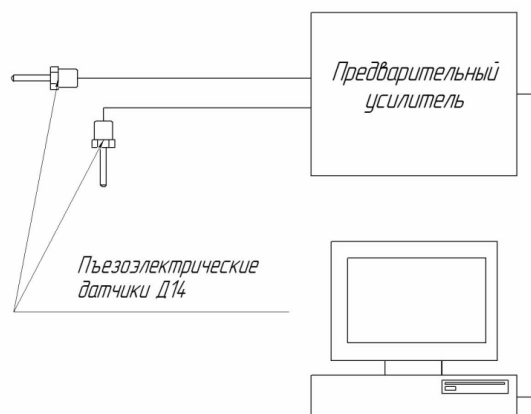


Рис. 3 – Схема підключення вібродатчиків до АЦП комп'ютера

Реєстрація і первинна обробка результатів експерименту була проведена на комп'ютері, який зібраний на платформі Intel Celeron частотою процесора – 2000 МГц. В комплект вимірювальної і реєструючої апаратури входив двохканальний підсилювач ZETLAB з фіксованими коефіцієнтами підсилення. Також для настройки і перевірки роботоздатності реєструючої апаратури був використаний генератор низької частоти і цифровий мультиметр.

В якості програми для реєстрації і аналізу сигналу була вибрана програма ZETLB, яка дозволяє не тільки відображати сигнал в режимі реального часу з можливістю масштабування, але і дозволяє проводити оцифрування сигналу з можливістю подальшої обробки результатів в різних стандартних. Також ця програма дозволяє проводити запис сигналу, довжина запису обмежена тільки апаратними можливостями комп'ютера, і об'ємом жорсткого диска. гармонічних складових.

Динаміка та міцність машин

Метод дозволяє знайти і визначити характер динамічних навантажень, які діють на кранове колесо з боку вантажного візка.

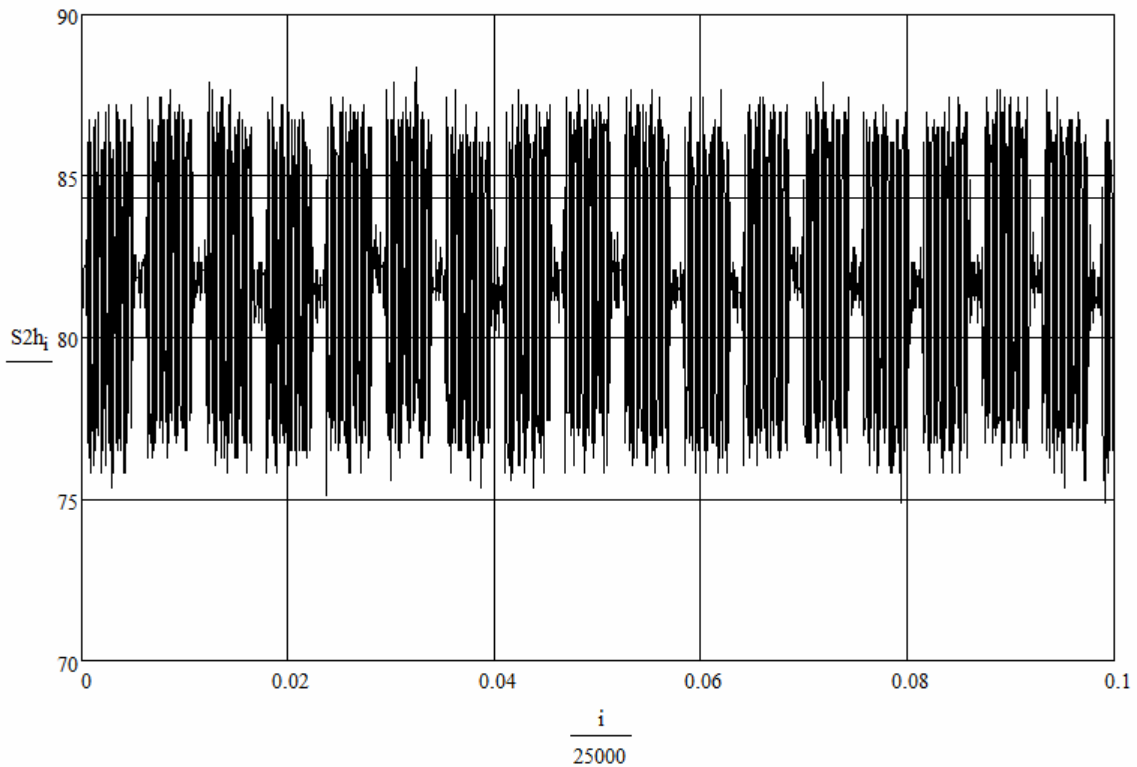


Рис. 4 – Характер динамічних навантажень, які діють на кранове колесо

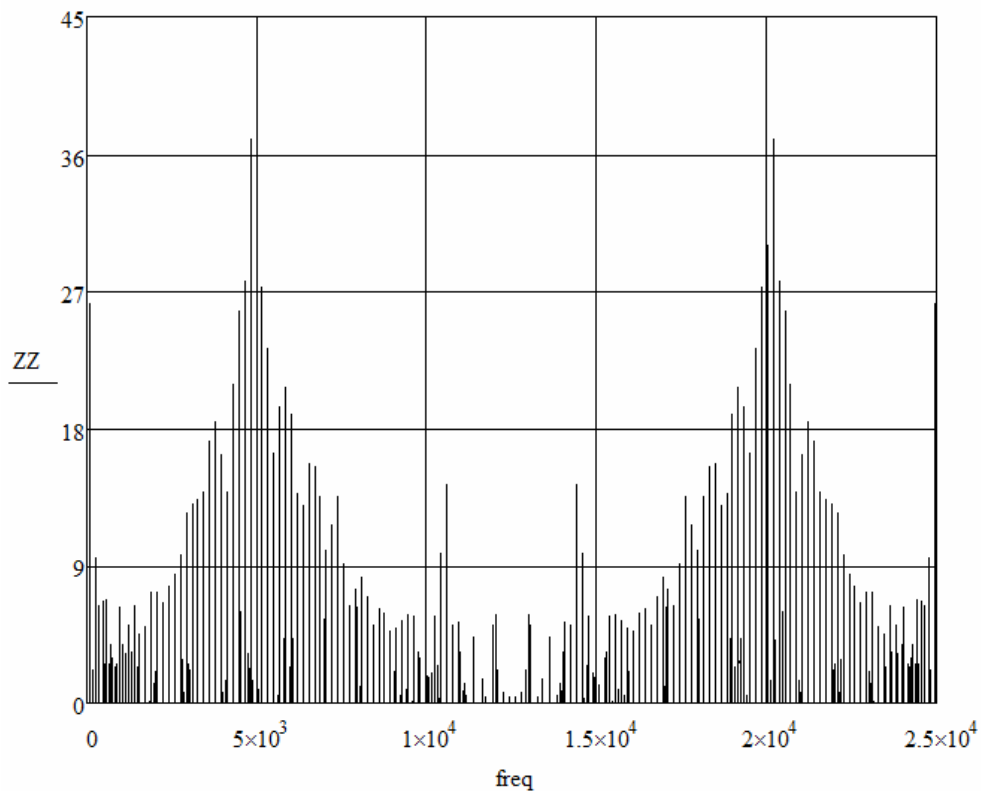


Рис. 5 – Рівень вібрації букси колеса старої конструкції

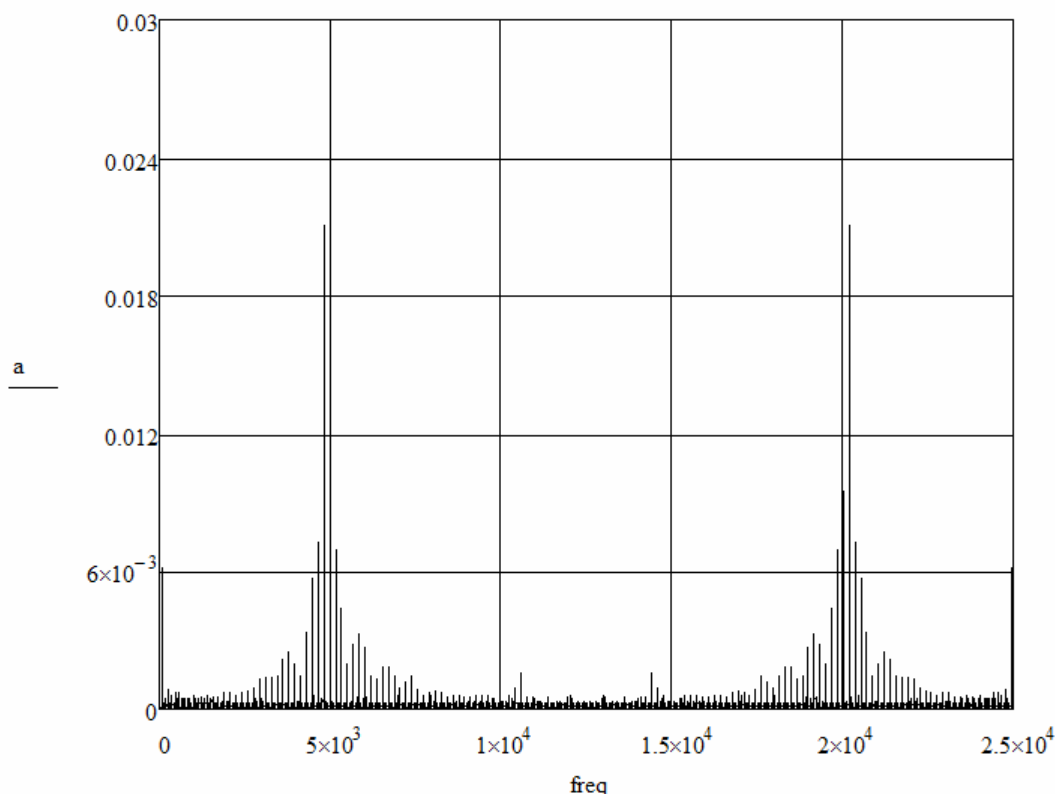


Рис. 6 – Рівень вібрації букси колеса з еластичною вставкою

Висновки

Як показали результати проведених експериментів, рівень вібрації при пересуванні колеса з еластичною вставкою набагато менший ніж звичайного ходового колеса.

Список використаних джерел:

1. Ковальський Б. С. Вопросы передвижения мостовых кранов / Б. С. Ковальский. – Луганск : Восточн. гос. ун-т, 1997. – 39 с.
2. Александров М. П. Грузоподъемные машины / М. П. Александров. – М. : Высш. шк., 2000. – 552 с.
3. Лобов Н. А. Динамика передвижения кранов по рельсовому пути / Н. А. Лобов. – М. : Из-во МГТУ, 2003. – 232 с.
4. Казак С. А. Динамика мостовых кранов / С. А. Казак. – М. : Машиностроение, 1968. – 332 с.
5. Гохберг М. М. Металлические конструкции / М. М. Гохберг. – М. : Машиностроение, 1989. – 399 с.
6. Вайнсон А. А. Подъемно-транспортные машины / А. А. Вайнсон. – М. : Машиностроение, 1989. – 563 с.

References

1. Kovalskiy, B 1997, *Voprosy peredvizheniya mostovykh kranov*, Vostochnoukrainskiy gosudarstvennyy universitet, Lugansk.
2. Aleksandrov, M 2000, *Gruzopodyemnye mashiny*, Vysshaya shkola, Moskva.
3. Lobov, N 2003, *Dinamika peredvizheniya kranov po relsovomu puti*, MGTU, Moskva.
4. Kazak, S 1968, *Dinamika mostovykh kranov*, Mashinstroyeniye, Moskva.
5. Gokhberg, M 1989, *Metallicheskiye konstruksii*, Mashinostroyeniye, Moskva.
6. Vaynson, A 1989, *Podyemno-transportnyye mashiny*, Mashinostroyeniye, Moskva.

Стаття надійшла до редакції 18 травня 2015 р.

УДК 621.165

ИССЛЕДОВАНИЕ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ БАНДАЖЕЙ РАБОЧИХ ЛОПАТОК ПАРОВЫХ ТУРБИН

©Фурсова Т. Н.

Українська інженерно-педагогічна академія

Інформація про автора:

Фурсова Тетяна Миколаївна: ORCID: 0000-0003-1900-7432; tatiana_fursova@mail.ru; кандидат технічних наук; доцент кафедри теплоенергетики та енергозбереження; Українська інженерно-педагогічна академія; вул. Університетська, 16, м. Харків, 61003, Україна.

Рассмотрены результаты исследований по обеспечению прочности и эксплуатационной надежности одних из наиболее напряженных и ответственных элементов облопачивания – цельнофрезерованных бандажей рабочих лопаток паровых турбин, предназначенных для уменьшения вибраций рабочих лопаток.

Проведен анализ напряженно-деформированного состояния цельнофрезерованного бандажа в пределах упругих деформаций с помощью программного комплекса ANSYS на базе метода конечных элементов.

Определены зоны, которые представляют наибольшую опасность при эксплуатации вследствие силовой и геометрической концентрации напряжений, рассмотрены возможности уменьшения местных напряжений. Результаты работы могут быть использованы в области турбостроения, при проектировании и эксплуатации паровых турбин. Предлагается применять полученные результаты для предотвращения возможных повреждений в зонах концентрации напряжений.

Ключевые слова: турбина; напряжения; цельнофрезерованный бандаж; рабочая лопатка.

Фурсова Т. М. «Дослідження напружено-деформованого стану бандажів робочих лопаток парових турбін».

Розглянуті результати досліджень щодо забезпечення міцності та експлуатаційної надійності одних з найбільш напружених та відповідальних елементів облопачування – цільнофрезерованих бандажів робочих лопаток парових турбін, призначених для зменшення вібрацій робочих лопаток.

Проведений аналіз напружено-деформованого стану цільнофрезерованого бандажу у межах пружних деформацій за допомогою програмного комплексу ANSYS на базі методу скінчених елементів.

Визначені зони, які представляють найбільшу небезпеку при експлуатації внаслідок силової та геометричної концентрації напруг, розглянуті заходи зменшення місцевих напруг. Результати роботи можуть бути використані в галузі турбобудування, при проектуванні та експлуатації парових турбін. Пропонується застосовувати отримані результати для попередження ймовірних пошкоджень у зонах концентрації напруг.

Ключові слова: турбіна; напруги; цільнофрезерований бандаж; робоча лопатка.

Fursova T. M. “Study of stress-strain state bandage rotor blades of steam turbines”.

The results of research to ensure the strength and operational reliability of some of the most intense and important elements of the blading - tselnofrezеровannyyh bandages rotor blades of steam turbines designed to reduce vibrations of rotor blades.

Analysis of stress-strain state tselnofrezеровannogo bandage within the elastic deformation using ANSYS software system based on the finite element method.

The zones, which represent the greatest danger in the operation due to the power and the geometric stress concentration, the possibilities of reducing the local stresses. The results can be used in the turbine building, the design and operation of steam turbines. It is proposed to apply the results to prevent damage in the areas of stress concentration.

Keywords: turbine; stress; all-mailed; bandage; rotor blade.

1. Актуальность работы

Важным элементом облопачивания являются бандажи и проволочные связи, предназначенные для уменьшения вибрации рабочих лопаток паровых турбин. Для повышения эксплуатационной надежности используются бандажи, выполненные заодно с лопатками – цельнофрезерованные (интегральные) бандажи (рис. 1). Бандажный замок, связывающий отдельные лопатки по бандажу, позволяет за счет трения, возникающего в нем, гасить колебания лопаток, путем их равномерного перераспределения между лопатками пакета [1].

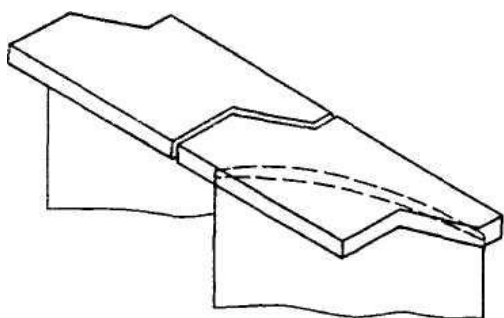


Рис. 1 – Цельнофрезерованный (интегральный) бандаж

Бандажные связи очень важны для лопаток последних ступеней. При их отсутствии не только снижается вибрационная надежность облопачивания, но и происходит упругая раскрутка лопатки: под действием центробежной силы профили в отдельных сечениях лопатки поворачиваются вокруг ее продольной оси (иногда на 10–12°) и начинают занимать не расчетное положение. В результате обтекание лопаток потоком пара становится нерасчетным и экономичность ступени снижается. Выполнение на периферии лопатки цельнофрезерованного

бандажа с «зубом» препятствует упругой раскрутке лопатки. Контакт поверхностей зубьев соседних лопаток и возникающие на них силы трения создают демпфирование колебаний.

Цельнофрезерованный бандаж характеризуется воздействием довольно высоких центробежных сил, развиваемых рабочими лопатками при вращении ротора. Различные сечения при этом испытывают напряжения изгиба. Поэтому представляет практический интерес исследования его напряженно – деформированного состояния (НДС).

2. Анализ состояния вопроса и цель исследования

Вопросы прочности бандажей рабочих лопаток рассматривались в работах [2–4], основываясь на положениях теории упругости и сопротивления материалов. В настоящее время широко используются современные системы автоматизированного проектирования (САПР), которые позволяют без существенных материальных затрат и времени проводить подробные исследования НДС ответственных деталей и узлов конструкций.

Целью работы является исследование и анализ НДС цельнофрезерованного бандажа рабочих лопаток паровых турбин с помощью программного комплекса ANSYS на базе метода конечных элементов (МКЭ).

3. Основная часть

Для исследования были взяты варианты вырезанных сечений бандажа, показанные на рис. 2–4.

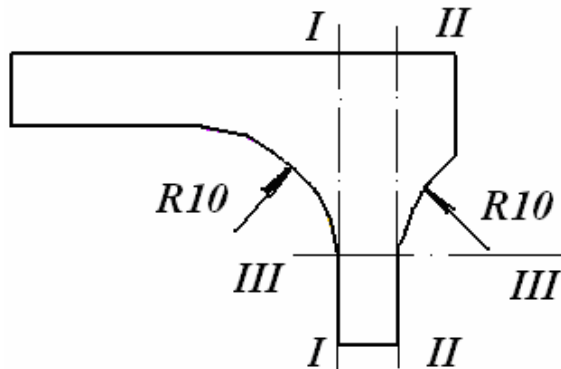


Рис. 2 – Вариант 1

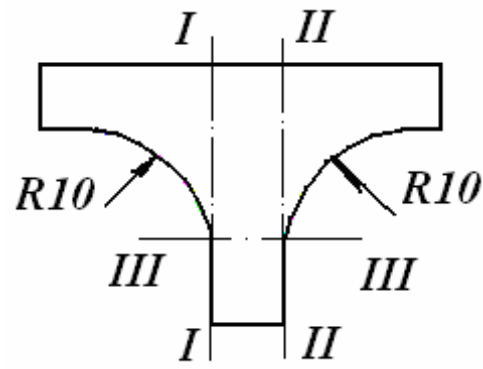


Рис. 3 – Вариант 2

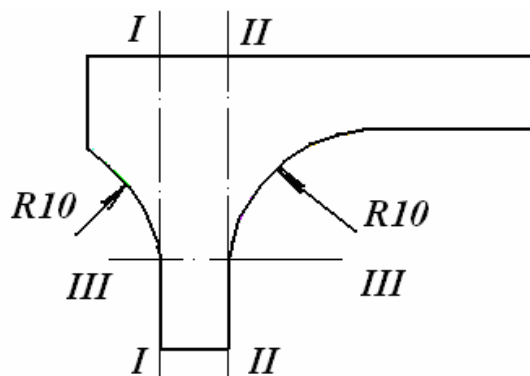


Рис. 4 – Вариант 3

Вариант 1 соответствует наиболее ослабленному элементу в зоне тонкой кромки профиля лопатки. Вариант 2 – срединной части профиля. Вариант 3 – в зоне утолщенной кромки профиля лопатки.

Соответственно распределение напряжений представлено на рис. 5–7.

Как видно из рисунков 5–7, в наиболее благоприятных условиях работает часть бандажа, приходящаяся на среднюю часть

профиля лопатки, вариант 2. Здесь максимальные напряжения составляют 57 МПа. У кромок, в варианте 1 и 3 соответственно, максимальные напряжения составляют 838 и 595 МПа. В расчетных сечениях I–I, II–II и III–III определялись средние напряжения (таблица 1).

Отрицательные значения максимальных напряжений в сечениях соответствуют напряжениям сжатия, появляющихся в результате действия изгибающих моментов.

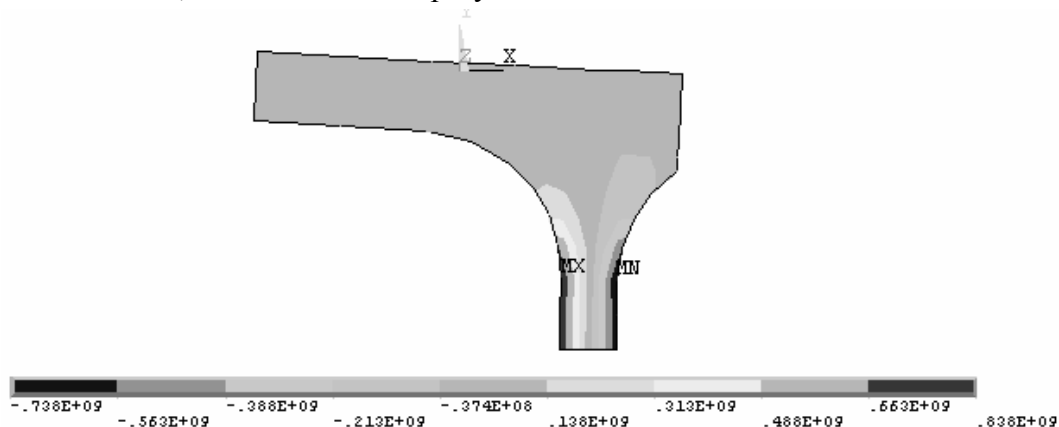


Рис. 5 – Вариант 1

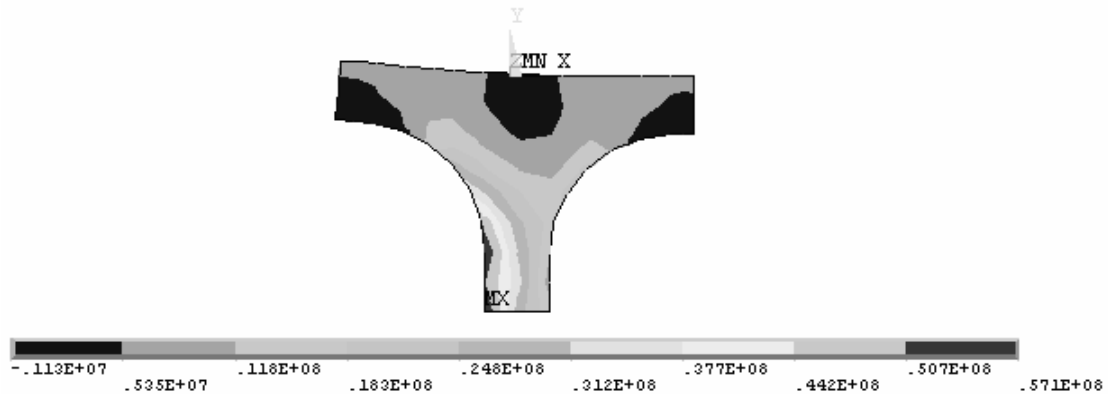


Рис. 6 – Вариант 2

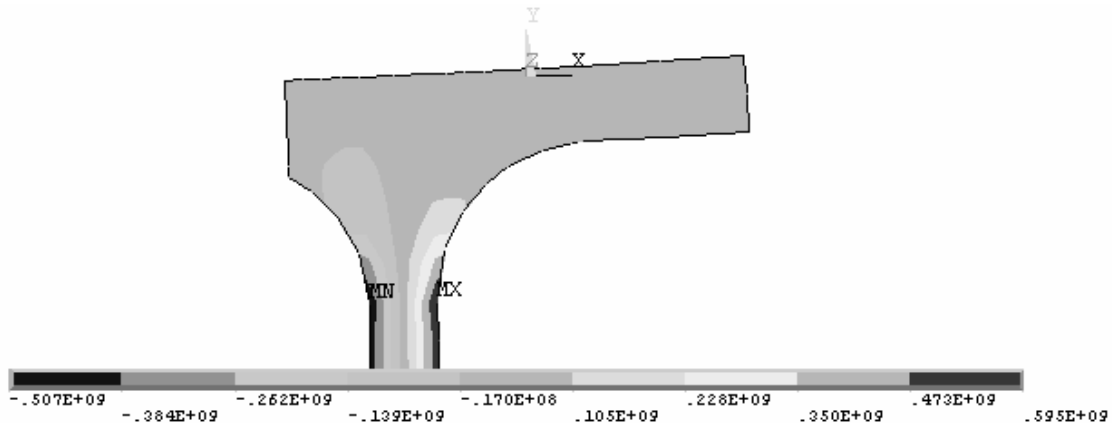


Рис. 7 – Вариант 3

Таблица 1 – Напряжения в элементах бандажа

Вариант	Сечения №1			Сечения №2			Сечения № 3		
	I-I	II-II	III-III	I-I	II-II	III-III	I-I	II-II	III-III
Максимальные напряжения, МПа	838	-738	838	57	-11	57	595	-507	595
Средние напряжения, МПа	292	281	48	26	9	33	196	219	44
Коэффициент Концентрации напряжений	2,87	2,63	17,5	2,19	1,2	1,7	3,03	2,31	13,5

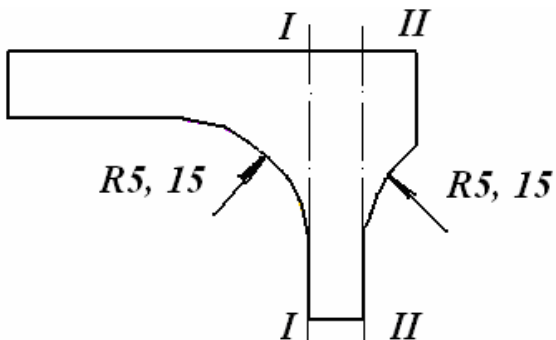


Рис. 8 – Изменение радиуса закругления

На примере варианта № 1 рассматривалось влияние радиусов закруглений на характер НДС (рис. 8). В этом случае значения напряжений изменялись таким образом:

- при радиусе 5 мм максимальные напряжения в сечении I-I составили 861 МПа при средних 386 МПа, в сечении II-II соответственно – 765 МПа и 335 МПа
- при радиусе 15 мм максимальные

Динаміка та міцність машин

напряжения в сечении I–I составили 851 МПа при средних 213 МПа, в сечении II–II соответственно – 745 МПа и 178 МПа.

Предпочтительным следует считать радиус закруглений 10 мм, поскольку в этом случае наблюдаются более сниженные максимальные и средние напряжения. При 15 мм необходимо учитывать утяжеление конструкции.

Выводы

В ходе проведенного исследования напряженно – деформированного состояния цельнофрезерованного бандажа рабочей лопатки паровой турбины было установлено:

1. Проанализированы условия работы цельнофрезерованных бандажей и действующие нагрузки.
2. Определены зоны, представляющие наибольшую опасность из-за силовой и геометрической концентрации напряжений с точки зрения возникновения повреждений.
3. Рассмотрены возможности уменьшения концентрации напряжений с помощью радиусов. Предпочтительно значение радиусов закруглений 10 мм.

Список использованных источников:

1. Трухний А. Д. Теплофикационные паровые турбины и турбоустановки / А. Д. Трухний, Б. В. Ломакин. – МЭИ, 2002. – 540 с.
2. Прочность элементов паровых турбин / под ред. Л. А. Шубенко-Шубина. – М.; К.: ГНТИ машиностроит. лит - ры, 1962. – 568 с.
3. Левин А. В. Прочность и вибрация лопаток и дисков паровых турбин / А. В. Левин, К. М. Боришанский, Е. Д. Консон. – Л.: Машиностроение, 1981. – 710 с.
4. Напряжения и деформации в деталях паровых турбин / под ред. А. Н. Подгорного. – К.: Наукова думка, 1978. – 276 с.

References

1. Trukhniy, A & Lomakin, B 2002, *Teplofikatsionnyye parovyie turbiny i turboustanovki*, MEI, Moskva.
2. Shubenko-Shubin, L 1962, *Prochnost elementov parovykh turbin*, GNTI mashinostroitel'noy literatury, Moskva, Kyiv.
3. Levin, A, Borishanskiy, K & Konson, E 1981, *Prochnost i vibratsiya lopatok i diskov parovykh turbin*, Mashinostroeniye, Leningrad.
4. Podgorny, A 1978, *Napryazheniya i deformatsii v detalyakh parovykh turbin*, Naukova dumka, Kyiv.

Стаття надійшла до редакції 14 травня 2015 р.

УДК 621.9.04

**ДЕЯКІ АСПЕКТИ ПО ВИЗНАЧЕННЮ ВПЛИВУ СКЛАДОВИХ СИЛИ ТЕРТЯ
НА ПРОЦЕС РІЗАННЯ ПРИ ГЛИБОКОМУ СВЕРДЛЕННІ АЛЮМІНІЇВ****©Маршуба В. П., Плахотнікова І. Б.***Українська інженерно-педагогічна академія***Інформація про авторів:**

Маршуба В'ячеслав Павлович: ORCID: 0000-0003-1426-6240; marshuba_vp@mail.ru; кандидат технічних наук; доцент кафедри поліграфічного виробництва і комп'ютерної графіки; Українська інженерно-педагогічна академія; вул. Університетська, 16, м. Харків, 61003, Україна.

Плахотнікова Інна Борисівна: ORCID: 0000-0002-7690-4335; Plakhotnikova-IB@mail.ru; старший викладач кафедри поліграфічного виробництва і комп'ютерної графіки; Українська інженерно-педагогічна академія; вул. Університетська, 16, м. Харків, 61003, Україна.

Обґрунтування експериментальних залежностей по визначенню в силі тертя та різання, адгезійної і механічної складової, при взаємодії швидкорізальної сталі Р6М5Ф3 та ливарних алюмінієвих сплавів в умовах глибокого свердлення отворів малого діаметру при дії високого контактного тиску і великих температур по контактним ювенальним поверхням. Експеримент проводився по визначенню частки адгезійної та механічної взаємодії в силі різання та тертя при обробці глибоких отворів в ливарних алюмінієвих сплавах. Для досягнення поставленої мети по встановленню кількісних залежностей адгезійної і механічної складової в силі тертя застосовувались різноманітні методики по визначенню експериментальних даних отриманих в умовах моделювання процесу різання та при самому процесі. Показана методика направлення досліджень по оптимізації процесів різання матеріалів.

Ключові слова: глибоке свердлення; адгезійна взаємодія; ливарний алюміній; швидкорізальна сталь; процес різання.

Маршуба В. П., Плахотнікова І. Б. «Некоторые аспекты по определению влияния составляющих силы трения на процесс резания при глубоком сверлении алюминиев».

Обоснование экспериментальных зависимостей по определению в силе трения, адгезионной и механической составляющей, при взаимодействии быстрорежущей стали Р6М5Ф3 и литейных алюминиевых сплавов в условиях глубокого сверления отверстий малого диаметра под действием высокого контактного давления и больших температур по ювенальным контактными поверхностям. Эксперимент проводился по определению частицы адгезионного и механического взаимодействия в силе резания и трения при обработке глубоких отверстий в литейных алюминиевых сплавах. Для достижения поставленной цели по установлению количественных зависимостей адгезионной и механической составляющей в силе трения применялись различные методики по определению экспериментальных данных, полученных в условиях моделирования процесса резания и при самом процессе. Показана методика направления исследований по оптимизации процессов резания материалов.

Ключевые слова: глубокое сверление; адгезионное взаимодействие; литейный алюминий; быстрорежущая сталь; процесс резания.

Верстати та інструменти

Marshuba V., Plakhotnikova I. “Some facets of the estimation of the friction force components influence on the cutting process by deep boring of aluminum”.

Ground of experimental dependences on determination in force of friction, adhesive and mechanical constituent, at co-operation of high-speed steel P6M5Φ3 and casting aluminum alloys in the conditions of action of pinholes deep boring and high contact pressure and large temperatures on contact surfaces. The experiment was conducted on determination of particle of adhesive and mechanical co-operation in force of cutting at treatment of deep holes and in castings from aluminum alloys. For achievement of the put purpose on establishment of quantitative dependences of adhesive and mechanical constituent in force of friction the different methodologies for estimation the experimental data received in conditions of the cutting process modeling are used. The method of direction of researches on optimization of processes of cutting of materials is shown.

Keywords: deep boring; adhesive interaction; aluminum casting alloy; high-speed steel; cutting process.

1. Постановка проблеми в загальному вигляді

Обробка глибоких 10d (до десяти діаметрів) отворів стандартними гвинтовими свердлами для обробки легких сплавів ГОСТ 19548-88 на агрегатних верстатах (АС) і автоматичних лініях (АЛ) в алюмінієвих сплавах, зокрема корпусних деталях, є поширеною і відповідальною операцією технологічного процесу. Але застосування стандартних гвинтових свердел для операцій глибокого свердління на різноінструментальних головках АС і АЛ має ряд недоліків, як в конструкції ріжучого інструменту, так і в умовах обробки отворів:

- Із-за недосконалості поширеного способу підведення змащувально-охолоджувального технологічного середовища (ЗОТС) до гирла отвору методом поливу і неглибокого проникнення рідини в зону обробки, при збільшенні глибини отвору, підвищується температура в зоні різання, що зрештою сприяє збільшенню шкідливого впливу адгезійної і механічної складової сили тертя при взаємодії інструменту та матеріалу, що обробляють.

- Досягши глибини свердління отворів $\varnothing(4...5)d$ стандартними гвинтовими свердлами, із-за пакетування стружки в стружкових канавках, має місце від 40 до 60 % випадків раптової відмови (далі в тексті поломок) ріжучого інструменту.

- Відсутня можливість виведення ріжучого інструменту з каналу отвору для охолодження і видалення стружки, із-за одночасної роботи різноманітних ріжучих інструментів (мітчиків, розгортків, зенкерів і ін.).

- Немає можливості із-за малого діаметру інструменту і близького розташування шпинделів в інструментальній головці установки допоміжного оснащення для застосування подачі ЗОТС в зону різання під тиском через канали в стеблі свердла.

2. Аналіз досліджень і публікацій за темою статті

Безвивідне свердління глибоких (до 10 ... 15d) отворів в різних матеріалах з подачею ЗОТС в зону обробки методом зовнішнього поливу на агрегатних верстатах та автоматичних лініях, призводить за частої до раптового відмови стандартних швидкорізальних гвинтових

свердел подовженою серії по даним робот [1, 2]. Особливо ця проблема актуальна при обробці хімічно активних матеріалів (алюмінію і його сплавів, титану та інших матеріалів).

У процесі обробки глибоких отворів у корпусних деталях з ливарних алюмінієвих сплавів (АК7, АК7ч, АК7пч, АК5М2 і АК7Ц9), гвинтовими свердлами з швидкорізальної сталі Р6М5Ф3, визначальними видами зносу різального інструменту є адгезійний (молекулярний) і абразивний (механічний) [2, 3].

Адгезійна взаємодія на контактних поверхнях гвинтових свердел призводить до появи наростів оброблюваного матеріалу і втомних напружень в матеріалі різального інструменту, до відриву мікро- і макрочастинок інструментального матеріалу [4, 5].

3. Виклад основного матеріалу

Як відомо, адгезійна взаємодія інструментального та того матеріалу, що оброблюється, є одним з факторів, що впливає на тривалу стійкість ріжучого інструмента. Особливо цей вплив проявляється при обробці глибоких отворів в важкооброблюваних матеріалах, до яких необхідно віднести і ливарні алюмінієві сплави.

У зв'язку з вище викладеним, для визначення складової сили тертя, проводилися дослідження адгезійної взаємодії представників цих сплавів з швидкорізальної сталлю Р6М5Ф3 (так як більшість ріжучих інструментів даного типу виготовляється з цієї сталі), а також представників алюмінієвих сплавів з тонкими зносостійкими покриттями КОН Ті 6 ізн. і КОН ТіN 10 ізн., що наносяться на ріжучі інструменти з швидкорізальної сталі.

Адгезійна взаємодія на контактних поверхнях гвинтових свердел призводить до циклічних навантажень, дестабілізує сили різання і момент, що крутить, температуру і коефіцієнт тертя в зоні контакту, а також інші фізичні параметри процесу різання. Даний процес сприяє виникненню наростів з матеріалу, що обробляється, на контактних поверхнях свердла та втомних напружень в інструменті і відриву мікро- і макрочасток інструментального матеріалу. Так як, нарости виникають в умовах дії високих температур і великих контактних напруг, тому часто за інтенсивністю їх утворення судять про адгезійну взаємодію інструментального і того матеріалу, що обробляється.

Для того, щоб визначити адгезійну складову сили тертя проводимо серію опитів на дослідній установці, що приближає умови проведення опитів до реальних, та відповідають протіканню процесів при обробці деталей з алюмінієвих сплавів.

Міцність адгезійного зв'язку на зріз визначали динамометром і реєстрували осциллографом, при цьому частина експериментів проводили з нагріванням зразків.

Плоский зразок, що має центральний отвір 5 мм, стискали між двома конічними поверхнями індентору, з швидкорізальної сталі марки Р6М5Ф3. Вимірюючи зусилля, необхідне для обертання зразка, при різних температурах і тиску, визначали питому силу тертя, яка при досить високій геометричній точності контактних поверхонь індентора і низькою шорсткості, дорівнює тангенціальній міцності адгезійних зв'язків. Конічні торцеві поверхні індентору шліфували і притирали, забезпечивши шорсткість поверхні $Ra = 0,04 \dots 0,063$ мкм.

Верстати та інструменти

Згідно існуючим уявленням про адгезійна взаємодія твердих тіл впливає на утворення і руйнування містків схоплювання, де основний вплив роблять фізико-механічні властивості матеріалів, нормальні напруги і температура в зоні контакту. Для різних твердих тіл встановлений і експериментально підтверджений біномінальної закон адгезійного тертя, згідно з яким тангенціальна міцність адгезійного зв'язку (τ_a):

$$\tau_a = \tau_0 + \beta \rho$$

де τ_0 – зрушений опір адгезійного зв'язку;

β – фактичний контактний тиск (нормальне напруження в зоні контакту);

ρ – коефіцієнт зміцнення адгезійного зв'язку. Так, як відомо, що параметри τ_0 і ρ є функцією температури в зоні контакту.

Тангенціальна міцність адгезійного зв'язку на контактних поверхнях інструменту визначається, якщо відомі закономірності зрушеного опору і коефіцієнта зміцнення зв'язку в залежності від температури. Для їх встановлення на дослідній установці були отримані залежності $\tau_a = f(\rho)$ при різних температурах. Коефіцієнт зміцнення адгезійного зв'язку β , був вираховано, як відношення прирощення τ_a , до приросту ρ :

$$\beta = \Delta \tau_a / \Delta \rho$$

Зрушений опір τ_0 при різних температурах визначали екстраполяцією залежностей $\tau_a = f(\rho)$, на нормальну нульову напругу:

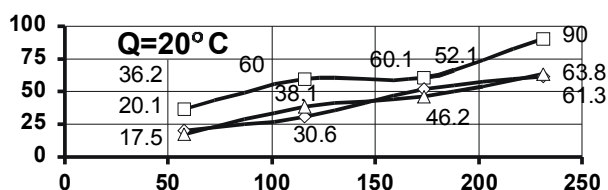
$$\tau_0 = \tau_a, \rightarrow \text{при } \rho = 0.$$

Графіки залежності τ_a , від нормальних напружень ρ при різних температурах t , °C наведено на рис. 1.

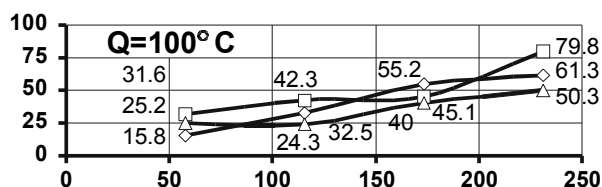
Встановити причину утворення наростів на контактних поверхнях інструменту можна лише на основі кількісної оцінки сил адгезійного і механічної взаємодії. Це дозволить встановити природу сил тертя і частку адгезійної взаємодії в силі різання.

Для встановлення впливу сил адгезії на знос різального інструменту, необхідно виявити закономірності зміни тангенційної міцності адгезійного зв'язку. Так, як стійкість гвинтових свердел з швидкорізальної сталі Р6М5Ф3 визначається, зносом по задній поверхні головних різальних крайок і перемишки. У свою чергу визначали сили адгезійної взаємодії по задній поверхні інструменту. Їх розраховували, використовуючи наведені в статті [5] дані про закономірності зміни середніх нормальних напружень на контактних майданчиках, температури різання, а також встановлених закономірностей зміни параметрів адгезійної взаємодії τ_0 і β .

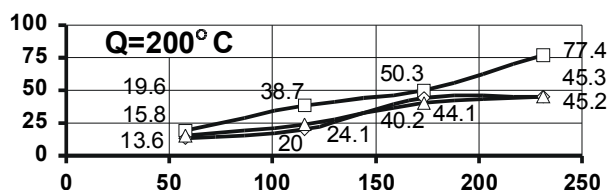
Розрахована тангенціальна міцність адгезійного зв'язку на задніх поверхнях інструменту $\Delta \tau_a$ матиме деякий середнє значення, так як нормальні напруги на контактних майданчиках змінюється за експоненціальному закону. Тому нормальні напруження на задній поверхні інструменту мають, найбільше значення поблизу ріжучої кромки і на ділянці контактної площадки буде максимальна тангенціальна міцність адгезійної зв'язку.

τ_a , МПа

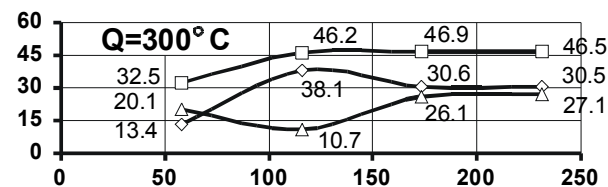
$$\begin{aligned}\tau_0(1) &= 4,1; \beta = 0,446; \\ \tau_0(2) &= 4,3; \beta = 0,315; \\ \tau_0(3) &= 2,3; \beta = 0,335;\end{aligned}$$



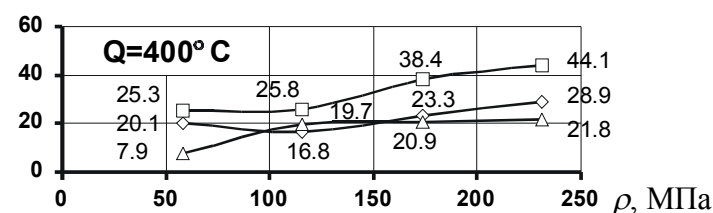
$$\begin{aligned}\tau_0(1) &= 6,2; \beta = 0,394; \\ \tau_0(2) &= 5,1; \beta = 0,268; \\ \tau_0(3) &= 4,3; \beta = 0,249\end{aligned}$$



$$\begin{aligned}\tau_0(1) &= 5,6; \beta = 0,344; \\ \tau_0(2) &= 5,8; \beta = 0,249 \\ \tau_0(3) &= 3,7; \beta = 0,240;\end{aligned}$$



$$\begin{aligned}\tau_0(1) &= 8,1; \beta = 0,331; \\ \tau_0(2) &= 5,2; \beta = 0,231; \\ \tau_0(3) &= 5,3; \beta = 0,238;\end{aligned}$$



$$\begin{aligned}\tau_0(1) &= 18,0; \beta = 0,158; \\ \tau_0(2) &= 13,2; \beta = 0,114; \\ \tau_0(3) &= 16,3; \beta = 0,005.\end{aligned}$$

Рис. 1 – Графіки залежності τ_a від нормальних напружень ρ при різних температурах t , °C:

- 1 -□- – при взаємодії Р6М5Ф3 і алюмінієвого сплаву АК7пч;
- 2 -◇- – при взаємодії Т1 і алюмінієвого сплаву АК7пч;
- 3 -Δ- – при взаємодії 7Ш і алюмінієвого сплаву АК7пч

Форма епюри нормальних напружень мало змінюється від умов обробки [2], тому можна вважати, що зміна середнього значення тангенціальної міцності адгезійного зв'язку τ_a залежно від швидкості різання буде відображати зміна сили адгезійного взаємодії на контактному майданчику.

На міцність адгезійного шва впливають два фактори: його теплове раз зміцнення і деформаційне зміцнення під дією нормальних напружень. Тому вплив швидкості різання на співвідношення сумарної питомої сили тертя $\tau_{a\alpha} / \Delta \tau_{a\alpha}$ (рис. 2) на задній поверхні гвинтових свердел і буде часткою адгезії в силі різання.

Для ливарних алюмінієвих сплавів (АК7, АК7ч, АК7пч, АК5М2 і АК7Ц9) коефіцієнт зміцнення β із збільшенням температури Q , °C зменшуються. Тому переважний вплив робить зниження міцності містків схоплювання під дією зростаючої температури в зоні різання. В

Верстати та інструменти

результаті міцність адгезійного шва при збільшенні на початку інтервалу швидкості різання (28,13 ... 35,17 м/хв) дещо зростає, а потім різко знижується. У зв'язку з цим залежність $\Delta\tau_a$ від швидкості різання V , м/хв визначається характером зміни нормальних напружень.

При обробці глибоких отворів в ливарних алюмінієвих сплавах в інтервалі швидкостей різання від 28,13 до 35,17 м/хв нормальні напруги ρ зростають у п'ять разів, що викликає збільшення $\Delta\tau_a$ в цьому інтервалі в два рази, а потім зниження до колишнього рівня. Зменшення нормальних напружень супроводжується зниженням $\Delta\tau_a$.

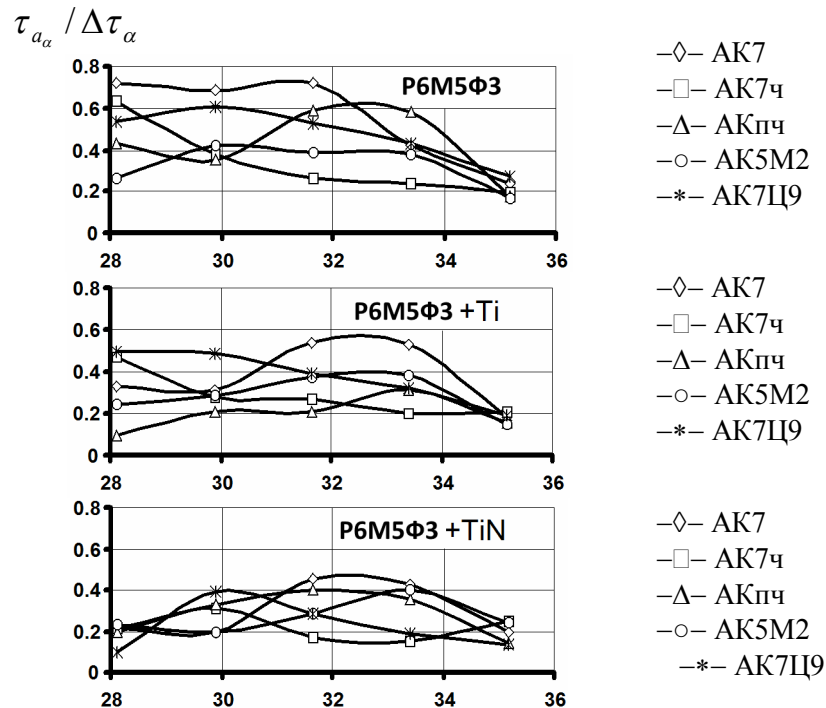


Рис. 2 – Вплив швидкості різання V , м/хв на співвідношення адгезійної складової і сумарної питомої сили тертя $\tau_{a\alpha} / \Delta\tau_{\alpha}$

Таким чином, на основі спільного аналізу даних моделювання і закономірностей зміни контактних характеристик в зоні різання, по задніх поверхнях різального інструменту, встановлені співвідношення адгезійної складової питомої сили тертя до механічної. Це дає уявлення про роль механічного та адгезійного чинників у процесі фрикційного взаємодії інструменту і оброблюваного матеріалу. Очевидно, що чим вище тангенціальна міцність адгезійного зв'язку за сумарною силою тертя, тим значніше буде роль сил адгезії. При обробці ливарного алюмінієвого сплаву АК7 основний вплив на задній поверхні різального інструменту на процес тертя надають сили адгезійного взаємодії. При обробці ливарних алюмінієвих сплавів АК7, АК7\text{ч}, АКПч, АК5М2 і АК7Ц9 основний вплив на задній поверхні різального інструменту на процес тертя надають сили механічної взаємодії.

За даними роботи [3], механізм поломки гвинтових свердел, заснований на появі в зоні обробки «пухких» і «щільнозаповнених» пакетів стружки, що підтверджується досвідченими і статистичними даними, проведеними на Харківському тракторному заводі. Тому закупорка стружкових канавок і утворення пакетів стружки, і як наслідок цього поломка стандартних гвинтових свердел відбувається за такою схемою рис. 3 в три етапи.

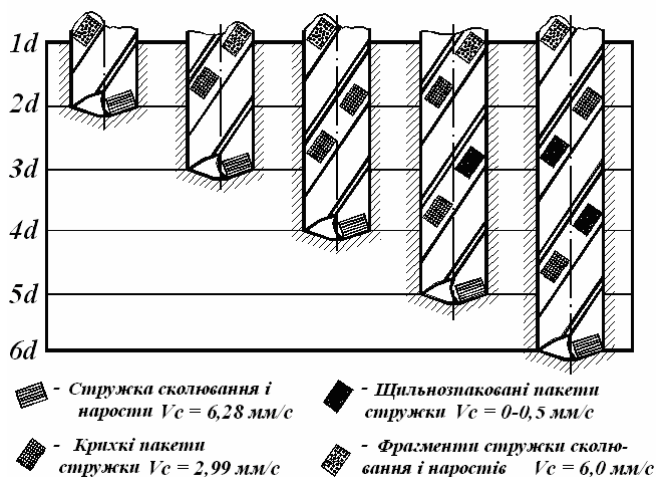


Рис. 3 – Схема утворення пакетів стружки при глибокому безвивідному свердленні

Через недосконалість широко поширеного способу на АВ та АЛ, підведення СОТС до гирла отвору методом поливу і неглибокого проникнення охолоджуючої рідини в зону обробки через зустрічного потоку стружки, при збільшенні глибини отвору більш ніж 2...3d, різко підвищується температура в зоні різання в середньому до 235 °С (залежно від марки оброблюваного матеріалу), а на вершині різальних крайок до 300 °С. Різке підвищення температури і практична відсутність СОТС при високих

питомих тисках, призводить до збільшення впливу сил адгезії в зоні різання. Процес активізації адгезійної взаємодії інструментального і оброблюваного матеріалів, в свою чергу збільшує на головних різальних кромках свердла, і без того активний процес утворення, росту і зриву наростоутворень (наростів). Нарости утворюються в результаті спільної дії високих питомих контактних тисків, адгезійного (злипання фрагментів під дією міжатомних сил) і механічної взаємодії (тобто заклинювання частинок приконтного шару фрагментів стружки в мікронерівності передньої поверхні різального інструменту) інструментального та оброблюваного матеріалу. В результаті цієї взаємодії основних фізичних явищ (розглянемо на прикладі обробки ливарних алюмінієвих сплавів), в процесі різання на ділянці І (2...3d) питома вага фрагментів стружки досягає значень – 0,5 гр/см³, а наростів – 0,8 гр/см³ при щільності в 1,5...2 рази нижче щільності основного оброблюваного матеріалу.

Спільна механічна та адгезійна взаємодія інструментального та того матеріалу, що оброблюється в зоні різання (ділянка І) призводить, як зазначалося раніше, до частого зриву фрагментів наростів з пір'я різального інструменту. Так як алюмінієві сплави володіють підвищеною хімічною активністю і схильністю до схоплювання частинок металу (через наявність ювенальних поверхонь) між собою при підвищеній температурі, відбувається злипання щільних фрагментів наростів з елементами стружки. Внаслідок цього, на ділянці ІІ (2...4d) стружка ущільнюється в стружкових каналах гвинтових свердел з утворенням так званих «пухких» пакетів. В результаті вище описаного процесу утворення «пухких» пакетів стружки, їх питома вага досягає 0,9...1,2 гр/см³ при щільності в 1,0...1,5 рази нижче щільності основного оброблюваного матеріалу. При обробці отворів стандартними спіральними свердлами питома вага «пухких» пакетів стружки вище в 1...1,5 рази, ніж при таких же умовах обробки спеціальними спіральними свердлами, пов'язано це з тим, що в конструкціях цих свердел є велика різниця в обсягах стружкових канавок.

Утворення «пухких» пакетів в стружкових каналах гвинтових свердел в зоні обробки (ділянка ІІ), за даними роботи [2, 3], призводить до подальшого збільшення впливу сил

Верстати та інструменти

адгезії. Потік стружки спільно з «пухкими» пакетами переміщаючись в стружкових канавках гвинтових свердел в зоні ділянки III (3...4,5d), взаємодіє з утворюючими поверхнями отвору і ріжучого інструменту. Під впливом адгезійних сил загальмовується (схоплювання фрагментів наростів і елементів стружки з обробленою поверхнею каналу отвори і передньою поверхнею ріжучого інструменту), при цьому швидкість переміщення «пухких» пакетів і фрагментів стружки в порівнянні зі швидкістю сходу стружки в зоні різання зменшується. Загальмування стружки збільшує температуру нагрівання різального інструменту та оброблюваної деталі на ділянці III, за рахунок вторинної конвенції тепла з стружки [4], сприяючи збільшенню схвативаємості фрагментів стружки між собою і «пухкими» пакетами під впливом сил адгезії і високих питомих тисків, викликаючи при цьому освіта «щільнозпакованих» пакетів стружки. Температура в зоні ділянки III підвищується в оброблюваної деталі до 140...160 °С, в ріжучому інструменті – 360 °С. Такий великий інтервал температур пояснюється хорошим розсіюванням тепла в оброблюваної деталі і недостатнім охолодженням ріжучого інструменту або стоком з нього теплоти. Крім цього, в цьому інтервалі температур виникають сприятливі умови підвищення адгезійного взаємодії, так як дія сили адгезії на пряму залежить від величини значень температури. В результаті спільної взаємодії адгезійної складової сили тертя, високих питомих контактних тисків і теплоти (температури), «щільнозпаковані» пакети стружки на ділянці III загальмовуються і повністю зупиняються, викликаючи при цьому закупорку стружкових каналів гвинтових свердел і як наслідок поломку різального інструменту.

Отже, умови породжують процес активного наростотворення, появи «пухких» і «щільнозпакованих» пакетів стружки пов'язані: по-перше, з адгезійним і механічним взаємодією, по-друге, з недосконалою конструкцією стандартних і спеціальних гвинтових свердел, по-третє, з недоліками методу подачі СОТС в зону обробки.

Рішення даної проблеми можливе різними способами, однак у залежності від застосовуваних рішень запропонованих довідковою літературою, собівартість обробки глибоких отворів буде різною, найбільш перспективним буде той варіант, при якому, собівартість збільшиться менше всього.

Аналіз одержуваної в процесі різання стружки показав, що при заточуванні вершини свердла по ГОСТ 19548-88 утворена стружка виходить зливний, у вигляді довгих стрічок з розірваними краями, що закінчуються конусоподібним завитком. У міру збільшення глибини отвору довжина стрічок зменшується, але зростає довжина конусоподібних завитків. Така зміна форми стружки веде до зниження стабільності процесу різання, в результаті збільшуються сили тертя при утворенні і видаленні стружки. При використанні пропонованої форми заточування вершини свердла, утворена стружка виходить сегментної (прямокутної форми) з розмірами 3x0,3x5 мм і легко видаляється із зони різання.

Застосування запропонованої заточування спеціальних свердел [5] дозволить обробляти інші матеріали з тим же ефектом, який отримано при обробці ливарних алюмінієвих сплавів стандартними спіральними свердлами на ВАТ «ХТЗ».

Висновки

Для усунення шкідливих впливів фізичних явищ, недосконалості конструкцій свердел і способу подачі СОТС при глибокому безвиводні свердлінні отворів необхідно:

1. Знизити шкідливий вплив адгезійного взаємодії за рахунок застосування тонких зносостійких твердих покриттів з нітриду і карбіду титану (КОН TiN 10 ізн. І КОН TiC 10 ізн.), Що наноситься на ріжучу частину гвинтового свердла, так як зносостійкі покриття знижують вплив сил адгезії в 1,5 рази.

2. Знизити шкідливий вплив механічної взаємодії за рахунок застосування поліровки що утворює поверхні стружкових канавок.

3. Для зниження активності процесу наростоутворення та зменшення фрагментів стружки, а також для усунення процесу утворення пакетів в стружкових каналах, за даними роботи [2], необхідно на ріжучій частині інструменту по передній і задній поверхні вводити елементи для дроблення стружки, які дозволяють підвищити глибину обробки отворів до 10...15d і стійкість різального інструмента на 30 %.

Застосування вище перерахованих методів і способів дозволяють зменшити кількість СОТС, необхідне для охолодження, а в ряді випадків повністю від нього відмовитися. Крім цього вони спрямовані на зниження шкідливого впливу фізичних явищ, що протікають в зоні обробки, і знижують вірогідність поломок гвинтових свердел.

Список використаних джерел:

1. Маршуба В. П. Причины внезапного отказа (поломок) спиральных сверл при обработке глубоких отверстий в алюминиевых сплавах и методы его устранения / В. П. Маршуба // Резание и инструмент в технологических системах : междунар. науч.-техн. сб. / Харьк. гос. политехн. ин-т. – Харьков, 1998. – Вып. 52. – С. 154–157.
2. Маршуба В. П. Повышение эффективности глубокого сверления отверстий в алюминиях на агрегатных станках и автоматических линиях спиральными сверлами малого диаметра за счет совершенствования условий отвода стружки / В. П. Маршуба, В. И. Дроzhжин // Резание и инструмент в технологических системах : междунар. науч.-техн. сб. / Харьк. гос. политехн. ин-т. – Харьков, 1998. – Вып. 52. – С. 81–87.
3. Маршуба В. П. Схема образования пакетов стружки при глубоком безвыводном сверлении литейных алюминиях / В. П. Маршуба // Резание и инструмент в технологических системах : междунар. науч.-техн. сб. / Харьк. гос. политехн. ин-т. – Харьков, 1999. – Вып. 55. – С. 161–163.
4. Маршуба В. П. Вторичное перераспределение потоков и стоков теплоты в зоне обработки при глубоком безвыходном сверлении алюминиях / В. П. Маршуба // Резание и инструмент в технологических системах : междунар. науч.-техн. сб. / Харьк. гос. политехн. ин-т. – Харьков, 2001. – Вып. 59. – С. 163–166.
5. Маршуба В. П. Адгезионное взаимодействие быстрорежущей стали с литейными алюминиевыми сплавами / В. П. Маршуба // Высокие технологии в машиностроении: тенденции развития, менеджмент, маркетинг : труды междунар. науч.-техн. семинара 24-28 сент. 1997 г., г. Алушта. – Харьков: ХГПУ, 1997. – С. 185–187.

References

1. Marshuba, V 1998, 'Prichiny vnezapnogo otказа (polomok) spiralnykh sverl pri obrabotke glubokikh otverstiy v alyuminiyevykh splavakh i metody yego ustraneniya', *Rezaniye i instrument v tekhnologicheskikh sistemakh*, iss. 52, pp. 154-157.
2. Marshuba, V & Drozhzhin, V 1998, 'Povysheniye effektivnosti glubokogo sverleniya otverstiy v alyuminiyakh na agregatnykh stankakh i avtomaticheskikh liniyakh spiralnymi sverlami malogo diametra za schet sovershenstvovaniya usloviy otvoda struzhki', *Rezaniye i instrument v tekhnologicheskikh sistemakh*, iss. 52, pp. 81-87.
3. Marshuba, V 1999, 'Skhema obrazovaniya paketov struzhki pri glubokom bezvyvodnom sverlenii litynykh alyuminiyev', *Rezaniye i instrument v tekhnologicheskikh sistemakh*, iss. 55, pp. 161-163.
4. Marshuba, V 2001, 'Vtorichnoye pereraspredeleniye potokov i stokov teploty v zone obrabotki pri glubokom bezvykhodnom sverlenii alyuminiyev', *Rezaniye i instrument v tekhnologicheskikh sistemakh*, iss. 59, pp. 163-166.
5. Marshuba, V 1997, 'Adgezionnoye vzaimodeystviye bystrorezhushchey stali s litynymi alyuminiyevymi splavami', *Vysokiye tekhnologii v mashinostroyenii: tendentsii razvitiya, menedzhment, marketing. Trudy mezhdunar. nauch.-tekhn. seminar 24-28 sentyabrya 1997 g. v g. Alushta*, KhGPU, Kharkiv, pp. 185-187.

Стаття надійшла до редакції 23 лютого 2015 р.

УДК 621.791

ВЛИЯНИЯ ЛЕГИРУЮЩИХ ЭЛЕМЕНТОВ НА АКТИВНОСТЬ РАСТВОРЕНИЯ УГЛЕРОДА ПРИ НАПЛАВКЕ СПЛАВАМИ СИСТЕМЫ Cr-Mn-Mo-Ti НА ОСНОВЕ ЖЕЛЕЗА

©Багров В. А.

Українська інженерно-педагогічна академія

Інформація про автора:

Багров Валерій Анатолійович: ORCID: 0000-0002-3014-9901; valerij011163@mail.ru; кандидат технічних наук; доцент кафедри інтегрованих технологій в машинобудуванні та зварювального виробництва; Українська інженерно-педагогічна академія; вул. Університетська, 16, м. Харків, 61003, Україна.

Целью работы явилось исследовать распределение фазы TiC в сплавах системы Cr-Mn-Mo-Ti на основе железа при различных способах наплавки.

Экспериментальные исследования проводили однослойной наплавкой порошковыми проволоками системы Cr-Mn-Mo-Ti на основе железа с подачей обесточенной присадки в головную часть сварочной ванны с исследованием химического состава и металлографических исследования.

Установлено, что применение наплавки порошковыми проволоками с экзогенным вводом карбидов в сварочную ванну способствует более равномерному распределению карбидной фазы в объеме металла в сравнении с эндогенным вводе карбидов. Увеличение содержания Mn и Cr в наплавленном металле снижают активность углерода как карбидообразующего элемента. Увеличение количества фазы TiC повышает внутреннюю теплоту наплавленного металла при экзогенном ее вводе.

Ключевые слова: наплавка; порошковая проволока; легирование; карбиды; активность элементов.

Багров В. А. «Вплив легуючих елементів на активність розчинення вуглецю при наплавленні сплавами системи Cr-Mn-Mo-Ti на основі заліза».

Метою роботи є дослідити розподіл фази TiC в сплавах системи Cr-Mn-Mo-Ti на основі заліза при різних способах наплавлення.

Експериментальні дослідження проводили одношаровим наплавленням порошковими дротами системи Cr-Mn-Mo-Ti на основі заліза з подачею знеструмленої присадки в головну частину зварювальної ванни з дослідженням хімічного складу і металографічних досліджень.

Встановлено, що застосування наплавлення порошковими дротами з екзогенним введенням карбідів в зварювальну ванну сприяє більш рівномірному розподілу карбідної фази в об'ємі металу в порівнянні з ендогенним введенням карбідів. Збільшення вмісту Mn та Cr в наплавленому металі знижують активність вуглецю як карбідоутворюючого елементу. Збільшення кількості фази TiC підвищує внутрішню теплоту наплавленого металу при екзогенному її введенні.

Ключові слова: наплавлення; порошковий дріт; легування; карбіді; активність елементів.

Bagrov V. “The influence of alloying elements on the activity of dissolved carbon for welding the alloys of Cr-Mn-Mo-Ti iron-based”.

The aim of this work was to investigate the distribution of the TiC phase in the alloys of Cr-Mn-Mo-Ti iron-based at various ways of surfacing.

Experimental studies were performed single-layer welding or flux-cored system Cr-Mn-Mo-Ti iron-based feed additives in de-energized the head part of the weld pool with the study of the chemical composition and metallographic tests.

It is established that the application of hardfacing flux cored wire with exogenous input of carbides in the weld pool contributes to a more uniform distribution of the carbide phase in the volume of metal in comparison with endogenous entry of carbides. The increased content of Mn and Cr in the weld metal and reduce the activity of carbon as a carbide of the element.. the increase in the number of TiC phase increases internal warmth of weld metal at its exogenous input.

Keywords: surfacing; flux-cored wire; alloying; carbides; activity elements.

1. Постановка проблеми

Наличие в структуре наплавленного металла карбидов тугоплавких металлов (TiC, VC, NbC, WC и др.) повышает износостойкость металла, работающего при различных видах износа. Перераспределение легирующих элементов между карбидной фазой и матрицей сплава зависит от многих факторов, регулировать которые очень трудно, а во многих случаях невозможно. Важное значение при этом имеет количество и распределение твердых карбидных включений в матрице, их формы и размеры. Но до конца так и остается не выясненным вопрос влияния способа легирования на распределение упрочняющей фазы.

2. Анализ последних исследований

При восстановлении изношенных деталей наплавленные слои по составу и своим свойствам в большинстве случаев отличаются от материалов основы. Легировать наплавленный металл можно различными способами – за счет обменных реакций между металлом и оксидами, входящими в состав флюса, через газовую фазу, введением легирующих элементов через электродный или присадочный материалы.

Выбор рациональной технологии наплавки и наплавочных материалов определяется возможностью расчета состава наплавленного металла [1–3]. Одна из особенностей наплавки как под керамическим флюсом, так и порошковыми проволоками – возможность получения металла практически любого химического состава за счет легирующих элементов флюса и порошковых проволок. Легирование металла начинает протекать уже в каплях, которые попадая в сварочную ванну, перемешиваются с расплавленным основным металлом. В процессе наплавки под флюсом компоненты металлической, шлаковой и газовой фазы вступают во взаимодействие друг с другом. Окончательная доводка по насыщению наплавленного металла легирующими элементами происходит при контактировании расплавленного флюса и металла сварочной ванны.

Для повышения износостойкости металла, работающего в условиях интенсивного изнашивания, в структуре наплавленных слоев желательно иметь наличие карбидов (WC, TiC, NbC, VC, MoC). Образование карбидной фазы (TiC) в наплавленном металле возможно различными способами – эндогенным (MeC) и экзогенным (Me+C).

Применение экзогенного способа способствует увеличению внутренней теплоты как сварочной ванны, так и металла в процессе кристаллизации. Обеднение кристаллизующегося расплава углеродом вследствие карбидообразования изменяет температуры мартенситного превращения и, вероятно, склонность наплавленного металла к образованию кристаллизационных трещин. Значительное влияние на износостойкость оказывает распределение карбидной фазы в металле.

3. Экспериментальная часть

Экспериментальные исследования относятся к изучению влияния способа легирования наплавленного металла при различных способах введения легирующих элементов.

Наплавку выполняли однослойную трактором ТС-17М под флюсом порошковыми проволоками. Режимы – $I_d \approx 300 \dots 320$ А; $U_d \approx 34 \dots 36$ В; $U_n \approx 23,7$ м/ч; $U_{п.э} \approx 93,75$ м/ч. Доля участия обесточенной присадки изменялась в пределах 0...75 %.

Вырезку образцов для исследования химического и фазового составов, механических свойств из наплавленного металла производили абразивными отрезными кругами с последующей шлифовкой и полировкой.

Химический состав наплавленного металла определяли следующими методами: углерод-газообменным (ГОСТ 2604.1-77), кремний-весовым (ГОСТ 2604.3-83), марганец-объемным персульфатосеребряным (ГОСТ 2604.5-84), титан-фотометрическим (ГОСТ 2604.10-77). Послойное содержание легирующих элементов и фазовый состав определяли на установке ДРОН-3 в излучении $K\alpha$ -Co (монохроматизированном). Съемку производили по схеме Брегга-Брентано. Результаты РФА приведены на дифрактограммах, где каждому пику соответствует своя фаза.

Для проведения структурного анализа образцы из наплавленного металла травили в реактиве Виллелла: 10 мл азотной кислоты, 20 мл соляной кислоты, 20 мл глицерина и 10 мл перекиси водорода. Распределение упрочняющей фазы в наплавленном металле оценивали точечным методом Глаголева на микротвердомере ПМТ-3.

4. Результаты исследований

Химический состав исследуемых сплавов и объемная доля, относящаяся к выделившимся карбидам, приведены в табл. 1.

В исследуемых сталях, растворенный в металлическом расплаве, углерод образует карбиды с хромом и титаном, имеющие более низкие молярные свободные энергии в сравнении с карбидами железа и марганца.

Анализ распределения карбидов методом Глаголева показал, что при наплавке порошковой проволокой с подачей обесточенной присадки зафиксировано более равномерное распределение карбидов в сравнении с наплавкой под керамическим флюсом. Наплавка порошковой проволокой с карбидами титана в шихте без обесточенной присадки также обеспечивает равномерное распределение карбидов по сечению шва, но для получения заданного химического состава металла требуется 3...4-слойная нанесение в сравнении с наплавкой с обесточенной присадкой.

Таблица 1 – Химический состав и объемная доля карбидной фазы исследуемых сплавов

№ сплава	Химический состав сплава, %					Объемная доля упрочняющей фазы, %
	C	Cr	Mn	Ti	Si	
1	1,47	4,63	8,74	5,12	1,91	7,35
2	1,34	4,90	9,45	5,23	1,82	6,70
3	1,28	4,81	9,97	4,91	1,84	6,40
4	1,38	4,9	10,78	5,23	1,85	6,90
5	1,86	4,71	8,85	5,3	1,87	9,30
6	1,59	4,80	9,6	3,81	1,95	7,95
7	2,20	4,80	9,7	5,0	1,93	11,00
8	0,4	2,64	4,6	1,33	1,08	1,97
9	0,48	3,28	5,72	1,62	1,11	2,40
10	0,53	4,36	7,60	2,19	1,10	2,65
11	0,57	4,72	8,22	2,38	1,12	2,85
12	0,5	3,20	5,90	1,40	1,3	2,01
13	0,7	3,10	6,10	1,30	1,5	1,81

Примечание: 1...7 – наплавка по слою легирующего порошка, Ti+C;

8...11 – наплавка порошковой проволокой с обесточенной присадкой, Ti+C;

12, 13 – наплавка порошковой проволокой с карбидом титана в шихте.

В процессе охлаждения от температуры аустенитизации выделение карбидов зависит от концентрации углерода, несмотря на его высокую скорость диффузии при этих температурах. Таким образом, предельная растворимость углерода в аустените является важным фактором, влияющим на образование карбидов. На предельную растворимость углерода в твердом растворе влияет химический состав наплавленного металла и активность углерода, зависящая от коэффициентов взаимодействия углерода, легирующих элементов, а также температуры:

$$\ln \gamma_C = \varepsilon_C N_C + \sum_{i=1}^k \varepsilon_{Ci} N_i^{\text{э}i} \quad (1)$$

где N_C и $N_i^{\text{э}i}$ – атомная или мольная доля углерода и i-того элемента в растворе;

ε_i – коэффициенты взаимодействия, для данной системы легирования приняты: $\varepsilon_C^C = +0,14$; $\varepsilon_C^{\text{Cr}} = -0,097$; $\varepsilon_C^{\text{Mn}} = -0,012$; $\varepsilon_C^{\text{Ti}} = -0,038$; $\varepsilon_C^{\text{Si}} = +0,08$.

Мольную долю легирующих элементов в расплаве определяли по выражению:

$$N_i = ([\text{э}i] / M_i^{\text{э}}) (\sum_{i=1}^k [\text{э}i] / M_i^{\text{э}})^{-1} \quad (2)$$

где $[\text{э}i]$ – массовый процент i-того элемента в растворе;

$M_i^{\text{э}}$ – атомная или мольная масса i-того компонента;

k – число компонентов раствора.

Влияние температуры на коэффициенты активности учитывали выражением

$$\ln \gamma(T) = T 1873^{-1} \ln \gamma_i^k \quad (3)$$

где T – температура, при которой рассчитывали коэффициенты активности.

Растворимость углерода в твердом растворе определяли по уравнению

$$\log C_{np.} = -6100 T^{-1} + 4,83 \quad (4)$$

Технологія машинобудування

Растворимость углерода в жидком железе определяли по выражению

$$[C_{np.}] = 1,3 + 2,57 \cdot 10^{-3} T \quad (5)$$

Результаты расчета по выражениям (1), (4) и (5) при наплавке порошковыми проволоками с обесточенной присадкой приведены в табл. 2, 3.

Таблица 2 – Влияние Cr, Mn, и Si на активность углерода

Номер сплава	Температура, К						
	1873	1673	1473	1273	1073	873	673
8	1,0086	1,0077	1,0068	1,006	1,005	1,004	1,003
9	1,0012	1,0011	1,0054	1,0008	1,0007	1,0006	1,0004
10	0,926	0,934	0,941	0,949	0,957	0,965	0,973
11	0,951	0,956	0,961	0,966	0,972	0,977	0,987

Таблица 3 – Предельная растворимость углерода в железе

Предельная растворимость, %	Температура, К						
	1873	1673	1473	1273	1073	873	673
$C_{np.}$	6,11	5,6	4,88	1,09	0,14	0,007	0,00006

Анализ влияния легирующих элементов на активность растворения углерода показал, что с увеличением отрицательности коэффициентов взаимодействия связь легирующих элементов с углеродом увеличивается. Это понижает коэффициенты активности и увеличивает растворимость. Таким образом, с увеличением Mn и Cr активность углерода снижается, что по данным работы [5], уменьшает скорость образования карбидов.

Выводы

1. Применение наплавки порошковыми проволоками с экзогенным вводом карбидов в сварочную ванну способствует более равномерному распределению карбидной фазы в объеме металла в сравнении с эндогенным вводе карбидов.
2. Увеличение содержания Mn и Cr в наплавленном металле снижают активность углерода как карбидообразующего элемента.
3. Увеличение количества фазы TiC повышает внутреннюю теплоту наплавленного металла при экзогенном ее вводе.

Список использованных источников:

1. Каковкин О. С. Особенности легирования наплавленного металла карбидом титана при дуговой износостойкой наплавке / О. С. Каковкин, Ю. Д. Даракхвелидзе, Г. Г. Старченко // Сварочное производство. – 1999. – № 5. – С. 41–42.
2. Бармин Е. Л. Разработка износостойких наплавочных материалов и технология их наплавки / Е. Л. Бармин, В. П. Гусев // Современные способы наплавки. – К. : ИЭС им. Е. О. Патона, 1987. – С. 47.
3. Хасуи А. Наплавка и напыление / А. Хасуи, О. Моригаки. – М. : Машиностроение, 1985. – 240 с.
4. Справочник по практическому металловедению / В. Л. Пилюшенко, Б. Б. Винокур, С. Е. Кондратюк, Е. Л. Зац, Р. А. Пилюшенко, Л. Н. Кологривова. – К. : Техніка, 1984. – 135 с.
5. Ивабути Ё. Влияние выделения карбидов на вязкость литой стали 13Cr – 3,8Ni / Ё. Ивабути // Тэцу то хаганэ. – 1983. – Т. 69, №11. – С. 1502–1509.

References

1. Kakovkin, O, Darakhvelidze, Yu & Starchenko, G 1999, 'Osobennosti legirovaniya naplavlennogo metalla karbidom titana pri dugovoy iznosostoykoy naplavke', *Svarochnoye proizvodstvo*, no. 5, pp. 41-42.
2. Barmin, E & Gusev, V 1987, 'Razrabotka iznosostoykikh naplavochnykh materialov i tekhnologiya ikh naplavki', *Sovremennyye sposoby naplavki*, pp. 47.
3. Khasui, A & Morigaki, O 1985, *Naplavka i napyleniye*, Mashinostroyeniye, Moskva.
4. Pilyushenko, P, Vinokur, B & Kondratyuk, S 1984, *Spravochnik po prakticheskomu metallovedeniyu*, Tekhnika, Kiev.
5. Ivabuti, Ye 1983, 'Vliyaniye vydeleniya karbidov na vyazkost litoy stali 13Cr – 3,8Ni', *Tetsu to khagane*, vol. 69, no. 11, pp. 1502-1509.

Стаття надійшла до редакції 28 квітня 2015 р.

УДК 621.791

**ВОССТАНОВЛЕНИЕ ШТАМПОВОГО ИНСТРУМЕНТА
СПЛАВАМИ СИСТЕМЫ Cr-Mn-Mo-Ti НА ОСНОВЕ ЖЕЛЕЗА**

©Багров В. А.

*Українська інженерно-педагогічна академія***Інформація про автора:**

Багров Валерій Анатолійович: ORCID: 0000-0002-3014-9901; valerij011163@mail.ru; кандидат технічних наук; доцент кафедри інтегрованих технологій в машинобудуванні та зварювального виробництва; Українська інженерно-педагогічна академія; вул. Університетська, 16, м. Харків, 61003, Україна.

Целью работы явилось совершенствование имеющихся технологий наплавки для восстановления и повышения стойкости и долговечности инструмента горячей обработки металла.

Эксперимент проводили порошковыми проволоками с добавлением легирующих элементов, содержащих феррохром, ферромарганец и ферромolibден. В качестве карбидообразующего элемента применялся ферротитан.

Проверку сварочно-технологических свойств опытных порошковых проволок проводили при автоматической электродуговой наплавке под флюсом.

Установлено, что применение автоматической наплавки под флюсом с обесточенной присадкой в виде порошковой проволоки увеличивает коэффициенты наплавки на 55-69 %, снижает удельный расход флюса на 23-25 %. и удельные затраты электроэнергии, повышает коэффициенты перехода легирующих элементов на 25-40 % по сравнению с одноэлектродной наплавкой.

Разработана технология наплавки инструмента горячей обработки металла с применением автоматической наплавки под флюсом с обесточенной присадкой в виде порошковой проволоки.

Ключевые слова: наплавка; порошковая проволока; легирование; термический цикл.

Багров В. А. «Відновлення штампового інструменту сплавами системи Cr-Mn-Mo-Ti на основі заліза».

Метою роботи є вдосконалення наявних технологій наплавлення для відновлення і підвищення стійкості і довговічності інструменту гарячої обробки металу.

Експеримент проводили порошковими дротами з додаванням легуючих елементів, що містять ферохром, феромарганець і феромolibден. Як карбидоутворювач застосовувався феротитан.

Перевірку зварювально-технологічних властивостей досліджуваних порошкових дрітків проводили при автоматичному електродуговому наплавленні під флюсом.

Встановлено, що застосування автоматичного наплавлення під флюсом з знеструмленою присадкою у вигляді порошкового дроту збільшує коефіцієнти наплавлення на 55-69 %, знижує питому витрату флюсу на 23-25 %. і питомі витрати електроенергії, підвищує коефіцієнти переходу легуючих елементів на 25-40 % порівняно з одноелектродним наплавленням.

Розроблена технологія наплавлення інструменту гарячої обробки металу із застосуванням автоматичного наплавлення під флюсом з знеструмленою присадкою у вигляді порошкового дроту.

Ключові слова: наплавлення; порошковий дріт; легування; термічний цикл.

Bagrov V. “Reconstruction of the punching tools of the alloys of Cr-Mn-Mo-Ti iron-based”.

The aim of this work was the improvement of existing technologies surfacing to restore and increase the stability and durability of the tool handling hot metal.

The experiment was conducted with flux cored wire with the addition of alloying elements containing ferrochrome, ferromanganese and ferromolybdenum. As the carbide of the element was used ferrotitanium.

Verification of welding-technological properties of the experimental flux-cored wires was carried out under automatic arc welding under flux.

It is established that the application of automatic welding under flux de-energized with the additive in the form of a cored wire increases the odds surfacing 55-69 % reduces the specific consumption of the flux at 23-25 %. and the unit cost of electricity increases the transition rates of the alloying elements by 25-40 % compared with single-electrode welding.

The developed technology of surfacing of hot working tool metal with the use of automatic welding under flux de-energized with the additive in the form of cored wire.

Keywords: surfacing; flux-cored wire; the doping; the thermal cycle.

1. Постановка проблемы

Большинство деталей инструмента горячей обработки металлов подвержены действию комплекса механических и тепловых воздействий, обуславливающих сложное напряженное состояние материала и вызывающих их износ. Служебные характеристики наплавленного металла, предназначенного для работы в различных условиях износа, зависят от системы легирования и структуры. Основными легирующими элементами в этих сплавах являются Cr, Mn, Ni, Mo, W, Nb, V и др. Большинство этих легирующих элементов в Украине дефицитны и дороги.

Проблема снижения энерго- и ресурсозатрат при наплавке штампового инструмента может быть решена применением дисперсионнотвердеющих сплавов, ограниченно легированных хромом (до 3 %), увеличением количества карбидной фазы за счет введения титана, замены никеля на марганец и применением для их нанесения наплавки с обесоченной присадкой.

2. Анализ последних исследований

Инструмент штампового оборудования работает в условиях циклических ударных нагрузок и высоких температур, в процессе работы поверхность истирается и растрескивается.

Одним из основных факторов, влияющих на долговечность штампового инструмента, является температура. Влияние этого фактора на стойкость штампов связано с явлениями, происходящими в его рабочем слое:

- изменение показателей механических свойств при возрастании температуры;
- отпуском и структурными превращениями вблизи поверхности гравюры;
- появлением деформаций и напряжений, вызванных неравномерностью распределения температур.

Максимальная температура нагрева поверхности гравюр в местах соприкосновения с деформируемыми заготовками составляет от 500 до 850 К, а толщина слоя металла, испытывающая смену нагрева и охлаждения, составляет от 3 до 7 мм.

Кроме того, при ударном контакте в процессе штамповки поверхность гравюр испытывает значительные нормальные и тангенциальные нагрузки, деформирующие поверхностный слой штампового инструмента.

Служебные характеристики наплавленного металла, предназначенного для работы в различных условиях износа, определяются, прежде всего системой легирования и как следствием этого, различным фазовым составом и структурой. При этом наименее благоприятной фазовой составляющей является феррит, поскольку имеет невысокий уровень твердости, износостойкости, вязкости и сопротивляемости разрушению.

Для повышения износостойкости широкое применение получили стали не только с мартенситной, но и аустенитно-мартенситной, аустенитно-карбидной и мартенситностареющей структурой.

В работах [1–4] показана возможность значительного повышения износостойкости материала с различной долей метастабильного аустенита и применением мартенситностареющих сталей.

3. Экспериментальная часть

Экспериментальные исследования относятся к изучению влияния технологии наплавки на основные ее показатели износостойкими сплавами.

К первой группе отнесены метастабильные аустенитные стали системы Cr-Mn на основе железа дополнительно легированные Ti и Si, ко второй – вторичнотвердеющие сплавы системы Cr-Mn-Mo на основе железа.

Химический состав сталей первой и второй групп варьировали по содержанию таких элементов, как C, Mn, Ti. Содержание Cr было принято до 3%, Mo ~5-7%. Соотношение Ti и C поддерживали в пределах $Ti/C=0,24:0,25$ ат (%).

Наплавка осуществлялась под флюсом порошковыми легированными проволоками с подачей обесточенной присадки в сварочную ванну.

Для оценки влияния доли участия обесточенной присадки на действительные скорости охлаждения регистрировали термические циклы нагрева и охлаждения ОШЗ в процессе наплавки. Методика состояла в следующем: наплавку производили на образцы из стали 20 размером 250x180x25 мм; хромель-алюмелевые термопары зачеканивали по оси валика (рис. 1). Наплавку выполняли однослойную трактором ТС-17М под флюсом порошковыми проволоками. Режимы – $I_d \approx 300...320$ А; $U_d \approx 34...36$ В; $U_n \approx 23,7$ м/ч; $U_{п.э} \approx 93,75$ м/ч. Доля участия обесточенной присадки изменялась в пределах 0...75 %.

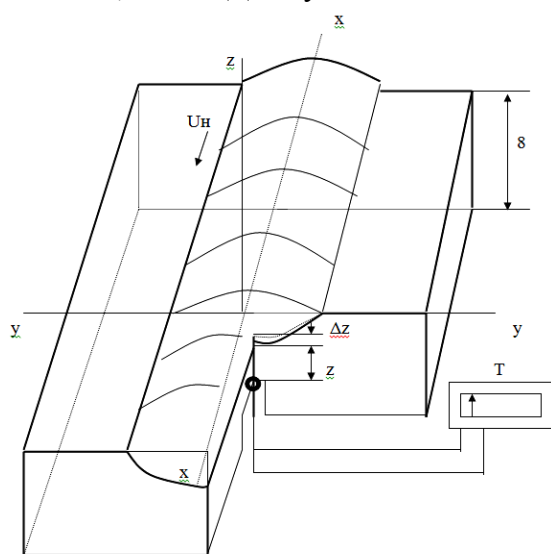


Рис. 1 – Схема установки термопар для измерения влияния коэффициента ввода обесточенной присадки на термические циклы наплавки

4. Результаты исследований

Наплавка с обесточенной присадкой в виде порошковой проволоки (электрод – порошковая проволока такого же состава или иного) под флюсом предусматривает подачу присадки в головную часть сварочной ванны. При этом сокращается этап, в котором происходят массообмены: капля – шлак, капля – дуговой промежуток, капля – шлаковая ванна. На этих стадиях массообмена происходят наиболее активные процессы окисления легирующих элементов [5].

Исследования влияния количества ввода обесточенной присадки на термические циклы при наплавке в сравнение с наплавкой одним

Технологія машинобудування

электродом показали, что в зависимости от количества ввода обесточенной присадки изменяется характер нагрева и охлаждения точек, расположенных ниже границы сплавления, что объясняется изменением теплового баланса. В результате увеличивается время нахождения в интервале температур 700-1000 К. Такое изменение характера термических циклов при наплавке с обесточенной присадкой можно объяснить концентрацией тепла в зоне наплавленного металла и уменьшением площади теплоотвода в основной металл с увеличением ввода обесточенной присадки. Уменьшение скорости охлаждения приводит к уменьшению закалочных явлений, что повышает сопротивляемость холодным трещинам.

Снижение скорости охлаждения в температурном интервале хрупкости (ТИХ) при наплавке с обесточенной присадкой приводит к уменьшению темпа деформации кристаллизующейся ванны и способствует повышению сопротивляемости образованию горячих трещин. Влияние ввода обесточенной присадки на термические циклы наплавки показано на рис. 2.

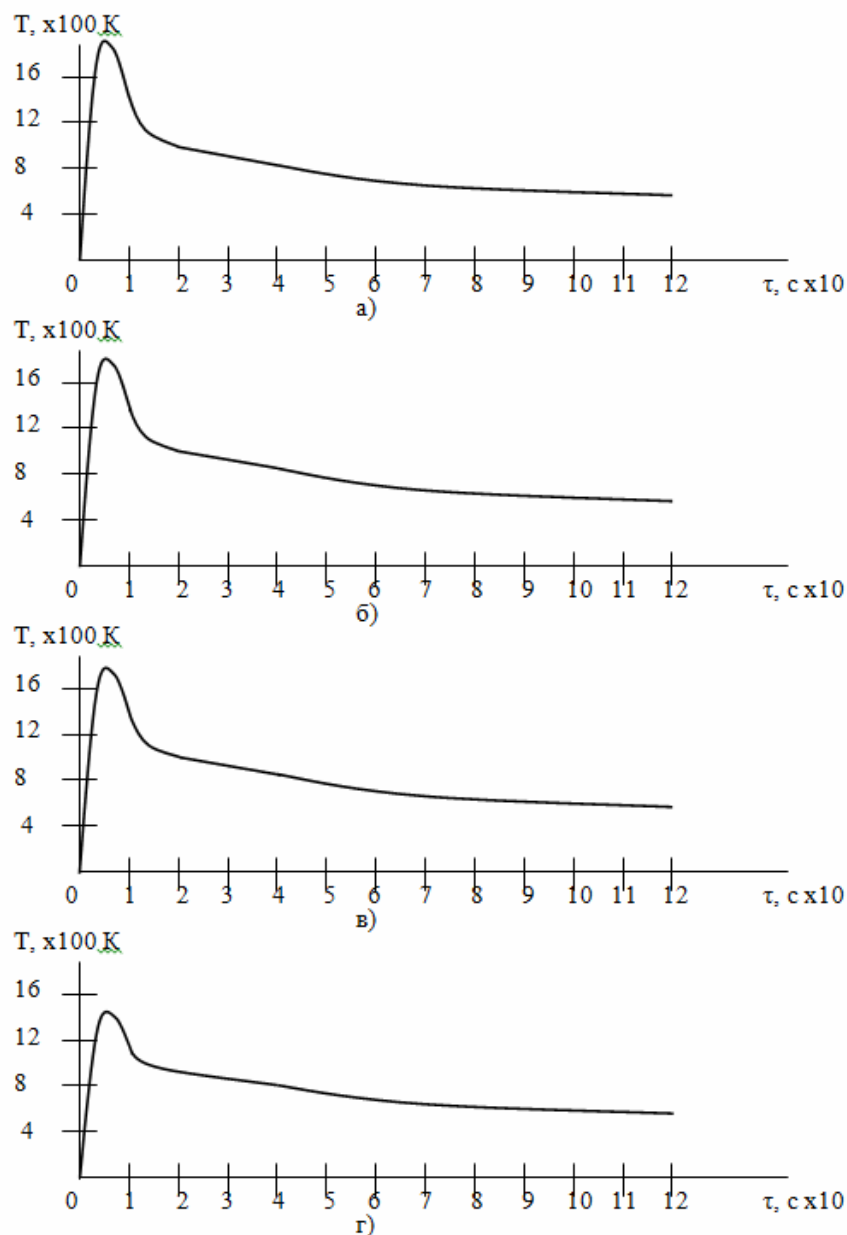


Рис. 2 – Влияние обесточенной присадки на термические циклы наплавки:
а) $\beta=0$; б) $\beta=0,25$; в) $\beta=0,5$; г) $\beta=0,75$

Исследования влияния коэффициента ввода обесточенной присадки на показатели плавления электродного и присадочного металла – коэффициенты расплавления, коэффициенты наплавки электродной проволоки и обесточенной присадки, долю основного металла в металле шва, относительную массу шлака – показали следующее.

С увеличением коэффициента ввода обесточенной присадки повышаются (рис. 3) коэффициенты наплавки, снижается доля участия основного металла в металле шва, а снижается относительная масса флюса.

Обработка экспериментально-расчетных данных показала, что с увеличением коэффициента ввода обесточенной присадки удельная энергия, затраченная на образование шва ниже условной границы сплавления, и тепловой КПД процесса наплавки увеличивается.

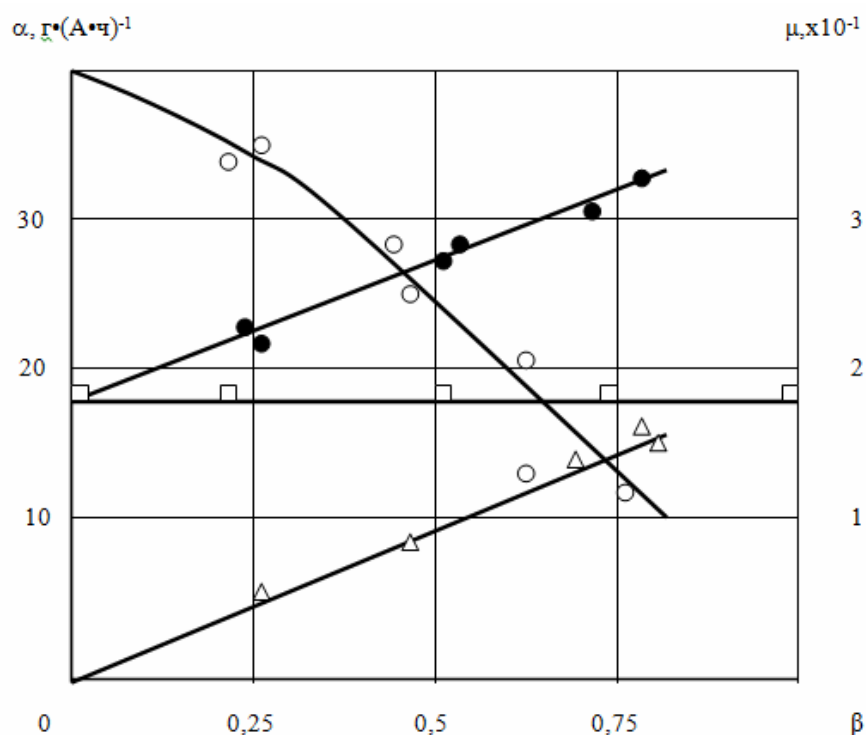


Рис. 3 – Влияние ввода обесточенной присадки $\beta = m_{\text{п}} \cdot m_{\text{э}}^{-1}$ на показатели плавления и долю участия основного металла в наплавленном, где $m_{\text{п}}$, $m_{\text{э}}$ – массы расплавленных обесточенной и электродной проволок, г;

- △ – коэффициент расплавления обесточенной проволоки, α , $\text{г} \cdot (\text{А} \cdot \text{ч})^{-1}$
- – коэффициент расплавления электродной проволоки, α , $\text{г} \cdot (\text{А} \cdot \text{ч})^{-1}$;
- – коэффициент наплавки электродной и присадочной проволок, α , $\text{г} \cdot (\text{А} \cdot \text{ч})^{-1}$;
- – доля участия основного металла в металле шва, μ

Расчетно-экспериментальная оценка влияния ввода обесточенной присадки на коэффициенты усвоения легирующих элементов производилась по выражению

$$K_y = [L \cdot \gamma (F_o + F_n) \cdot [\text{Э}i]_n \cdot [\text{Мр} \cdot \pi + [\text{Э}i]_{\text{ш}}] - 1,$$

где L – длина наплавленного валика;

γ – плотность наплавленного металла;

F_o , F_n – площадь сечения наплавленного металла ниже и выше условной границы сплавления;

Технологія машинобудування

Mr_э+п – масса расплавленных присадочной и электродной проволок;

[Эi]н, [Эi]ш – концентрация легирующих элементов в металле и шихте порошковой проволоки.

Результаты исследования показали, что применение автоматической наплавки под флюсом с обесточенной присадкой в виде порошковой проволоки увеличивает коэффициенты наплавки на 55-69 %, снижает удельный расход флюса на 23-25 %. и удельные затраты электроэнергии, повышает коэффициенты перехода легирующих элементов на 25-40 % по сравнению с одноэлектродной наплавкой.

Выводы

Применение автоматической наплавки под флюсом с обесточенной присадкой в виде порошковой проволоки позволило:

- повысить коэффициент наплавки до 30 г/А·ч;
- увеличить удельную энергию на формирование шва и тепловой КПД соответственно на 60...70 % и 40...50 %;
- повысить коэффициенты усвоения легирующих элементов на 70...80 %;
- снизить долю участия основного металла в наплавленном до 11...14 %.

Список использованных источников:

1. Гринберг Н. А. Наплавочные сплавы для повышения срока службы деталей машин, работающих при низких температурах / Н. А. Гринберг, И. Н. Мамаев // Автомат. сварка. – 1980. – № 7. – С. 52–54.
2. Лившиц Л. С. Металловедение сварки и термическая обработка сварных соединений / Л. С. Лившиц, А. Я. Хакимов. – М. : Машиностроение, 1980. – 336 с.
3. Кальянов В. Н. Структура и характеристика износостойкого экономнолегированного наплавленного металла / В. Н. Кальянов // Сварочное производство. – 1997. – № 4. – С. 13–17.
4. Применение сталей ПНП в качестве наплавочных материалов для повышения усталостной прочности наплавленных деталей / Г. С. Микаелян, И. А. Рябцев, В. Г. Васильев [и др.] // Автомат. сварка. – 1993. – № 10. – С. 34–36.
5. Буки А. А. Моделирование физико-химических процессов дуговой сварки / А. А. Буки. – М. : Машиностроение, 1991. – 288 с.

References

1. Grinberg, N & Mamayev, I 1980, 'Naplavochnyye splavy dlya povysheniya sroka sluzhby detaley mashin, rabotayushchikh pri nizkikh temperaturakh', *Avtomaticheskaya svarka*, no. 7, pp. 52-54.
2. Livshits, L & Khakimov, A 1980, *Metallovedeniye svarki i termicheskaya obrabotka svarnykh soedineniy*, Mashinostroyeniye, Moskva.
3. Kalyanov, V 1997, 'Struktura i kharakteristika iznosostoykogo ekonomnolegirovannogo naplavlennogo metalla', *Svarochnoye proizvodstvo*, no. 4, pp. 13-17.
4. Mikaelyan, G, Ryabtsev, I & Vasilev, V 1993, 'Primeneniye staley PNP v kachestve naplavochnykh materialov dlya povysheniya ustalostnoy prochnosti naplavlennykh detaley', *Avtomaticheskaya svarka*, no. 10, pp. 34-36.
5. Buki, A 1991, *Modelirovaniye fiziko-khimicheskikh protsessov dugovoy svarki*, Mashinostroyeniye, Moskva.

Стаття надійшла до редакції 28 квітня 2015 р.

УДК 655.3.021

**ТЕПЛОФИЗИЧЕСКИЕ АСПЕКТЫ ПРИМЕНЕНИЯ ПИРОМЕТРОВ
ПРИ ИССЛЕДОВАНИИ ПРОЦЕССА ОБРАБОТКИ ОТВЕРСТИЙ**©Гордеев А. С.¹, Лаппо И. Н.²*Українська інженерно-педагогічна академія¹**Красноармійський індустріальний інститут ДВНЗ «ДонНТУ»²***Інформація про авторів:**

Гордєєв Андрій Сергійович: ORCID: 0000-0001-6521-3937; gordeew@ukr.net; доктор технічних наук; завідувач кафедри поліграфічного виробництва і комп'ютерної графіки; Українська інженерно-педагогічна академія; вул. Університетська, 16, м. Харків, 61003, Україна.

Лаппо Ірина Миколаївна: ORCID: 0000-0001-9243-9763; spinnex@i.ua; асистент кафедри інженерної механіки; Красноармійський індустріальний інститут Державного вищого навчального закладу «Донецький національний технічний університет»; вул. Шибанкова, 2, м. Красноармійськ, 85300, Україна.

Целью работы является сопоставление теплового баланса в зоне резания, оптимальной температуры обрабатываемости и настроек пирометра для адекватного отображения снимаемой информации.

Проведенный анализ литературных источников показал. Современный автоматизированный физический эксперимент должен обеспечивать не только снятие показаний с датчиков, но и управление процессом эксперимента, их анализ, обработку и визуальную интерпретацию в удобной экспериментатору форме.

В результате исследований влияния температуры на свойства материалов, было установлено, что температура, при которой физико-механические характеристики имеют экстремальные значения, с достаточной точностью соответствуют температуре максимальной обрабатываемости материала.

Пирометрическое измерение температуры в зоне резания позволяет значительно повысить эффективность обработки, т.е. установить более жесткие режимы обработки, при этом, не опасаясь того, что произойдет перегрев обрабатываемого материала.

Ключевые слова: пирометр; отверстия; резание; температура; обрабатываемость.

Гордєєв А. С., Лаппо І. М. «Теплофізичні аспекти застосування пірометрів при дослідженні процесів обробки отворів».

Метою роботи є зіставлення теплового балансу в зоні різання, оптимальної температури оброблюваності і налаштувань пірометра для адекватного відображення інформації.

Проведений аналіз літературних джерел показав. Сучасний автоматизований фізичний експеримент повинен забезпечувати не тільки зняття показань з датчиків, а й управління процесом експерименту, їх аналіз, обробку та візуальну інтерпретацію в зручній експериментатору формі.

В результаті досліджень впливу температури на властивості матеріалів, було встановлено, що температура, при якій фізико-механічні характеристики мають екстремальні значення, з достатньою точністю відповідають температурі максимальної оброблюваності матеріалу.

Пірометричної вимірювання температури в зоні різання дозволяє значно підвищити ефективність обробки, тобто встановити більш жорсткі режими обробки, при цьому, не побоюючись того, що станеться перегрів оброблюваного матеріалу.

Ключові слова: пірометр; отвори; різання; температура; оброблюваність.

Hordeev A., Lappo I. “Thermophysical aspects of the use of the pyrometer in study of the hole machining”.

The aim of the work is to compare the thermal balance in the cutting zone, the optimum temperature workability and setting pyrometer for adequate display of removable media.

The analysis of the literature showed. Modern automated physical experiment should provide not only the readings from sensors and process control experiment, analysis, processing and visualization of the experimenter in a convenient form.

As a result of studies of the effect of temperature on the properties of the materials, it was found that the temperature at which the physical and mechanical characteristics are extremal values with sufficient accuracy to meet the maximum temperature of the workability of the material.

Pyrometric temperature measurement in the cutting zone can dramatically enhance the effectiveness of the treatment, i.e. establish more stringent treatment regimens, while not being afraid of what will happen to overheat the material being processed.

Keywords: pyrometer; holes; cutting; temperature; workability.

1. Введение

Современная промышленность предлагает исследователю широкий спектр измерительных установок, комплексов и приборов для решения задач автоматизации научных исследований. Начиная с первых калориметрических опытов Н. Н. Саввина и Г. Фридриха в 1910–1911 гг. и вплоть до 50-х годов XX века тепловые явления в процессе резания изучали только экспериментальными методами [1]. В 1914 г. Я. Г. Усачев первым разработал метод непосредственного измерения температур искусственной и полуюскусственной термopарами. В одном и том же 1925 г. независимо друг от друга англичанин Э. Г. Герберт, немец К. Готвайн и американец Г. Шор предложили использовать для измерения температуры резания естественную термopару «резец–деталь». Немецкий ученый Ф. Шверд в 1933 г. разработал радиационный метод измерения температуры.

В США значительный вклад в экспериментальные исследования теплофизики резания в 1930–40-е годы внесли О. Бостон и У. Гильберт. В 1948–49 гг. профессор Иллинойского университета К. Триггер методом естественной термopары измерил температуры при различных режимах работы твердосплавных резцов. В СССР в этот период значительный вклад в развитие эмпирических методов исследования температур внесли И. М. Беспрозванный, Н. И. Резников, А. М. Даниэлян, М. В. Касьян и др. [1].

Одной из первых попыток аналитического определения температур в контакте двух тел была попытка сотрудников Кембриджского университета Ф. Боудена и К. Ридлера. В 1935 г. они выполнили расчет контактной температуры, возникающей при скольжении цилиндра по поверхности полуограниченного тела.

В СССР «пионером» аналитического исследования теплообмена при резании стал в 1940 г. М. П. Левицкий. Он исключил из рассмотрения теплоту, поступающую в обрабатываемый материал, полагая, что в теплообмене участвуют только резец и стружка. Источниками теплообразования Левицкий считал работу деформации и работу трения стружки о переднюю поверхность резца.

Только после этого американские ученые Триггер и Б. Ц. Чао провели достаточно обширные аналитические исследования температур на поверхностях контакта инструмента со стружкой и с обрабатываемым материалом [2], постепенно совершенствуя подходы к расчетам. Исследователи учитывали два источника тепловыделения (пластический сдвиг и трение стружки по передней поверхности резца), пренебрегая теплотой трения на задней поверхности инструмента.

Для определения теплового потока, входящего в инструмент, Чао и Триггер использовали метод электро моделирования, предложенный в 1955 г. Жаком Боневилем и основанный на аналогии в распространении теплового потока и электрического тока.

Наиболее всесторонние и глубокие исследования теплофизики резания выполнил А. Н. Резников. С начала 1950-х гг. А. Н. Резников развивал и дополнял теорию быстро движущихся источников теплоты, разработанную П. А. Рыкалиным применительно к сварочным процессам и О. В. Егером в приложении к процессу трения.

В настоящее время широкое применение находят пирометры. Под термином «пирометр» подразумевались приборы для измерения температуры визуально, по цвету и яркости раскаленного объекта. Развитие современных пирометров началось с середины 60-х годов прошлого столетия и продолжается до сих пор. Именно в это время были сделаны важнейшие физические открытия, позволившие начать производство промышленных пирометров с высокими потребительскими характеристиками и малыми габаритными размерами. Первый портативный пирометр был разработан и произведен американской компанией Wahl в 1967 году. Пирометр был основан на принципе построения сравнительных параллелей, когда вывод о температуре тела производился на основе данных инфракрасного приемника, определяющего количество излучаемой телом тепловой энергии.

Современный автоматизированный физический эксперимент должен обеспечивать не только снятие показаний с датчиков, но и управление процессом эксперимента, запись данных в цифровой форме на управляющий компьютер, их анализ, обработку и визуальную интерпретацию в удобной экспериментатору форме.

Сказанное является особенно актуальным для теплофизического эксперимента, т.к. несмотря на большое количество методов, устройств, приборов, автоматизированных комплексов, постоянно возникают новые проблемы, решение которых не всегда возможно имеющимися средствами.

Целью работы является сопоставление теплового баланса в зоне резания, оптимальной температуры обрабатываемости и настроек пирометра для адекватного отображения снимаемой информации.

2. Разработка модели теплового баланса в зоне резания при обработке отверстий двухступенчатым осевым инструментом

Формирование теплового баланса термодинамической системы инструмент – стружка – деталь – окружающая среда при обработке отверстий представляет собой сложный механизм взаимодействия теплофизических и физико-механических процессов, связанных с поступлением, распределением и отводом тепла.

Технологія машинобудування

Для чистовой обработки отверстий осевым инструментом характерны достаточно низкие температуры в зоне резания (до 100 °С при развертывании и до 300 °С при зенкерованиях). Поэтому с известной долей допущения для исследования взаимного влияния тепловых источников при работе комбинированного инструмента можно использовать принцип суперпозиции, так как в этом интервале температур ($0 \leq \Theta \leq 300^\circ\text{C}$) теплофизические свойства обрабатываемых инструментальных материалов меняются незначительно и ими можно пренебречь.

Для разработки математической модели теплового баланса в зоне резания при обработке отверстий двухступенчатым осевым инструментом исследовалось влияние различных факторов на расчетное значение [3]. Физический смысл аналитической теории теплопроводности заключается в том, что дифференциальное уравнение Фурье связывает пространственное распределение температуры с изменением ее во времени. В цилиндрической системе координат уравнение имеет вид

$$\frac{\partial \Theta}{\partial t} = \frac{\lambda}{c\rho} \left(\frac{\partial^2 \Theta}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial \Theta}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \cdot \frac{\partial^2 \Theta}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 \Theta}{\partial z^2} \right) + \frac{q_B}{c\rho}, \quad (1)$$

где ρ – плотность вещества, кг/м³;

c – массовая теплоемкость, Дж/кг·°С;

λ – коэффициент теплопроводности, Вт/м·°С;

$\frac{\lambda}{\rho c} = \omega$ – коэффициент температуропроводности вещества, м²/с;

q_B – объемная плотность тепловыделения внутренних источников, Вт/м³;

$\Theta = f(x, y, z, t)$ – температура твердого тела, имеющая координаты в разные моменты времени.

Уравнение распространения тепла непрерывно движущегося источника постоянной мощности, которое перемещается с постоянной скоростью и отнесено к неподвижной системе координат, выражено в форме интеграла. Для удобства описания температурного поля уместно применить систему координат, связанную с движущимся источником, то есть перейти к новым координатам

$$z_i = z - V_n t, \quad r_i = r, \quad R_i^2 = r_i^2. \quad (2)$$

После подстановки и элементарных преобразований подынтегральной функции уравнение процесса распространения тепла подвижного точечного источника будет иметь вид

$$\Theta(r, z, t) = \frac{q_1}{4\sqrt{\pi \cdot \lambda \cdot R}} \exp \left(-\frac{V_n R}{2\omega} - \frac{V_n (z - V_n t)}{2\omega} \right). \quad (3)$$

Данное решение позволяет определять температуру в любой точке двумерного пространства с координатами r и z в момент времени t для мгновенного точечного источника, движущегося со скоростью V_n , в точке с координатами r_u, z_u . Исходя из уравнения (3) можно утверждать, что за движущимся тепловым источником температура постоянна, а перед ним температура уменьшается по экспоненциальному закону, тем более, чем больше скорость резания.

3. Определение температуры максимальной обрабатываемости материалов

Проведенный анализ литературных источников показал, что обрабатываемость материалов увеличивается с понижением пластичности и прочности. Учитывая, что прочность материала монотонно убывает с увеличением температуры, а характеристики пластичности имеют минимум при определенной температуре, была выдвинута гипотеза, что данная температура соответствует температуре максимальной обрабатываемости материала.

Было проанализировано изменение физико-механических характеристик обрабатываемых материалов (δ – относительное удлинение, ψ – относительное сужение, α – коэффициент линейного расширения, C – удельная теплоемкость материала, λ – коэффициент теплопроводности) в зависимости от температуры с целью определения температуры максимальной обрабатываемости материала.

В процессе работы была выявлена хорошая корреляция температуры экстремальных значений пластичности с другими механическими и физическими характеристиками обрабатываемого материала. Например, с температурой экстремальных значений коэффициента теплопроводности, температурой максимального удельного электросопротивления, температурой максимальной удельной теплоемкости материала, температурой минимальной плотности материала и т.д. (рис. 1).

В результате проведенной работы было установлено, что для каждого обрабатываемого материала механические характеристики относительное удлинение (δ), относительное сужение (ψ), физические характеристики коэффициент линейного расширения (α), коэффициент теплопроводности (λ), имеют минимальные значения, а удельная теплоемкость материала (C), максимальное значение при одной и той же критической температуре. То есть, для каждого обрабатываемого материала имеется критическая температура, при которой физико-механические характеристики имеют экстремальные значения.

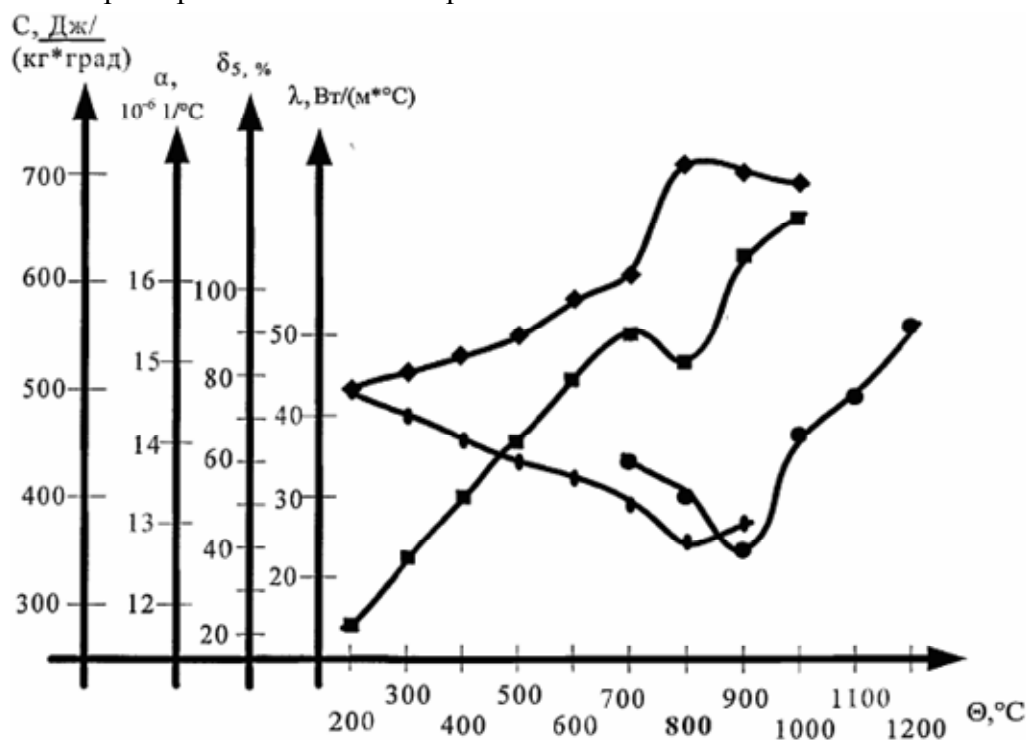


Рис. 1 – Зависимости физико-механических характеристик обрабатываемого материала У8А от температуры резания

Анализ основных характеристик процесса резания при обработке отверстий в стали У8А комбинированным инструментом из быстрорежущей стали (рис. 2), показал, что критическая температура стали У8А, которая может быть определена по температуре экстремальных значений физико-механических характеристик соответствует оптимальной температуре резания, при которой относительный износ сверла имеет минимальное, а путь резания максимальное значение, при стабилизированных составляющей силы P_z и усадке стружки ξ . Таким образом, температура A_{c3} соответствует температуре максимальной обрабатываемости стали У8А. Данное утверждение подтверждается и для других обрабатываемых материалов экспериментами проведенными учеными предшественниками.

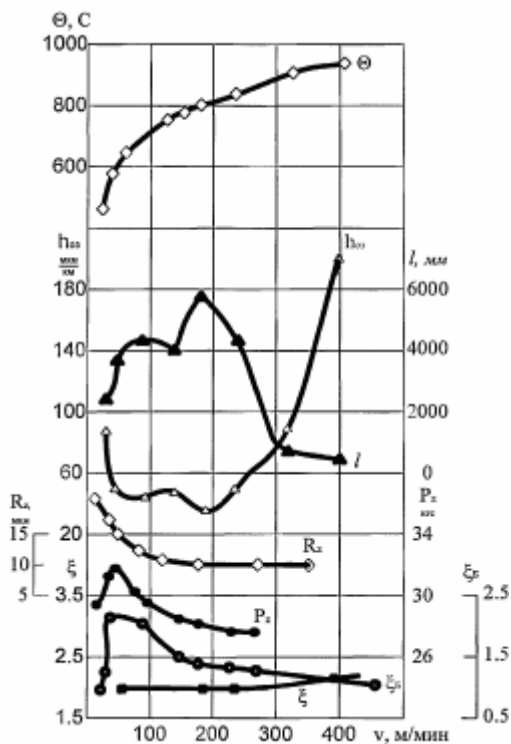


Рис. 2 – Влияние скорости резания на основные характеристики процесса обработки отверстий в стали У8А быстрорежущим инструментом ($t=5$ мм, $s=0,21$ мм/об)

На основании проведенного сравнительного анализа результатов исследований изменений физико-механических характеристик обрабатываемых материалов в зависимости от температуры и оптимизации процесса резания была сформулирована гипотеза, о возможности применения температур экстремальных значений физико-механических характеристик обрабатываемых материалов для определения температур их максимальной обрабатываемости.

Результаты экспериментальных исследований критической температуры обрабатываемого материала и относительного поверхностного износа режущей кромки, показал следующее: для стали У8А теоретически рассчитанная критическая температура составила 700°C , оптимальная экспериментальная температура резания 750°C (расхождение 7 %).

Таким образом, было установлено, что температура, при которой физико-механические характеристики имеют экстремальные значения, с достаточной точностью соответствует температуре максимальной обрабатываемости материала.

4. Пирометрические методы измерений температуры

Пирометрические методы измерений основаны на определении параметров теплового излучения объекта без нарушения его температурного поля. Данный метод устанавливает связь между излучением абсолютно черного тела и его температурой. Пирометрические методы отличаются высокой точностью результатов. Это достигается за счет индивидуального подбора светофильтров и узким спектральным диапазоном. Выбор светофильтров зависит от физико-механических свойств контролируемого материала.

Минимизация ошибки измерений достигается путем выбора прибора с более короткой волной. Большое внимание уделяется размерам измерительного пятна, т.к. 90 % энергии излучения фиксируется пирометром. Как показали проведенные исследования, при анализе процессов механической обработки целесообразно применять пирометры с фокусируемой оптикой.

В промышленных процессах производства на переднем плане часто находится не абсолютная температура, а более высокая воспроизводимость. Измерительная система должна поставлять при равных условиях равные температурные значения. Вне зависимости от абсолютной температуры эмпирически вычисленные значения температуры являются основными параметрами для высокого качества производства.

Пирометрическое измерение температуры в зоне резания позволяет значительно повысить эффективность обработки. Если температура материала измеряется пирометрическим методом, то истинная температура материала гарантированно является меньшей, чем индикация на пирометре, независимо от точного коэффициента излучения материала. Пирометр измеряет температуру материала и частично из-за отражения окружающую температуру; тем самым якобы среднюю температуру. С учетом того, что материал холоднее, чем окружающая среда, гарантируется, что актуальная температура материала ниже, чем температурная индикация и тем самым исключается перегрев материала. Тем самым можно установить более жесткие режимы обработки, при этом не опасаясь того, что произойдет перегрев материала. Постоянно осуществляется непрерывный контроль температуры обрабатываемого металла.

Выводы

В результате исследований влияния температуры на свойства материалов, было установлено, что температура, при которой физико-механические характеристики имеют экстремальные значения, с достаточной точностью соответствуют температуре максимальной обрабатываемости материала.

Пирометрическое измерение температуры в зоне резания позволяет значительно повысить эффективность обработки, т.е. установить более жесткие режимы обработки, при этом, не опасаясь того, что произойдет перегрев обрабатываемого материала.

Список использованных источников:

1. Малышев В. И. Очерки истории науки о резании материалов / В. И. Малышев. –Тольятти: ТГУ, 2011. – 216 с.
2. Чао Б. Экспериментальные исследования распределения температуры на задней поверхности резца / Б. Чао, Г. Ли, К. Триггер // Конструирование и технология машиностроения. – 1961. – № 3. – С. 21–31.
3. Татьянченко А. Г. Особенности развития тепловых процессов при чистовой обработке отверстий комбинированным осевым инструментом / А. Г. Татьянченко, И. Н. Лаппо // Вісник СевНТУ. Сер.: Машиноприладобудування та транспорт : зб. наук. пр. – Севастополь, 2013. – Вип. 140. –С. 178–183.
4. Раннев Г. Г. Методы и средства измерений / Г. Г. Раннев, А. П. Тарасенко. – М. : Академия, 2004. – 336 с.
5. Линеveg Ф. Измерение температур в технике: справочник / Ф. Линеveg. — М. : Металлургия, 2008 – 600 с.
6. Кременчугский Л. С. Пирозлектрические приемники излучения / Л. С. Кременчугский, О. В. Ройцина. — К. : Наук. думка, 2009. — 381 с.
7. Р 50.2.038-2004. ГСОЕИ. Рекомендации по метрологии. Измерения прямые однократные. Оценивание погрешностей и неопределённости результата измерений. – М. : Госстандарт России, 2004.
8. Володарский В. Я. Метрология. Теория и практика / В. Я. Володарский. — М. : ВНИИМС, 2000.

References

1. Malyshev, V 2011, *Ocherki istorii nauki o rezanii materialov*, TGU, Tolyatti.
2. Chao, B, Li, G & Trigger, K 1961, 'Eksperimentalnyye issledovaniya raspredeleniya temperatury na zadney poverkhnosti reztsa', *Konstruirovaniye i tekhnologiya mashinostroyeniya*, no. 3, pp. 21-31.
3. Tatyanchenko, A & Lappo, I 2013, 'Features of development of thermal processes at the fair to holes handling with combined axis tool', *Visnyk SevNTU, Seriya: Mashynopryladobuduvannia ta transport*, iss. 140, pp. 178-183.
4. Rannev, G & Tarasenko, A 2004, *Metody i sredstva izmereniy*, Izdatelskiy tsentr "Akademiya", Moskva.
5. Lineveg, F 2008, *Izmereniye temperatur v tekhnike*, Metallurgiya, Moskva.
6. Kremenchugskiy, L, Roytsina, O 2009, *Piroelektricheskiye priyemniki izlucheniya*, Naukova dumka, Kiev.
7. Gosudarstvennaya sistema obespecheniya edinstva izmereniy 2004, *Rekomendatsii po metrologii. Izmereniya pryamyne odnokratnye. Otsenivaniye pogreshnostey i neopredelennosti rezultata izmereniy*, R 50.2.038-2004, Gosstandart Rossii, Moskva.
8. Volodarskiy, V 2000, *Metrologiya. Teoriya i praktika*, VNIIMS, Moskva.

Стаття надійшла до редакції 10 березня 2015 р.

УДК 621.791

УДОСКОНАЛЕННЯ ЕЛЕКТРОДІВ ДЛЯ ХОЛОДНОГО ЗВАРЮВАННЯ ЧАВУНУ

©Калін М. А., Ізотова К. О.

Українська інженерно-педагогічна академія

Інформація про авторів:

Калін Микола Андрійович: ORCID: 0000-0002-4068-2718; svargof@gmail.com; кандидат технічних наук; доцент кафедри інтегрованих технологій в машинобудуванні та зварювального виробництва; Українська інженерно-педагогічна академія; вул. Університетська, 16, м. Харків, 61003, Україна.

Ізотова Катерина Олександрівна: ORCID: 0000-0002-6585-6681; ant-izotov@yandex.ru; кандидат технічних наук; доцент кафедри інтегрованих технологій в машинобудуванні та зварювального виробництва; Українська інженерно-педагогічна академія; вул. Університетська, 16, м. Харків, 61003, Україна.

Метою роботи є підвищення якості металу шва при електродуговому зварюванні чавуну шляхом удосконалення складу окисного покриття маловуглецевих електродів.

Експеримент проводили з додаванням у покриття мармуру, гематиту, кварцевого піску, оксиду хрому, алюмінієвого порошку, слюди й соди.

Перевірку зварювально-технологічних властивостей дослідних складів електродів проводили при електродуговому зварюванні сірого чавуну.

Установлений оптимальний склад покриття, яке забезпечує високу якість наплавленого металу (відсутність тріщин, зменшення ширини прошарку з підвищеною твердістю, зниження твердості) і гарні зварювально-технологічні властивості електродів при холодному зварюванні чавуну.

Структура металу шва троосто-сорбіт і дрібні включення ферита. Біля поверхні – структура типова для литої маловуглецевої сталі.

Ключові слова: окисне покриття; чавун; зварювання; електроди; твердість.

Калін Н. А., Изотова Е. А. «Усовершенствование электродов для холодной сварки чугуна».

Целью работы является повышения качества металла шва при электродуговой сварке чугуна путем усовершенствования состава окислительного покрытия малоуглеродистых электродов.

Эксперимент проводили с добавлением в покрытие мрамора, гематита, кварцевого песка, оксида хрома, алюминиевого порошка, слюды и соды.

Проверку сварочно-технологических свойств опытных составов электродов проводили при электродуговой сварке серого чугуна.

Установлен оптимальный состав покрытия, которое обеспечивает высокое качество наплавленного металла (отсутствие трещин, уменьшение ширины прослойки с повышенной твердостью, снижение твердости) и хорошие сварочно-технологические свойства электродов при холодной сварке чугуна.

Структура металла шва троосто-сорбит и мелкие включения ферита. Близ поверхности – структура типичная для литой малоуглеродистой стали.

Ключевые слова: окислительное покрытие; чугун; сварка; электроды; твердость.

Kalin N., Izotova C. “Improvement of electrodes for the cold welding of cast-iron”.

The aim of work is upgrading of metal of guy-sutures at the elektrik welding of cast-iron by the improvement of composition of oxidizing coverage of low-carbon electrodes.

An experiment was conducted with adding to coverage of marble, anhydroferrite, quartz sand, oxide of chrome, aluminium, mica and soda.

Verification of welding-technological properties of the experienced compositions of electrodes was conducted at the electric welding of grey cast-iron.

Optimal composition of coverage which provides high quality of velding metal (absence of cracks, diminishing of width of layer with enhanceable hardness, decline of hardness) and good welding-technological properties of electrodes at the cold welding of cast-iron is set.

A structure of metal of guy-sutures is troosto-sorbit and shallow including of ferit. Near a surface is a structure typical for the cast low-carbon steel.

Keywords: oxidizing coverage; cast-iron; welding; electrodes; hardness.

1. Постановка проблеми

У чавунних виливках на різних стадіях обробки виявляються різні дефекти. Крім того, знижена міцність і висока крихкість сірих чавунів приводять в окремих випадках до поломки в процесі експлуатації виготовлених з них деталей, а це у свою чергу, приводить до виходу з ладу або простою устаткування [1–3].

Для усунення дефектів у чавунних виливках і при ремонті деталей, що вийшли з ладу, широко застосовують зварювальні процеси.

2. Аналіз останніх досліджень

Заслуговують на увагу роботи, проведені П. С. Елістратовим, по розробці електродів типу СЧС на дроті Св-08 з покриттям окисного виду. В умовах високотемпературної фази зварювальної дуги вуглець є самим активним розкислювачем. Окислений вуглець у вигляді газу СО видаляється зі зварювальної ванни. Велика товщина покриття й високі значення зварювального струму, застосовуваного при зварюванні електродами СЧС, не дозволили встановити оптимальні межі технологічності електродів [1].

3. Експериментальна частина

Метою даної роботи є створення електродів для холодного зварювання чавуну на стрижнях із дроту Св-08А і покриттям, що містить кисневмісний компонент – гематит, що відрізняються від електродів марки СЧС поліпшеними зварювально-технологічними властивостями й високою якістю наплавленого металу за рахунок зміни шлакової й легуючої системи покриття.

Це завдання вже намагався вирішити у своїх роботах П. С. Елістратов, розробивши електроди марки СЧС, що містять у своєму покритті по 50 % мармуру й гематиту. Як електродні стрижні використовувався зварювальний дріт Св-08А. При зварюванні чавуну електродами СЧС утвориться високовуглецевий, сталевий зварний шов.

Для виготовлення дослідних партій електродів використовувався лабораторний прес. Стрижні електродів зі сталевого зварювального дроту марки Св-08А за ГОСТ 2246-70 діаметром 3 і 4 мм.

У якості розкислювача металу шва застосовувався алюмінієвий порошок марки ПАП-1 по ГОСТ 4135-48. Як окисний компонент застосовували гематит Fe_2O_3 по ГОСТ 4418-75.

Коефіцієнт ваги покриття електродів становив 0,45...0,47 при товщині покриття на сторону 0,8 мм електродів діаметром 3 мм, і 1 мм – електродів діаметром 4 мм. Автоматичне визначення коефіцієнта маси покриття робили за допомогою приладу БИА-100. Виготовляли 5 варіантів електродів (таблиця 1). Для порівняння виготовляли електроди СЧС.

Технологія машинобудування

Зварювання й наплавлення зразків для випробування твердості й хімічного складу металу шва й наплавленого металу, а також зварювально-технологічних властивостей електродів, відповідно до вимог ГОСТ 9466-75, робили як на змінному, так і постійному струмі прямої й зворотної полярності. Як джерела живлення застосовували зварювальний трансформатор ТД-502.В3 і випрямляч ВДУ-504. Сила струму для електродів діаметром 3 мм становила 100...120А, а для електродів діаметром 4 мм – 160...180 А.

Таблиця 1 – Склад покриттів дослідних варіантів електродів

Компоненти покриття	Вміст компонентів, мас %					
	СЧС	1	2	3	4	5
Мармур	50	12,5	25	12	10	8
Гематит	50	80	60	70	62,5	60
Кварцовий пісок	-	4	5	7	12	13
Окис хрому	-	0,5	1	2	3	4
Алюмінієвий порошок	-	1	2	4	5	7
Слюда	-	2	6	4	5	7
Сода	-	0,3	1	1	1,5	2

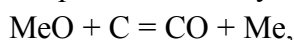
Для виготовлення зварних зразків використовували пластини із чавуну марки СЧ21 по ГОСТ 1412-85 товщиною 30 мм. Твердість металу шва й наплавленого металу вимірювали на приладі ТК-2 (по шкалі С), мікротвердість заміряли на приладі ПМТ-3, при навантаженні 100 г.

Загальний характер мікроструктури зварених швів оцінювали за допомогою оптичного мікроскопа МИМ-8М на поперечних мікрошліфах розміром 15х25х30 мм, протравлених в 5 %-ному спиртовому розчині азотної кислоти.

4. Результати досліджень

Процес окислення вуглецю й кремнію сірого чавуну за рахунок кисню, уведеного в зону зварювальної дуги можна представити в такий спосіб.

Ванна рідкого металу, де в основному проходить процес окислення вуглецю чавуну, являє собою рідке залізо з розчиненими в ньому домішками вуглецю, кремнію й ін. Кисень, що попадає у зварювальну ванну, також перебуває в розчині у вигляді оксидів, тому окислення вуглецю можна представити рівнянням виду



де MeO – розчинені оксиди металів

Вигорання вуглецю в газовій, шлаковій і металевій фазах при зварюванні плавленням у результаті взаємодії з киснем оксидів металів є різко вираженим ендотермічним процесом, що розвивається при високих температурах.

На підставі виконаних термодинамічних розрахунків реакцій відновлення оксидів кремнію, титана й алюмінію розчиненим у сплаві Fe-C вуглецем виведені формули розрахунку рівноважних з вуглецем вмістів відновлених елементів залежно від температури (таблиця 2).

З огляду на те, що масовий зміст вуглецю [C] у наплавленому металі не повинен перевищувати 0,12 %, зроблений розрахунок вмісту відновлених елементів (таблиця 3). Температура кристалізації металу шва прийнята рівної 1810 К.

Як видно з таблиці 2, найбільш імовірним, буде відновлення титана з TiO, що утвориться при дисоціації TiO₂ у зварювальній дузі. Імовірність відновлення титана з інших оксидів і ільменіту мізерно мала.

Таблиця 2 – Формули розрахунку рівноважних з вуглецем вмістів кремнію, титана й алюмінію

Реакції взаємодії	Константа рівноваги реакції	Формула розрахунку вмісту відновленого елемента в наплавленому металі
$(\text{Si}_2)+2[\text{C}]=[\text{Si}]+2\{\text{CO}\}$	$\lg K_{\text{Si-C}}=-29024/T+16,1$	$[\text{Si}]=K_{\text{Si-C}} [\text{C}]^2=1,176[\text{C}]^2$
$(\text{Ti}_2)+2[\text{C}]=[\text{Ti}]+2\{\text{CO}\}$	$\lg K_{\text{Ti-C}}=-32014/T+15,95$	$[\text{Ti}]=K_{\text{Ti-C}} [\text{C}]^2=0,0184[\text{C}]^2$
$(\text{Ti})+[\text{C}]=[\text{Ti}]+\{\text{CO}\}$	$\lg K_{\text{Ti-C}}=-16815/T+8,70$	$[\text{Ti}]=K_{\text{Ti-C}} [\text{C}]=0,25[\text{C}]$
$1/3(\text{Ti}_3\text{O}_5)+5/3[\text{C}]=[\text{Ti}]+5/3\{\text{CO}\}$	$\lg K_{\text{Ti-C}}=-27587/T+13,22$	$[\text{Ti}]=K_{\text{Ti-C}} [\text{C}]^{5/3}=0,0095[\text{C}]^{5/3}$
$1/2(\text{Ti}_2\text{O}_3)+3/2[\text{C}]=[\text{Ti}]+3/2\{\text{CO}\}$	$\lg K_{\text{Ti-C}}=-25572/T+12,19$	$[\text{Ti}]=K_{\text{Ti-C}} [\text{C}]^{3/2}=0,0115[\text{C}]^{3/2}$
$(\text{Fe}\cdot\text{Ti}_2)+3[\text{C}]=[\text{Ti}]+\text{Fe}+3\{\text{CO}\}$	$\lg K_{\text{Ti-C}}=-35895/T+19,43$	$[\text{Ti}]=K_{\text{Ti-C}} [\text{C}]^3=0,392[\text{C}]^3$
$1/2(\text{Al}_2\text{O}_3)+3/2[\text{C}]=[\text{Al}]+3/2\{\text{CO}\}$	$\lg K_{\text{Al-C}}=-30106/T+13,46$	$[\text{Al}]=K_{\text{Al-C}} [\text{C}]^{3/2}=0,00068[\text{C}]^{3/2}$

Таблиця 3 – Масовий вміст у наплавленому металі, %, відновлених з оксидів елементів при $[\text{C}] = 0,12\%$

Восстанов- лений елемент	SiO_2	TiO_2	TiO	Ti_3O_5	Ti_2O_3	$\text{Fe}\cdot\text{TiO}_2$	Al_2O_3
Si	0,02	-	-	-	-	-	-
Ti	-	$2,65 \cdot 10^{-4}$	0,03	$2,77 \cdot 10^{-4}$	$4,76 \cdot 10^{-4}$	$6,77 \cdot 10^{-4}$	-
Al	-	-	-	-	-	-	$2,81 \cdot 10^{-5}$

Відновлення кремнію з SiO_2 забезпечує невеликий приріст вмісту $[\text{Si}]$, що не може істотно відбитися на зміні механічних властивостей наплавленого металу і його схильності до пороутворення. Відновлення алюмінію також незначне й не робить істотного впливу на зварювально-технологічні властивості електродів. Відновлення титана до 0,03 % у наплавленому металі впливає на здібнювання структури останнього й підвищення його механічних властивостей.

Мармур (CaCO_3) уводиться як газошлакоутворюючий компонент. При термічній дисоціації у зварювальній дузі при температурі близько 900 °C відбувається виділення C і CO_2 .

Кількість кисню, здатного брати участь у реакціях окислювання вуглецю становить 16 % від масової частки мармуру в покритті.

Оксид, що утвориться в результаті дисоціації, кальцію CaO переходить у шлакову фазу й сприяє очищенню металу шва від домішок фосфору.

Оптимальним вмістом мармуру в цій системі покриття є 10-25 %.

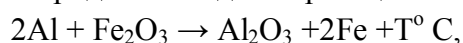
Оксид заліза у вигляді гематиту (залізної руди) уводиться з метою максимального випалювання вуглецю зі зварювальної ванни. Термічна дисоціація гематиту з виділенням вільного кисню починається в покритті електрода при температурі 700 °C.

Кількість вільного кисню, що виділяється при цьому, становить 30 %. Оптимальний вміст гематиту в покритті становить 60-75 %.

Оксид хрому Cr_2O_3 дисоціює у зварювальній дузі при температурі більше 2000 °C і виділяє вільний кисень у кількості 30 %.

Оптимальний вміст оксиду хрому в покритті становить 1-3 %.

Введення до складу покриття алюмінію в сполученні з гематитом утворить термітну суміш, що у процесі плавлення електрода взаємодіє по реакції



з виділенням великої кількості тепла.

Тепло, що утвориться в результаті термітної реакції, витрачається на розігрів покриття й електродного стрижня на ділянці, що прилягає до зони плавлення. Оптимальний вміст алюмінієвого порошку в покритті становить 2-5 %.

Технологія машинобудування

Введення до складу покриття кварцового піску (SiO_2) в оптимальній кількості 5-12 % забезпечує зміну коефіцієнта лінійного розширення шлаків, що приводить до його крихкості й легкому видаленню зі зварених швів, як при однопрохідному, так і багатопрохідному зварюванню.

Результати випробування зварювально-технологічних властивостей (таблиця 4) і якості наплавленого металу показують, що оптимальним є склад покриття варіанта №3, що забезпечує високу якість наплавленого металу (відсутність тріщин, зменшення ширини прошарку з підвищеною твердістю, зниження твердості) і гарні зварювально-технологічні властивості електродів при холодному зварюванні чавуну.

Таблиця 4 – Результати випробування зварювальних електродів

Електрод	Зварювально-технологічні властивості електрода	Кількість пор на 100 мм шва, шт.	Твердість наплавленого металу, HB	Кількість тріщин на 100 мм шва, шт	Ширина прошарку підвищен. твердості, мм
СЧС	Формування шва – задовільне. Схильні до утворення пор і тріщин. Оброблюваність	5	207	3	0,8
1	незадовільна.	2	195	1	0,6
2	Формування шва – задовільне. Схильність до утворення пор і тріщин низька. Оброблюваність задовільна.	зашлакування	180	немає	0,4
3	Формування шва – гарне. Схильність до утворення пор і тріщин низька. Оброблюваність гарна.	немає	170	немає	0,2
4	Формування шва – відмінне. Схильність до утворення пор і тріщин низька. Оброблюваність гарна.	немає	160	немає	0,15
5	Формування шва – гарне. Не схильні до утворення пор і тріщин. Оброблюваність - гарна.	3	165	немає	0,2
	Формування шва – задовільне. Схильні до утворення пор і зашлакувань. Оброблюваність гарна.	зашлакування			

Для дослідження ступеня вигорання вуглецю з металу шва було зроблене багат шарове наплавлення висотою 20 мм досліджуваними електродами на механічно оброблену поверхню пластини із сірого чавуну марки СЧ 21 і зроблений хімічний аналіз металу шва по глибині із кроком 1 мм від верху наплавленого металу до основного металу (таблиця 5).

Для порівняння аналогічні дослідження хімічного складу металу шва були проведені для електродів марки СЧС (таблиця 6).

Технологія машинобудування**Таблиця 5** – Пошаровий хімічний склад металу шва електродів, у мас. %

Відстань від основного металу, мм.	C	Mn	Si	P	S
-	3,4	0,58	2,29	0,095	0,088
1	1,7	0,22	1,07	0,048	0,056
2	1,01	0,13	0,32	0,045	0,044
3	0,69	0,10	0,15	0,034	0,041
4	0,32	0,04	0,07	0,029	0,032
5	0,15	0,05	0,07	0,023	0,029
6	0,13	-	0,07	0,020	0,028
7	0,05	-	0,05	0,017	0,022
8	0,04	-	0,03	0,013	0,018
9	0,04	-	0,03	0,013	0,018
10	0,04	-	0,03	0,012	0,017
11-20	0,04	-	0,024	0,011	0,014

Таблиця 6 – Пошаровий хімічний склад металу шва електродів СЧС, у мас. %

Відстань від основного металу, мм.	C	Mn	Si	P	S
-	3,4	0,58	2,29	0,095	0,088
1	2,8	0,42	2,07	0,058	0,076
2	1,7	0,33	0,62	0,055	0,074
3	1,2	0,20	0,35	0,044	0,053
4	0,68	0,14	0,17	0,039	0,042
5	0,35	0,11	0,10	0,033	0,039
6	0,28	0,08	0,09	0,030	0,038
7	0,18	0,05	0,08	0,027	0,032
8	0,14	-	0,05	0,023	0,028
9	0,13	-	0,04	0,016	0,020
10	0,08	-	0,03	0,012	0,017
11-20	0,05	-	0,027	0,012	0,015

В металі, наплавленому розробленими електродами зі збільшенням відстані від основного металу вміст вуглецю в металі шва різко зменшується й досягає мінімально необхідних значень на висоті 6-7 мм.

При зварюванні електродами марки СЧС зниження вмісту вуглецю в металі шва менш інтенсивне й рівень вуглецю нижче 0,12 % досягається на висоті більше 10 мм, що відповідає третьому проходу.

Досліджували залежність твердості наплавленого металу від висоти шва. Виміри робили на шліфах тришаровому наплавленню в семи крапках із кроком в 1 мм.

Таблиця 7 – Твердість наплавленого металу, HRC

Варіант електрода	Номера крапок (зверху долілиць через 1 мм)						
	1	2	3	4	5	6	7
СЧС	18	55	48	46	42	35	20
УПА-Ч	18	43	38	30	20	17	16

Технологія машинобудування

Як видно з таблиці 7 твердість наплавленого металу зменшується по висоті шва. Максимальна твердість металу шва в зоні сплавки (крапка № 2).

Ширина зони термічного впливу, виявлена після металографічного травлення (рис. 1), становить 0,3- 0,35 мм.

Структура основного металу – пластинчастий графіт, матриця – сорбітообразний і тонкопластинчатий перліт з незначною кількістю ферита (рис. 2).

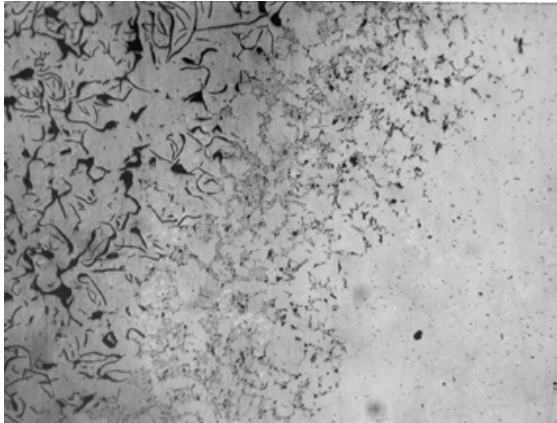


Рис. 1 – Зона сплавки чавун-сталь, x 100, нетруєне

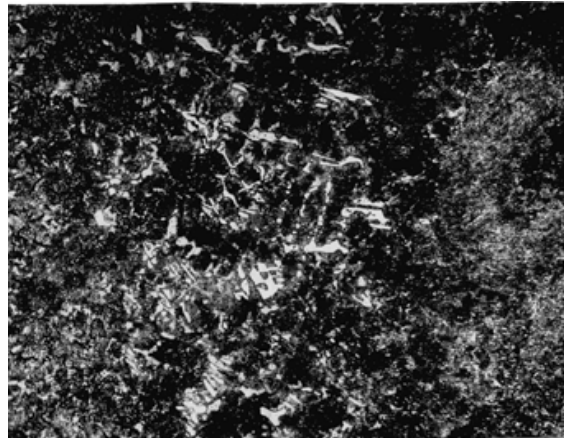


Рис. 2 – Мікроструктура зони сплавки чавун-сталь, x 450

Структура наплавленого металу в області, що безпосередньо прилягає до основного, являє собою крупні зерна троосто-сорбіту твердістю $H_{\mu} = 420$ (HRC = 43). Потім троостосорбіт $H_{\mu} = 322-420$ (HRC = 32-43) зі світлими ділянками троосто-мартенситу $H_{\mu} = 464$ (HRC = 46).

У міру віддалення – троосто-сорбіт і дрібні включення ферита $H_{\mu} = 254-350$ (HRC = 23-35).

Поблизу поверхні – структура типова для литої маловуглецевої сталі ($H_{\mu} = 170-254$).

Приступаючи до підготовки під зварювання різних дефектів на чавунних деталях і виливках, необхідно виявити границі їхнього поширення (візуальний огляд через 4-х кратну лупу, гасова проба й т.п.) і встановити форму оброблення. Зварювання високоміцного, сірого, а також ковкого чавуну дослідними електродами марки УПА-Ч здійснюється без попереднього підігріву виробів, що зварюються, переважно на постійному струмі зворотної полярності (можливі використання й змінного струму) з урахуванням наступних особливостей процесу:

Для зменшення утворення метастабільних структур (цементит, мартенсит) у зоні сплавки й одержання легкооброблюваного, якісного звареного з'єднання проплавляти чавун треба мінімально. Остаточне заповнення оброблення виконують, або електродами УПА-Ч, або електродами з основним покриттям типу Э42А (наприклад, марки УОНИИ 13/45 і ін.) Останнє доцільно у випадках: зварювання чавуну зі сталлю, зварювання чавунних деталей товщиною більше 15-20 мм і заварки більших об'ємних дефектів.

Остаточне заповнення оброблення можна робити й методами напівавтоматичного й автоматичного зварювання в середовищі вуглекислого газу або під флюсом.

При одношаровому наплавленні або заварці дефекту для повної гарантії механічної оброблюваності місця зварювання рекомендується накладати на раніше наплавлений метал (не заходячи на основний) відпалюючі валики.

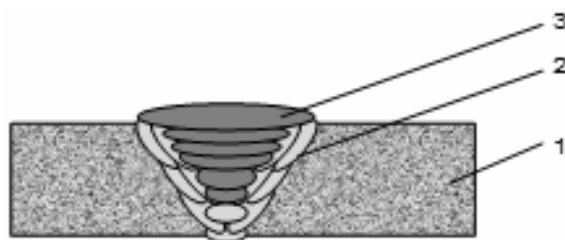


Рис. 3 – Схема зварки чавуну з попереднім облицюванням кромки електродами УПА-Ч і заваркой розробки електродами УОНИИ-13/45:

- 1 – основний метал – сірий чавун СЧ 21; 2 – наплавлений метал електродами УПА-Ч;
3 – метал шва, завареного електродами УОНИИ-13/45

Висновки

1. Розроблено склад покриття електродів для холодного зварювання сірого чавуну, що містить нову систему окислення вуглецю.
2. Склад покриття забезпечує високу якість наплавленого металу (відсутність тріщин, зменшення ширини прогару з підвищеною твердістю, зниження твердості) і гарні зварювально-технологічні властивості електродів при холодному зварюванні чавуну.
3. Структура наплавленого металу в області, що безпосередньо прилягає до основного, являє собою крупні зерна троосто-сорбіту, потім троостосорбіт зі світлими ділянками троосто-мартенситу, у міру віддалення – троосто-сорбіт і дрібні включення ферита, поблизу поверхні – структура типова для литої маловуглецевої сталі.

Список використаних джерел:

1. Иванов Б. Г. Сварка и резка чугуна / Б. Г. Иванов, Ю. И. Журавицкий, В. И. Левченков. – М. : Машиностроение, 1977. – 208 с.
2. Асиновская Г. А. Газовая сварка чугуна / Г. А. Асиновская, Ю. И. Журавицкий. – М. : Машиностроение, 1974. – 49 с.
3. Левченков С. И. Состояние и перспективы развития сварки чугуна: (обзор) / С. И. Левченков // Сварочное производство. – 1988. – № 2. – С. 2–4.

References

1. Ivanov, B, Zhuravitskiy, Yu & Levchenkov, V 1977, *Svarka i rezka chuguna*, Mashinostroyeniye, Moskva.
2. Asinovskaya, G & Zhuravitskiy, Yu 1974, *Gazovaya svarka chuguna*, Mashinostroyeniye, Moskva.
3. Levchenkov, V 1988, 'Sostoyaniye i perspektivy razvitiya svarki chuguna (obzor)', *Svarochnoye proizvodstvo*, no. 2, pp. 2-4.

Стаття надійшла до редакції 16 квітня 2015 р.

УДК 62-50

КОНТРОЛЬ И СТАТИСТИЧЕСКОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ ТОЧНОСТИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ПРОЦЕССА

©Ламнауэр Н. Ю., Тарасюк А. П.

Українська інженерно-педагогічна академія

Інформація про авторів:

Ламнауер Наталія Юріївна: ORCID: 0000-0002-6779-8761; lamnaouernatali@mail.ru; кандидат технічних наук; докторант кафедри металоріжучого обладнання і транспортних систем; Українська інженерно-педагогічна академія; вул. Університетська, 16, м. Харків, 61003, Україна.

Тарасюк Анатолій Петрович: ORCID: 0000-0001-8953-8074; tarasyuk-2009@mail.ru; доктор технічних наук; професор кафедри металоріжучого обладнання і транспортних систем; Українська інженерно-педагогічна академія; вул. Університетська, 16, м. Харків, 61003, Україна.

Рассмотрены вопросы контроля и диагностики качества технологического процесса обработки деталей по параметру точности линейного размера.

В процессе исследований использован теоретический аппарат теории вероятностей и математической статистики. Показано, что на основе использования общей четырехпараметрической модели распределения случайной величины – линейного размера и ее функции распределения, а также найденных оценок ее параметров, можно предложить метод построения карты контроля точности.

Получены расчетные формулы для определения нижней и верхней контрольных границ регулирования точности размера при определенном уровне приближения к пороговым значениям.

Эти результаты позволяют диагностировать и контролировать качество технологического процесса по параметру точности линейного размера.

Ключевые слова: контроль; регулирование; диагностика; качество; точность; линейный размер; технологический процесс.

Ламнауер Н. Ю., Тарасюк А. П. «Контроль та статистичне регулювання точності технологічного процесу».

Розглянуто питання контролю та діагностики якості технологічного процесу обробки деталей за параметром точності лінійного розміру.

В процесі досліджень використано теоретичний апарат теорії ймовірностей та математичної статистики. Показано, що на основі використання загальної чотирьохпараметричної моделі розподілу випадкової величини – лінійного розміру та її функції розподілу, а також знайдених оцінок її параметрів можна запропонувати метод побудови карти контролю точності.

Отримано розрахункові формули для визначення нижньої та верхньої контрольних границь регулювання точності розміру при визначеному рівні наближення до порогових значень.

Ці результати дозволяють діагностувати та контролювати якість технологічного процесу за параметром точності лінійного розміру.

Ключові слова: контроль; регулювання; діагностика; якість; точність; лінійний розмір; технологічний процес.

Lamnauer N., Tarasyuk A. “Control and statistical regulation of engineering process”.

Monitoring and diagnosis of engineering process quality, the accuracy of the linear size are considered.

Theoretical apparatus of the theory probability and statistics are used in the research process. The method of build cards accuracy control through the use model of the distribution of the random variable – linear size, and distribution function, as well as estimates of parameters offered.

Formulas for calculating upper and lower control limits of the accuracy of sizes obtained.

These results allow us to diagnose and monitor the quality of the engineering process, the accuracy of the linear size.

Keywords: control; regulation; diagnostics; quality; accuracy; line size; engineering process.

1. Постановка проблемы и ее связь с важными научными и практическими заданиями

Выпуск качественной продукции является важным заданием для всех машиностроительных предприятий. На современном промышленном предприятии важным элементом управления качеством являются математико-статистические методы исследований, которые являются особенно пригодными для практического применения в области контроля качества. С точки зрения применения различают два основных вида статистического контроля качества: статистическое регулирование качества, то есть техника контрольных карт, что означает текущий контроль производственного процесса методами математической статистики, и математико-статистические выборочные методы, которые применяются, в основном, при приемочном контроле, пооперационном и заключительном на предприятии с целью проверки готовых изделий. Таким образом, с помощью статистического регулирования качества можно предупреждать брак и непосредственно вмешиваться в процесс изготовления изделий.

2. Анализ последних исследований и публикаций

В последние годы вопросам статистического регулирования качества продукции уделяется большое внимание. Важным техническим вспомогательным средством статистического регулирования качества является контрольная карта, которая позволяет наглядно отобразить ход производственного процесса на диаграмме и выявить нарушение технологии [1]. В [2] для известных законов распределения [3] предлагалось использовать индикатором качества изделий по точности изготовления то значение размера, которое наиболее удалено от заданного. Полученные результаты по распределению наиболее удалённого абсолютного значения от среднего значения и их числовые характеристики позволили предложить одинарную карту контроля качества [2]. Полученная в [4, 5] четырехпараметрическая модель плотности распределения и функция распределения дает возможность продолжить исследования в области статистического регулирования технологического процесса и построения карты контроля параметра точности линейного размера.

3. Контрольная карта для статистического регулирования качества по параметру точности линейного размера

В [4] была получена общая модель (1) распределения случайной величины X – размера изделий. Для модели (1) в [4] определена функция распределения (2) случайной величины X , позволяющая определить вероятность попадания размера изделия X – $P(x_1; x_2)$ в любой заданный интервал $(x_1; x_2)$: $P(x_1; x_2) = F(x_2) - F(x_1)$.

$$f(x) = \begin{cases} 0 & \text{при } x \notin (b, c), \\ \frac{1+k}{c-b} \left[1 - \left(\frac{x-a}{b-a} \right)^{\frac{1}{k}} \right] & \text{при } x \in [b, a], \\ \frac{1+k}{c-b} \left[1 - \left(\frac{x-a}{c-a} \right)^{\frac{1}{k}} \right] & \text{при } x \in (a, c], \end{cases} \quad (1),$$

где a – модальное значение, b – нижняя граница и c – верхняя граница размера, k – параметр формы.

$$F(x) = \begin{cases} 0 & \text{при } x \leq b, \\ \left\{ x - b + k(x-a) \left[1 - \left(\frac{x-a}{b-a} \right)^{\frac{1}{k}} \right] \right\} / (c-b) & \text{при } b < x \leq a, \\ \left\{ x - b + k(x-a) \left[1 - \left(\frac{x-a}{c-a} \right)^{\frac{1}{k}} \right] \right\} / (c-b) & \text{при } a < x \leq c, \\ 1 & \text{при } x > c, \end{cases} \quad (2)$$

Если заданы верхняя граница поля допуска ВГД и нижняя граница поля допуска НГД, то по предложенным в [5] оценкам параметров b и c по малой выборке объёма $n \geq 5$ можно определить, принадлежат ли эти оценки интервалу (НГД; ВГД). Если эти оценки принадлежат интервалу (НГД; ВГД), то можно сказать, что данные размеры изделия находятся в поле допуска. Если хотя бы одна оценка этих параметров не принадлежит интервалу (НГД; ВГД), то размеры изделия не находятся в поле допуска. Оценка параметра a – определяется как мода случайной величины размера изделия – X . При правильной настройке станка большинство размеров изделий должно быть близкими к номинальному размеру. Отличие оценки параметра a от номинального размера говорит о том, что станок настроен неправильно или произошло во времени t его изменение в наладке.

На основании полученных результатов для общей модели размеров (1) предлагается метод определения нижней (LCL) и верхней (UCL) контрольных границ (границ регулирования).

Пусть имеется значение x_1 случайной величины X размера изделия, где $x_1 \in (b; c)$ и $x_1 < a$, и величина d , связанная со значением x_1 и со значением x_2 разностью $d = x_2 - x_1$, где $x_2 \in (b; c)$ и $x_2 > a$. Найдём сумму вероятностей попадания случайных величин в интервалы $(b; x_1)$ и $(x_2; c)$.

Имеем:

$$\Delta(x_1) = P(b; x_1) + P(x_2; c) = P(b; x_1) + P(x_1 + d; c) = \\ = \left(c - b - d - kd + k(a - x_1) \left(\frac{a - x_1}{a - b} \right)^{\frac{1}{k}} + k(d + x_1 - a) \left(\frac{x_1 + d - a}{c - a} \right)^{\frac{1}{k}} \right) / (c - b)$$

Функция $\Delta(x_1)$ имеет минимум при $x_1 = (db + a(c - b - d)) / (c - b)$. (3)

Значит и в точке x_2 , связанной с x_1 через величину d , будет минимум.

$$x_2 = (dc + a(c - b - d)) / (c - b) \quad (4)$$

Из формул (3) и (4) следует, что значения x_2 и x_1 не зависят от параметра формы k модели (1). Минимальное значение функции $\Delta(x_1)$ имеет вид:

$$\Delta(\min x_1) = \left(c - b - d - kd + kd \left(\frac{d}{c - b} \right)^{\frac{1}{k}} \right) / (c - b) \quad (5)$$

Величину d находим, определяя уровень приближения к пороговым значениям $\varepsilon = \Delta(\min x_1)$ и решая уравнение (5) при найденных оценках параметров a, b, c и k . Значение величины d позволяет определить по формулам (3) и (4) нижнюю x_1 и верхнюю x_2 контрольные границы регулирования при найденных a, b, c и k .

Полученные результаты из работ [4, 5] позволяют по малой выборке объёма $n \geq 5$ оценить все параметры модели (1). Поэтому, для построения карты контроля количественного признака размера изделия предлагается первоначально произвести 5 измерений размеров изделия, и по формулам из [5] найти оценки параметров a, b, c и k . Если оценки параметров b и c не близки, соответственно, к нижней границе поля допуска НГД и к верхней границе поля допуска ВГД, то дополнительно к этим результатам проводим ещё 5 измерений, и оцениваем уже по 10 измерениям параметры b и c . Если опять эти оценки не близки к НГД и ВГД, то проделываем ещё 5 измерений и так далее, до тех пор, пока хотя бы одна оценка будет близка к нижней или к верхней границе поля допуска. Затем по полученным оценкам параметров a, b, c и k , а также заданным уровням приближения к пороговым значениям ε , которые принимаются обычно через 0,01, 0,05 или 0,1, рассчитываются нижняя (LCL) и верхняя (UCL) контрольные границы регулирования. Имея эти границы, строится контрольная карта технологической точности. Применение контрольной карты показано на рисунке 1.

Технологія машинобудування

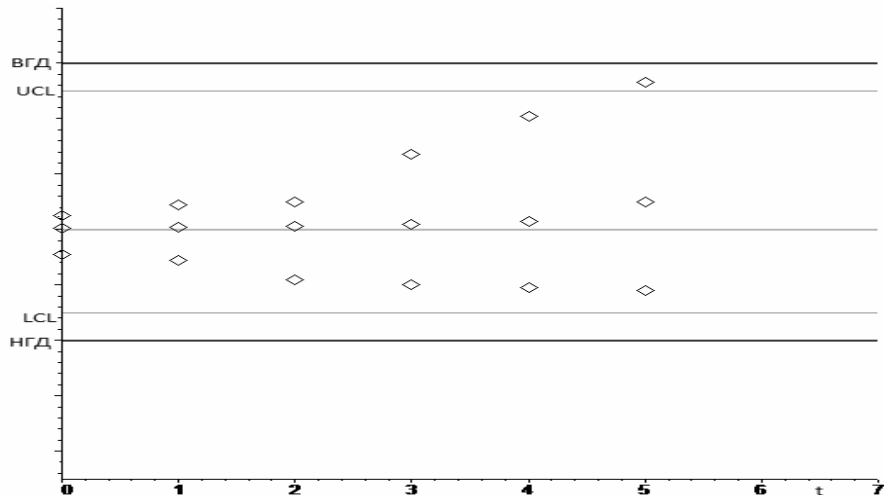


Рис. 1 – Контрольная карта по измеряемому признаку

Выводы

Использование общей модели плотности распределения случайных величин линейного размера и функции распределения, а также оценок ее параметров, позволило получить формулы для определения нижней и верхней контрольных границ регулирования точности размера при определенном уровне приближения к пороговым значениям. Полученные результаты позволили предложить контрольную карту технологической точности.

Список использованных источников:

1. Шторм Р. Теория вероятностей. Математическая статистика. Статистический контроль качества / Р. Шторм [пер. с нем. Н. Н. и М. Г. Федоровы]; под ред. Н. С. Райбмана. – М. : Мир, 1970. – 368 с.
2. Ламнауэр Н. Ю. Контрольная карта для различных качеств точности / Н. Ю. Ламнауэр // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2011. – № 3/7(51). – С. 23–26.
3. Маталин А. А. Технология машиностроения: учеб. для машиностроит. вузов по спец. «Технология, металлорежущие станки и инструменты» / А. А. Маталин. – Л. : Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1985. – 496 с.
4. Ламнауэр Н. Ю. Модель распределения размеров изделий и ее применение для оценки точности обработки / Н. Ю. Ламнауэр // Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут»: зб. наук. пр. / НТУ «ХП». – Харків, 2012. – № 27, темат. вип.: «Математичне моделювання в техніці та технологіях». – С. 98–107.
5. Ламнауэр Н. Ю. Загальна модель розподілу лінійних розмірів деталей та її застосування для поліпшення якості виробів / Н. Ю. Ламнауэр // Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут»: зб. наук. пр. / НТУ «ХП». – Харків, 2013. – № 54, темат. вип. «Математичне моделювання в техніці та технологіях». – С. 134–143.

References

1. Shtorm, R 1970, *Teoriya veroyatnostey. Matematicheskaya statistika. Statisticheskyy kontrol kachestva*, Mir, Moskva.
2. Lamnauer, N 2011, 'Kontrolnaya karta dlya razlichnykh kvalitetov tochnosti', *Eastern-european journal of enterprise technologies*, no. 3/7 (51), pp. 23–26.
3. Matalin, A 1985, *Tekhnologiya mashinostroyeniya*, Mashinostroyeniye, Leningrad.
4. Lamnauer, N 2012, 'Model raspredeleniya razmerov izdeliy i yeye primeneniye dlya otsenki tochnosti obrabotki', *Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu "Kharkivskiy politekhnichnyi instytut". Zbirnyk naukovykh prats. Tematychnyi vypusk: Matematychnye modelyuvannia v tekhnitsi ta tekhnolohiiakh*, no. 27, pp. 98–107.
5. Lamnauer, N 2013, 'Zahalna model rozpodilu liniinykh rozmiriv detalei ta ii zastosuvannia dlia polipshennia yakosti vyrobiv', *Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu "Kharkivskiy politekhnichnyi instytut". Zbirnyk naukovykh prats. Tematychnyi vypusk: Matematychnye modelyuvannia v tekhnitsi ta tekhnolohiiakh*, no. 54, pp. 134–143.

Стаття надійшла до редакції 19 травня 2015 р.

УДК 621.791.92

**НАПЛАВКА КОМПЛЕКСНОЛЕГИРОВАННЫХ ЖАРОПРОЧНЫХ СТАЛЕЙ
ЛЕГИРОВАННЫХ АЗОТОМ**

©Петренко А. Н.

*Українська інженерно-педагогічна академія***Інформація про автора:**

Петренко Андрій Миколайович: ORCID: 0000-0002-0081-398X; petrenkoandrew@mail.ru; кандидат технічних наук; доцент кафедри інтегрованих технологій в машинобудуванні та зварювального виробництва; Українська інженерно-педагогічна академія; вул. Університетська, 16, м. Харків, 61003, Україна.

Проведены сравнительные исследования износостойкого, жаропрочного наплавленного металла аустенитного класса содержащего азот и без него. Экспериментальные исследования касались вопросов сварки трением и ванношлаковой наплавки комплекснолегированной хромоникельмарганцевой стали дополнительно легированной азотом. Показаны преимущества хромоникельмарганцевого наплавленного металла легированного азотом в сравнении с хромоникелевым. Аналитическим и экспериментальным путем проведена оценка длительной прочности. Показано, что легирование наплавленного металла азотом в равновесной концентрации обеспечивает высокие показатели, как кратковременной, так и длительной прочности. При ванношлаковой наплавке содержание серы удалось снизить в два раза по сравнению исходными материалами. В пределах зоны сплавления с углеродистой сталью отмечаются заметные колебания концентрации хрома и никеля, всплески концентрации углерода и ниобия совпадают, что свидетельствует об интенсивном образовании карбидов в условиях сварки и наплавки.

Ключевые слова: наплавка; аустенит; азот; сварка; трение; жаропрочность.

Петренко А. М. «Наплавлення комплекснолегованих жароміцних сталей легованих азотом».

Проведено порівняльні дослідження зносостійкого, жароміцного наплавленого металу аустенітного класу, що містить азот і без нього. Експериментальні дослідження стосувалися питань зварювання тертям і ванношлакового наплавлення комплекснолегованої хромонікельмарганцевої сталі додатково легованої азотом. Показано переваги хромонікельмарганцевого наплавленого металу легованого азотом у порівнянні із хромонікелевим. Аналітичним та експериментальним шляхом проведена оцінка тривалої міцності. Показано, що легування наплавленого металу азотом у рівноважній концентрації забезпечує високі показники, як короткочасної, так і тривалої міцності. При ванношлаковому наплавленні вміст сірки вдалося знизити у два рази у порівнянні з вихідними матеріалами. У межах зони сплавлення з вуглецевою сталлю відзначаються помітні коливання концентрації хрому і нікелю, сплески концентрації вуглецю і ніобію збігаються, що свідчить про інтенсивне утворення карбідів в умовах зварювання і наплавлення.

Ключові слова: наплавлення; аустеніт; азот; зварювання; тертя; жароміцність.

Petrenko A. “Complexly-alloyed heat-resistant steels with nitrogen surfacing”.

Comparative study of wear-resistant, heat-resistant austenitic weld metal containing nitrogen and without it is conducted. Experimental studies were concerned with issues of friction welding and electroslag surfacing complexly-alloyed Cr-Ni-Mn steel additionally alloyed with nitrogen. The advantages of Cr-Ni-Mn weld metal alloyed with nitrogen in comparison with Cr-Ni are shown.

Analytical and experimentally evaluated long-term strength is conducted. It is shown that alloying the weld metal with nitrogen equilibrium concentration provides strong performance, both short and long-term strength. Electroslag surfacing has led to a reduction of sulfur content in half compared to the starting material. Within zones of fusion with carbon steel there are marked fluctuations in the concentrations of chromium and nickel, bursts of concentration carbon and niobium are the same, which indicate intense formation of carbides in terms of welding and surfacing.

Keywords: surfacing; austenite; nitrogen; friction; welding; heat resistance.

1. Постановка проблемы

В последние годы активно разрабатываются способы получения материалов или нанесения покрытий на основе азотистых твердых растворов [1–5]. Покрытия, сформированные различными способами: наплавкой или газотермическим напылением, можно отнести к классу азотистых, поскольку азот в них является одним из основных легирующих элементов, эффективно упрочняющих твердый раствор по типу внедрения, и является составной частью нитридной фазы. Содержание азота в покрытиях зависит от их назначения, технологии нанесения и изменяется в широких пределах 0,2–1,0 %. Возможность создания композиционных покрытий с высокопрочной матрицей на основе азотистых твердых растворов, дисперсноупрочненной тугоплавкими частицами твердой фазы, расширяет область применения азотистых материалов от коррозионностойких до износостойких. При этом их новое качество износостойких материалов не подменяет стойкости против коррозии, а дополняет его [2–4].

Стали, легированные азотом, принято подразделять на две категории:

- стали с содержанием азота ниже равновесного;
- стали с содержанием азота выше равновесного («сверхравновесные»).

Наибольшую концентрацию азота в наплавленном металле можно получить во втором случае, однако необходимость контроля давления атмосферы сильно ограничивает возможности данного способа применительно к процессам сварки и наплавки [5].

Наиболее экономичным, и в то же время доступным, способом повышения эксплуатационной стойкости деталей машин являются методы нанесения покрытий, а в случае необходимости получения высокой прочности сцепления – способы наплавки [6].

Целью данного исследования является сравнительное исследование свойств наплавленного металла и зоны сплавления жаропрочных азотсодержащих аустенитных сталей полученных сваркой тернием и ванношлаковой наплавкой.

2. Анализ последних исследований

Содержание азота в аустенитных азотосодержащих сталях составляет 0,3...0,4 % и достигает 2 % [5]. О положительной роли азота на свойства жаропрочных сталей отмечается в работах Медовара Б. И. При сварке стали 1X18H9T проволокой Св – 06X18H9T в азоте в сравнении с аргоном в результате взаимодействия с азотом феррит в шве исчез и вместо него появились нитриды.

Многочисленными исследованиями, в том числе авторами [2, 6] установлено что легирование хромомарганцевого аустенита азотом снижает энергию дефекта упаковки и позволяет существенно повысить предел текучести коэффициент деформационного упрочнения коррозионную стойкость износостойкость и жаропрочность. В связи с этим представляется перспективным использование аустенитной азотистой основы как износостойкого, жаропрочного материала.

3. Изложение основного материала

3.1 Исследование свойств жаропрочных наплавочных сталей

Как наплавочные материалы, жаропрочные и жаростойкие аустенитные стали используются относительно давно. Заметное повышение стойкости прокатных валков обжимных и пилигримовых станов достигалось наплавкой сталями 10X20H10Г6Т, 10X20H10Г6В; стали 0X18H9, 10X18H9Т применялись для наплавки поверхностей арматуры, лопастей гидротурбин, деталей гидросооружений и т.п.

Увеличение прочностных характеристик и показателей запаса пластичности способствует росту износостойкости. Исходя из отмеченного, стали системы С-Сr-Mn-N-Ni-Mo-Nb повышенной жаропрочности [1, 4], заметно превосходящие по этому показателю широко применяемые аустенитные стали являются перспективными как износостойчивый материал.

Таблица 1 – Длительная прочность

Температура, °С	700		750		800			850		
Напряжение, МПа	90	160	70	160	100	150	200	50	70	100
50X25H4AГ9M4Б	-	-	-	338	258	51	10	545	270	60
40X14H14B2M	-	100	244	-	40*	-	-	94	-	-

* – по данным Химушина Ф. Ф.

Сталь указанной системы 50X25H4AГ9M4Б (разработка НАМИ и завода «Электросталь») относится к сплавам с карбонитридным упрочнением, ее механические характеристики заметно изменяются после старения, в частности, повышается прочность (при кратковременных испытаниях) до значений 1150...1290 МПа.

Напряженное состояние в сварном соединении зависит не только от характера и величины эксплуатационных нагрузок, рабочей температуры, структурных напряжений, но и от разности коэффициентов линейного расширения разнородных сталей сварного соединения.

Величина коэффициента линейного расширения исследованных аустенитных сталей при температуре до 300 °С различается не более чем на $1,8 \cdot 10^{-8} \text{ 1/}^\circ\text{C}$ (рис. 1). В рабочем интервале температур разница коэффициентов линейного расширения аустенитных сталей и перлитной стали составляет $(3,0...3,5) \cdot 10^{-6} \text{ 1/}^\circ\text{C}$.

В связи с близостью значений коэффициентов расширения жаропрочных сталей и наплавочного сплава ВЗК при температуре 400...600 °С (рис. 1), напряженное состояние в наплавленном металле будет связано с разностью коэффициентов расширения лишь при температуре ниже 400 °С. Понижение модуля упругости стали и его анизотропия в тонком подплавленном слое под стеллитом, видимо, незначительно скажется на напряженном состоянии из-за малой протяженности отмеченного слоя.

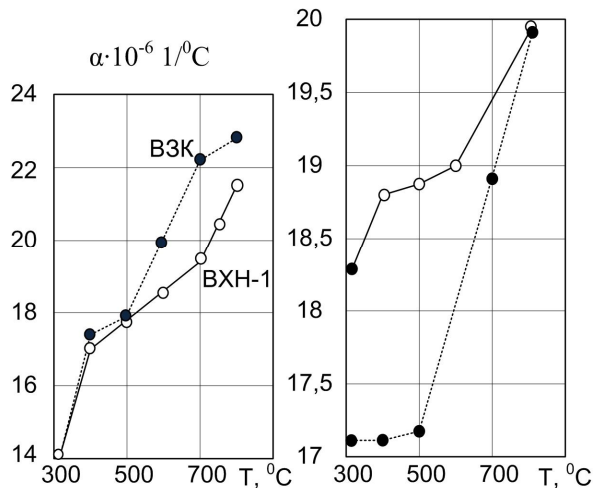


Рис. 1 – Коэффициент линейного расширения исследуемых сталей и сплавов

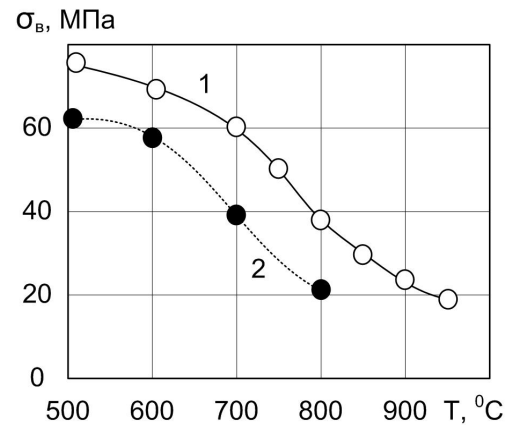


Рис. 2 – Влияние температуры на прочность жаростойких сталей (1. 50X25H4AG9M4B; 2. 40X14H14B2M)

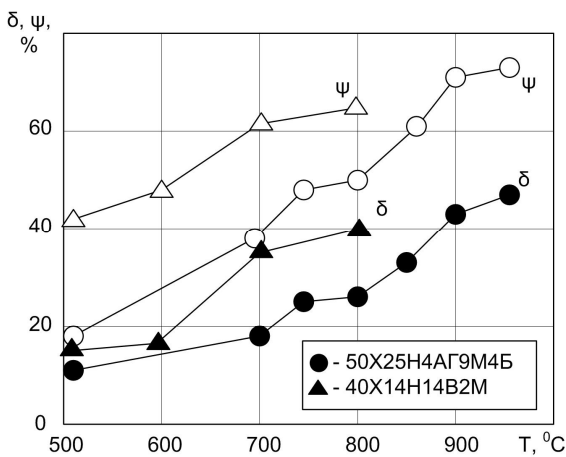


Рис. 3 – Влияние температуры на характеристики запаса пластичности жаропрочных сталей (кратковременные испытания)

Ориентировочные значения длительного предела прочности (для большей продолжительности нагружения), можно используя уравнение И.А. Одингга и В.С. Ивановой, выразить зависимость:

$$\sigma = \frac{Q - RT(\ln(A) - \ln(\tau_{dl}))}{a},$$

где: σ – постоянно приложенное в течение напряжения, МПа; Q – энергия активации процесса; R – газовая постоянная; $\ln(A) = 20$, $R = 8,36$ КДж/моль*град.

Значения Q и (a) получаются решением уравнения для σ_1 и σ_2 , затем определяется для различных значений длительный предел прочности.

Проверка приемлемости указанного уравнения проводилась при температуре испытания 850 °C в соответствии с экспериментально определенными значениями (таблица 3).

Решение уравнения при значениях напряжения 100 и 70 МПа дало следующие величины Q и (a) :

Сталь 50X25H4AG9Б – $Q = 25640$; $a = -1130$;

Сталь 50X25H4AG9M4Б – $Q = 26540$; $a = -916$.

Таблица 2 – Механические свойства и коррозионная стойкость опытных плавок (данные НАМИ)

Плавки стали	Прочность, МПа		Длительная прочность (часов) при 850 С и напряжении МПа			Коррозионная стойкость г/м ² ч в РВ _О при 900 °C
	20 °C	800 °C	50	70	100	
40X14H14B2M	800	280	940			5080
50X25H4AG9M4Б	1120	410	-	186	32	3245
То же	1260	450	1301	513	97	
То же	1220	480	1075	438	125	

Таблица 3 – Испытания на длительную прочность

Напряжение, МПа	Время, час	
	50X25H4AГ9Б	50X25H4AГ9М4Б
100	36	60
70	156	270
50	336	545

Определение напряжения при 366 и 545 час (соответственно для сталей 50X25H4AГ9Б и 50X25H4AГ9М4Б) показало значения напряжений 52,8 и 56,0 МПа, т.е. уравнение может использоваться с целью получения ориентировочных значений интерполированием и, видимо, экстраполированием, при расчетных значениях, превышающих экспериментальные не более, чем на порядок.

По значениям кратковременной прочности (1023 К) сталь 50X25H4AГ9М4Б превосходит наплавленный металл марки 05X3M8B7K10Ф; в отдельных плавках указанной стали металл имел значения предела прочности 460...490 МПа при 1073 К. Еще более существенны преимущества указанной стали по значениям длительной прочности: при 1123 К и растягивающем напряжении 50 МПа длительность испытаний образцов сталей 50X25H4AГ9М4Б и 40X14H14B2M составила соответственно 545 ч и 94 ч.

Твердость стали 40X14H14B2M после циклических нагревов, сопровождающихся знакопеременными упругопластическими деформациями, колебалась в пределах 163...213 НВ, тогда как у стали 50X25H4AГ9М4Б твердость после испытаний обычно составляла 388...426 НВ (лишь в отдельных образцах твердость понижалась до 285...311 НВ).

Следует учитывать снижение числа циклов до разрушения, обусловленное увеличением температуры закалки и роста зерна. Для повышения стойкости к термоусталостному разрушению может оказаться целесообразным старение без промежуточного высокотемпературного нагрева.

Такая упрощенная термическая обработка, обеспечивает достаточно высокую прочность сварных соединений как для кратковременных, так и усталостных испытаний.

3.2 Соединения при сварке трением

Так как изготовление проволоки сплошного сечения из рассматриваемой стали практически невозможно [3], а порошковых электродов (исключая ленточные) – затруднительно, исследовались возможности сварки трением рабочей части детали из жаропрочной стали с несущей частью (материалом которой обычно являются низколегированные стали), ванношлаковой наплавки и электрошлакового литья.

С учетом заметного влияния карбонитридной строчечности на показатели запаса пластичности (особенно – ударную вязкость) проводились эксперименты по ванношлаковой наплавке и отливке, как для получения конкретных деталей, так и для заготовок для экструдирования.

Свойства сварных соединений 50X25H4AГ9М4Б + 40X сопоставлялись с характеристиками соединения 40X14H14B2M + 40X. Химический состав и механические свойства свариваемых сталей приведены в таблицах 4 и 5.

Таблица 4 – Химический состав плавок исследуемых сталей

Марка	Содержание элементов, % (масс.)										
	C	Si	Mn	S	P	W	Cr	Mo	N	Ni	Nb
50X25H4AГ9M4Б	0,61	0,26	9,35	0,005	0,019	-	25,3	3,62	0,39	3,90	0,99
40X14H14B2M	0,42	0,75	0,51	0,018	0,021	2,35	14,2	0,32	-	14,0	-

Таблица 5 – Механические свойства сталей

Марка	Временное сопротивление, МПа	Предел текучести, МПа	Относительное удлинение, %	Поперечное сужение, %	Ударная вязкость, МДж/м ²	НВ, МПа
50X25H4-AГ9M4Б	1050	680...700	8,0...14,4	-	0,125	3700
40X14H-14B2M	820	320	20	35	0,50	1900
40X	880	740	14	60	0,715	2450

Сваривались образцы диаметром 20, 22, 32 мм. Основная термическая обработка проводилась до сварки, что облегчало ее выполнение по резко различным для свариваемых сталей режимам и уменьшало возможность образования обезуглероженной прослойки и карбидной гряды в сварном соединении.

Параметры режима сварки исследовались в пределах значений $n \cdot d_H = (20...32) \cdot 10^4$, где n – скорость вращения заготовки (об/мин), d_H – ее наружный диаметр (мм).

При сварке на «мягких» режимах, характеризующихся невысокими значениями давления нагрева и проковки и относительно большой продолжительности нагрева, отмечался кольцевой непровар в сварных стыках, особенно для пары 50X25H4AГ9M4Б + 40X. Суммарная осадка заметно увеличивалась с повышением удельного давления при нагреве, ее величина зависит от состава и жаропрочности высоколегированных сталей, минимальные значения осадки отмечены при сварке сталей 50X25H4AГ9M4Б + 40X.

Таблица 6 – Влияние состава свариваемых сталей и давления нагрева на суммарную осадку

Наименование свариваемых материалов	Параметры режима сварки				
	Удельное давление, МПа		Время нагрева, с	Скорость вращения, об/мин	Суммарная осадка, мм
	нагрева	проковки			
40X14H14B2M + 40X	80	200	8...9	1000	8...10
50X25H4AГ9M4Б + 40X	50	200	9...10	1000	0,6...1,0
То же	80	200	9...10	1000	1,5...2,5
То же	120	200	9...10	1000	2,9...3,5

В отличие от сварки плавлением при сварке трением не протекает (в связи с малым временем и значительно более низкими температурами) заметная диффузия из перлитной стали в аустенитную. Всплески концентраций углерода и ниобия совмещены, т.е. единичные участки резкого повышения содержания указанных элементов совпадают с расположением карбидов ниобия (рис. 4).

Протяженность зоны переменного состава в соединении 50X25H4АГ9М4Б + 40Х по хрому, никелю и молибдену составила 280...330 мкм (рис. 4). В пределах зоны переменного состава отмечаются заметные колебания концентрации хрома и никеля, особенно до отпуска.

Сглаживание концентрационной неоднородности после отпуска позволяет предполагать ускорение процесса диффузии вследствие значительной пластической деформации.

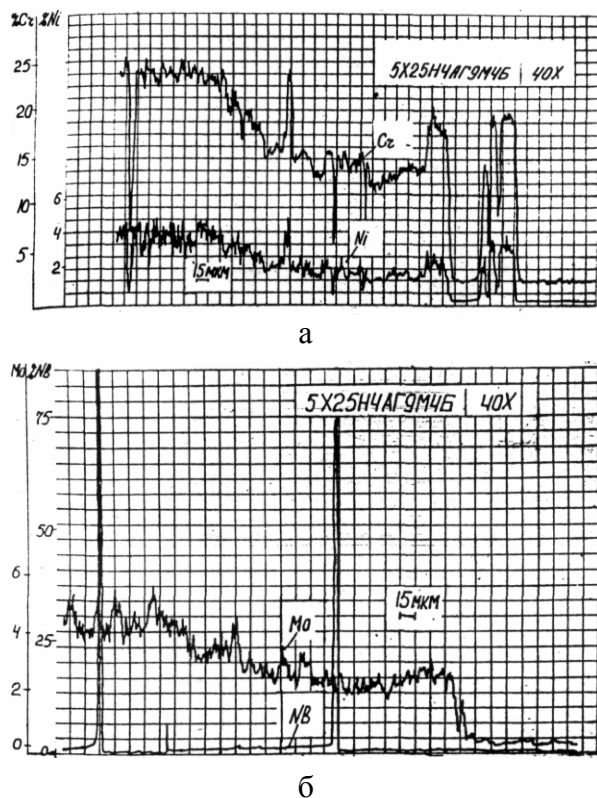


Рис. 4 – Изменение концентрации легирующих элементов в зоне сварки сталей 50X25H4АГ9М4Б + 40Х:
а – до отпуска; б – отпуск 873 К, 1 ч

3.3 Ванношлаковая наплавка

Опытные наплавки на торец стержневой заготовки из стали 40Х проводились стержнями диаметром 26...32 мм по одноэлектродной схеме. Ванношлаковая наплавка велась в интенсивно охлаждаемой медной форме под флюсом АНФ-6. Процесс начинался как возбуждением дуги между электродом и торцом вертикально установленного стержня-заготовки, так и «горячим» стартом. Средние значения тока и напряжения, обеспечивших получение плотного наплавленного металла, составляли 1200 А и 36 В.

Наличие примесей и загрязнений, скапливающихся по границам зёрен, снижает жаропрочность, твёрдость, жаростойкость. Предполагалось заметное повышение общей чистоты металла и снижение в нём концентрации вредных примесей (прежде всего – серы), обеспечение направленной кристаллизации металла и уменьшение физической и химической неоднородности.

Таблица 7 – Механические свойства сталей 45X14H14B2M и 50X25H4АГ9М4Б

в исходном состоянии и после ванношлаковой наплавки

Марка стали	Вид	Предел текучести, МПа	Предел прочности, МПа	Твердость НВ, МПа	Ударная вязкость при T, К (МДж/м ²)		
					293	873	1023
45X14H-14B2M	прокат	320	820	1700...2100	-	-	-
	ЭШП	510-530	750-770	$\frac{1650-1850}{2050-2350}$ *	0,2-0,28	0,2-0,55	0,33-0,52
50X25H4-АГ9М4Б	прокат	-	1060-1080	3100-3300	0,15-0,20	-	-
	ЭШП	-	$\frac{1080-1100}{1150-1200}$ *	$\frac{3000-3200}{3700-4000}$ **	$\frac{0,35-0,5}{0,40-0,6}$ **	-	-

* – в числителе – после переплава, в знаменателе – после переплава и старения (1053 К, 16 ч) поперечные образцы.

** – в числителе – после переплава, в знаменателе – после переплава и закалки (1453 К, 50 мин в воду), поперечные образцы.

Содержание серы после ванношлаковой наплавки уменьшилось (с 0,018 % до 0,008 %), а концентрация остальных элементов практически не изменилась. Загрязнённость металла неметаллическими включениями до наплавки соответствовала баллу 5а, а после – 1а (ГОСТ 1778, метод III, 1).

Так как сталь 45X14H14B2M не содержит модифицирующих добавок, наплавленный металл имел большую величину зерна по сравнению с катаной сталью, ударная вязкость относительно невысока (таблица 7).

Структура наплавленного металла марки 50X25H4AG9M4B аустенитная, мелкозернистая с равномерно расположенными как по границам зёрен, так и внутри них дисперсными карбидами и нитридами. Равномерное распределение упрочняющей карбонитридной фазы способствует повышению характеристик запаса пластичности (особенно ударной вязкости) и прочности (таблица 7).

Благоприятная для повышения износостойкости направленность кристаллитов (при использовании охлаждаемых медных форм их оси почти перпендикулярны поверхности износа), наличие дисперсных термодинамически стойких карбидов и карбонитридов, довольно высокая красностойкость (твёрдость указанной стали при 823... 873 К соответствует твёрдости жаростойкого сплава ВХН-1) способствуют повышению долговечности наплавленных и литых методом ЭШЛ деталей.

Выводы

1. Легирование аустенитного хромоникельмарганцевого металла азотом в равновесной концентрации обеспечивает высокие показатели как кратковременной так и длительной прочности.
2. При ванношлаковой наплавке стали 50X25H4AG9M4B получена благоприятная мелкозернистая аустенитная структура с дисперсными нитридами, а содержание серы уменьшилось более чем в 2 раза.
3. Исследования зоны сплавления с углеродистой сталью 40X показали малую ее ширину при значительных колебаниях концентрации никеля и хрома, а также образование карбидов ванадия непосредственно у зоны сплавления.

Список использованных источников:

1. Патон Б. Е. Современные процессы производства высокоазотистых сталей и сплавов и перспективы применения дугошлакового переплава под давлением для их получения / Б. Е. Патон, Б. И. Медовар, В. Я. Саенко // Проблемы спецэлектрометаллургии. – 1992. – № 2. – С. 5–23.
2. Структура и износостойкость электронно-лучевых азотистых покрытий / Н. А. Наркевич, Д. Н. Тагильцева, В. Г. Дураков, И. А. Шулёпов, Е. А., Иванова // Трение и износ. – 2012. – Т. 33, №5. – С. 512–520.
3. Сварка трением стали 50X25H4AG9M4B со сталью 40X / В. Н. Кальянов, Б. В. Ситников [и др.] // Сварочное производство. – 1976. – № 9. – С. 20–21.
4. Кальянов В.Н. Наплавка азотистыми сплавами / В. Н. Кальянов // Автоматическая сварка. – 2002. – № 10. – С. 50–51.
5. Походня И. К. Газы в сварных швах / И. К. Походня. – М.: Машиностроение, 1972. – 256 с.: ил.
6. Малинов Л. С. Износостойкие марганцовистые стали с метастабильным аустенитом и эффектом самозакалки при нагружении / Л. С. Малинов, В. Л. Малинов // Металлургические процессы и оборудование. – 2014. – №2 (36). – С. 19–24.

References

1. Paton, B. E., Medovar, B. & Sayenko, V 1992, 'Sovremennyye protsessy proizvodstva vysokoazotistyykh staley i splavov i perspektivy primeneniya dugoshlakovogo pereplava pod davleniyem dlya ikh polucheniya', *Problemy spetsiektrometallurgii*, no. 2, pp. 5-23.
2. Narkevich, N., Tagiltseva, D., Durakov, V., Shulepov, I. & Ivanova E 2012, 'Strktura i iznosostoykost elektronno-luchevykh azotistyykh pokrytiy', *Treniye i iznos*, vol. 33, no. 5, pp. 512-520.
3. Kalyanov, V. & Sitenkov, B 1976, 'Svarka treniem stali 50Kh25N4AG9M4B so stal'yu 40Kh', *Svarochnoye proizvodstvo*, no. 9, pp. 20-21.
4. Kalyanov, V 2002, 'Naplavka azotistymi splavami', *Avtomaticheskaya svarka*, no. 10, pp. 50-51.
5. Pokhodnya, I 1972, *Gazy v svarnykh shvakh*, Mashinostroyeniye, Moskva.
6. Malinov, L. & Malinov, V 2014, 'Wear-resistant manganese steel with metastable austenite and the effect of self-hardening under loading', *Metallurgicheskiye protsessy i oborudovaniye*, no. 2(36), pp. 19-24.

Стаття надійшла до редакції 12 травня 2015 р.

УДК 621.757

**РАЗБОРКА СОЕДИНЕНИЯ ВАЛ-ШЕСТЕРНЯ ДЛЯ ЗМИЕВСКОЙ ТЭС
ОАО «ЦЕНТРЭНЕРГО» ИНДУКЦИОННО-ТЕПЛОВЫМ СПОСОБОМ****©Резниченко Н. К., Романов С. В.***Українська інженерно-педагогічна академія***Інформація про авторів:**

Романов Сергій Валерійович: ORCID: 0000-0003-3770-1241; svrom@rambler.ru; кандидат технічних наук; доцент кафедри інтегрованих технологій в машинобудуванні та зварювального виробництва; Українська інженерно-педагогічна академія; вул. Університетська, 16, м. Харків, 61003, Україна.

Резниченко Микола Кирилович: ORCID: 0000-0002-6989-0270; rezlynik@mail.ru; доктор технічних наук; завідувач кафедри інтегрованих технологій в машинобудуванні та зварювального виробництва; Українська інженерно-педагогічна академія; вул. Університетська, 16, м. Харків, 61003, Україна.

Разборка соединения с натягом вал-шестерня массой более 3500 кг на Змиевской ТЭС при ремонте производится тепловым методом. Нагрев шестерни осуществляется газом, что не экономично и продолжительно по времени. Для ускорения и повышения экономической эффективности процесса предлагаем использовать индукционный метод нагрева.

Наиболее эффективными являются индукционные нагреватели, работающие на токах промышленной частоты. Они просты по конструкции и позволяют достичь большей равномерности нагрева.

В работе рассмотрена возможность разборки индукционно тепловым способом соединения вал-шестерня. В результате анализа схем намотки катушек возбуждения индуктора, выбрана наиболее подходящая для поставленной задачи. Проведен расчёт электрических параметров индуктора.

По результатам расчёта осуществлены экспериментальные исследования и даны рекомендации для дальнейших разработок индукционного нагревателя.

Ключевые слова: разборка соединений; индуктор; индукционный нагрев; технология.

Резниченко М.К., Романов С.В. «Розбирання з'єднання вал-шестерня для Зміївської ТЕС ВАТ «Центренерго» індукційно-тепловим способом».

Розбирання з'єднання з натягом вал-шестерня масою більше 3500 кг на Зміївській ТЕС при ремонті проводиться тепловим методом. Нагрівання шестерні здійснюється газом, що не економічно і тривало за часом. Для прискорення та підвищення економічної ефективності процесу пропонуємо використовувати індукційний метод нагрівання.

Найбільш ефективними є індукційні нагрівачі, що працюють на токах промислової частоти. Вони прості за конструкцією і дозволяють досягти більшої рівномірності нагріву.

В роботі розглянута можливість розбирання індукційно тепловим способом з'єднання вал-шестерня. У результаті аналізу схем намотування котушок збудження індуктора, обрана найбільш підходяща для поставленої задачі. Проведено розрахунок електричних параметрів індуктора.

За результатами розрахунку здійснені експериментальні дослідження і дані рекомендації для подальших розробок індукційного нагрівача.

Ключові слова: розбирання з'єднань; індуктор; індукційний нагрів; технологія.

Reznichenko N., Romanov S. “Disassembling the gear-shaft connection for Zmiyiv TPP ”Centrenergo” thermal induction-way”.

When repairing the connection the gear shaft, which weighs 3,500 kg, on Zmievskaya thermal power stations used thermal method of disassembly. Heating gear carried by a gas, which is not economical and time-consuming. To speed up and improve the economic efficiency of the process suggest the use of induction heating method.

The most effective are induction heaters operating on industrial frequency currents. They are simple in construction and can achieve more uniform heating

The paper considers the possibility of disassembly induction heat method the connection the gear shaft. As a result of analysis of circuits coiling excitation inductor, was choosing the most suitable for the task. Performed calculations the electrical parameters of the inductor.

As a result of the calculation carried out experimental research and recommendations for further development of the induction heater.

Keywords: disassembly of compound; inductor; induction heating; technology.

1. Постановка проблемы

В современных условиях, когда во всех отраслях народного хозяйства Украины поставлена задача повышения конкурентоспособности товаров отечественных производителей, снижение металлоёмкости и энергозатрат, важнейшими направлениями в области развития машиностроения являются: улучшение качества и надёжности машин, совершенствование технологии производства, техническое перевооружение новой техникой, которая позволила бы осуществить комплексную механизацию производственных процессов.

Наиболее эффективным направлением совершенствования процесса разборки соединений с натягом является тепловая разборка, предусматривающая нагрев охватываемой детали и свободное снятие её с охватываемой детали. В случае применения нагрева, разборка соединений с натягом переходит в область разборки с зазором, вследствие чего не нарушаются сопрягаемые поверхности и не изменяются первоначальные размеры деталей соединения.

Съем шестерен с валов на Змиевской ТЭС осуществляют путем нагрева шестерен газовыми горелками. При таком способе достичь равномерности распределения температурного поля невозможно и нагрев осуществляется длительное время, за которое требуемого температурного перепада между шестерней и валом получить не всегда удастся, вследствие чего и разборка соединения также осуществляется не всегда.

2. Анализ последних исследований

В машиностроении для нагрева деталей под сборку (разборку) широко применяются индукционные нагреватели с питанием обмотки токами промышленной частоты (50 Гц). Целесообразность применения индукционных нагревателей для сборки и разборки соединений с натягом доказана многолетней практикой [1]. Применение любых других способов разборки связано с необходимостью иметь дорогостоящее оборудование (прессы большой мощности), либо наличие источников повышенной опасности (открытый огонь,

жидкий азот). Кроме того, индукционный нагрев, при котором тепло генерируется непосредственно в детали, является более прогрессивным и эффективным. Наиболее эффективными индукционными нагревателями, применяемыми для разборки соединений с натягом, являются нагреватели, работающие на токах промышленной частоты. Они не требуют дорогостоящих преобразователей частоты, просты по конструкции и позволяют достичь большей равномерности нагрева [1, 2].

Мощность и конструкционные особенности индукционных нагревателей зависят от массы и других параметров разбираемого соединения (натяг соединения, толщина и конфигурация охватывающей детали). Существенное влияние на конструкцию нагревателя оказывают технологические параметры, например, скорость нагрева, допускаемая температура нагрева и т.д.

Целью настоящей работы является выбор схемы индукционного нагревателя, расчет его параметров (электрических и геометрических) и разработка конструкции индукционного съемника шестерен с валов.

На выбор конструкции и основных параметров индукционного нагревателя, в общем случае, оказывают влияние следующие факторы:

- конструкция нагреваемой детали;
- её размеры и масса;
- материал детали;
- натяг соединения;
- требуемое время и температура нагрева;
- условия производства для разборки соединения:

под этим подразумевается характер разборки соединения на данном предприятии.

Конкретно для соединения шестерня – вал весом более 3,5 тонн, каким образом осуществляется разборка после нагрева шестерни, а именно:

- вал под собственным весом падает вниз;
- вал поднимается краном вверх;
- вал поддерживается краном, а шестерня под собственным весом падает вниз.

Поскольку при разборке соединений с натягом возможно использовать только индукторы с наружной генерацией магнитного потока то, очевидно, индуктор должен быть периодического действия охватывая всю наружную поверхность шестерни. Кроме этого, как уже отмечалось выше, целесообразно использовать индукционный нагреватель, работающий на токах промышленной частоты.

При этом теоретически возможны следующие схемы включения обмоток возбуждения:

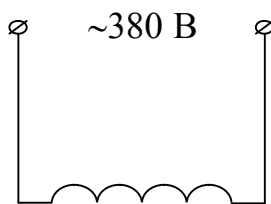


Рис. 1

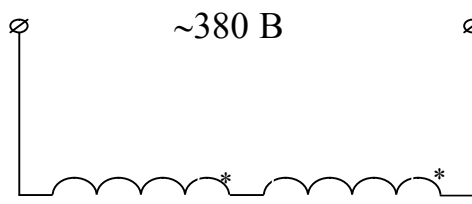


Рис. 2

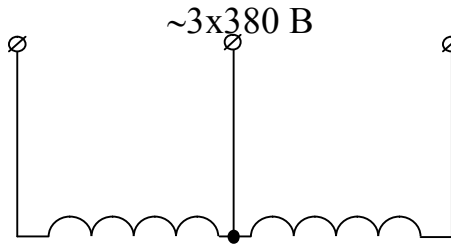


Рис. 3

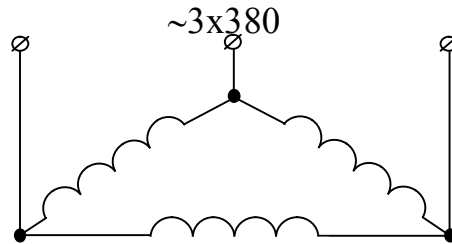


Рис. 4

Схемы рис. 1 и 2 на практике применяют для нагрева охватываемых деталей, как при сборке, так и при разборке соединений с натягом. Диаметры деталей и их длина не превышали 600 мм.

Схема рис. 3 (схема Скотта) применялась на практике только при нагреве деталей под сборку диаметром более 1000 мм и толщины более 200 мм. При этом одна обмотка возбуждения располагалась с наружи детали, другая внутри и каждая из них имела собственную магнитную систему. Это позволяло исключить взаимовлияние обмоток возбуждения друг на друга.

Схему рис. 4 применяют для нагрева пакета деталей небольшого диаметра общей длиной более метра. При этом каждая обмотка имеет свою магнитную систему.

Аналогов разборки соединений с натягом индукционно-тепловым способом таких габаритов и размеров, как соединение шестерня – вал нет.

3. Основная часть

Существующие методы расчета электрических параметров индукционных нагревателей можно разделить на две группы [3]:

- метод расчета, использующий сходство схем замещения индукционного нагревателя и нормального трансформатора;
- метод расчета, использующий теорию поглощения электромагнитных волн в металле.

Метод расчета системы индуктор – деталь на основе теории поглощения электромагнитных волн в металле является более точным [3].

Разборка соединений предусматривает снятие шестерен двух типоразмеров (с наружным диаметром Ø904 мм и Ø863 мм) одним индукционным съемником. Это накладывает дополнительные сложности и при расчете и при разработке конструкции индукционного нагревателя.

Расчет будем вести для съема шестерни Ø904 мм.

Исходные данные

Вес шестерни	$G = 3030$ кг
Высота шестерни	$h_g = 0,83$ м
Наружный диаметр шестерни	$d_n = 0,904$ м
Внутренний диаметр шестерни	$d_b = 0,375$ м
Площадь поверхности	$S = 3,5$ м ²
Наружный диаметр индуктора	$D_n = 1,05$

Внутренний диаметр индуктора	$D_b = 1,0 \text{ м}$
Высота индуктора	$h_n = 0,85 \text{ м}$
Коэффициент заполнения индуктора	$k_3 = 0,8$
Разборочный зазор	$\Delta = 0,1 \text{ мм}$
Натяг соединения	$\delta = 0,30 \text{ мм}$
Среднее удельное сопротивление стали	$\rho_2 = 0,30 \cdot 10^{-6} \text{ Ом} \cdot \text{м}$
Удельное сопротивление меди	$\rho_1 = 2 \cdot 10^{-8} \text{ Ом} \cdot \text{м}$
Средняя удельная теплоемкость стали	$c = 0,116 \text{ Ккал/кг} \cdot \text{град}$
Термический КПД индуктора	$\eta = 0,8$
Коэффициент теплопередачи конвекции	$\lambda = 15 \text{ Вт/град} \cdot \text{м}^2$
Напряжение сети	$U = 380 \text{ В}$
Частота	$f = 50 \text{ Гц}$
Коэффициент магнитного расширения стали	$\alpha = 11 \cdot 10^{-6}$

Разность температур шестерни и вала при разборке определяется из выражения

$$\Delta T = \frac{\rho + \Delta}{\alpha \cdot d_b} = \frac{0,3 + 0,1}{11 \cdot 10^{-6} \cdot 375} = 97 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Абсолютное значение температуры нагрева шестерни T должно быть выше из-за неравномерности прогрева теплопередачи на вал и т.д. Ориентировочно примем $T=110 \text{ } ^\circ\text{C}$. Окончательное значение величины T уточнится в процессе экспериментальных исследований.

Полученная мощность $P_{пол}$, потребляемая на нагрев шестерни равна:

$$P_{пол} = \frac{c \cdot G \cdot \Delta T}{864 \cdot \eta \cdot \tau} = \frac{0,116 \cdot 3030 \cdot 97 \cdot 60}{864 \cdot 0,8 \cdot 30} = 98,6 \text{ кВт}$$

Потери мощности на излучение определяем по формуле

$$P_{изл} = 4,8 \cdot 10^{-3} \cdot S \left[\left(\frac{T + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_0 + 273}{100} \right)^4 \right], \text{ кВт},$$

где T_0 – температура окружающей среды, равна 20°C .

$$P_{изл} = 4,8 \cdot 10^{-3} \cdot 365 \left[\left(\frac{110 + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{20 + 273}{100} \right)^4 \right] = 2,37 \text{ кВт}$$

Потери мощности от контактного теплообмена равна

$$P_{кт} = 10^{-3} \cdot \lambda \cdot S(T - T_0), \text{ кВт},$$

где λ – коэффициент теплопередачи конвекцией равной ориентировочно

$$\lambda = 10 \frac{\text{Вт}}{\text{град} \cdot \text{м}^2}$$

$$P_{кт} = 10^{-3} \cdot 10 \cdot 365(110 - 20) = 3,15 \text{ кВт}$$

Активная мощность, необходимая для нагрева шестерни равна

$$P_{ад} = P_{пол} + P_{изл} + P_{кт} = 98,6 + 2,37 + 3,15 = 103,12 \text{ кВт}$$

Технологія машинобудування

Удельная мощность

$$P_0 = \frac{P_{ад} \cdot 10^3}{S} = \frac{104,12 \cdot 10^3}{3,5} = 29748 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}$$

Тогда

$$He^2 \sqrt{\mu_e} = \frac{3,67 \cdot 10^2 \cdot P_0}{\sqrt{\rho_2 \cdot f}}$$

H_e – амплитуда и действующее значение первой гармоники напряженности магнитного поля, А/м

μ_e – магнитная проницаемость, определяемая по амплитудам первых гармоник H_e и B ;

B – магнитная индукция, Тл

$$He^2 \sqrt{\mu_e} = \frac{3,67 \cdot 10^2 \cdot 29748}{\sqrt{0,3 \cdot 10^{-6} \cdot 50}} = 10^9 \cdot 2,7 \cdot 10^9$$

По графику (рисунок 5) находим

$$He = 0,2 \cdot 10^5 \frac{\text{А}}{\text{м}}; B = 1,8 \text{ Тл}$$

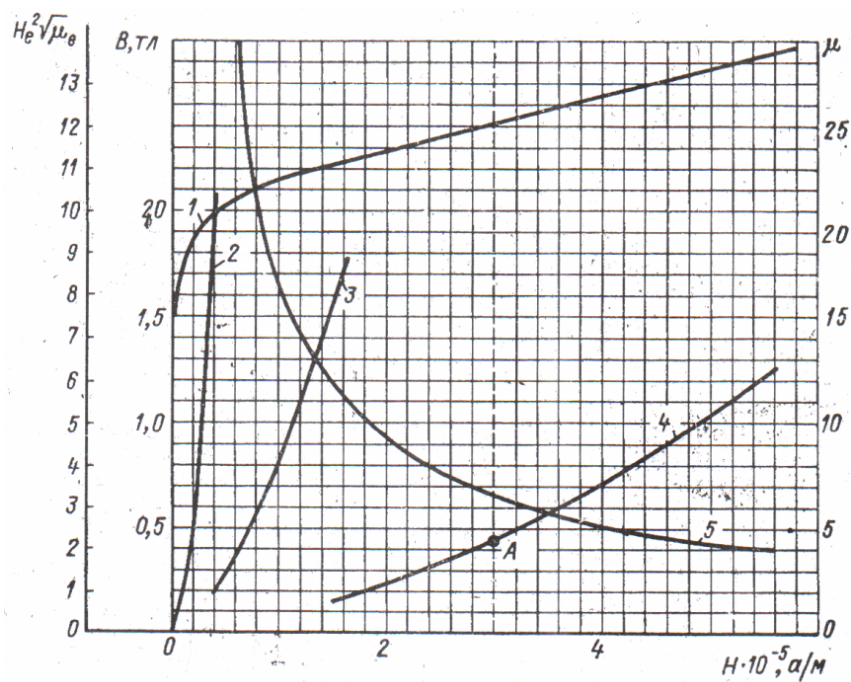


Рис. 5 – Усреднённые магнитные свойства стали

Относительная магнитная проницаемость равна

$$\mu_e = \frac{B}{\mu_0 \cdot He} = \frac{1,8}{1,256 \cdot 10^{-6} \cdot 0,2 \cdot 10^5} = 71,6$$

Настил тока в индукторе

$$I_n \omega = \sqrt{\frac{P_{ад}}{6,2 \cdot 10^{-6} \cdot \alpha_H \cdot h_H \sqrt{\rho_2 \cdot \mu_e \cdot f}}},$$

где I_n – ток в индукторе, А;

ω – число витков в индукторе,

$$I_n \omega = \sqrt{\frac{104,12}{6,2 \cdot 10^{-6} \cdot 0,904 \cdot 0,803 \sqrt{0,3 \cdot 10^{-6} \cdot 71,6 \cdot 50}}} = 2,6 \cdot 10^4$$

Активная и реактивная мощность в индукторе

$$P_{AK} = P_{PI} = 6,2 \cdot 10^{-6} \cdot (I_n \cdot \omega)^2 \cdot D_B \cdot h_{II} \sqrt{\rho_1 \cdot f} = 6,2 \cdot 10^{-6} \cdot (2,6 \cdot 10^{-6})^2 \cdot 1 \cdot 0,85 \sqrt{2 \cdot 10^{-8} \cdot 50} = 3,56 \text{ кВт}$$

Реактивная мощность рассеивания в зазоре между индуктором и деталью

$$P_3 = 6,2 \cdot 10^{-9} (I_n \cdot \omega)^2 \cdot D_B^2 \cdot d_H^2 \left[\left(\frac{D_B}{d_H} \right)^2 - 1 \right] f = 6,2 \cdot 10^{-9} (2,6 \cdot 10^{-6})^2 \cdot 1 \cdot 0,9 \left[\left(\frac{1}{0,9} \right)^2 - 1 \right] \cdot 50 = 39,04 \text{ кВАр}$$

Общая активная мощность системы индуктор – деталь

$$P_A = P_{AD} + P_{AI} = 104,12 + 3,56 = 107,68 \text{ кВт}$$

Общая реактивная мощность системы индуктор – деталь

$$P_P = P_{PD} + P_{PI} + P_3 = 104,12 + 3,56 + 39,04 = 146,72 \text{ кВАр}$$

Полная мощность системы

$$P_S = \sqrt{P_A^2 + P_P^2} = \sqrt{107,68^2 + 146,72^2} = 181,99 \text{ кВА}$$

Ток в индукторе при напряжении 380 В равен

$$I_n = \frac{P_S \cdot 10^3}{380} = \frac{181,99 \cdot 10^3}{380} = 478 \text{ А}$$

Число витков в индукторе

$$\omega = \frac{I_n \cdot \omega}{I_n} \cdot h_{II} = \frac{2 \cdot 6 \cdot 10^4}{478} \cdot 0,85 = 47 \text{ витков}$$

Коэффициент мощности индуктора

$$\cos \varphi = \frac{P_A}{P_S} = \frac{107,68}{181,99} = 0,59$$

Исходя из расчетного значения тока в индукторе и допустимой плотности тока для провода ПСДК его сечение должно быть 192 мм². Провода такого сечения нет. Поэтому при изготовлении обмотки возбуждения необходимо использовать двойной проводник и применить схему Скотта (см. рис.3). Это позволит распределить общую мощность $P=182$ кВА на две обмотки по 90-100 кВА каждая. Кроме этого позволит загрузить все три фазы и поднять $\cos \varphi$.

В нагревателях по схеме Скотта каждая обмотка имеет свою магнитную систему. Однако применение магнитопроводов значительно увеличит стоимость, конструкцию и трудоемкость изготовления нагревателя.

Для применения схемы Скотта без магнитопроводов, исследования взаимовлияния магнитных полей на электрические параметры нагревателя был проведен эксперимент по нагреву шестерни. Результаты эксперимента показали возможность использования данной схемы. Скорость нагрева посадочной поверхности шестерни при этом составила 2 °С/мин.

Выводы

Резюмируя вышесказанное, делаем вывод, что разборка соединения вал-шестерня для змиевской ТЭС индукционно-тепловым методом возможна. Ориентировочное время разборки соединения 50-60 мин. Для нагрева целесообразно применить индукционный нагреватель с обмотками возбуждения, включаемые по схеме Скотта без магнитопроводящей системы.

Список использованных источников:

1. Андреев Г.Я. Тепловая разборка соединений с натягом / Г. Я.Андреев, Б. М. Арпентьев, Б. Г. Кокшенев // Технология и организация производства. – 1972. – № 1. – С. 96–99.
2. Андреев Г. Я. Индукционно-тепловая разборка соединений с большими натягами при ремонте кузнечно-прессового оборудования / Г. Я. Андреев, А. Н. Морозов, Н. М. Лактионов // Кузнечно-штамповочное производство. – 1978. – № 2. – С. 29–32.
3. Слухоцкий А. Е. Индукторы для индукционного нагрева / А. Е. Слухоцкий, С.Е. Рыскин. – Л. : Энергия. Ленингр. отд-ние, 1974. – 264 с.

References

1. Andreyev, G, Arpentyev, B & Kokshenev B 1972, 'Teplovaya razborka soyedineniy s natyagom', *Tekhnologiya i organizatsiya proizvodstva*, no. 1, pp. 96-99.
2. Andreyev, G, Morozov, A & Laktionov, N 1978, 'Induktsionno-teplovaya razborka soyedineniy s bolshimi natyagami pri remonte kuznechno-pressovogo oborudovaniya', *Kuznechno-shtampovoye proizvodstvo*, no. 2, pp. 29-32.
3. Slukhotskiy, A & Ryskin, S 1974, *Induktory dlya induktsionnogo nagreva*, Energiya, Leningrad.

Стаття надійшла до редакції 18 травня 2015 р.

УДК 628.169.2+628.336.3

**ВЛИЯНИЕ ПРИРОДЫ ФЛОКУЛЯНТОВ НА ОБЕЗВОЖИВАНИЕ
ГЕЛЕОБРАЗНЫХ ОСАДКОВ ПИТЬЕВЫХ И ПРОМЫШЛЕННЫХ СТОЧНЫХ ВОД****©Слепцов Г. В.¹, Сырников Е. В.¹, Постельняк И. Е.²***ТОВ «Науково-виробниче підприємство АОСП-1»¹**Українська інженерно-педагогічна академія²***Інформація про авторів:**

Слепцов Георгій Володимирович: ORCID: 0000-0002-0581-0331; georgvs@mail.ru; кандидат технічних наук; старший науковий співробітник; ТОВ «Науково-виробниче підприємство АОСП-1»; вул. Сумська, 77, м. Харків, 61023, Україна.

Сырников Євгеній Володимирович: ORCID: 0000-0001-8803-2426; syrnikov@list.ru; кандидат фізико-математичних наук; головний інженер; ТОВ «Науково-виробниче підприємство АОСП-1»; вул. Сумська, 77, м. Харків, 61023, Україна.

Постельняк Інна Євгенівна: ORCID: 0000-0001-8809-2349; innulyagrab@mail.ru; інженер кафедри охорони праці, стандартизації та сертифікації; Українська інженерно-педагогічна академія; вул. Університетська, 16, м. Харків, 61003, Україна.

Показано, что строение флокулянтов является определяющими факторами эффективности процессов обезвоживания осадков сточных и природных вод. Экспериментально подтверждено, что при обезвоживании осадков, содержащих гидроксиды металлов, целлюлозу, жиры и другие вещества, приводящих к образованию коллоидных осадков с большой концентрацией микропор, необходимо применение более эффективных флокулянтов – смеси высокомолекулярных и низкомолекулярных.

Осадки сточных вод (СВ), образуются при очистке питьевых, а также хозяйственно-бытовых и промышленных сточных вод на различных стадиях и, как один из конечных продуктов очистки воды, подлежат утилизации. Обычно требуются большие площади для хранения осадков и при этом вымываются не только осаждаемые вещества, но и продукты их распада, что приводит к вторичным загрязнениям окружающей среды. В последнее время появилось новое направление в технологии кондиционирования осадков – глубокое обезвоживание, с целью придания им состояния, обеспечивающего безопасную утилизацию: либо сжигание, либо безопасное хранение, либо использование в качестве сырья в производстве других материалов. Ранее [1] было показано, что процесс обезвоживания во многом определяется термодинамическими и кинетическими факторами, а для снижения содержания влаги, особенно гелеобразных осадков, необходимо применение короткоцепочечных ПАВ. В данной работе рассмотрена техническая возможность повышения эффективности обезвоживания осадков с целью снижения их растворимости.

Ключевые слова: обезвоживание отходов; флокулянты высоко- и низкомолекулярные; осадки гелеобразные; микропоры.

Слепцов Г. В., Сырников Є. В., Постельняк І. Є. «Вплив природи флокулянтів зневоднення гелевих осадів питних і промислових стічних вод».

Показано, що будова флокулянтів є визначальними факторами ефективності процесів зневоднення осадів стічних та природних вод. Експериментально підтверджено, що при зневодненні осадів, які містять гідроксиди металів, целюлозу, жири та інші сполуки, що приводить до виникнення колоїдних осадів з великою концентрацією мікропор, необхідно використання більш ефективних флокулянтів – суміші макромолекулярних та низькомолекулярних.

Опади стічних вод (СВ), що утворюються при очищенні питних, а також господарсько-побутових і промислових стічних вод на різних стадіях і, як один з кінцевих продуктів очищення води, підлягають утилізації. Зазвичай потрібні великі площі для зберігання опадів і при цьому вимивають не тільки обложені речовини, але і продукти їх розпаду, що приводить до вторинного забруднення навколишнього середовища. Останнім часом з'явився новий напрямок в технології кондиціонування опадів – глибоке зневоднення, з метою надання їм стану, що забезпечує безпечну утилізацію: або спалювання, або безпечне зберігання або використання в якості сировини у виробництві інших матеріалів. Раніше [1] було показано, що процес зневоднення багато в чому визначається термодинамічними і кінетичними факторами, а для зниження вмісту вологи, особливо гелеобразних опадів, необхідне застосування коротко ПАВ. В даній роботі розглянута технічна можливість підвищення ефективності зневоднення осадів з метою зниження їх розчинності.

Ключові слова: зневоднення відходів; флокулянти високо- та низькомолекулярні; осади гелеві; мікропори.

Sleptsov G., Syrnikov Ye., Postelnyak I. “Effect of flocculants on gelatinous sludge dehydration, drinking and industrial waste water.

The structure of a flocculants is the determining factors of efficiency of processes of gelatinous sludge dehydration, drinking and waste water. It has been established experimentally that the sludge from sediment containing hydroxides of metals, pulp, fats and other substances that lead to the formation of colloidal sediment with a high concentration of micro pores, it is necessary to apply more efficient flocculants-a mixture of high and low molecular weight.

Sewage sludge (SV), are formed in the purification of drinking and economic-household and industrial wastewater at various stages and as one of the ultimate water purification products should be recycled. Typically require large areas for storage of rainfall and the reach-are not only precipitated substances, but also their degradation products, which leads to the-leads to secondary pollution. Lately, a new trend in the technology of air-conditioning rainfall – deep dehydration, with the purpose of giving them to the state for safe disposal: either incineration or secure storage, or use as raw material in the production of other materials. Earlier [1] it was shown that the dehydration process is largely determined by thermodynamic and kinetic factors, and to reduce the content of moisture, especially gelatinous precipitation, it is necessary to use short-chain surfactants. This study examines the technical feasibility of increasing the efficiency of sludge dewatering to reduce their solubility.

Keywords: dehydration of waste; flocculants of high and low molecular weight; precipitation gelled; micropores.

1. Постановка проблем исследования

Осадки сточных и питьевых вод, содержащие гидроксид алюминия, крахмал, целлюлозу, протеины и др., как правило, являются высокопористыми, гелеобразными коллоидами. Такие осадки сорбируют воду в больших количествах (даже в воздушно-сухом состоянии они могут содержать 25...30% и более сорбированной воды). Кроме сорбированной воды осадки содержат адсорбированную воду, которая прочно удерживается в капиллярах и в тупиковых порах.

В таких системах имеются практически все виды пор – макропоры, поры среднего размера и микропоры – тупиковые, изолированные и др. Размеры пор колеблются в широких пределах – от молекулярных размеров до 0,001...100 мкм.

2. Анализ последних исследований и публикаций

В предыдущей публикации [1] показано, что размеры пор, их тип играют существенную роль в удерживании воды осадком и оказывают влияние на необходимость использования способов обезвоживания большими сдвиговыми напряжениями, а это, в свою очередь, отрицательно сказывается на экономике процесса обезвоживания.

Вода в рассматриваемых осадках удерживается прочно как за счет смачивания, так и за счет образования водородных связей между молекулами воды и поверхностью адсорбента – осадком. Характерным примером образования водородных связей является адсорбция спиртов и воды силикагелем, поверхность которого покрыта гидроксидными группами. Аналогично происходит усиление адсорбции воды поверхностью гидроксида алюминия, целлюлозы, крахмала и многих других материалов.

Известно, что практически полное смачивание приводит к искривлению поверхности воды в капилляре, давление воды под вогнутым мениском понижается, а возникающая разность давлений поднимает воду на высоту, определяемую диаметром капилляра и величиной поверхностного натяжения γ :

$$h = \frac{2\gamma}{rgd}, \quad (1)$$

где γ – поверхностное натяжение воды; r – радиус капилляра; g – гравитационная постоянная, d – плотность воды. Приближенный расчет для воды показывает, что в капиллярах коллоидных размеров вода поднимается на огромную высоту [2]. Так, в капилляре диаметром 1 мм вода при полном смачивании поднимется на 1,5 см, в капиллярах $\varnothing 0,1$ мкм – на 150 м, а в капиллярах $\varnothing 1$ нм – на 15 км. Поэтому, жидкость благодаря капиллярному давлению, не только полностью заполняет осадок, но и прочно им удерживается, т.к. при полном смачивании капиллярное давление, равное

$$\Delta P = 2\gamma / r, \quad (2)$$

достигает огромных величин: например, при $r = 10^{-5}$ см, $\Delta P = 15$ ат, а если $r = 10^{-6}$ см, то $\Delta P = 150$ ат. Так как большая часть капилляров имеют размеры пор в осадках сточных и природных вод 1...100 нм, то для удаления адсорбированной воды при механическом обезвоживании осадка необходимы давления, превышающие давление воды в капиллярах. Естественно, применение таких давлений не всегда возможно, поэтому большая часть осадков остаются обводненными.

Таким образом, относительно краткое рассмотрение причин удерживание воды осадками свидетельствует о необходимости поиска других способов обезвоживания, например, химических. Рассмотрим более подробно такую возможность.

3. Обезвоживание осадков

На прочность адсорбционных слоев влияет поверхностное натяжение воды, химическая природа поверхности адсорбата (осадка) и размер (диаметр) и количество капилляров.

Для глубокого обезвоживания осадков необходимо удалить не только свободную часть воды, т.е. совершить работу когезии (W_c), но и значительную часть воды, связанную с поверхностью осадка адгезионными силами (W_a). Соотношение между W_c и W_a характеризует степень смачивания

твердого тела жидкостью. При $W_a < \frac{1}{2} W_c$ твердое тело не смачивается, при $\frac{1}{2} W_c < W_a < W_c$ – смачивается; при $W_a > W_c$ – происходит растекание жидкости по поверхности твердого тела.

Работа когезии равна [3]

$$W_c = 2 \times \gamma_{ж}, \quad (3)$$

а работа адгезии

$$W_a = \lambda_{ТГ} + \lambda_{жГ} - \lambda_{ТЖ} \quad (4)$$

где $\lambda_{ж}$, $\lambda_{ТГ}$, $\gamma_{жГ}$, $\gamma_{ТЖ}$ – поверхностное натяжение жидкости, поверхности раздела «твердое тело – газ», «жидкость – газ», «твердое тело – жидкость», соответственно. Уравнение (4) обычно преобразуют к виду:

$$W_a = \gamma_{жГ} \times (1 + \cos \theta), \quad (5)$$

где θ – угол смачивания.

Полная работа по обезвоживанию осадка $W_{об}$, таким образом, равна

$$W_{об} = 2 \times \gamma_{ж} + \gamma_{жГ} \times (1 + \cos \theta). \quad (6)$$

В уравнении (6) все величины, определяемые экспериментально. Видно, что снизить энергозатраты и обеспечить наиболее полное обезвоживание осадков можно, снизив поверхностное натяжение $\gamma_{ж}$ и $\gamma_{жГ}$ и, уменьшив краевой угол θ (увеличив поверхностное натяжение $\gamma_{ТЖ}$). Это достигается введением в осадок поверхностно-активных веществ, активно взаимодействующих с поверхностью осадка, например, флокулянтов.

Дисперсность пор, т.е. их радиус, оказывает влияние на общую энергию системы. Приращение энергии Гиббса dG_d , благодаря изменению дисперсности системы для сферических капилляров, равно [3]

$$\Delta G_d = -2\gamma V_M / r, \quad (7)$$

где V_M – молярный объем дисперсной фазы, т.е. воды.

Уравнение (7) свидетельствует, что приращение энергии пропорционально мольному объему дисперсной фазы, ее поверхностному натяжению и кривизне (или, что тоже самое – обратно пропорционально радиусу). Это означает, что чем выше дисперсность (чем меньше размер пор), тем более стабилизирована система «твердая фаза-вода», т.е. осадок, и для обезвоживания требуется больше энергии на величину dG_d .

Таким образом, такие явления, как когезия, адгезия, капиллярное давление и дисперсность капилляров препятствуют обезвоживанию осадков и обуславливают использование для этой цели мощных физико-химических воздействий на осадки: фильтрование через пористые перегородки под большим давлением, центрифугирование, электроосмос в сочетании с нагревом и реагентной обработкой, а также другие способы. Опишем основные способы обезвоживания осадков в терминах неравновесной термодинамики. При любом процессе обезвоживания поток воды определяется феноменологическим соотношением [4]

$$J_{iw} = \sum_{k=1}^n L_{ik} \times X_i \quad (i = 1, 2, \dots, n), \quad (8)$$

где J_{iw} – объемный поток воды; L_{ii} – коэффициенты: диффузии, электропроводности, фильтрации и др., а L_{ik} – коэффициенты налагающихся явлений: термодиффузии, электроосмоса и др.; X_i – термодинамическая сила: давление, разность химических или электрических потенциалов и др. Соотношение (8) справедливо для рассматриваемых систем в отсутствие химических реакций.

Использование выражения (8) для описания процессов обезвоживания осадков удобно еще и потому, что при соответствующем выборе потоков и сил матрица коэффициентов L_{ik} симметрична, т.е.

$$L_{ik} = L_{ki}. \quad (9)$$

Зависимость потока воды J_w в процессе обезвоживания осадков от различных физико-химических воздействий может быть записано общим уравнением [5]

$$J_w = L_{ik} \times \frac{q}{\delta} \times \Delta X_i, \quad (10)$$

где L_{ik} – коэффициент – фильтрации, электроосмотический, потокопроводности и др.;

q – площадь сечения капилляров в слое осадка;

δ – толщина слоя осадка;

ΔX_i – термодинамическая сила – разность давления, фактор разделения при центрифугировании, разность электрических потенциалов и др.

Например, объемный поток жидкости J_{fw} при фильтровании через пористую перегородку будет равен [5]

$$J_{fw} = L_f \times \frac{q}{\delta} \times \Delta P, \quad (11)$$

где L_f – коэффициент фильтрации;

ΔP – разность давления.

Величина объемного потока, как следует из (11) прямо пропорционально разности давления и сечению капилляров. Чем меньше сечение капилляров, тем необходимо приложить большее давление к фильтруемому осадку. Для достаточно эффективного обезвоживания осадка путем фильтрования, как правило, требуются давления от десятка до нескольких десятков атмосфер (для максимального обезвоживания, т.к. давление должно превышать $\Delta P = 2\gamma / r$ для наименьших капилляров, присутствующих в обезвоживаемом осадке). Попытки снизить энергетические затраты на обезвоживание осадков привели к созданию комбинированных методов, в частности, электроосмоса. Однако экспериментально установлено, что конструкции электроосмотических обезвоживателей не обеспечивает необходимую степень обезвоживания, т.к. невозможно создать необходимые условия – большую (более 100 В) разность потенциалов между электродами и одновременно большое удельное давление на осадок (более 10 атм/м²). В результате не удается добиться уровня влажности ниже 75-78 % (табл. 1).

Таблица 1 – Результаты обезвоживания осадка ЦБК электроосмосом с использованием синтетических флокулянтов фирмы SNF (Франция)

Напряжение на электродах, В	Доза флокулянта, г/кг	Влажность, C_{H_2O} %		Расход электроэнергии, кВт-ч/м ³ осадка
		исходная	конечная	
25	2	92	86	2
25	5	92	82	2
50	5	92	78	3,5
70	5	92	75	5

При низком давлении, как видно из (2), необходимо снижение поверхностного натяжения на границе раздела «осадок-вода». Для этой цели в обводненный осадок обычно вводят синтетические флокулянты – полимеры с большой молекулярной массой, что вызывает снижение γ на межфазной границе в результате адсорбции молекул флокулянта. Кроме того, флокулянты обладают большим количеством ионизируемых групп, которые являются центрами флокуляции.

Следует иметь ввиду, что скорость адсорбции полимеров определяется молекулярной массой и химической структурой [6]. Установлено, что в простых молекулярных системах адсорбционное равновесие устанавливается за считанные минуты, но для полимеров требуется гораздо больше времени (десятки минут и даже часы). Особенно неблагоприятная ситуация возникает в узких капиллярах, т.к. размеры капилляров, в которых вода прочно удерживается, сопоставимы с размерами макромолекул флокулянтов. Для повышения эффективности действия флокулянтов требуется длительное перемешивание, что усложняет технологию обезвоживания осадков. Учитывая, то, что в гелеобразных осадках значительная доля закрытых и тупиковых микроскопических пор, перемешивание может помочь при разрушении структуры осадка, т.е. «раскрытии» пор.

Поэтому, скорость процесса обезвоживания является функцией скоростей адсорбции флокулянта на поверхности частиц осадка и электроосмотического фильтрования. Нами показано [1], что скорость процесса обезвоживания v_o условно можно принять равной сумме скоростей фильтрования (электроосмотического фильтрования) v_f процесса адсорбции флокулянта v_{ads} :

$$v_o = v_f + v_{ads}, \quad (12)$$

Из (12) видно, что увеличить скорость обезвоживания можно не только увеличив скорость фильтрования, например, за счет увеличения давления, но и увеличив скорость адсорбции ПАВ – v_{ads} .

Это обстоятельство приводит к необходимости поиска более эффективных веществ, снижающих поверхностное натяжение – ПАВ с меньшей молекулярной массой, чем у современных синтетических флокулянтов, и, поэтому, обладающих большей скоростью адсорбции, особенно в узких капиллярах. По существу, это позволит заменить часть энергии фильтрования на химическую энергию – энергию хемосорбции.

Величина объемного потока воды J_{fdes} , возникающего только за счет вытеснения адсорбирующимися молекулами ПАВ, прямо пропорциональна разности химических потенциалов ПАВ в объеме и на поверхности капилляров и площади сечения капилляров, и обратно пропорционально толщине слоя:

$$J_{fdes} = k_{des} \times \frac{q}{\delta} \times \Delta\mu, \quad (13)$$

где k_{des} – коэффициент десорбции воды за счет вытеснения адсорбирующимися молекулами ПАВ;

q – сечение капилляров в слое осадка;

δ – толщина слоя осадка.

Тогда, для объемного потока J_f можно записать:

$$J_f = \frac{q}{\delta} (k_f \Delta P + k_{ads} \Delta \mu), \quad (14)$$

где k_f – коэффициент фильтрации;

$k_{ads} = k_{des}$ – константа скорости адсорбции; $\Delta \mu$ – разность химических потенциалов молекул флокулянтов в объеме и в капиллярах, в адсорбированном состоянии.

В случае центрифугирования, уравнение (14) запишется в виде

$$J_f = \frac{q}{\delta} (k_{ц} Fr + k_{ads} \Delta \mu), \quad (15)$$

где $k_{ц}$ – коэффициент разделения центрифугированием;

$Fr = \omega_{pt}^2 r_{pt} / g$ – фактор разделения;

ω_{pt} – частота вращения ротора центрифуги;

r_{pt} – максимальный внутренний радиус ротора;

g – ускорение свободного падения.

Применение соотношения взаимности Онзагера позволяет сократить число коэффициентов, характеризующих все необратимые процессы, протекающие в системе при фильтровании или центрифугировании в условиях адсорбции ПАВ внутри капилляров.

Таблица 2 – Обезвоживание осадка (исходная C_{H_2O} 92%) с использованием центрифугирования и комбинированного флокулянта Zetag + низкомолекулярные ПАВ в соотношении 1:0,25

Доза комбинированного флокулянта, г/кг	Влажность конечная C_{H_2O} %		Расход электроэнергии, кВт-ч/м ³ осадка	
	Электроосмос	Центрифугирование	Электроосм.	Центрифуг.
2	75	68	2,5	1,5
3	73	60	1,8	1,3
5	65	42	1,6	1,1
5	65	41	1,6	1,1

Из данных табл. 2 видно, что применение комбинированного флокулянта – высокомолекулярного и низкомолекулярного, т.е. макромолекулярного и короткоцепочечного, приводит к увеличению скорости обезвоживания, что видно по снижению энергозатрат и, что не менее важно, к повышению степени обезвоживания. Полученный результат свидетельствует о необходимости постоянного поиска более рациональных путей снижения энергетических затрат и повышения степени обезвоживания осадков.

Исследования также показали положительный эффект от замены энергии внешнего воздействия на энергию химического взаимодействия.

4. Результаты экспериментальных исследований свидетельствует о существенной роли как термодинамических, так и кинетических факторов на эффективность обезвоживания осадков. Показано стабилизирующее влияние на устойчивость системы «твердая фаза – вода», т.е. осадка, степени дисперсности капилляров. Эти факторы, как свидетельствуют данные табл. 1 и 2, зависят от типа и строения флокулянтов. Учет всех особенностей строения осадков позволяет существенно повысить эффективность процесса обезвоживания.

Выводы

Строение флокулянтов, термодинамические и кинетические характеристики поверхностных явлений является определяющими факторами эффективности процессов обезвоживания осадков сточных и природных вод. Особенно следует учитывать термодинамические факторы при обезвоживании осадков, содержащих гидроксиды металлов, целлюлозу, жиры – и другие вещества, приводящих к образованию коллоидных осадков с большой концентрацией микропор. Необходима также разработка технологий обезвоживания осадков с применением более эффективных флокулянтов смеси макромолекулярных и низкомолекулярных (короткоцепочечных) флокулянтов.

Список использованных источников:

1. Слепцов Г. В. Термодинамические аспекты технологии обезвоживания осадков питьевых и сточных вод. Казантип-Эко-2010. Экология, энерго- и ресурсосбережение, охрана окружающей среды и здоровья человека, утилизация отходов / Г. В. Слепцов, Л. Я Шевченко, О. В. Слепцова // Казантип-Эко-2010. Экология, энерго- и ресурсосбережение, охрана окружающей среды и здоровья человека, утилизация отходов : сборник трудов 18-й Междунар. науч.-практ. конф., 7-11 июня 2010, г. Щелкино, АР Крым. – 2010. – Т. 2. – С. 281–285.
2. Фридрихсберг Д. А. Курс коллоидной химии / Д. А. Фридрихсберг. – Л. : Химия, 1974. – 352 с.
3. Фролов Ю. Г. Курс коллоидной химии. Поверхностные явления и дисперсные системы / Ю. Г. Фролов. – 2-е изд. – М. : Химия, 1988. – 464 с.
4. Грот де С. Р. Термодинамика необратимых процессов: пер. с англ. / Грот де С. Р. – М. : Гостехтеориздат, 1956. – 280 с.
5. Хаазе Р. Термодинамика необратимых процессов: пер. с нем. / Р. Хаазе. – М.: Мир, 1967. – 544 с.
6. Джейкок М. Химия поверхностей раздела фаз: пер. с англ. / М. Джейкок, Дж. Парфит. – М. : Мир, 1984. – 269 с.

References

1. Sleptsov, G, Shevchenko, L & Sleptsova, O 2010, 'Termodinamicheskiye aspekty tekhnologii obezvozhivaniya osadkov pitevykh i stochnykh vod', *Kazantip-Eko-2010. Ekologiya, energo- i resursosberezheniye, okhrana okruzhayushchey sredy i zdorovya cheloveka, utilizatsiya otkhodov, Sbornik trudov 18-y Mezhdunarodnoy nauch.-prakt. konf. 7-11 iyunya 2010 g.*, vol. 2, Shchelkino, AR Krym, pp. 281-285.
2. Fridriksberg, D 1974, *Kurs kolloidnoy khimii*, Khimiya, Leningrad.
3. Frolov, Yu 1988, *Kurs kolloidnoy khimii. Poverkhnostnyye yavleniya i dispersnyye sistemy*, 2nd edn, Khimiya, Moskva.
4. Grot de, S 1956, *Termodinamika neobratimyykh protsessov*, Gostekhteorizdat, Moskva.
5. Khaaze, R 1967, *Termodinamika neobratimyykh protsessov*, Mir, Moskva.
6. Dzheykok, M & Parfit, Dzh 1984, *Khimiya poverkhnostey razdela faz*, Mir, Moskva.

Стаття надійшла до редакції 18 травня 2015 р.

УДК 621.002:658.382.3

**МЕТОД ФОРМАЛІЗАЦІЇ ЗБОРУ ТА ОБРОБКИ ІНФОРМАЦІЇ ПРИ ПРОВЕДЕННІ
МОНІТОРИНГУ ОХОРОНИ ПРАЦІ НА ПІДПРИЄМСТВІ ЗГІДНО ВИМОГ
СТАНДАРТУ ДСТУ OHSAS 18001:2010**

©Смирнитська М. Б.

*Українська інженерно-педагогічна академія***Інформація про автора:**

Смирнитська Майя Борисівна: ORCID: 0000-0002-4759-2168; robams@mail.ru; кандидат технічних наук; доцент кафедри охорони праці, стандартизації та сертифікації; Українська інженерно-педагогічна академія; вул. Університетська, 16, м. Харків, 61003, Україна.

Мета статті полягає в обґрунтуванні доцільності використання методів діагностики стану об'єкта за визначеними показниками під час розробки методики проведення моніторингу результативності функціонування системи управління охороною праці на підприємстві.

У процесі дослідження використано: засоби системного аналізу, методи теорії інформації – для аналізу цінності інформації з охорони праці, метод узагальнення та наукового абстрагування – для обґрунтування можливості оптимізації процесу накопичення інформації з охорони праці та процесу використання обмеженого обсягу ресурсів підприємства.

Обґрунтовано доцільність застосування процесу аналізу цінності наявної інформації з охорони праці під час проведення моніторингу результативності функціонування системи управління охороною праці на підприємстві. Доведено, що обсяг інформації, яку необхідно одержати при аналізі станів СУОП, є заданим і потрібно побудувати оптимальний процес його накопичення.

Запропоновано новий підхід до визначення базових параметрів процесу моніторингу результативності функціонування системи управління охороною праці на підприємстві.

Ключові слова: охорона праці; моніторинг; цінність інформації; діагностична вага ознаки; ДСТУ OHSAS 18001:2010; ефективність управління; оптимізація процесу.

Смирнитская М. Б. «Метод формализации сбора и обработки информации при проведении мониторинга охраны труда на предприятии в соответствии с требованиями стандарта ДСТУ OHSAS 18001:2010».

Цель статьи заключается в обосновании целесообразности использования методов диагностики состояния объекта по определенным показателям при разработке методики проведения мониторинга результативности функционирования системы управления охраной труда на предприятии. В процессе исследования использованы: средства системного анализа, методы теории информации – для анализа ценности информации по охране труда, метод обобщения и научного абстрагирования – для обоснования возможности оптимизации процесса накопления информации по охране труда и процесса использования ограниченного объема ресурсов предприятия. Обоснована целесообразность применения процесса анализа ценности имеющейся информации по охране труда во время проведения мониторинга результативности функционирования системы управления охраной труда на предприятии. Доказано, что объем информации, которую необходимо получить при анализе состояний СУОТ является заданным и нужно построить оптимальный процесс его накопления. Предложен новый подход к определению базовых параметров процесса мониторинга результативности функционирования системы управления охраной труда на предприятии.

Ключевые слова: охрана труда; мониторинг; ценность информации; диагностический вес признака; ДСТУ OHSAS 18001:2010; эффективность управления; оптимизация процесса.

Smyrnytska M. “The method of formalization by collection and processing information on monitoring of occupational safety in an enterprise by OHSAS 18001”.

The purpose of the article is to justify the feasibility diagnostic methods of an instance state by relevance numbers on the method preparation of monitoring the efficiency of the system operation of occupational safety in the enterprise. In the research process were used: techniques of systems analysis, methods of information theory (to analysis an information value of the occupational safety), synthesis and the method of scientific abstraction (to arguments in support of facility process optimization saving information of occupational safety and of process of using a limited enterprise resources). There was justified the expediency of the analysis process for information value on monitoring of occupational safety. It's proved, that the body of information, which need to receive in the analysis of the occupational safety states is giving and have to building an optimum process for their saving. The new approach for characterization of monitoring of occupational safety in an enterprise is proposed.

Keywords: occupational safety; monitoring; information value; diagnostic weight of signs; OHSAS 18001; management efficiency; process optimization.

1. Постановка проблеми

Законодавством України з охорони праці передбачений такий розподіл обов'язків з управління охороною праці на будь-якому підприємстві [1]: управління охороною праці на підприємстві здійснюють у цілому по підприємству – директор (роботодавець) і його заступники; у підрозділах – їх керівники; організаційно-методичну та наглядову діяльність з охорони праці, підготовку управлінських рішень і контроль за їх виконанням здійснює служба охорони праці, яка підпорядковується безпосередньо директору.

Шляхами вдосконалення системи управління охороною праці (СУОП), які пропонуються підприємствам державою у «Рекомендаціях щодо побудови, впровадження та удосконалення системи управління охороною праці», затверджених Головою Держгірпромнагляду від 07.02.2008 р. та стандартом ДСТУ OHSAS 18001:2010 «Системи управління гігієною та безпекою праці» (вступив в дію 01.01.2011 р.) є застосування системного підходу під час побудови та вдосконалення існуючої СУОП. Або, якщо СУОП існує на підприємстві як складова Системи управління якістю, застосування процесного підходу до побудови, впровадження та поліпшення результативності СУОП.

Обидва нормативних документи передбачають наявність в СУОП такого елемента, як *Моніторинг виконання та оцінка результативності* (або – *Моніторинг і вимірювання характеристик діяльності*). До його завдань входить здійснення системи контролю, яка включає внутрішній аудит, оперативний контроль керівників робіт та інших посадових осіб, контроль з боку служби охорони праці, громадський контроль, 3-ступенева система адміністративно-громадського контролю та зовнішній аудит. Це, в свою чергу потребує розробки відповідної методики із зазначенням порядку здійснення реєстрування даних, результатів моніторингу та вимірювання, достатніх для забезпечення наступного аналізування необхідності коригувальних і запобіжних дій.

Таким чином, досить великий обсяг інформації, який накопичується на підприємстві у процесі здійснення моніторингу, а також за результатами планових і позапланових перевірок органами державного нагляду, заповнення різних форм звітності, передбачених Законодавством тощо потребує обробки, визначення цінності та доцільність подальшого використання під час проведення оцінки ефективності функціонування СУОП.

2. Аналіз останніх досліджень та публікацій

Для якісного функціонування СУОП актуальним є організація моніторингу даних стосовно діяльності підприємства з питань охорони праці. З технічної точки зору, необхідно діагностувати стан об'єкта за визначеними показниками. Діагностика стану об'єктів управління з метою створення або удосконалення інформаційних систем управління складними технічними об'єктами розглядається в роботах [2–5]. Актуальність таких досліджень визначається необхідністю попередження виникнення небезпечних аварійних ситуацій. Використання засобів статистичного аналізу в завданнях розпізнавання станів об'єктів управління при наявності імовірнісних зв'язків між ознаками об'єкта й станами, до яких ці ознаки можуть бути віднесені, застосовується також і в соціальних системах [6, 7]. Оскільки СУОП, виходячи з її визначення, доцільно розглядати як соціально-технічну систему, пропонується застосувати аналогічний підхід під час розробки методики проведення моніторингу виконання та оцінки результативності СУОП.

3. Опис дослідження

Можливі стани СУОП на підприємстві будемо описувати множиною:

$$D = \{D_1, D_2, \dots, D_m\}. \quad (1)$$

Інформація щодо стану СУОП формується на основі спостереження за іншою, пов'язаною з нею системою k :

$$K = \{k_1, k_2, \dots, k_n\}. \quad (2)$$

У якості k_j будуть виступати дані результатів моніторингу, а саме: кількість виявлених порушень охорони праці, кількість випадків виробничого травматизму, кількість заохочень за високий рівень охорони праці та інші.

Визначимо ймовірність настання події D при різних ознаках k_j , присутніх при настанні події. Виконаємо це на основі наявної апріорної статистики з використанням методів теорії інформації [8].

Імовірність появи стану D_i позначимо $P(D_i)$. Ступінь невизначеності настання стану D_i оцінимо величиною ентропії [8]:

$$H(D_i) = -P(D_i) \cdot \log_2 P(D_i). \quad (3)$$

А величина ентропії для множини станів D , відповідно:

$$H(D) = -\sum_{i=1}^m P(D_i) \cdot \log_2 P(D_i). \quad (4)$$

Максимальну ентропією мають системи, що поєднують рівноймовірнісні діагнози. Ентропія такої системи, що складається з m рівноймовірнісних станів [9]:

$$H_{\max}(D) = - \sum_{i=1}^m \frac{1}{m} \cdot \log_2 \frac{1}{m} = \log_2 m, \quad (5)$$

Величину ентропії множини станів D можна зменшити шляхом проведення аналізу СУОП. У результаті аналізу надходить додаткова інформація, отже, знижується ступінь її невизначеності. Зниження невизначеності можливих станів СУОП відбудеться залежно від кількості інформації, яка надійде після проведення аналізу. Виходить, що, усунення невизначеності веде до підвищення ефективності наступних керуючих впливів у СУОП.

Інформативність системи k щодо системи D [9]:

$$I_D(K) = H(D) - H(D/K), \quad (6)$$

де $H(D/K)$ – умовна ентропія системи D щодо системи k .

Кожна ознака k_j системи k містить інформацію стосовно якого-небудь стану системи D . Тоді кількість інформації про стан D_i , яка несе в собі наявність ознаки k_j :

$$I_{D_i}(k_j) = \log_2 \frac{P(D_i/k_j)}{P(D_i)}, \quad (7)$$

де $P(D_i/k_j)$ – умовна ймовірність наявності стану D_i при присутності ознаки k_j .

Якщо ознака k_j зустрічається однаково часто при наявності стану D_i і при будь-яких інших станах системи D , то, мабуть, така ознака не несе інформації про стан D_i : $I_{D_i}(k_j) = 0$. У всіх інших випадках знання k_j дає деяку інформацію відносно D_i , що обчислюється по формулі (7). І діагностична цінність ознаки k_j визначається інформацією, яка нею вноситься в систему станів D .

Будемо розрізняти прості й складні ознаки k_j [9]. Проста виражається поняттями «так» і «ні» (наприклад, є виявлені порушення по охороні праці за звітний період чи немає виявлених порушень по охороні праці). Складна ознака характеризується розрядністю й може містити кілька градацій (наприклад, виявлено порушень по охороні праці у менше, чим 10 % працівників від загальної кількості працюючого персоналу; відповідно, у менше, чим 30 % працівників; відповідно, у більше, ніж 50 % працівників – трьохрозрядна ознака).

Діагностична вага наявності простої ознаки k_j для стану D_i визначається по формулі:

$$Z_{D_i}(k_j) = \log_2 \left(\frac{P(k_j/D_i)}{P(k_j)} \right), \quad (8)$$

де: $P(k_j/D_i)$ – імовірність наявності (частота зустрічальності) ознаки k_j у стані D_i ; $P(k_j)$ – імовірність наявності (частота зустрічальності) ознаки k_j серед усієї множини станів D .

Якщо:

$$P(k_j/D_i) = P(k_j), \quad (9)$$

то

$$Z_{D_i}(k_j) = \log_2 1 = 0, \quad (10)$$

що означає – у всій розглянутій множини станів ця ознака не має ніякої діагностичної цінності.

Оцінимо загальну діагностичну цінність аналізу за ознакою k_j для всієї множини станів D . Діагностична вага ознаки k_j для цього випадку буде дорівнювати:

$$Z_D(k_j) = \sum_{i=1}^m P(D_i) \cdot Z_{D_i}(k_j). \quad (11)$$

Теоретично, якщо аналізована СУОП може знаходитися з деякою ймовірністю в одному зі станів D_i , то апіорні ймовірності цих станів $P(D_i)$ можна визначити зі статистичних даних, а ентропію системи — по формулі (3). Допустимо, проведений аналіз із комплексу ознак k і стан системи став відомим — вона перебуває в стані D_1 і $P(D_1)=1$, $P(D_i)=0$ ($i=2, \dots, n$). Ентропія системи за результатами аналізу щодо ознак усієї множини k :

$$H(D/K) = 0. \quad (12)$$

А внесена інформація, яка міститься в діагностичнім обстеженні, і, відповідно, діагностична цінність обстеження:

$$I_D(K) = Z_D(K) = H(D) - H(D/K) = H(D). \quad (13)$$

Якщо умову (12) не вдається виконати, що найчастіше й буває на практиці, діагностична цінність обстеження:

$$Z_D(K) = \xi \cdot H(D), \quad (14)$$

де ξ – коефіцієнт повноти обстеження, $0 < \xi \leq 1$. Коефіцієнт ξ залежить від надійності розпізнавання [9] і для реального процесу аналізу повинен бути близький до одиниці. Якщо апіорні ймовірності станів системи невідомі, то верхня оцінка ентропії системи:

$$H(D) \leq \log_2 n, \quad (15)$$

де n – число станів системи D .

З умови (14) випливає, що обсяг інформації, яку необхідно одержати при аналізі станів СУОП, є заданим і потрібно побудувати оптимальний процес його накопичення.

Висновки

Прийmemo E_0 за мінімальний рівень ефективності прийняття управлінських рішень в СУОП. Будемо вважати, що мінімальний рівень ефективності прийняття управлінських рішень в СУОП визначається тими правилами збору і обробки інформації, які існують на даному підприємстві.

Проведення моніторингу виконання та оцінка результативності СУОП з метою впровадження на підприємстві вимог стандарту ДСТУ ОHSAS 18001:2010 буде потребувати витрат j_1 на збір і структурування інформації з питань охорони праці. В результаті рівень ефективності прийняття управлінських рішень з СУОП буде E_1 ($E_1 > E_0$).

При вироблених і визначених базових параметрах формалізації правил обробки первинної інформації з питань охорони праці, у результаті проведення аналізу її цінності, при тих же самих витратах j_1 ефективність керуючого рішення буде E_2 ($E_2 > E_1$).

Процес аналізу цінності наявної інформації з охорони праці, дозволяє формалізувати правила збору та обробки існуючих потоків інформації та визначитись з базовими параметрами.

Дійсно, таку ж саму ефективність управлінських рішень E_2 можна одержати й при витратах $j_2 > j_1$ без проведення аналізу цінності інформації або при менших витратах ресурсів j_1 , якщо використати сформовані в процесі аналізу цінності інформації базові параметри. Це дозволить оптимізувати використання обмеженого обсягу ресурсів.

Список використаних джерел:

1. Гогіташвілі Г. Г. Управління охороною праці та ризиком за міжнародними стандартами: навч. посіб. / Г. Г. Гогіташвілі, Є. Т. Карчевські, В. М. Лапін. — К.: Знання, 2007. — 367 с.
2. Ширмовська Н. Г. Діагностування станів квазістаціонарних об'єктів засобами логіко-статистичного опрацювання / Н. Г. Ширмовська, Г. І. Левицька, М. І. Гучій // Вісник Хмельн. нац. ун-ту. — 2013. — № 2. — С. 231–238.
3. Соколов В. А. Диагностический вес признаков и диагностическая ценность обследования при распознавании состояний элементов строительных систем / В. А. Соколов // Инженерно-строительный журнал. — 2010. — № 3. — С. 27–31.
4. Николайчук Я. М. Теоретичні основи та інформаційні технології побудови логіко-статистичної інформаційної моделі на основі контролю спектральних характеристик об'єктів управління / Я. М. Николайчук, І. В. Андрушко, І. Р. Пітух // Оптико-електронні інформаційно-енергетичні технології. — 2006. — № 12. — С. 110–118.
5. Атнагулов А. Р. Применение метода Байеса при оценке вероятности "полета" погружного насосного агрегата на забой скважины [Электронный ресурс] / А. Р. Атнагулов, И. Е. Ишемгузин, А. Н. Зотов, Е. И. Ишемгузин // Нефтегазовое дело: Электрон. науч. журн. — 2008. — Вып. 1. — Режим доступа: http://www.ogbus.ru/authors/Atmagulov/Atmagulov_1.pdf.
6. Хорунжак Н. М. Модернізація системи обліку бюджетних установ на основі комп'ютерних технологій: умови та принципи / Н. М. Хорунжак // Сталій розвиток економіки. — 2013. — № 3. — С. 251–256.
7. Трененков Е. М. Диагностика в антикризисном управлении / Е. М. Трененков, С. А. Дведенидова // Менеджмент в России и за рубежом. — 2002. — № 1. — С. 3–20.
8. Николайчук Я. М. Теорія джерел інформації: монографія / Я. М. Николайчук. — Тернопіль: ТНЕУ, Економічна думка, 2008. — 396 с.
9. Биргер И. А. Техническая диагностика / И. А. Биргер. — М.: Машиностроение, 1978. — 240 с.

References

1. Hohitashvili, H, Karchevski, Ie & Lapin, V 2007, *Upravlinnia okhoronoiu pratsi ta ryzykom za mizhnarodnymy standartamy*, Znannia, Kyiv.
2. Shyrmovska, N, Levytska, H & Huchii, M 2013, 'Diagnostics of quasi-stationary objects by means logical statistical processing', *Visnyk Khmelnytskoho natsionalnoho universytetu*, no. 2, pp. 231-238.
3. Sokolov, V 2010, 'Dyagnosticheskiy ves priznakov i dyagnosticheskaya tsennost obsledovaniya pri raspoznavanii sostoyaniy elementov stroitelnykh sistem', *Inzhenerno-stroitelnyy zhurnal*, no. 3, pp. 27-31.
4. Nykolaichuk, Ya, Andrushko, I & Pitukh, I 2006, 'Teoretychni osnovy ta informatsiini tekhnolohii pobudovy lohiko-statystychnoi informatsiinoi modeli na osnovi kontroliu spektralnykh kharakterystyk obiektiv upravlinnia', *Optyko-elektronni informatsiino-enerhetychni tekhnolohii*, no. 12, pp. 110-118.
5. Atmagulov, A, Ishemguzhin, I, Zotov, A & Ishemguzhin, E 2008, 'Primeneniye metoda Bayesa pri otsenke veroyatnosti "poleta" pogruzhnogo nasosnogo agregata na zaboy skvazhiny', *Neftegazovoye delo*, vol. 1, viewed 12 May 2015, <http://www.ogbus.ru/authors/Atmagulov/Atmagulov_1.pdf>.
6. Khorunzhak, N 2013, 'Modernizatsiia systemy obliku biudzhetykh ustanov na osnovi kompiuternykh tekhnolohii: umovy ta pryntsypy', *Stalyi rozvytok ekonomiky*, no. 3, pp. 251-256.
7. Trenenkov, E & Dvedenidova, S 2002, 'Dyagnostika v antikrizisnom upravlenii', *Menedzhment v Rossii i za rubezhom*, no. 1 pp. 3-20.
8. Nykolaichuk, Ya 2008, *Teoriia dzherel informatsii*, TNEU, Ekonomichna dumka, Ternopil.
9. Birger, I 1978, *Tekhnicheskaya dyagnostika*, Mashinostroyeniye, Moskva.

Стаття надійшла до редакції 20 травня 2015 р.

УДК 621.74

ИССЛЕДОВАНИЕ КОНВЕКТИВНОГО РАССЛОЕНИЯ РАСПЛАВА В ГОРИЗОНТАЛЬНОМ КРИСТАЛЛИЗАТОРЕ МАШИНЫ НЕПРЕРЫВНОГО ЛИТЬЯ**©Хорошилов О. Н.***Українська інженерно-педагогічна академія***Информация про автора:**

Хорошилов Олег Миколайович: ORCID: 0000-0003-2048-6311; horol@i.ua; доктор технічних наук; професор кафедри металоріжучого обладнання і транспортних систем; Українська інженерно-педагогічна академія; вул. Університетська, 16, м. Харків, 61003, Україна.

Работа посвящена анализу производительности горизонтальной машины непрерывного литья заготовок из медных сплавов и обоснованию необходимости усовершенствования конструкции ее кристаллизатора.

Эксперимент проводился при литье заготовок из бронзы марок Бр А9Ж3Л и Бр О5Ц5С5 диаметрами 0,03...0,05 м.

Установлено, что при непрерывном литье на горизонтальных машинах координата фронта затвердевания на верхней образующей кристаллизатора (точка В) расположена примерно на величину диаметра заготовки ближе к выходному торцу кристаллизатора, чем координата фронта затвердевания на нижней образующей (точка А). Это свидетельствует о сокращении активной зоны охлаждения заготовки в горизонтальном кристаллизаторе, что обуславливает усовершенствование конструкции кристаллизатора.

Определено, что усовершенствование конструкции кристаллизатора за счет увеличения длины верхней образующей кристаллизатора есть условие повышения производительности горизонтальной машины непрерывного литья на 18,1...25,0 %.

Ключевые слова: медные сплавы; непрерывное литье; конвективное расслоение; производительность.

Хорошилов О. М. «Дослідження конвективного розшарування розтопу в горизонтальному кристалізаторі машини безперервного лиття».

Робота присвячена аналізу продуктивності горизонтальної машини безперервного лиття заготовок з мідних сплавів і обґрунтуванню необхідності удосконалення конструкції її кристалізатора.

Експеримент проводився при литві заготівель з бронзи марок Бр А9Ж3Л і Бр О5Ц5С5 діаметрами 0,03...0,05 м.

Встановлено, що при безперервному литті на горизонтальних машинах координата фронту твердіння на верхньої твірної кристалізатора (крапка В) розташована приблизно на величину діаметра заготовки ближче до вихідного торця кристалізатора, ніж координата фронту твердіння на нижньої твірної (крапка А). Це свідчить про скорочення активної зони охолодження заготовки в горизонтальному кристалізаторі, що обумовлює удосконалення конструкції кристалізатора.

Визначено, що удосконалення конструкції кристалізатора за рахунок збільшення довжини що верхньою, що утворює кристалізатора є умова підвищення продуктивності горизонтальної умова підвищення продуктивності горизонтальної машини безперервного литва на 18,1...25,0 %.

Ключові слова: мідні сплави; безперервне лиття; конвективне розшарування; продуктивність.

Khoroshylov O. “The research of convection delamination of melt in the horizontal crystallizer of continuous casting machine”.

Work is sanctified to the analysis of the productivity of horizontal machines of the continuous casting of purveyances from copper alloys and ground of necessity of improvement of construction devices for crystallization.

An experiment was conducted at casting of purveyances from the bronze of brands of Бр А9Ж3Л and Бр О5Ц5С5 by diameters a 0,03...0,05 m.

It is set that at the continuous casting on horizontal machines coordinate of front of consolidation on overhead formative кристаллизатора (point of *B*) located approximately on the size of diameter of purveyance nearer to the output butt end of кристаллизатора, what coordinate of front of consolidation on lower formative (point of *A*). It testifies to reduction of active zone of cooling of purveyance in horizontal devices for crystallization, that stipulates the improvement of construction devices for crystallization.

It is certain that improvement of construction of кристаллизатора due to the increase of length overhead formative devices for crystallization there is a condition of increase of the productivity of horizontal machine of the continuous casting on 18,1...25,0 %.

Keywords: copper alloys; continuous casting; convection delamination; productivity.

1. Постановка проблемы

В настоящее время на предприятиях машиностроительного комплекса применяют горизонтальные машины непрерывного литья, которые легко встраиваются в технологическую цепочку производства заготовок из медных сплавов. Однако горизонтальное расположение кристаллизатора обуславливает появление конвективного расслоения расплава. Следствием конвективного расслоения в горизонтальном кристаллизаторе является уменьшение величины зоны активного охлаждения заготовки, что снижает производительность горизонтальных машин непрерывного литья заготовок (ГМНЛЗ). Одной из важных задач литья медных сплавов на ГМНЛЗ является повышение их производительности, поэтому данная статья направлена на решение задачи повышения производительности машины непрерывного литья с горизонтально расположенным кристаллизатором.

2. Анализ последних исследований и публикаций

В работе [1] конвективные потоки в горизонтальном кристаллизаторе рассматриваются в виде суперпозиции базисных движений жидкости в вертикальном и горизонтальном направлениях на вертикальной плоскости, проходящей через ось кристаллизатора. В работе так же показано, что характер затвердевания заготовки в горизонтальном кристаллизаторе определяется, в основном, конвективными потоками, которые являются функцией температуры расплава на входе в кристаллизатор и параметров вытягивания.

Данная работа посвящена изучению движения потоков расплава при его термоконвективном расслоении, но в ней не рассматривались вопросы определения конфигурации фронта затвердевания по боковой поверхности и по всему объему заготовки, формирующейся в

горизонтальном кристаллизаторе. Так же в работе не исследовалось влияние термоконвективного расслоения на снижение производительности в ГМНЛЗ относительно производительности машины вертикального непрерывного литья при литье заготовок аналогичного типоразмера.

В работе [2] представлены результаты моделирования процесса конвективного расплава в горизонтальном кристаллизаторе при подаче жидкости в горизонтальный кристаллизатор, в том числе и через дозатор, распложенный в нижней части разделительного устройства.

Выделение нерешенных ранее частей общей проблемы

В приведенных литературных источниках:

- нет сведений об укорочении активной зоны охлаждения заготовки за счет опережающего продвижения фронта затвердевания к выходному торцу кристаллизатора на его верхней образующей, что, в конечном счете, обусловлено конвективным расслоением расплава;
- нет данных по определению зависимости длины активной зоны охлаждения заготовки от степени конвективного расслоения и, как следствие, его влияния на величину шага в цикле и производительность ГМНЛЗ;
- нет сведений о влиянии конструкции горизонтального кристаллизатора на производительность машины непрерывного литья заготовок из медных сплавов.

Цель работы:

- провести анализ производительности ГМНЛЗ;
- усовершенствовать конструкцию кристаллизатора ГМНЛЗ.

3. Основной материал и результаты работы

Экспериментальные исследования процесса непрерывного литья на горизонтальной машине непрерывного литья при изготовлении заготовки из бронзы марки Бр А9Ж3Л показали, что конвективное расслоение расплава отражается на поверхности заготовки в виде спаев фронтов, которые расположены под углом к оси заготовки (рис. 1).

В горизонтально расположенном кристаллизаторе происходит конвективное расслоение расплава за счет того, что охлажденные верхней и боковой поверхностью кристаллизатора молекулы расплава становятся по плотности более тяжелыми, чем окружающие и опускаются в нижние слои заготовки (рис. 2).

На основе экспериментальных данных было определено расстояние от фронта затвердевания на верхней и нижней образующих кристаллизатора до выходного торца кристаллизатора по методу рисков, который был описан в [3]. Эксперименты проводили при изготовлении заготовок диаметром 0,03...0,05 м из медных сплавов марок Бр А9Ж3Л, Бр О5Ц5С5.

Дальнейшие исследования показали, что конфигурация фронта затвердевания на вертикальной плоскости, проходящей через ось заготовки, может быть представлена параболической кривой 5 рис. 3.

Кроме того, целесообразно степень конвективного расслоения расплава определять величиной угла φ между осью заготовки (OX) и линией AB , соединяющей точки касания фронта затвердевания на нижней образующей (т. A) и на верхней образующей (т. B).

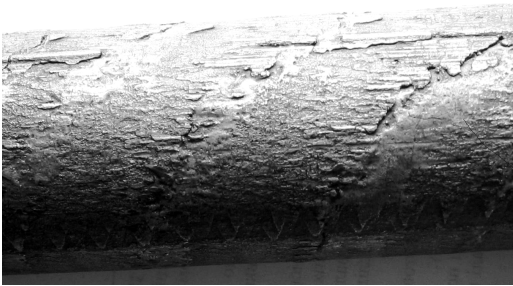


Рис. 1 – Заготовка со следами спаев фронтов, имеющих наклон к оси заготовки

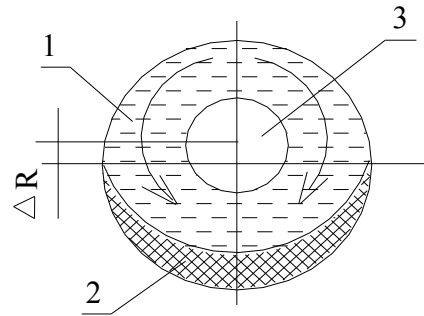


Рис. 2 – Схема вертикального смещения теплового узла кристаллизации в горизонтальном кристаллизаторе:
1 – расплав в зоне интенсивного конвективного перемешивания;
2 – расплав, имеющий больший удельный вес в результате его охлаждения; 3 – расплав, имеющий температуру близкую к первоначальной – зона теплового узла

Из рис. 3 следует, что при горизонтальном непрерывном литье вершина параболы C фронта затвердевания смещается вверх на расстояние Δr .

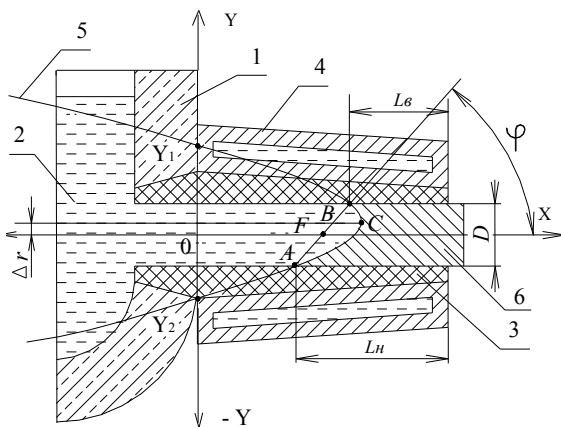


Рис. 3 – Схема расположения фронта затвердевания в вертикальной плоскости, проходящей через ось заготовки:

1 – корпус металлоприемника;
2 – расплав; 3 – графитовый кристаллизатор; 4 – медный водоохлаждаемый кожух кристаллизатора (не детализован); 5 – линия фронта затвердевания; A и B точки касания фронта затвердевания нижней и верхней образующих кристаллизатора;
 C – вершина параболы;

ΔR – смещение оси параболы вверх относительно оси заготовки; D – диаметр заготовки

Например, при непрерывном литье заготовок из бронзы марки А9Ж3Л при линейной производительности (скорости непрерывного литья) равной 14,4 м/час величина угла ϕ между линией AB (рис. 3) и осью заготовки составил 47,04 град.

Для обеспечения стабильности процесса непрерывного литья заготовок на ГМНЛЗ принимаем условие, при котором положение фронта затвердевания на верхней образующей кристаллизатора (точка B) должна отстоять от его выходного торца на расстояние $\Delta L = 0,05$ м.

Отсюда следует, что базовая активная зона охлаждения заготовки в кристаллизаторе должна составлять:

$$L_{ox} = L - \Delta L, \text{ м.} \quad (1)$$

где L_{ox} – активная зона охлаждения непрерывно литой заготовки при отсутствии конвективного расслоения расплава.

При конвективном расслоении расстояние от фронта затвердевания на верхней образующей кристаллизатора (точка B) до выходного торца кристаллизатора меньше чем на нижней образующей кристаллизатора (точка A , рис. 3) на величину:

$$\Delta L_r = D / \operatorname{tg} \phi \quad (2)$$

Из этого следует, что наличие конвективного расслоения ограничивает производительность машины непрерывного литья.

Точка F является средней точкой, которая делит пополам отрезок AB . При отсутствии конвективного расслоения (например, при вертикальном непрерывном литье) вблизи координаты точки F должна проходить линия AB , перпендикулярная оси заготовки.

По выражению (2) определили, что для данной скорости непрерывного литья расстояние по горизонтали между точками A и B на 9,7 % превышает диаметр заготовки, а расстояние по горизонтали между точками F и B на 4,9 % превышает радиус заготовки. Отсюда следует, что при горизонтальном непрерывном литье за время формирования заготовки в кристаллизаторе длиной $L = 0,2$ м мы вынуждены уменьшать суммарный шаг на величину радиуса, что снижает производительность ГМНЛЗ. С учетом того, что конвективное расслоение расплава дополнительно уменьшает активную зону охлаждения заготовки на величину ΔL_T , получим:

$$L_{ox}^{zop} = L - \Delta L_T - \Delta L, \text{ м.} \quad (3)$$

где L_{ox}^{zop} – активная зона охлаждения при горизонтальном непрерывном литье.

Для повышения линейной производительности ГМНЛЗ усовершенствована конструкция кристаллизатора, суть которой заключалась в выравнивании расстояния от фронта затвердевания (в том числе точек A и B) на верхней и нижней образующих кристаллизатора до выходного торца кристаллизатора при наличии конвективного расслоения (рис. 4).

Данная конструкция кристаллизатора позволит увеличить линейную производительность ГМНЛЗ, поскольку его длина на верхней образующей увеличилась на ΔL_T м. Оценим увеличение производительности за счет увеличения активной зоны охлаждения на величину ΔL_T .

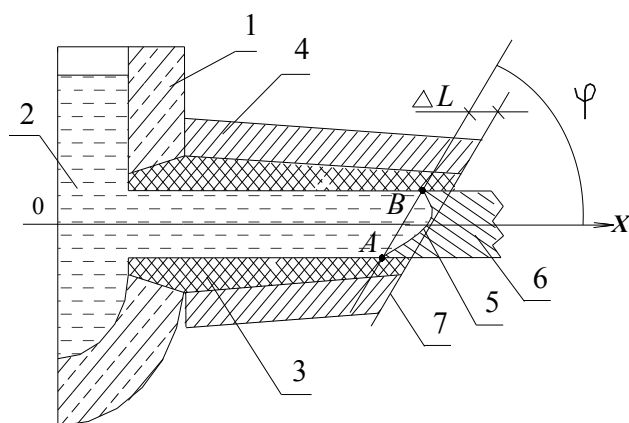


Рис. 4 – Усовершенствованная конструкция кристаллизатора горизонтальной машины непрерывного литья:

- 1 – корпус металлоприемника; 2 – расплав;
 - 3 – графитовый кристаллизатор; 4 – медный водоохлаждаемый кожух кристаллизатора (не детализован); 5 – линия фронта затвердевания; 6 – затвердевшая заготовка,
 - 7 – выходной торец кристаллизатора.
- A и B точки контакта верхней и нижней образующих с выходным торцом кристаллизатора

Делаем допущение о том, что координаты фронта затвердевания (в том числе точек A и B) формируются за счет теплоотвода во время прохождения заготовки по всей активной зоне кристаллизатора L_{ox} , поэтому при определении линейной производительности ГМНЛЗ будем считать, что изменение длины активной зоны охлаждения заготовки ΔL_T должно равномерно отражаться на изменении величины шага в цикле, что в свою очередь отразится на изменении производительности. Определим количество циклов, за которые происходит снятие перегрева с расплава до образования фронта затвердевания (в том числе в точках A и B):

$$n = L_{ox} / l. \quad (4)$$

Технологія машинобудування

где n – количество циклов движения заготовки (величин шага) за время прохождения активной зоны охлаждения заготовки; l – величина шага.

Определим удельный прирост величины шага:

$$\Delta l = \frac{\Delta L_T}{n} = \frac{D}{\operatorname{tg} \varphi \cdot n} \quad (5)$$

Полная величина шага после его прироста будет составлять:

$$l_1 = l + \Delta l. \quad (6)$$

Изменение величины шага можно осуществить либо за счет изменения скорости движения заготовки в цикле $V_{\text{дв}}$, либо за счет изменения длительности движения заготовки в цикле $t_{\text{дв}}$. Для упрощения расчетов линейной производительности изменение величины шага будем осуществлять за счет изменения $V_{\text{дв}}$, при этом длительность цикла остается неизменной. Линейную производительность $V_{\text{лп}}$ определим как среднее значение скорости движения заготовки за время цикла:

$$V_{\text{лп}} = \frac{V_{\text{дв}} \cdot t_{\text{дв}}}{t_{\text{дв}} + t_n} = \frac{l}{t_{\text{ц}}} \quad (7)$$

где $V_{\text{дв}} \cdot t_{\text{дв}}$ – скорость и длительность движения заготовки в течение цикла;

$V_{\text{лп}}$ – средняя скорость литья в цикле или линейная производительность ГМНЛЗ;

$l = V_{\text{дв}} \cdot t_{\text{дв}}$ – величина шага заготовки в цикле ее движения;

$t_{\text{ц}} = t_{\text{дв}} + t_n$ – длительность цикла;

t_n – длительность паузы, с.

Определим прирост линейной производительности ГМНЛЗ при увеличении активной зоны охлаждения на величину ΔL_T :

$$\eta = \frac{V_{\text{лп}}^{\text{ус}} - V_{\text{лп}}^{\text{баз}}}{V_{\text{лп}}^{\text{баз}}} \cdot 100\%. \quad (8)$$

где $V_{\text{лп}}^{\text{ус}}$, $V_{\text{лп}}^{\text{баз}}$ – линейная производительность при длине активной зоны охлаждения на усовершенствованном и базовом кристаллизаторе ГМНЛЗ, соответственно.

Определим увеличение производительности для заготовок диаметром 0,03...0,05 м отливаемых на ГМНЛЗ с усовершенствованным кристаллизатором.

Величина прироста шага в цикле Δl зависит от диаметра заготовок и величины шага. Рассчитанные значения Δl приведены в таблице 1.

Таблица 1 – Расчетные значения удельного приращения величины шага для заготовок диаметром 0,03...0,05м, отливаемых на усовершенствованном кристаллизаторе

Диаметр заготовки, м	0,03м	0,04м	0,05м
Шаг заготовки, L	0,06м	0,04м	0,03м
Значение Δl	0,0109	0,0107	0,0105

Определим прирост производительности ГМНЛЗ для диаметров заготовок 0,03...0,05 м при условии, что скорость движения заготовки в цикле $V_{\text{дв}}$ составляет 0,01 м/с. Изменение линейной производительности ГМНЛЗ будем осуществлять за счет изменения

$V_{ов}$. Расчет значения линейной производительности при условии увеличения зоны активного охлаждения кристаллизатора на величину ΔL_T представлен в таблице 2.

Таблица 2 – Расчет линейной производительности горизонтальной машины непрерывного литья для базовой и усовершенствованной конструкции кристаллизатора

Конструкция кристаллизатора	Диаметр заготовки D , м	Приrost шага заготовки Δ , м	Шаг Заготовки l , м	Длительность цикла $t_{ц}$, с	Линейная производительность, $V_{лп}$, м/час	Увеличение производительности, μ , %
Базовая	0,03	-	0,06	16,0	3,75	18,1
Усовершенств.	0,03	0,11	0,071	16,0	4,43	
Базовая	0,04	-	0,04	14,0	2,76	21,0
Усовершенств.	0,04	0,0107	0,0507	14,0	3,50	
Базовая	0,05	-	0,03	12,0	2,5	25,0
Усовершенств.	0,05	0,01	0,04	12,0	3,33	

Из данных, приведенных в таблице 2 следует, что применение кристаллизатора усовершенствованной конструкции при изготовлении заготовок из бронзы марки О5Ц5С5 диаметром 0,03...0,05 м позволяет повысить производительность ГМНЛЗ на 18,1...25,0 %.

Выводы

Определено, что при непрерывном литье на ГМНЛЗ координата фронта затвердевания на верхней образующей кристаллизатора расположена ближе к его выходному торцу примерно на величину диаметра заготовки. Это свидетельствует о сокращении активной зоны охлаждения заготовки, что приводит к снижению производительности ГМНЛЗ.

С целью повышения производительности горизонтальной машины непрерывного литья была усовершенствована конструкция кристаллизатора, за счет увеличения длины его верхней образующей на величину диаметра заготовки, что определяется углом φ . Это позволило при литье заготовок диаметром 0,03...0,05 м повысить производительность ГМНЛЗ на 18,1...25,0%.

Список использованных источников:

1. Бредихин В. Н. Формирование заготовки при непрерывном литье цветных металлов в горизонтальный кристаллизатор [Электронный ресурс] / В. Н. Бредихин, И. В. Шутов, Е. Ю. Кушнерова // Научные труды ДонНТУ. «Металлургия». 50 лет непрерывной разливке стали в Украине 2010 : материалы науч.-практ. конф., 4-5 нояб. 2010, г. Донецк. – Режим доступа: www.uas.su/conferences/2010/50let/56/00056.php.
2. Демченко Е. Е. О влиянии конвективных потоков расплава на затвердевание отливки при горизонтальном непрерывном литье / Е. Е. Демченко // Наука и техника. – 2012. – № 3. – С. 11–16.
3. Горизонтальное непрерывное литье цветных металлов и сплавов / [О. А. Шатагин, В. Т. Сладкошteeв, М. А. Вартазаров и др.] ; под ред. В. Т. Сладкошteeва. – М. : Металлургия, 1974. – 175 с.
4. Хорошилов О. Н. Использование реологических характеристик цветных сплавов при разработке математической модели по определению технологических параметров непрерывного литья / О. Н. Хорошилов, С. С. Недорезов // Восточно-европейский журнал передовых технологий. – 2005. – № 2. – С. 14–20.

References

1. Bredikhin, V., Shutov, I. & Kushnerova, E. 2010 'Formirovaniye zagotovki pri nepreryvnom litye tsvetnykh metallov v gorizontalnyy kristallizator', *Nauchnyye trudy DonNTU "Metallurgiya" 50 let nepreryvnoy razlivke stali v Ukraine 2010*, viewed 25 March 2015, <www.uas.su/conferences/2010/50let/56/00056.php>
2. Demchenko, E. 2012 'O vliyaniy konvektivnykh potokov rasplava na zatverdevaniye otlivki pri gorizontalnomo nepreryvnom litye', *Nauka i tekhnika*, no. 3, pp. 11-16.
3. Shatagin, O., Sladkoshteev, V. & Vartazarov, M. 1974, *Gorizontalnoye nepreryvnoye litye tsvetnykh metallov i splavov*, Metallurgiya, Moskva.
4. Khoroshylov, O. & Nedorezov, S. 2005, 'Ispolzovaniye reologicheskikh kharakteristik tsvetnykh splavov pri razrabotke matematicheskoy modeli po opredeleniyu tekhnologicheskikh parametrov nepreryvnogo litya', *Vostochno-evropeyskiy zhurnal peredovykh tekhnologiy*, no. 2, pp. 14-20.

Стаття надійшла до редакції 3 квітня 2015 р.

УДК 620.179.1:663.915

ПІДВИЩЕННЯ ЯКОСТІ ПРОЦЕСУ ВИРОБНИЦТВА ШОКОЛАДУ В ФОРМАХ НА АВТОМАТИЧНІЙ ЛІНІЇ

©Шматков Д. І., Артюх С. М., Кіпоренко Г. С., Балафендієва Р. З.

Українська інженерно-педагогічна академія

Інформація про авторів:

Шматков Данііл Ігорович: ORCID: 0000-0003-2952-4070; d.shmatkov@gmail.com; кандидат педагогічних наук; старший викладач кафедри охорони праці, стандартизації та сертифікації; Українська інженерно-педагогічна академія; вул. Університетська, 16, м. Харків, 61003, Україна.

Артюх Світлана Миколаївна: ORCID: 0000-0003-0804-6313; artyh-sv@yandex.ru; кандидат технічних наук; доцент кафедри охорони праці, стандартизації та сертифікації; Українська інженерно-педагогічна академія; вул. Університетська, 16, м. Харків, 61003, Україна.

Кіпоренко Ганна Сергіївна: ORCID: 0000-0002-6498-6142; a.kiporenko@ukr.net; кандидат технічних наук; доцент кафедри охорони праці, стандартизації та сертифікації; Українська інженерно-педагогічна академія; вул. Університетська, 16, м. Харків, 61003, Україна.

Балафендієва Регіна Заурівна: ORCID: 0000-0003-1822-5411; d.shmatkov@gmail.com; студентка енергетичного факультету; Українська інженерно-педагогічна академія; вул. Університетська, 16, м. Харків, 61003, Україна.

Розглянуто проектування засобу контролю залишків шоколаду у формах на автоматичній лінії виробництва продукції. Експеримент проводився на лінії виготовлення шоколаду «Автоматична установка для виготовлення шоколадних плиток типу ЗІБЕ4». Було виявлено, що істотні залишки шоколаду у формах можуть вплинути на його органолептичні показники і значно знизити якість продукції. Проаналізувавши існуючі засоби контролю поверхні форм із шоколадом було запропоновано пристрій, спрямований на підвищення технологічності способу контролю залишків шоколаду в формах та засоби для його здійснення. Використання такого засобу дозволить значно зменшити кількість невідповідної продукції, підвищити її якість та збільшити конкурентоспроможність виробника.

Ключові слова: оптичний контроль; автоматична лінія; шоколад; форми; залишки.

Шматков Д. И., Артюх С. Н., Кипоренко А. С., Балафендиева Р. З. «Повышение качества процесса производства шоколада в формах на автоматической линии».

Рассмотрено проектирование способа контроля остатков шоколада в формах на автоматической линии производства продукции. Эксперимент проводился на линии изготовления шоколада «Автоматическая установка для изготовления шоколадных плиток типа ЗІБЕ4». Было выявлено, что существенные остатки шоколада в формах могут влиять на его органолептические показатели и значительно снизить качество продукции. Проанализировав существующие средства контроля поверхности форм с шоколадом было предложено устройство, направленное на повышение технологичности способа контроля остатков шоколада в формах и средства для его осуществления. Использование такого способа позволит значительно уменьшить количество несоответствующей продукции, повысить ее качество и увеличить конкурентоспособность производителя.

Ключевые слова: оптический контроль; автоматическая линия; шоколад; формы; остатки.

Shmatkov D., Artuh S., Kiporenko A., Balafendieva R. “Improving the quality of the production process of chocolate in the forms automatic line”.

The research, which is presented, solved the task of designing an effective way to control residues of chocolate in the forms on an automatic production line. The way of using this method, should be harmoniously incorporated into the main chain of production.

The experiment was conducted on line for chocolate “Automatic installation for the preparation of chocolate this type 3I6E4”.

In case of exceeding the established norms of chocolate residues in the form, it should be replaced by a cluster substitutes.

A method for controlling residues of chocolate in the forms on an automatic production line, aimed at improving the quality of manufactured products.

Keywords: optical control; automatic line; chocolate; form; residues.

1. Постановка проблеми

В умовах конкуренції із зарубіжними фірмами для вітчизняних виробників актуальним питанням є посилення вимог до якості продукції, що випускається, дотримуватись якої можна із застосуванням програмно-керованого устаткування з автоматичним контролем і управлінням технологічними процесами на всіх стадіях життєвого циклу продукції.

Дивлячись на те, що в автоматизованому виробництві шоколад у процесі виготовлення більшість часу знаходиться в формах, постає необхідність у контролі наявності залишків шоколаду у формах з метою підвищення якості продукції.

Вимоги до якості шоколаду передбачено нормативною документацією ДСТУ 3924-2000 «Шоколад. Загальні технічні умови» [1], в якій визначено, що шоколад повинен задовольняти наступним органолептичним показникам: смак і аромат; зовнішній вигляд; форма; консистенція; структура.

Істотні залишки шоколаду у формах можуть вплинути на ці показники, а саме через порушення консистенції може спостерігатись деформація плитки шоколаду, нерівність країв, неоднорідна структура та тьмяна поверхня тощо.

2. Аналіз останніх досліджень

Якість продукції є одним з найважливіших факторів ефективної економічної діяльності будь-якого виробництва. Питаннями контролю якості виробництва шоколаду займалися багато вчених (Шевченка В. В., Хлебнікова В. І., Шепелєв А. Ф., Печенізька І. А. та інші), а вимоги до кінцевої продукції пред’являються на нормативному рівні (ДСТУ 3924-2000, ГОСТ 5902-80).

На етапі виготовлення шоколадної продукції відомим є пристрій контролю поверхні форм із шоколадом із застосуванням лазера, який утворює полосу світла, що проектується на об’єкт контролю [2]. Відеокамера пристрою, зафіксована в центрі контрольованої ділянки, фіксує траєкторію світла від лазера. Отримана інформація обробляється з використанням відповідного програмного забезпечення. Також відомим є спосіб і пристрій для контролю залишків шоколаду у формах [3], згідно яких контроль здійснюється з використанням

Технологія машинобудування

світлового променя, який проектується на вимірювану площину. Освітлену ділянку знімає відеокамера, що розташовується поза площиною проекції. Кадри отримані відеокамерою порівнюються з еталонною моделлю з використанням програмного забезпечення.

Для впровадження цих пристроїв, необхідно забезпечити кожен форму штрих-кодом (ідентифікаційним номером), за допомогою якого система буде розпізнавати об'єкт. Оскільки форми постійно змінюються на форми іншої конфігурації, проблематичним є забезпечення кожної спеціальним кодом. Для використання засобу контролю із лазером [2] передбачається застосування плоских дзеркал, які встановлюються зафіксованому положенні, а їх робота повинна здійснюватись без сторонніх вібрацій. У виробничому середовищі досягти таких умов важко через те, що робота автоматів майже завжди супроводжується вібраційним рухом.

3. Основний матеріал дослідження

Проаналізувавши існуючі засоби контролю поверхні форм із шоколадом авторами запропоновано пристрій, спрямований на підвищення технологічності способу контролю залишків шоколаду в формах та засобу для його здійснення.

Пристрій складається із засобу оптичного контролю, джерела світла та блоку обробки.

Реалізацію пристрою представлено на рис. 1

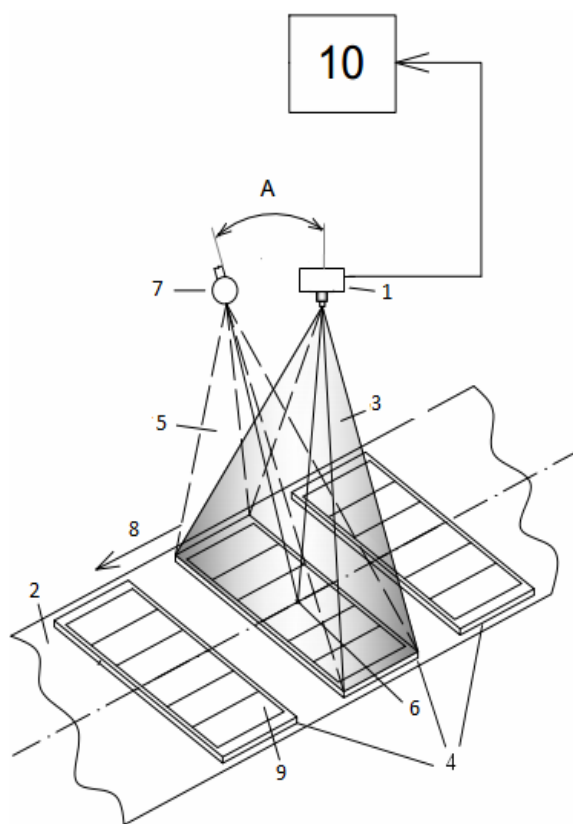


Рис. 1 – Пристрій контролю залишків шоколаду в формах послідовно, безперервно за заданим напрямком, 8.

Оптичний засіб контролю, фотокамеру, 1, встановлено в зафіксованому положенні, причому відстань від конвеєрної стрічки, 2, обирається залежно від фокусування, 3, фотокамери, 1, для охоплення усієї площини форми, 4, поза площиною проекції світлового променя, 5. Фотокамеру, 1, направлено в центр контрольованої ділянки, 6, під прямим кутом.

Світло галогенної лампи, 7, яке проектується на форму, 4, є однорідним та направленим, не створює тіні і не нагріває шоколад. Кут, А, між проекцією, 5, світла і положенням фотокамери, 1, становить близько 15° для того, щоб світло від лампи, 7, не засвічувало зйомку фотокамери, 1, та не створювало тіні на формі, 4.

Форми, 4, встановлені на конвеєрній стрічці, 2, рухаються

Кожна форма, 4, має ідентичні порожнини, 9, для відливки, які переміщуються вздовж замкнутої траєкторії конвеєрної стрічки, 2, з регульованою швидкістю подачі.

Частота зйомки фотокамери, 1, програмується в залежності від швидкості руху конвеєрної стрічки, 2, та відстані між формами, 4.

Інформація, отримана після зйомки, автоматично передається до блоку обробки, 10, де за допомогою програмного забезпечення визначається міра забруднення форми, 4, за методом обчислення геометричної складової, а саме площин неправильних фігур – залишків шоколаду в формах на знімках, зроблених фотокамерою.

Для реалізації засобу обрано дзеркальні галогенні лампи за наступними критеріями: габаритні розміри; поширеність застосування; доступність; вартість; потужність; термін служби; світлова віддача джерела світла; колір; колірна температура; індекс передачі кольору; положення горіння.

Визначення площі неправильних фігур може відбуватись з використанням програмних застосунків. Серед таких широко поширеними є AreaS, Universal Desktop Ruler, IpSquare тощо.

Відомо, що окрім геометричної, чутливість методу контролю ґрунтується на оптичній складовій [4]. Оптичну складову забезпечено експериментальними даними, які свідчать про те, що контраст білої поверхні форм з коричневим кольором шоколаду є середнім (достатнім для обраного методу) [5].

Ступінь забрудненості форм визначається методом порівняння отриманого показника за знімком із допустимим показником геометричної складової залишку шоколаду в формах. Допустимий показник визначається нормативною документацією підприємства.

Таким чином, автоматична лінія може працювати наступним чином. Під час виготовлення шоколадних плиток відбувається нагрівання шоколадної маси, за якого машина для регулювання температури доводить рідкий шоколад до температури, необхідної для виготовлення плиток. Після цього шоколад дозується – підігрітий шоколад подається в резервуар дозатора, де поршні засмоктують точно регульований обсяг. Після дозування відбувається відливка шоколаду в форми – через мундштук він видавлюється у формі стрічки в поглиблення форми. На наступному етапі форми переміщуються по лінії відстукування, виконаної у вигляді вібраційної доріжки. Шоколад рівномірно розподіляється формою, при цьому видаляється повітря, що перебуває в ньому. Охолодження шоколаду та формування корпусів плиток продовжується певний проміжок часу. На початку і кінці ділянки охолодження дотримується більш висока температура, ніж в основній зоні охолодження. На наступному етапі відбувається вивантаження шоколадних плиток з форм. Зону вивантаження плиток форми проходять в перекинутому положенні. За сприяння вібраторів готові вироби вивантажуються з форм на плоску стрічку, що рухається під формами з такою ж швидкістю. На етапі обігріву порожні форми повертаються назад до дозатора через зону із інфрачервоними променями. Після цього відбувається контроль залишків шоколаду у формах із застосуванням оптичного засобу. У випадку індикації засобом перевищення встановлених норм вмісту залишків шоколаду у формі на цьому етапі,

Технологія машинобудування

подається сигнал до двох касетних відкидників, один з яких через встановлений час виймає форму з лінії, а інший заміняє форму на чисту.

Використання на підприємстві такого засобу повинно забезпечувати зменшення кількості невідповідної продукції. Це підвищує якість виготовленої продукції, та збільшує конкурентоспроможність виробника.

Висновки

В роботі запропоновано та розроблено пристрій для контролю залишків шоколаду у формах на автоматичній лінії виробництва, що дає можливість підвищити якість продукції що виробляється, за рахунок підвищення гігієнічних і якісних показників під час виготовлення (а саме, чистоти форми для заливки шоколаду). Підвищення якості отриманої продукції та її органолептичних показників сприяє задоволенню споживачів і, як наслідок, підвищує конкурентоспроможність виробника у торговому просторі.

Список використаних джерел:

1. Шоколад. Загальні технічні умови : ДСТУ 3924-2014. – На заміну ДСТУ 3924-2000 ; Чинний з 2015.07.01. – К., 2000. – 24 с.
2. Pat № US4741621, IPC G 01 B 11/24. Geometric surface inspection system with dual overlap light stripe generator / J. D. Taft, J. F. Ellison. – App. № 8977473; filed 18.07.1986; pub. date 03.05.1988.
3. Pat № EP2112503 (A3), IPC G 01 N 21/954, G 01 B 11/25. Method and device for verifying the absence of foodstuff residues in moulds for foodstuffs, in particular chocolate products / G. Dario. – App. № 09158322.9; filed 21.04.2009; pub. date 07.07.2010.
4. Білокур І. П. Основи дефектоскопії : підручник / І. П. Білокур. – К. : Азимут-Україна, 2004. – 496 с.
5. Шматков Д. І. Проектування засобу контролю залишків шоколаду в формах на автоматичній лінії виробництва / Д. І. Шматков, Р. З. Балафендієва // Technical Using and Measurement-2015 : тез. доп. Всеукр. наук.-техн. конф. молодих вчених у царині метрології, 2-6 лютого 2015 року / відп. за вип. Є. Т. Володарський. – Київ : Академія метрології України, 2015. – С. 109–111.

References

1. Derzhstandart Ukrainy 2014, *Chocolate. General specifications*, DSTU 3924-2014, Derzhstandart Ukrainy, Kyiv.
2. Taft, J & Ellison, J 1988, *Geometric surface inspection system with dual overlap light stripe generator*, US Patent 4741621.
3. Dario, G 2010, *Method and device for verifying the absence of foodstuff residues in moulds for foodstuffs, in particular chocolate products*, EP Patent 2112503 (A3).
4. Bilokur, I 2004, *Osnovy defektoskopii*, Azymut-Ukraine, Kyiv.
5. Shmatkov, D & Balafendiieva, R 2015, 'Proektuvannia zasobu kontroliu zalyshkiv shokoladu v formakh na avtomatichnii linii vyrobnytstva', *Abstracts of Ukrainian Scientific and Technical Conference of Young Scientists are in the Area of Metrology, "Technical Using of Measurement-2015"*, Slavs'ke, Ukraine, February 2-6, 2015, pp. 109-111.

Стаття надійшла до редакції 18 травня 2015 р.

ДО УВАГИ АВТОРІВ

Загальні відомості

1. У збірнику праць «Машинобудування» друкуються закінчені оригінальні результати наукових досліджень теоретичного і прикладного характеру в галузі інженерної освіти. Мова статей – українська, російська.
2. До редакції подаються статті, які раніше не друкувалися.
3. Статті, що подаються аспірантами, здобувачами повинні мати рекомендацію наукового керівника, якщо він не є співавтором статті.
4. Рішення про можливість публікації статті приймається редакцією лише після її рецензування.
5. Рішення щодо публікації (позитивне чи негативне) повідомляється автору. Стаття може бути повернена для доопрацювання.
6. Рукописи авторам не повертаються.
7. Збірник з опублікованою статтею надсилається авторові поштою або видається у редакції.

Вимоги до оформлення статей

1. Обсяг статті не більше 15 сторінок (20 тис. знаків) формату А4 (210 x 297) щільність 80-90 г/м², надрукованих у двох примірниках на комп'ютері з використанням шрифтів текстового редактору Microsoft Word (Times New Roman) розміру 14 пт з міжрядковим інтервалом півтора (1,5) по всій статті.
2. Ширина полів сторінки: всі поля – 2 см.
3. До комплекту файлів має бути додано опис, де зазначаються: назва текстового редактора, імена файлів, назви збірника і статті, прізвище, ім'я та по батькові авторів.
4. Матеріали статті приймаються до публікації в електронній версії у вигляді файлів (текст форматами DOC, RTF, графіки, рисунки – TIFF) на CD диску. До редакції приймаються документи Microsoft Word версій до 2003 року (Word 11, Microsoft Office 2003). Документи Word 2007, Word 2010, в форматі *.docx не приймаються.
5. **Формули** (нумерація, якщо вона необхідна, ставиться справа у дужках, вирівнюється справа), **рисунки й таблиці** вставляються по тексту одразу після посилання на них.
6. Ілюстрації повинні бути чіткими, формули – написані загально прийнятою символікою. Розмір шрифту в ілюстрованому матеріалі не менше 12 пт.
7. Звертаємо увагу на те, що рядки тексту в межах абзацу не повинні розділятися клавішею Enter. Текст не повинен мати переносів та інших елементів форматування.
8. У статтях повинна використовуватись система одиниць СІ.
9. Матеріали, подані до збірника, мають відповідати вимогам Постанови Президії ВАК України №7-05/1 від 15.01.2003 р. “Про підвищення вимог до фахових видань, внесених до переліків ВАК України”, Постанови Кабінету Міністрів України №55 від 27 січня 2010 р. «Про впорядкування транслітерації українського алфавіту латиницею» та повинні мати такі необхідні відомості:

9.1. УДК.

9.2. Назва статті мовою, якою написана стаття (літери великі, шрифт жирний, посередині).

9.3. Прізвища та ініціали авторів мовою, якою написана стаття (шрифт жирний, посередині).

9.4. Анотація мовою, якою написана стаття. Обсяг анотації 800-900 знаків (в межах 100-125 слів). Структура анотації: мета, дослідницький матеріал, конкретний результат, висновки:

1-й абзац сформулювати з мети та завдань роботи. Не повторювати назву статті. Якщо з назви статті мета та завдання роботи є зрозумілими, то це речення слід пропустити. Наприклад, можна вказати – Розглянуті напрямки...

До уваги авторів

Не використовувати такі слова як «В цій статті, в статті». Компетентні дослідники чудово розуміють, що мова йде саме про Вашу статтю.

2-й абзац – вказати дослідницький матеріал. Наприклад – Експеримент проводився... Або проведено аналіз більше 30 літературних джерел...

3-й абзац – конкретні результати дослідження. Наприклад – Встановлено..., З'ясовано..., Показано... та ін.

4-й абзац – навести короткі та конкретні висновки. Не рекомендується вказувати, що Ваш підхід або методика є кращими, ніж в інших авторів. Це є зрозумілим із самого статусу статті як наукової.

При підготовці анотації слід виходити з того, що Ви пишете для компетентних дослідників і широкого кола потенційних англомовних користувачів. Тому можете вводити до анотації спеціальні терміни. Слід чітко викладати свою позицію. Від стилю її викладення залежить кількість звертань і, що є особливо важливим і актуальним сьогодні, кількість цитувань Вашої публікації. Анотація не повинна містити загальних слів.

9.5. Ключові слова мовою, якою написана стаття: по 1 слову через кому, але не більше 5-6 слів, найбільш характерних для статті та по яких Вашу публікацію буде легко знайти в електронному інформаційному просторі.

9.6. Прізвища та ініціали авторів, назва статті, анотація, ключові слова російською чи українською мовою (в залежності від мови, якою написана стаття).

9.7. Прізвища та ініціали авторів англійською мовою – згідно з системою транслітерації – Паспортна 2010 р. (<http://slovnyk.ua/services/translit.php>. (див. додаток 1) або згідно з закордонним паспортом, **назва статті, анотація та ключові слова** англійською мовою.

9.8. Текст статті.

9.9. Список використаних джерел українською або російською мовами відповідно до ДСТУ ГОСТ 7.1-2006 Список використаних джерел повинен містити публікації за останні 10 років.

9.10. References – список використаних джерел латинськими літерами відповідно до стандарту Harvard. Посилання на стандарт – https://www.library.uq.edu.au/_/sites/default/files/storage/webfile_read/files/referencing/HarvardGatton.pdf

Джерела, які видано українською мовою, потрібно транслітерувати за допомогою ресурсу <http://www.slovnyk.ua/services/translit.php> (див. додаток 1). Джерела, видані російською мовою, потрібно транслітерувати за допомогою ресурсу <http://translit.net/> (див. додаток 2). У випадку, якщо джерело має канонічну англомовну назву, назва не транслітерується, а використовується її англомовний аналог.

10. Автори повинні дотримуватися такого загального плану побудови статті:

- вступ, в якому наводиться вся інформація (зокрема, довідкового характеру), необхідна для того, щоб зрозуміти дослідження автора та причини, через які він їх проводить;
- аналіз останніх досліджень і публікацій, в яких започатковано розв'язання даної проблеми і на які посилається автор, визначення невирішених раніше частин загальної проблеми, яким присвячується стаття;
- постановка завдань дослідження;
- виклад основного матеріалу дослідження з повним обґрунтуванням отриманих наукових результатів; експериментальна частина, якщо вона є у дослідженні, містить опис використаних або розроблених методик;
- інтерпретація результатів і їх апробація;

- висновки з проведеного дослідження та перспективи подальших розробок в обраному напрямку.

Кожен з цих пунктів нумерується за порядком, крім висновків.

11. До редакції передаються два екземпляри всіх матеріалів статті, роздрукованих на принтері з однієї сторони аркуша. Другий екземпляр матеріалів статті підписується всіма авторами.
12. Редакція залишає за собою право редакційної правки статті.
13. Статті, відіслані авторам на доопрацювання, повинні бути повернені до редакції не пізніше, ніж через 10 днів після її одержання. В авторській коректурі допускаються виправлення лише помилок набору.
14. Стаття повинна супроводжуватися авторською довідкою (для кожного автора).

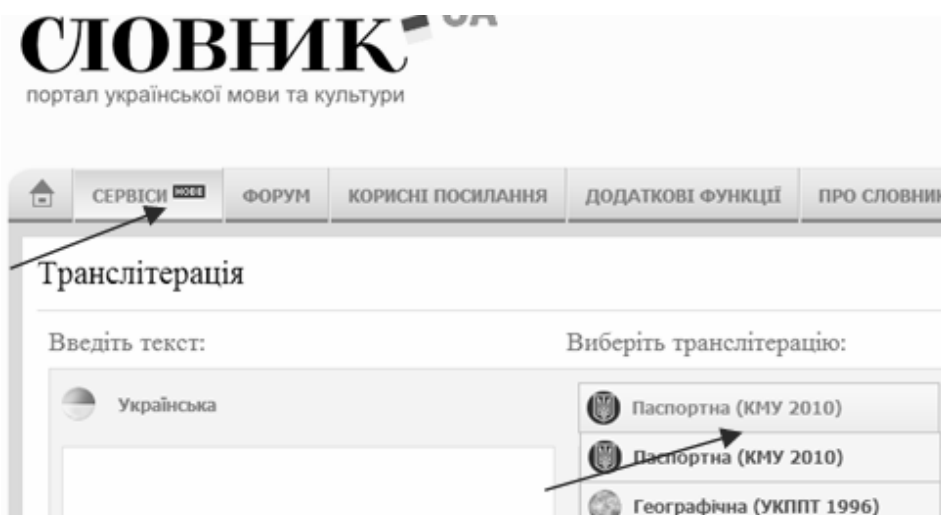
Авторська довідка (українською, російською, англійською мовами):

- Назва статті
- Прізвище, повне ім'я та по батькові (українською та англійською мовами – відповідно до системи транслітерації), рік народження.
- Вчений ступінь, вчене звання
- Ідентифікатор ORCID (єдиний міжнародний реєстр вчених) – <http://orcid.org/> (див. додаток 3);
- Місце роботи (англійською мовою – повне, офіційно прийнята назва)
- Посада
- Адреса для листування. Для контакту – телефон, факс, E-mail.
- Адреса для відправки авторського екземпляру.
- У кінці довідки треба зазначити: «Поданий матеріал раніше не публікувався і до інших видавництв не надсилався». «Не заперечую проти виставлення повного тексту статті на Сайт Національної бібліотеки України ім. В.І. Вернадського, в реферативну базу даних «Україніка наукова» та повнотекстову базу даних «наукова періодика України», Сайт наукової бібліотеки УПА» і на Сайт Наукової електронної бібліотеки eLIBRARY.RU.
- Особистий підпис кожного автора.

ДОДАТОК

1. Система транслітерації джерел, виданих українською мовою

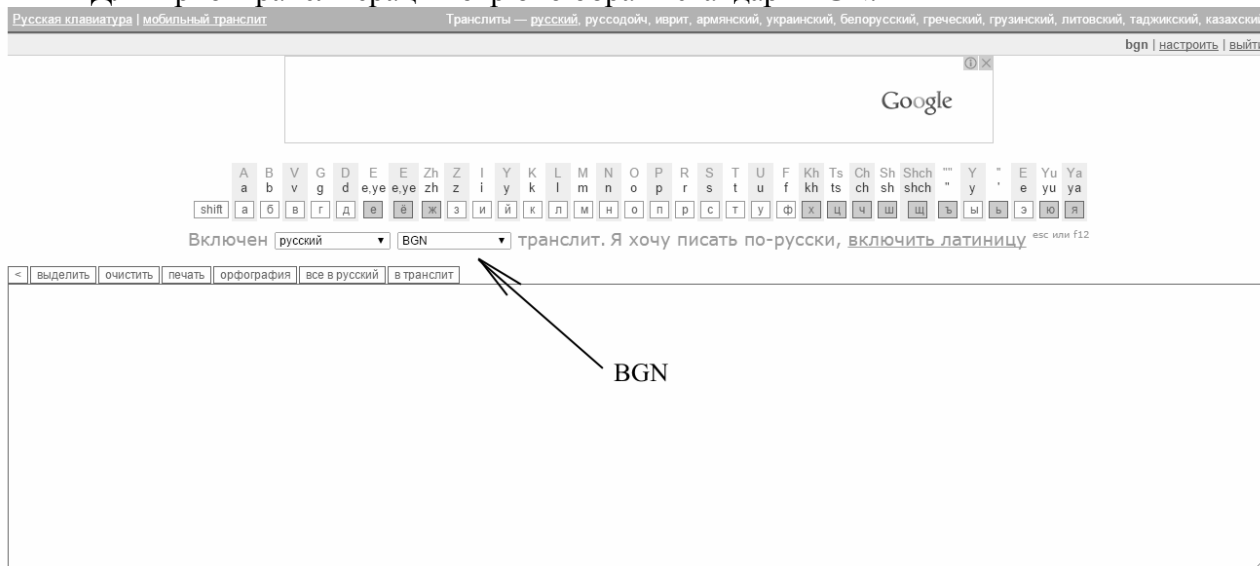
Прізвища, ім'я та по батькові англійською – згідно з системою транслітерації (Паспортна 2010 р. КМУ) <http://slovnyk.ua/services/translit.php>



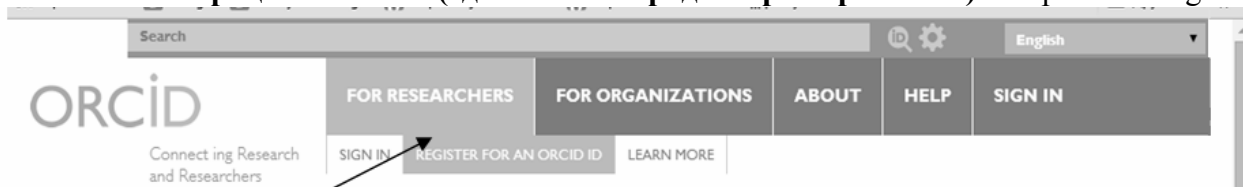
До уваги авторів

2. Система транслітерації джерел, виданих російською мовою

Для вірної транслітерації потрібно обрати стандарт BGN.



3. Реєстрація в ORCID (єдиний міжнародний реєстр вчених) – <http://orcid.org/>



Register for an ORCID iD

ORCID provides a persistent digital identifier that distinguishes you from every other researcher and, through integration in key research workflows such as manuscript and grant submission, supports automated linkages between you and your professional activities ensuring that your work is recognized.

First name *

Last name

Email *

Re-enter email *

Password *

Confirm password *

Збірник наукових праць «Машинобудування» (Українська інженерно-педагогічна академія МОНМС України) затверджено постановою Президії ВАК України від 23.02.2011р. № 1-05/2 як наукове фахове видання України, в якому можуть публікуватися результати дисертаційних робіт на здобуття ступенів доктора і кандидата технічних наук

НАУКОВЕ ВИДАННЯ

УДК 621 – 622

Машинобудування. Збірник наукових праць. Випуск 15. – Харків, Українська інженерно-педагогічна академія (УІПА), 2015. – 183 с.

У збірнику подано результати наукових досліджень в галузі машинобудування. Розглянуто важливі проблеми міцності, стійкості, роботоздатності, динаміки вантажопідйомних, транспортуючих машин та верстатів, а також питання технології машинобудування.

Для викладачів, науковців, аспірантів, фахівців в галузі машинобудування.

SCIENTIFIC EDITION

UDC 621 – 622

Engineering. Collection of Scientific Papers. Issue 15. – Kharkiv, Ukrainian Engineering Pedagogics Academy (UEPA), 2015. – 183 p.

There were considered the important problems of strength, steadiness, capacity for work, dynamics of loading transporting, technological, machines and importers, also a question of machine-building technologic.

For instructors, research workers, post graduates, experts in the field of machine-building.

Підписано до друку 26.05.2015

Формат 60x84/8.

Папір офсетний. Друк ризографічний.

Умов. друк. арк. – 10.

Тираж 300 прим. Ціна договірна.

Надруковано з готових оригінал-макетів у друкарні ФОП Петров В.В.
Єдиний державний реєстр юридичних осіб та фізичних осіб-підприємців.

Запис № 24800000000106167 від 08.01.2009 р.

61144, м. Харків, вул. Гв. Широнінців, 79в, к. 137, тел. (057) 778-60-34.

e-mail: bookfabrik@rambler.ru