

## РОЗДІЛ «МАШИНОБУДУВАННЯ. МЕХАНІКА»

УДК 539.374

БАБЕШКО М.Е., д.ф.-м.н., вед. науч. сотр.  
САВЧЕНКО В.Г., д.т.н., гл. науч. сотр.

Институт механики им. С.П.Тимошенко НАН Украины

### МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ОСЕСИММЕТРИЧНОГО УПРУГОПЛАСТИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ СОСТАВНЫХ ТЕЛ ПРИ ТЕРМОСИЛОВОМ НАГРУЖЕНИИ И РАДИАЦИОННОМ ОБЛУЧЕНИИ

**Введение.** С развитием техники увеличивается число конструкций, работающих в условиях радиационного воздействия. Известно, что потоки элементарных частиц, в первую очередь нейтронные потоки, действующие на элементы конструкций, способны вызывать существенное изменение механических свойств материалов. Меняются упругие, пластические и прочностные свойства материалов, в частности, возникает объемная деформация. Происходящие в конструкционных материалах процессы могут существенно повлиять на работоспособность конструкции, особенно состоящей из различных материалов. При оценке прочности такой конструкции наряду с изменением свойств ее материалов от температуры и истории нагружения необходимо учитывать влияние радиационного облучения. В данной статье разработанные авторами методы численного исследования эксплуатационных и предельных состояний тонкостенных и толстостенных тел вращения, работающих в условиях неизотермического нагружения, распространены на процессы, сопровождающиеся воздействием радиационного облучения. В отличие от [1, 2], изложенная в данной статье методика основана на использовании уравнений терморadiационной пластичности для описания процессов деформирования по траекториям малой кривизны.

**Постановка задачи и основные соотношения.** В ортогональной системе координат  $q_i$  ( $i=1,2,3$ ) рассматривается составное тело вращения, изготовленное из изотропных материалов, в процессе осесимметричного неизотермического нагружения под действием объемных  $\vec{K}(K_1, K_2, K_3)$  и поверхностных  $\vec{t}_n(t_{n1}, t_{n2}, t_{n3})$  сил и радиационного облучения. Предполагается, что в начальный момент времени  $t_0$  тело находится при начальной температуре  $T_0$ . Под составным телом вращения подразумевается дискретно однородное тело, все составные части которого также являются телами вращения с общей осью вращения. Предполагается, что составные части тела скреплены между собой при температуре  $T_0$  без натяга и на их общей границе выполняются условия идеального силового, теплового и радиационного контактов. Предполагается, что материалы тела деформируются в пределах и за пределами упругости, а деформации ползучести пренебрежимо малы по сравнению с упругими и пластическими составляющими.

Для решения задачи процесс нагружения тела необходимо разбить на ряд этапов таким образом, чтобы моменты времени, разграничивающие этапы, как можно лучше совпадали с моментами перехода отдельных элементов тела от активного нагружения к разгрузке и наоборот. На каждом этапе распределение температуры в теле может быть определено путем решения соответствующей задачи теплопроводности при заданных условиях теплообмена с окружающей средой по методике [3] либо найдено из других источников. Предполагается, что дозы облучения и распределение нейтронного потока в теле на каждом этапе известны, найдены путем решения соответствующей краевой задачи [4]. В частности, распределение нейтронного потока в теле при действии на од-

ну из его поверхностей нормального моноэнергетического пучка нейтронов постоянной интенсивности и отсутствии в теле источников генерации нейтронов можно приближенно принять убывающим по экспоненциальному закону от этой поверхности [4]. Таким образом, определив на каждом этапе нагружения распределения температуры  $T$  и дозы радиационного облучения  $N$ , решим задачу термопластичности по определению перемещений  $u_i$ , деформаций  $\varepsilon_{ij}$  и напряжений  $\sigma_{ij}$  ( $i, j = 1, 2, 3$ ) для фиксированных моментов времени при заданных условиях нагружения и закрепления. Для этого используем систему статических, геометрических и физических (определяющих) уравнений. Статическими являются три дифференциальных уравнения равновесия, геометрическими – шесть линейных соотношений между компонентами деформаций и перемещений [3, 5]. Деформирование изотропных материалов будем описывать уравнениями теории процессов малой кривизны [3, 5]. Для оценки прочности исследуемого тела будем применять известные из литературы критерии. Связь между компонентами тензоров напряжений  $\sigma_{ij}$  и деформаций  $\varepsilon_{ij}$  представляем в форме обобщенного закона Гука с дополнительными слагаемыми в виде

$$\sigma_{ij} = 2G\varepsilon_{ij} + (K - 2G)\varepsilon_0\delta_{ij} - \sigma_{ij}^{(d)}, \quad (1)$$

$$\sigma_{ij}^{(d)} = 2G\varepsilon_{ij}^{(p)} + K\varepsilon_{TN}\delta_{ij}, \quad (2)$$

где

$$K = E/(1 - 2\nu); E = 2G(1 + \nu); \varepsilon_{TN} = \varepsilon_T + \varepsilon_N; \varepsilon_T = \alpha_T(T - T_0); \varepsilon_N = \alpha_N N; \quad (3)$$

$$\delta_{ij} = 1 \text{ при } i = j \text{ и } \delta_{ij} = 0 \text{ при } i \neq j.$$

В формулах (2), (3)  $E$ ,  $G$  и  $K$  – модули упругости, сдвига и объемного расширения материала, зависящие от температуры;  $\nu$ ,  $\alpha_T$  и  $\alpha_N$  – коэффициенты Пуассона, линейного теплового расширения и линейного радиационного расширения материала соответственно. Входящие в (2) величины пластических составляющих компонент деформации  $\varepsilon_{ij}^{(p)} = e_{ij}^{(p)}$  на произвольном  $M$ -м этапе нагружения имеют вид

$$e_{ij}^{(p)} = \sum_{k=1}^M \Delta_k e_{ij}^{(p)}, \quad (4)$$

где  $\Delta_k e_{ij}^{(p)} = \left\langle \frac{s_{ij}}{S} \right\rangle_k \Delta_k \Gamma_p^*$ , (5)

$$s_{ij} = \sigma_{ij} - \sigma_0 \delta_{ij}; \quad \sigma_0 = \sigma_{ii} / 3;$$

$$S = \left( \frac{1}{2} s_{ij} s_{ij} \right)^{\frac{1}{2}} - \text{интенсивность касательных напряжений}, \quad (6)$$

$$\Gamma_p^* = \sum_{k=1}^M \Delta_k \Gamma_p^* - \text{интенсивность накопленных пластических деформаций сдвига}. \quad (7)$$

В (5) угловыми скобками обозначено среднее за этап значение находящейся в них величины. В (1) дополнительные слагаемые  $\sigma_{ij}^{(d)}$  (2) считаются известными, полученными в результате решения задачи на предыдущих этапах и приближениях. Входящие

в (3) приращения пластических составляющих деформаций  $\Delta_k e_{ij}^{(p)}$  (4) необходимо уточнять в процессе последовательных приближений. При вычислении  $\Delta_k e_{ij}^{(p)}$  используется предположение о существовании зависимости

$$S = F(\Gamma, T, N) \quad (8)$$

между интенсивностью касательных напряжений  $S$  (6), интенсивностью деформаций сдвига

$$\Gamma = \left( \frac{1}{2} e_{ij} e_{ij} \right)^{\frac{1}{2}}, \quad e_{ij} = \varepsilon_{ij} - \varepsilon_0 \delta_{ij}, \quad \varepsilon_0 = \varepsilon_{ii} / 3, \quad (9)$$

температурой  $T$  и дозой радиационного облучения  $N$ . Для конкретизации зависимости (8) используем диаграммы  $\sigma \sim \varepsilon$  ( $\sigma$  – напряжение,  $\varepsilon$  – продольная деформация образца), полученные в экспериментах на растяжение цилиндрических образцов при различных фиксированных значениях температуры и дозы радиационного облучения, выполненных со скоростями нагружения, не влияющие на форму диаграмм  $\sigma \sim \varepsilon$ . Переход от  $\sigma$  и  $\varepsilon$  к  $S$  и  $\Gamma$  осуществляется по формулам [5]

$$S = \sigma / \sqrt{3}; \quad \Gamma = S / (2G) + \sqrt{3} \varepsilon^{(p)} / 2; \quad \varepsilon^{(p)} = \varepsilon - \sigma / E. \quad (10)$$

Для промежуточных значений  $T$  и  $N$  зависимости  $S \sim \Gamma$  найдем путем линейной интерполяции по  $T$  и  $N$ .

**Результаты работы. Метод решения.** С использованием определяющих соотношений (1), (2) формулируем разрешающую систему уравнений. Для определения упругопластического НДС массивных тел вращения используем цилиндрическую систему координат. С применением вариационного принципа Лагранжа и метода конечных элементов получаем в каждом приближении на произвольном этапе нагружения систему алгебраических уравнений, правая часть которой зависит от пластических, тепловых и радиационных составляющих деформации и уточняется от приближения к приближению. Подробно методы решения пространственной задачи термопластичности описаны в [3, 6] и др. В случае тонких оболочек вращения используется криволинейная ортогональная система координат и гипотезы Кирхгофа–Лява. В каждом приближении произвольного этапа нагружения необходимо решить краевую задачу для системы шести обыкновенных дифференциальных уравнений. Для этого используется метод Рунне–Кутта с дискретной ортогонализацией [7]. Подробно методики решения задачи термопластичности для тонких оболочек вращения описаны в [3, 5, 8] и др.

При оценке прочности тела, моделирующего исследуемый элемент конструкции, обычно [9] рассматривают два варианта разрушения – усталостное и квазистатическое. Для усталостного разрушения характерно появление трещин при малых пластических деформациях. Квазистатическое разрушение характеризуется ростом пластической деформации до уровня, соответствующего разрушению при однократном статическом нагружении. Во многих работах пользуются критериями Сдобырева [10] и максимально допустимой деформации.

Согласно критерию Сдобырева тот уровень загрузок, при котором выполнено условие

$$\sigma_e = \sigma_n, \quad \sigma_e = (\sigma_i + \sigma_{max}) / 2, \quad (11)$$

соответствует разрушению. В (11)  $\sigma_e$  – эквивалентное напряжение,  $\sigma_i$  – интенсивность напряжений,  $\sigma_i = S \sqrt{3}$ ,  $\sigma_{max}$  – максимальное главное нормальное напряжение [5],  $\sigma_n$  – предел прочности материала.

**Числовые результаты.** В качестве примера рассмотрим влияние радиационного облучения на НДС двухслойной сплошной круглой пластины радиуса  $R = 0,5$  м, слои которой имеют толщину  $h/2 = 0,0125$  м. Оболочка отнесена к криволинейной ортогональной системе координат  $s, \theta, \zeta$ , связанной с недеформированной непрерывной координатной поверхностью, где  $s$  ( $s_a \leq s \leq s_b$ ) – меридиональная координата,  $s_a, s_b$  – координаты, соответствующие торцам оболочки;  $\theta$  ( $0 \leq \theta \leq 2\pi$ ) – окружная координата;  $\zeta$  ( $\zeta_0 \leq \zeta \leq \zeta_k$ ) – координата, отсчитываемая по нормали к координатной поверхности, толщина оболочки  $h = \zeta_k - \zeta_0$ . В качестве координатной поверхности выбрана срединная поверхность. Первый слой пластины ( $-\frac{h}{2} \leq \zeta \leq 0$ ) изготовлен из стали 347, а второй ( $0 \leq \zeta \leq \frac{h}{2}$ ) – из графита. Пластина жестко закреплена по контуру и подвергается действию нормальной распределенной нагрузки  $q_\zeta$  и радиационного облучения за счет падающего на поверхность  $\zeta = -\frac{h}{2}$  потока нейтронов. Распределение дозы радиации  $N$  по толщине пластины принято в виде

$$N = Ate^{-\mu(\zeta + h/2)}, \quad (12)$$

где  $A = 20 \cdot 10^{18}$  нейтрон/см<sup>2</sup>·с (нтр/см<sup>2</sup>·с),  $0 \leq t \leq 1$  с,  $-\frac{h}{2} \leq \zeta \leq \frac{h}{2}$ , а коэффициент  $\mu$  определяется интенсивностью поглощения нейтронов данным материалом. В данной задаче принято  $\mu = 0,9$  см<sup>-1</sup>. Температура пластины  $T = T_0 = 0^0$  С. Для проведения расчетов были заданы диаграммы растяжения материалов слоев 1 [11] и 2 [12] при  $T = 0^0$  С и различных значениях доз радиационного облучения. Коэффициенты Пуассона и радиационного расширения материалов слоев 1 и 2 приняты независимыми от дозы радиационного облучения и равными  $\nu = 0,3$ ,  $\alpha_N = 0,3 \cdot 10^{-21}$  (нтр/см<sup>2</sup>)<sup>-1</sup> и  $\nu = 0,2$ ,  $\alpha_N = 0,1 \cdot 10^{-22}$  (нтр/см<sup>2</sup>)<sup>-1</sup> соответственно. При решении задачи условия в полюсе  $s = 0$  и на контуре  $s = R$  были и заданы в виде:

$$\text{при } s = 0 \quad u = \vartheta_s = Q_s = 0, \quad \text{при } s = R \quad u = w = \vartheta_s = 0,$$

где  $u$  и  $w$  перемещения координатной поверхности в направлениях  $s$  и  $\zeta$ ,  $\vartheta_s$  – угол поворота нормали к координатной поверхности,  $Q_s$  – перерезывающая сила.

Для исследования упругопластического напряженно-деформированного состояния пластины при заданном процессе нагружения этот процесс был разбит на 5 этапов, на которых величина распределенной нагрузки была равна  $q_\zeta = -0,1; -0,15; -0,2; -0,25; -0,3$  МПа, а распределение дозы радиационного облучения по толщине пластины определялось формулой (13) при  $t = 0,2; 0,4; 0,6; 0,8; 1$  с. Некоторые результаты расчета приведены на рис.1 и 2. На рис.1 приведены распределения вдоль меридиональной координаты меридиональных  $\sigma_{ss}$ , а на рис.2 – окружных  $\sigma_{\theta\theta}$  напряжений; сплошные линии соответствуют результатам, полученным в конце рассматриваемого процесса нагружения, сопровождающегося радиационным облучением, а штрихпунктирные линии – при отсутствии радиационного облучения; кривые 1 соответствуют значениям напряжений при  $\zeta = -\frac{h}{2}$ , а кривые 2 – при  $\zeta = \frac{h}{2}$ . Расчет показал, что при действии только силовой нагрузки материалы оболочки деформиру-

ются в пределах упругости, а действие радиации приводит к качественному изменению напряженно-деформированного состояния пластины и возникновению пластических деформаций в обоих слоях. Действие радиации существенно снизило прочностные свойства пластины.

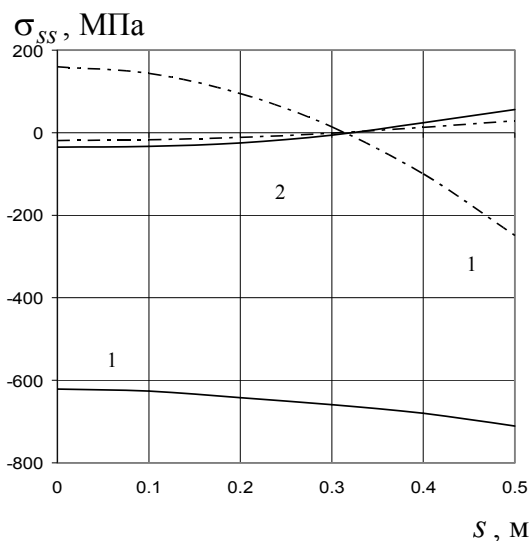


Рисунок 1

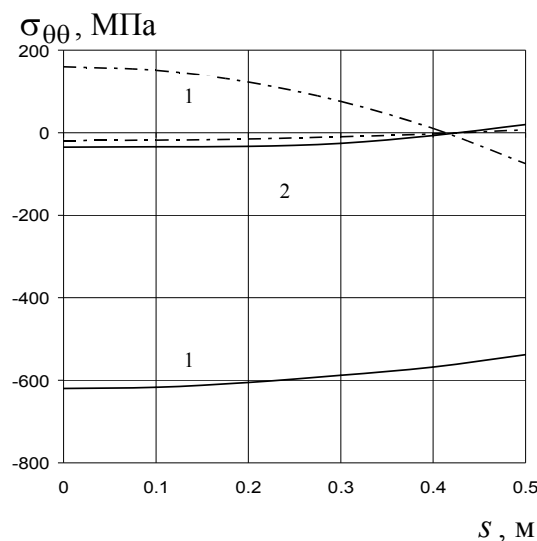


Рисунок 2

**Выводы.** Изложена методика численного исследования осесимметричного термоупругопластического напряженно-деформированного состояния составных тел вращения в условиях радиационного облучения. На примере двухслойной пластины показано влияние действия радиационного потока на ее напряженное состояние.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Савченко В.Г. Упругопластическое осесимметричное напряженно-деформированное состояние слоистых оболочек при радиационном облучении / Савченко В.Г., Бабешко М.Е. // Прикладная механика. – 2000. – **36**, №9. – С.104-111.
2. Бабешко М.Е. Исследование упругопластического осесимметричного напряженно-деформированное состояние гибких слоистых оболочек при радиационном облучении с учетом истории нагружения / Бабешко М.Е., Савченко В.Г. // Прикладная механика. – 2001. – **37**, №11. – С.75-80.
3. Шевченко Ю.Н. Механика связанных полей в элементах конструкций. Т.2. Термовязкопластичность / Шевченко Ю.Н., Савченко В.Г. – К.: Наукова думка, 1987. – 264с.
4. Ольшак В. Теория пластичности неоднородных тел / Ольшак В., Рыхлевский Я., Урбановский В. – М.: Мир, 1964. – 156с.
5. Шевченко Ю.Н. Термовязкоупругопластические процессы сложного деформирования элементов конструкций / Шевченко Ю.Н., Бабешко М.Е., Терехов Р.Г. – К.: Наукова думка, 1992. – 328с.
6. Savchenko V.G. Spatial Thermoviscoplastic Problems / Savchenko V.G., Shevchenko Yu.N. // Int. Appl. Mech. – 2000. – **36**, N11. – P.1399-1433.
7. Григоренко Я.М. Теория оболочек переменной жесткости: в 5-ти т. Т.4: Методы расчета оболочек. – Григоренко Я.М., Василенко А.Т. / К.: Наукова думка, 1981. – 544с.
8. Решение осесимметричной задачи термопластичности для тонкостенных и толстостенных тел вращения на ЕС ЭВМ / Шевченко Ю.Н., Бабешко М.Е., Пискун В.В. [и др.]. – К.: Наукова думка, 1980. – 196с.
9. Шнейдерович Р.М. Прочность при статическом и повторно-статическом нагружениях / Шнейдерович Р.М. – М.: Машиностроение, 1968. – 344с.

10. Сдобырев В.П. Критерий длительной прочности для некоторых жаропрочных сплавов при сложном напряженном состоянии / Сдобырев В.П. // Изв. АН СССР, ОТН, Механика и машиностроение. – 1959. – №6. – С.93-99.
11. Киселевский В.Н. Изменение механических свойств сталей и сплавов при радиационном облучении / Киселевский В.Н. – К.: Наукова думка, 1977. – 104с.
12. Графит как высокотемпературный материал: сборник статей / под ред. К.П.Власова. – М.: Мир, 1964. – 156с.

Поступила в редколлегию 20.03.2017.

УДК 669.013.002.5:531.3

БЕЙГУЛ О.О., д.т.н., професор  
СМИРНОВ А.І., інженер  
БЕЙГУЛ В.О., к.т.н., ст. викладач  
ЛЕПЕТОВА Г.Л., к.т.н., доцент

Дніпровський державний технічний університет м. Кам'янське

### ОБГРУНТУВАННЯ УМОВИ ПОПЕРЕЧНОЇ СТІЙКОСТІ ЗЧЛЕНОВАНОГО ПОРТАЛЬНОГО КОНТЕЙНЕРОВОЗА ПРИ КОСОСИМЕТРИЧНИХ КІНЕМАТИЧНИХ ЗБУРЕННЯХ

**Вступ.** На сучасних підприємствах з'являються нові технологічні лінії, де спецавтотранспорт, як більш гнучкий у своєму використанні, витісняє традиційний залізничний транспорт. На ділянках перевезення контейнерів, пакетованих вантажів, піддонів використовуються автотранспортні засоби з вантажопідйомним устаткуванням [1], контейнеровози з U-подібною рамою [2], порталні автомобілі [3, 4]. Порталні автомобілі знаходять широке застосування у лісній, деревообробній промисловості, при проведенні навантажувально-розвантажувальних робіт у складських приміщеннях, в останній час застосовуються в технологічних лініях заводів чорної та кольорової промисловості. Як правило, такі машини мають мало аналогів у практиці вітчизняного автомобілебудування, тому їх розробка, проектування та виготовлення вимагають нового, нетрадиційного підходу.

**Постановка задачі.** Для порталних машин характерні велика будівельна висота конструкції, наявність зосереджених мас, довгих стрижневих вантажопідйомних та направляючих силових елементів, що спричиняє проблеми стійкості збуреного руху при кососиметричних кінематичних збуреннях з боку нерівностей технологічних доріг. Слід зазначити, що поздовжній балансирний шарнір робить незалежними коливання зчленованих частин у поперечній площині [5]. На цій підставі розглядаємо поперечні коливання порталної несучої системи незалежно від П-подібного моста.

На рівні розглянутих робіт невирішеною частиною проблеми є обґрунтування умови поперечної стійкості зчленованого порталного контейнеровоза при наявності кососиметричних кінематичних збурень.

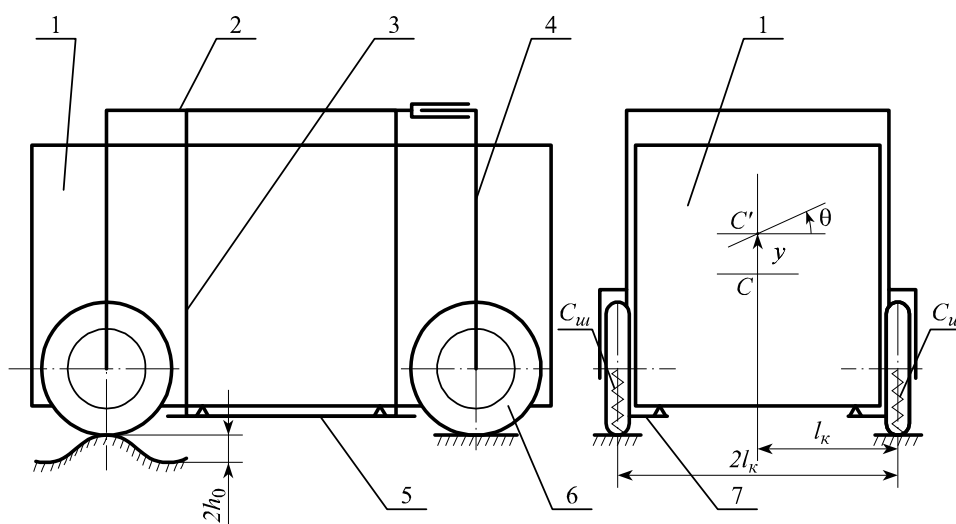
**Результати роботи.** На рис. 1 зображено зчленований порталний контейнеровоз.

Будемо вважати, що кінематичні збурення діють лише на праву підвіску порталної машини. Рівняння збуреного руху отримуємо у формі рівняння Лагранжа другого роду [6]:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_j} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_j} = - \frac{\partial \Pi}{\partial q_j} + Q_j^F, \quad (1)$$

де  $T$  – кінетична енергія системи, Дж;

$\Pi$  – потенціальна енергія системи, Дж;



1 – контейнер; 2 – портална несуча система; 3 – вантажопідйомна штанга; 4 – П-подібний міст; 5 – правий ложемент; 6 – колесо; 7 – лівий ложемент

Рисунок 1 – Зчленований порталний контейнеровоз

$q_j$  –  $j$ -а узагальнена координата, м (рад);

$Q_j^F$  –  $j$ -а узагальнена сила неконсервативного походження, Н (Н·м).

У даному разі  $q_1 = y$ ,  $q_2 = \theta$ , де  $y$  – вертикальне переміщення центра маси системи,  $\theta$  – кут повороту машини у поперечній площині.

Тоді кінетична енергія системи:

$$T = \frac{m_c \dot{y}^2}{2} + \frac{J_c \dot{\theta}^2}{2} + \frac{m_c v^2}{2}, \quad (2)$$

де  $m_c$  – сумарна маса підресорених частин зчленованого порталного контейнеровоза, кг;

$J_c$  – сумарний момент інерції підресорених частин зчленованого порталного контейнеровоза за винятком П-подібного моста, кг·м<sup>2</sup>;

$v$  – швидкість руху порталного контейнеровоза м/с.

Потенціальна енергія системи реалізується енергією стисненого повітря в пневматиках коліс і має наступний вигляд:

$$\Pi = \frac{C_{w1}}{2} (y - l_k \theta)^2 + \frac{C_{w2}}{2} (y + l_k \theta - h_n)^2, \quad (3)$$

де  $C_{w1}$  – радіальна жорсткість пневматика колеса контейнеровоза, Н/м;

$l_k$  – половина колії контейнеровоза, м;

$h_n$  – підйом правого колеса задньої підвіски контейнеровоза на нерівностях синусоїдального профілю, м.

У загальному вигляді можна записати:

$$h_n = h_0 \sin \frac{2\pi x}{l_0}, \quad (4)$$

де  $h_0$  – амплітудне значення профілю нерівностей, м;

$x$  – абсциса апроксимуючої функції нерівностей, м;

$l_0$  – довжина синусоїди, яка апроксимує функцію нерівностей, м.

При русі машини  $x = vt$ , тоді підйом правого колеса має наступний вигляд:

$$h_n = h_0 \sin \frac{2\pi v}{l_0} t. \quad (5)$$

Нехтуючи силами неконсервативного походження, підставляємо вирази кінетичної та потенціальної енергій у рівняння Лагранжа другого роду (1):

$$\begin{aligned} \frac{\partial T}{\partial \dot{y}} &= \frac{\partial}{\partial \dot{y}} \left( \frac{m_c \dot{y}^2}{2} + \frac{J_c \dot{\theta}^2}{2} + \frac{m_c v^2}{2} \right) = m_c \dot{y}, \\ \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{y}} \right) &= \frac{d}{dt} (m_c \dot{y}) = m_c \ddot{y}, \\ \frac{\partial T}{\partial y} &= \frac{\partial}{\partial y} \left( \frac{m_c \dot{y}^2}{2} + \frac{J_c \dot{\theta}^2}{2} + \frac{m_c v^2}{2} \right) = 0, \\ \frac{\partial \Pi}{\partial y} &= \frac{\partial}{\partial y} \left[ \frac{C_{uw}}{2} (y - l_k \theta)^2 + \frac{C_{uw}}{2} (y + l_k \theta - h_n)^2 \right] = 2C_{uw} y - C_{uw} h_n. \end{aligned}$$

Об'єднуючи отримані вирази, записуємо перше диференціальне рівняння:

$$m_c \ddot{y} + 2C_{uw} y = C_{uw} h_n. \quad (6)$$

І далі:

$$\begin{aligned} \frac{\partial T}{\partial \dot{\theta}} &= \frac{\partial}{\partial \dot{\theta}} \left( \frac{m_c \dot{y}^2}{2} + \frac{J_c \dot{\theta}^2}{2} + \frac{m_c v^2}{2} \right) = J_c \dot{\theta}, \\ \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{\theta}} \right) &= \frac{d}{dt} (J_c \dot{\theta}) = J_c \ddot{\theta}, \\ \frac{\partial T}{\partial \theta} &= \frac{\partial}{\partial \theta} \left( \frac{m_c \dot{y}^2}{2} + \frac{J_c \dot{\theta}^2}{2} + \frac{m_c v^2}{2} \right) = 0, \\ \frac{\partial \Pi}{\partial \theta} &= \frac{\partial}{\partial \theta} \left[ \frac{C_{uw}}{2} (y - l_k \theta)^2 + \frac{C_{uw}}{2} (y + l_k \theta - h_n)^2 \right] = 2C_{uw} l_k^2 \theta - C_{uw} l_k h_n. \end{aligned}$$

Об'єднуючи отримані вирази, записуємо друге диференціальне рівняння:

$$J_c \ddot{\theta} + 2C_{uw} l_k^2 \theta = C_{uw} l_k h_n. \quad (7)$$

Переписуємо рівняння (6) та (7) з урахуванням виразу (5):

$$m_c \ddot{y} + 2C_{uw} y = C_{uw} h_0 \sin \frac{2\pi v}{l_0} t, \quad (8)$$

$$J_c \ddot{\theta} + 2C_{uw} l_k^2 \theta = C_{uw} l_k h_0 \sin \frac{2\pi v}{l_0} t. \quad (9)$$

Записуємо рівняння (8) та (9) з урахуванням нових позначень:

$$\ddot{y} + p_y^2 y = \frac{C_{uw}}{m_c} h_0 \sin \frac{2\pi v}{l_0} t, \quad (10)$$

де  $p_y^2 = \frac{2C_{uw}}{m_c}$  – квадрат власної кругової частоти машини по узагальненій координаті  $y$ ,  $c^{-2}$ ;



$$\ddot{\theta} + p_{\theta}^2 \theta = \frac{C_{ul} l_k}{J_c} h_0 \sin \frac{2\pi v}{l_0} t, \quad (11)$$

де  $p_{\theta}^2 = \frac{2C_{ul} l_k^2}{J_c}$  – квадрат власної кругової частоти машини по узагальненій координаті  $\theta$ ,  $c^{-2}$ .

Розв'язання рівнянь (10) та (11) мають наступний вигляд [6]:

$$y = C_1 \cos p_y t + C_2 \sin p_y t + \frac{C_{ul} h_0}{J_c \left( p_y^2 - \frac{4\pi^2 v^2}{l_0^2} \right)} \sin \left( \frac{2\pi v}{l_0} t - \psi_1 \right), \quad (12)$$

де  $C_1, C_2$  – константи інтегрування;

$\psi_1$  – фазовий кут, рад.

$$\theta = C_3 \cos p_{\theta} t + C_4 \sin p_{\theta} t + \frac{C_{ul} l_k h_0}{m_c \left( p_{\theta}^2 - \frac{4\pi^2 v^2}{l_0^2} \right)} \sin \left( \frac{2\pi v}{l_0} t - \psi_2 \right), \quad (13)$$

де  $C_3, C_4$  – константи інтегрування;

$\psi_2$  – фазовий кут, рад.

Два перші доданки у виразах (12) та (13) описують вільні коливання системи, які швидко затухають; лишаються вимушені коливання, вони описуються наступним чином:

$$y = \frac{C_{ul} h_0}{m_c \left( p_y^2 - \frac{4\pi^2 v^2}{l_0^2} \right)} \sin \left( \frac{2\pi v}{l_0} t - \psi_1 \right), \quad (14)$$

$$\theta = \frac{C_{ul} l_k h_0}{J_c \left( p_{\theta}^2 - \frac{4\pi^2 v^2}{l_0^2} \right)} \sin \left( \frac{2\pi v}{l_0} t - \psi_2 \right). \quad (15)$$

З виразу (15) отримуємо умову втрати стійкості контейнеровоза у поперечній площині при кососиметричних кінематичних збуреннях

$$p_{\theta}^2 - \frac{4\pi^2 v^2}{l_0^2} = 0 \quad (16)$$

або після розкриття власної кругової частоти  $p_{\theta}$  з виразу (11):

$$\frac{2C_{ul} l_k^2}{J_c} - \frac{4\pi^2 v^2}{l_0^2} = 0. \quad (17)$$

З рівняння (17) отримуємо критичну швидкість  $v_{kp}$ , при якій відбувається втрата стійкості зчленованого порталного контейнеровоза з жорсткою підвіскою при наявності кососиметричних кінематичних збурень у поперечній площині:

$$v_{kp} = \frac{l_k l_0}{\pi} \sqrt{\frac{C_{ш}}{2J_c}}. \quad (18)$$

**Висновки.** Таким чином, отримано та обґрунтовано умову поперечної стійкості зчленованого порталного контейнеровоза з жорсткою підвіскою при наявності косо-симетричних кінематичних збурень, що дає можливість обирати раціональні режими руху таких машин в умовах технологічних доріг.

#### ЛІТЕРАТУРА

1. Грифф М.И. Автотранспортные средства с грузоподъемными устройствами для перевозки в контейнерах и пакетах / М.И.Грифф, Р.А.Затван, В.Ф.Трофименко. – М.: Транспорт, 1989. – 159с.
2. Золотарев А.Ф. Контейнеровоз на базе трактора Т-150К / А.Ф.Золотарев, И.А.Тоцкий // Промышленный транспорт. – М.: Транспорт. – 1979. – №6. – С.22.
3. Беккер И.Г. Портальные автомобили / И.Г.Беккер. – М.: Машиностроение, 1971. – 316с.
4. Технологічні і конструктивні параметри несучих систем порталних підйомно-транспортних машин / [О.О.Бейгул, Д.З.Шматко, О.М.Коробочка, Г.Л.Лепетова]. – Дніпродзержинськ: ДДТУ, 2007. – 167с.
5. Малиновский Е.Ю. Динамика самоходных машин с шарнирной рамой / Е.Ю.Малиновский, М.М.Гайцгорн. – М.: Машиностроение, 1974. – 176с.
6. Пановко Я.Г. Введение в теорию механических колебаний / Я.Г.Пановко. – М.: Наука, 1971. – 240с.
7. Бронштейн И.Н. Справочник по математике для инженеров и учащихся втузов / И.Н.Бронштейн, К.А.Семендяев. – 13-е изд., исправл. – М.: Наука, 1986. – 544с.

Надійшла до редколегії 28.03.2017.

УДК 621.9.02

БЕЛЬМАС І.В. д.т.н., професор  
БОБИЛЬОВА І.Т. асистент  
СОРОМІТЬКО І.Ю. студент

Дніпровський державний технічний університет, м. Кам'янське

### ФОРМА ТВІРНОЇ ДЕТАЛІ ОБЕРТАННЯ ПРИ МИМОБІЖНОМУ РОЗТАШУВАННІ ЇЇ ОСІ ВІДНОСНО ОСІ ОБЕРТАННЯ ШЛІФУВАЛЬНОГО КРУГА

**Вступ.** Одним з напрямків забезпечення високої точності виготовлення деталей в металообробці є застосування кінематичного способу формоутворення. Використання такого методу, зокрема, дозволяє підвищити точність виготовлення канавок внутрішніх кілець кулькових підшипників. Реалізувати вказаний напрямок можливо шліфуванням циліндричним кругом, що переміщається вздовж власної осі обертання мимобіжної до осі деталі, яку обробляють (рис.1) [1].

Обробка вказаним способом здійснюється шліфувальним кругом 1, який обертається навколо осі 2 та переміщається вздовж неї. При такому переміщенні шліфувальний круг займає частину простору, обмежену циліндром 3, та шліфує поверхню криволінійної канавки шириною  $L$  в деталі 4 з віссю обертання 5. Використання запропонованого способу вимагає визначення залежностей поміж формою деталі, напрямом переміщення та розмірами шліфувального круга.

**Постановка задачі.** Геометричні параметри деталі при кінематичному способі формоутворення визначаються геометрією інструменту та законом його руху в процесі обробки. Теоретичні основи кінематичного формоутворення описані С.П.Радзевичем [2].

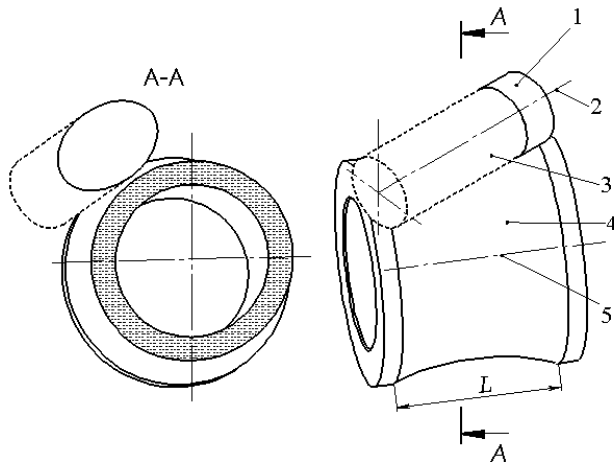


Рисунок 1 – Кінематичний спосіб шліфування

поміж осями –  $A$ . Визначимо закон зміни радіуса деталі за його довжиною. Для цього побудуємо проєкції циліндра радіусом  $R_s$  та осі обертання деталі. Останню задамо відтинком  $OK$ , розташованим нижче від осі циліндра на відстані  $A$  (рис.2).

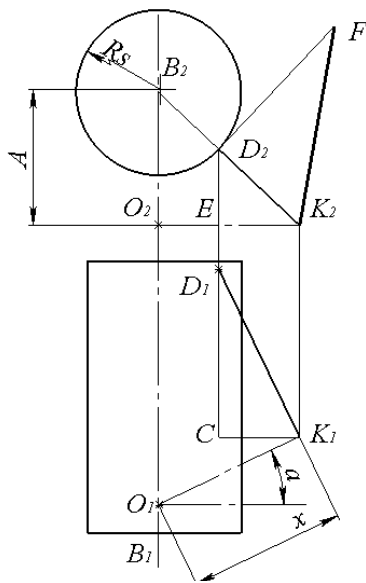


Рисунок 2 – Схема кінематичного шліфування в ортогональних проєкціях

Відповідно до рис.1 гіпотенуза трикутника  $D_2K_2F$  дорівнює відстані від осі деталі до шліфувального круга в розглянутому перерізі. Довжина катета  $D_2F$  дорівнює довжині відтинка  $D_1C$ . Опустивши проміжні перетворення, запишемо значення радіуса деталі як функції відстані  $x$ :

$$R(x) = \left( 1 - \frac{R_s}{\sqrt{x^2 \cos^2(\alpha) + A^2}} \right) \sqrt{\frac{x^2 \cos^2(\alpha)}{1 - \cos^2(\alpha)} + A^2}. \quad (1)$$

Вони не дозволяють визначити геометрію інструменту та траєкторію його руху за наперед заданими геометричними параметрами криволінійної кільцевої поверхні. Цьому питанню присвячена робота.

**Результати роботи.** Приймемо, що частина простору, яку може займати шліфувальний круг за умови його переміщення вздовж власної осі обертання, описана циліндром радіусом  $R_s$ . Вісь обертання деталі задана відтинком  $OK$ , нахиленим до осі циліндра таким чином, що проєкція кута поміж ними на площину їм паралельну становить  $\frac{\pi}{2} - \alpha$ . Відстань

На рис.2 радіус деталі в перерізі, розташованому на відстані  $x$  від перерізу з мінімальним діаметром, дорівнює довжині відтинка  $FK_2$ . Вказаний відтінок є шуканою натуральною величиною  $DK$  – радіуса деталі в її перерізі з координатою  $x$ . Відтінок  $FK_2$  побудований з урахуванням наступних умов. Один кінець відтинка належить осі обертання (точка  $K$ ), другий – поверхні, що обмежує частину простору, яку може займати шліфувальний круг (точка  $D$ ). Відтінок, розташований в площині нормальній до осі обертання деталі ( $OK$ ), і є нормаллю до лінії перетину поверхні цією площиною. Розташування відтинка під прямим кутом до осі деталі ( $OK$ ) забезпечено розташуванням під прямим кутом проєкції  $D_1K_1$  відносно проєкції, розташованої горизонтально осі деталі ( $O_1K_1$ ). Умова нормального розташування відтинка  $DK$  до лінії перетину поверхні площиною забезпечена напрямом відтинку  $DK$ , який в точці  $O$  перетинає вісь циліндричної поверхні радіусом  $R_s$ .

Відповідно до виразу (1) радіус поверхні, утвореної в процесі механічної обробки, залежить від трьох геометричних величин. Вибором їх значень можна забезпечити три параметри, які визначають геометрію отриманої поверхні. Радіус обробленої деталі змінюється симетрично початку осі координат. Мінімальний радіус реалізується, коли  $x = 0$  і дорівнює різниці  $A - R_s$ . При цьому  $A \geq R_s \geq 0$ . Випадок  $R_s = 0$  відповідає обробці деталі інструментом з прямолінійною різальною кромкою, наприклад, токарним різцем, різальну кромку якого розташовують та переміщують вздовж прямої, мимобіжної до осі обертання деталі. При цьому оброблена поверхня буде мати форму однополосного гіперболоїда обертання. Форма твірної буде змінюватись за гіперболічною залежністю:

$$R^2 - x^2 \frac{\cos^2(\alpha)}{1 - \cos^2(\alpha)} = A^2. \quad (2)$$

У випадку  $A = R_s = 0$  маємо схему традиційного способу точіння. Кут нахилу лежить в межах  $0 \leq \alpha \leq \frac{\pi}{2}$ . Випадок  $\alpha = 0$  відповідає шліфуванню торцем шліфувального круга, випадок  $\alpha = \frac{\pi}{2}$  – традиційному шліфуванню циліндричною поверхнею круга з віссю обертання паралельною осі деталі.

До залежності (1) входять тільки лінійні величини. Відповідно за будь яких значень одиниць вимірювання співвідношення залишаться незмінними. З використанням отриманої залежності радіуса деталі від характеру взаємного розташування її осі, осі шліфувального круга та його радіуса побудували форми твірної деталі (1). На рис.3 форма твірної утвореної поверхні побудована при різних значеннях радіуса шліфувального круга за незмінного значення кута нахилу  $\alpha = \frac{\pi}{20}$ .

Відповідно до наведеного графіка для прийнятих меж змін параметрів зміна радіуса шліфувального круга призводить до практично лінійної зміни радіуса деталі.

На рис.4 форма твірної побудована при різних значеннях кута нахилу осі деталі  $\alpha$  та за незмінного радіуса шліфувального круга  $R_s = 10$  мм, на рис.5 – при змінному значенні кута  $\alpha$  та радіуса шліфувального круга  $R_s = 0$ .

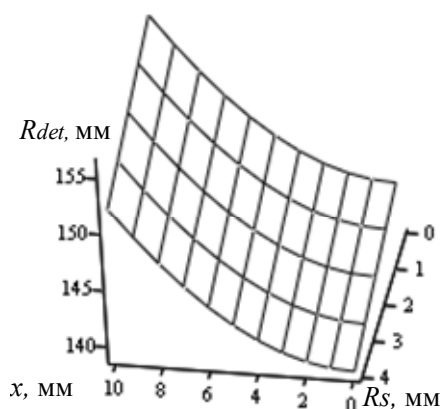


Рисунок 3 – Зміна радіуса симетричної частини деталі  $R_{det}$  за її довжиною  $x$  при різних величинах радіуса шліфувального круга  $R_s$

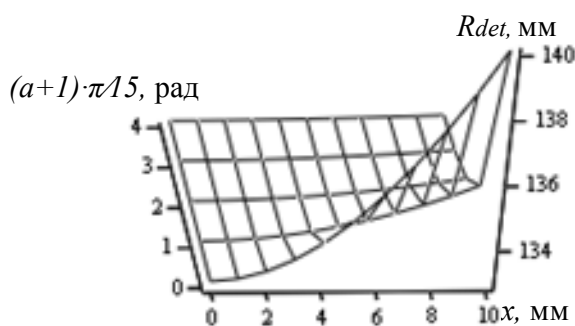


Рисунок 4 – Зміна радіуса симетричної частини деталі  $R_{det}$  за її довжиною  $x$  при різних значеннях кута нахилу  $\alpha$

При малих значеннях кутів  $\alpha$  (рис.4) проекції осей деталі та шліфувального круга на площину, їм паралельну, розташовані практично під прямим кутом. Наслідком

вказаного є суттєва зміна радіуса за довжиною деталі. Коли  $\alpha$  наближається до  $\frac{\pi}{2}$ , взаємне розташування осі деталі та шліфувального круга наближається до паралельного, радіус деталі – до сталої величини. За нульового значення діаметра шліфувального круга різальним інструментом можна вважати звичайний різець. При цьому утворена поверхня буде гіперболоїдом обертання з однією порожниною. Таким методом можна до шліфування проточити канавку.

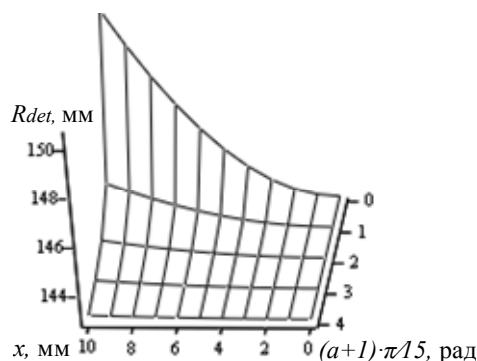


Рисунок 5 – Зміна радіуса симетричної частини деталі  $R_{det}$  за її довжиною  $x$  при умовно нульовому діаметрі шліфувального круга

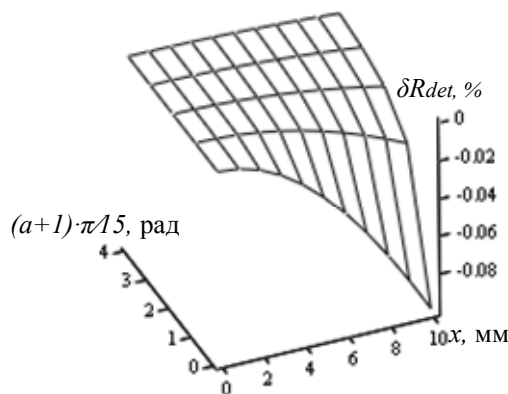


Рисунок 6 – Розподіл відносної похибки радіуса деталі  $R_{det}$  у відсотках за довжиною її симетричної частини  $x$  в залежності від відносної похибки кута  $\alpha$

Отримані вище графічні залежності показують, що найбільш впливовим чинником є кут нахилу осі деталі  $\alpha$ . Точність взаємного розташування шліфувального інструменту та деталі впливає на точність виготовлення останньої. Зі схеми шліфування (рис.2) видно, що похибка розміру  $A$  призводить до відповідної похибки у забезпеченні проектного радіуса деталі  $R_{det}$ .

Відхилення радіуса деталі пропорційне і відхиленню радіуса шліфувального круга та самому радіусу  $R_s$ . Відносна похибка радіуса оброблюваної деталі  $R_{det}$  перевищує значення відносної похибки радіуса шліфувального круга  $R_s$ , якщо діаметр останнього у сім разів перевищує ширину оброблюваної канавки при незмінних інших параметрах.

Розподіл відносної похибки радіуса деталі  $\delta R_{det}$  у відсотках за довжиною її симетричної частини  $x$  в залежності від відносної похибки кута  $\alpha$  наведено на рис.6. Наведений розподіл дозволяє зробити висновок, що відхилення радіуса деталі нелінійно зростає зі зростанням відстані від перерізу з найменшим радіусом та зі зменшенням кута  $\alpha$ .

Практичне застосування запропонованого способу шліфування вимагає визначення взаємного розташування деталі, шліфувального круга та його діаметра за розмірами поверхні (канавки) деталі, яку треба виготовити. Габаритні розміри канавки визначаються її мінімальним та максимальним радіусами і відстанню між перерізами їх розташування. Так мінімальний радіус канавки забезпечується за наступної умови:

$$R_{det \min} = A - R_s. \quad (3)$$

Максимальний радіус

$$R_{\max} = \left[ 1 - R_s \left( \frac{L^2}{4} \cos^2(\alpha) + A^2 \right)^{-1/2} \right] \sqrt{\frac{L^2 \cos^2(\alpha)}{4(1 - \cos^2(\alpha))} + A^2}, \quad (4)$$

де  $L$  – ширина канавки.

Наявність трьох параметрів ( $A, \alpha, R_s$ ) взаємного розташування елементів здійснення технології кінематичного формоутворення шліфуванням надає можливість забезпечити ще одну умову. Такою умовою може бути умова забезпечення радіуса канавки в перерізі поміж перерізами максимального та мінімального радіусів:

$$R_{\max} = \left( 1 - \frac{R_s}{\sqrt{L_{pr}^2 \cos^2(\alpha) + (R_{\det \min} + R_s)^2}} \right) \sqrt{\frac{L_{pr}^2 \cos^2(\alpha)}{1 - \cos^2(\alpha)} + (R_{\det \min} + R_s)^2}, \quad (5)$$

де  $L_{pr}$  – відстань поміж перерізами з мінімальним та проміжним радіусами.

Значення величин  $R_s$  та  $\alpha$  мають бути визначені з розв'язання системи рівнянь (4) та (5).

У зонах силової взаємодії тіл кочення та канавки підшипників виникають контактні напруження. Величини цих напружень суттєво залежать від кривизни поверхонь тіл, що взаємодіють. Зменшення останніх можливо шляхом узгодження їхніх форм. Узгодженою має бути кривизна канавки та тіл кочення в перерізах, утворених площинами, що проходять крізь точки контакту тіл кочення з канавкою та вісь кільця підшипника. Технології для шліфування зовнішніх канавок внутрішніх кілець підшипників кочення в перерізі мінімального радіуса ( $x = 0$ ) має забезпечувати задану кривизну твірної канавки  $K$ . Прирівняємо її другій похідній функції зміни радіусу (1) в перерізі ( $x = 0$ ). Опустимо проміжні перетворення, маємо шукану залежність:

$$K = (R_{\det \min} + R_s)^6 \left( (\cos^2(\alpha) - 1) R_s - R_{\det \min} \right) \frac{\cos^2(\alpha)}{\cos^2(\alpha) - 1}. \quad (6)$$

Значення величин  $R_s$  та  $\alpha$  для цього випадку мають бути визначені з розв'язання системи рівнянь (4) та (6).

**Висновки.** Запропонована схема кінематичного формоутворення шліфуванням криволінійної канавки дозволяє за значеннями її діаметрів в трьох перерізах, включно і в перерізі з мінімальним діаметром або за значенням її діаметрів в двох перерізах, в тому числі і в перерізі з мінімальним діаметром та кривизною твірної в точці, розташованій на найменшій відстані від осі, визначити взаємне розташування елементів кінематичного способу шліфування канавок криволінійного симетричного профілю, включно і канавок внутрішніх кілець підшипників кочення, чим підвищується якість обробки цих поверхонь. Напрямок подальшого розвитку дослідження може бути дослідження та розробка спеціалізованих верстатів на базі технології кінематичного формоутворення.

#### ЛІТЕРАТУРА

1. Пат. 110324 Україна, МПК В24В 5/04. Спосіб шліфування деталей обертання / Бельмас І.В., Танцура Г.І., Білоус О.І., Танцура Т.О.; заявник та патентовласник Дніпро-дзерж. держ. техн. унів-т. – № 110324; заявл. 04.03.16; опубл. 10.10.16, Бюл. №19/2016.
2. Радзевич С.П. Формообразование поверхностей деталей (Основы теории) / Радзевич С.П. – К.: Ростан, 2001. – 592с.

Надійшла до редколегії 26.04.2017.

Днепропетровский государственный технический университет, г. Камьянское  
\*ПАО «Днепропетровский металургический комбинат»

## ПРОГНОЗИРОВАНИЕ РАБОТОСПОСОБНОСТИ КРАНОВЫХ КОЛЕС В ПРОЦЕССЕ ЭКСПЛУАТАЦИИ

**Введение.** В настоящее время актуальной проблемой в эксплуатации кранового оборудования является увеличение гарантированной продолжительности работоспособности его деталей, узлов, механизмов, в том числе и крановых колес. Основными дефектами ходовых колес являются трещины, износ поверхности катания, износ реборд по толщине, износ отверстия под подшипники.

Анализ опубликованных работ показывает, что существующие методы контроля [1] и методические указания МВ 0.00-7.01-05 [2] не отражают процесса проведения контроля крановых колес и их остаточного ресурса. В работе [3] проведено исследование твердости на поверхности катания крановых колес. Установлены значения коэрцитивной силы на литых колесах до термообработки и после, а также значение твердости на готовых крановых колесах. В статье [4] приведены результаты исследования влияния твердости крановых колес на величину коэрцитивной силы, а также валов и осей в процессе изготовления. Но в работах [2-4] не приведены значения величин коэрцитивной силы и твердости на крановых колесах в процессе эксплуатации. На данный момент отсутствуют четкие методические рекомендации по оценке безопасной эксплуатации крановых колес и прогнозированию их дальнейшей безаварийной работы.

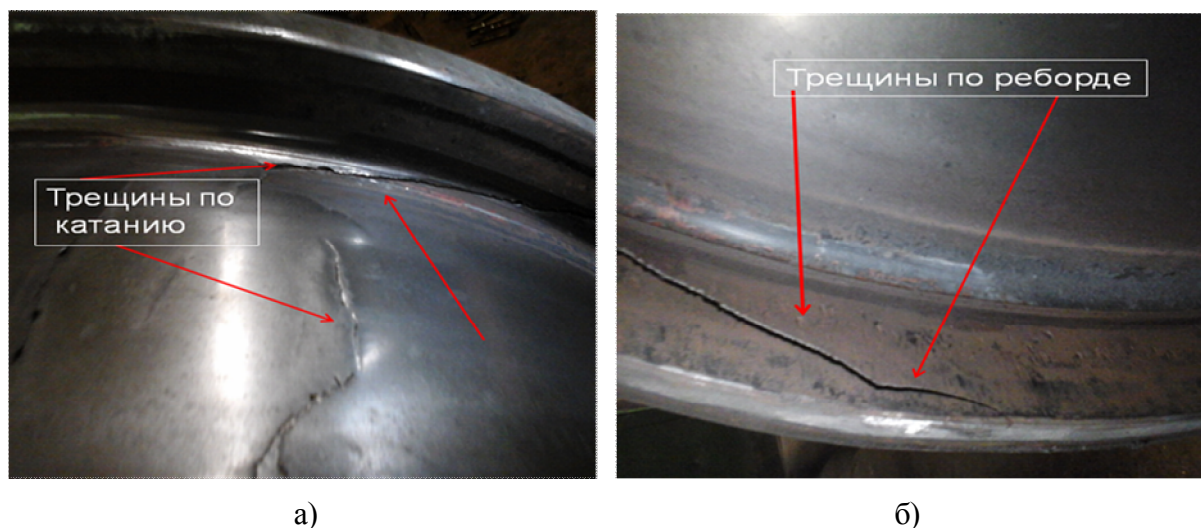
**Постановка задачи.** Целью исследования является разработка методики контроля крановых колес, находящихся в эксплуатации, для оценки их работоспособности и прогнозирования остаточного ресурса в процессе их дальнейшей эксплуатации.

**Результаты исследования.** Для оценки уровня накопленных повреждений выбран магнитный метод (коэрцитивная сила  $H_c$ ) как один из наиболее широко используемых методов неразрушающего контроля структуры и механических свойств деталей и изделий из ферромагнитных материалов. Коэрцитивная сила  $H_c$  является одной из основных магнитных характеристик сталей и сплавов и служит определяющим показателем напряженности металла при его упругих деформациях.

В работе исследованы крановые колеса на электромостовых кранах действующего оборудования. При этом проведен контроль новых колес, только поступивших в цех, колес, находящихся в эксплуатации; а также колес с трещинами (рис.1). В результате исследования выполнено более 90 измерений коэрцитивной силы  $H_c$  и твердости  $HВ$  на новых колесах, 240 контрольных измерений  $H_c$  и  $HВ$  по катанию и ребордам на действующих электромостовых кранах, а также выполнен тщательный контроль колес с раскрывшимися трещинами как по катанию, так и по ребордам. Контроль проводится магнитным структуроскопом КРМ-Ц-К2М и переносным динамическим твердомером ТДМ-2.

Данное исследование является продолжением работ [3-4] по контролю крановых колес, а также работ [6-7] по изучению влияния структуры на коэрцитивную силу для армо-железа и эвтектоидной стали У8. Новые крановые колеса, которые поступали в цех для монтажа, изготовлены по ГОСТ 28648-90 из стали 65Г [5]. Произведен контроль твердости и величины коэрцитивной силы по катанию колеса.

Для систематизации, статистической обработки и анализа полученного массива данных по твердости и по коэрцитивной силе разработана программа, представленная на рис.2.



а) – по катанию; б) – по реборде

Рисунок 1 – Трещины на крановых колесах

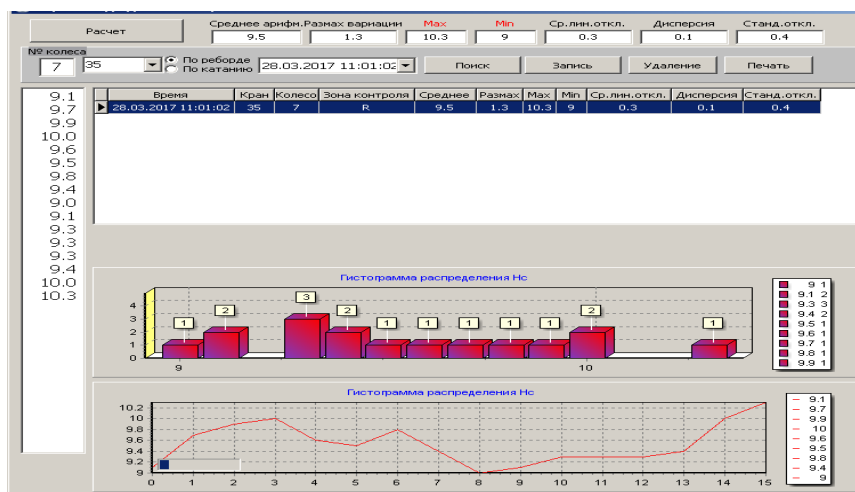


Рисунок 2 – Образец обработки результатов контроля по колесу № 7

В производственных условиях получены результаты величины коэрцитивной силы Нс и значений твердости по НВ крановых колес на примере крана № 35 (табл. 1).

Таблица 1 – Расчетные данные по крановым колесам крана № 35

№	Дата установки (год)	Срок эксплуатации	Количество снятых значений		Среднее значение коэрцитивной силы (Нс, А/см)		Среднее значение твердости по Бринеллю (НВ, ед.)
			Вдоль	Поперек	Вдоль	Поперек	
1	2	3	4	5	6	7	8
1	2016	1	8	8	6,27	6,5	339
2	2010	7	12	14	6,41	6,77	350
3	2015	2	14	7	6,6	6,68	346
4	1993	24	17	7	7,2	8,28	381
5	2006	11	14	12	8,26	8,77	338
6	1993	24	17	15	7,15	7,66	360



Продолжение таблицы 1

1	2	3	4	5	6	7	8
7	2015	2	16	16	<b>9,01</b>	<b>9,54</b>	<b>417</b>
8	1993	24	16	11	8,3	8,67	385
9	1993	24	13	13	7,11	7,5	360
10	1993	24	12	8	6,05	6,22	334
11	1993	24	12	14	7,59	7,73	351
12	1993	24	14	17	7,8	8,08	350
13	1993	24	13	15	7,93	8,3	393
14	1993	24	14	15	8,02	8,33	395
15	2016	1	14	13	7,55	8,1	351
16	1993	24	15	14	7,63	7,89	362

В результате контрольных измерений установлено, что крановое колесо № 7 имеет высокие значения по величине коэрцитивной силы  $H_c = 9,5$  А/см и твердости  $HВ = 417$ . Поэтому данное колесо необходимо выводить из эксплуатации.

По результатам контроля построен график зависимости значений твердости и коэрцитивной силы на примере крана № 35.

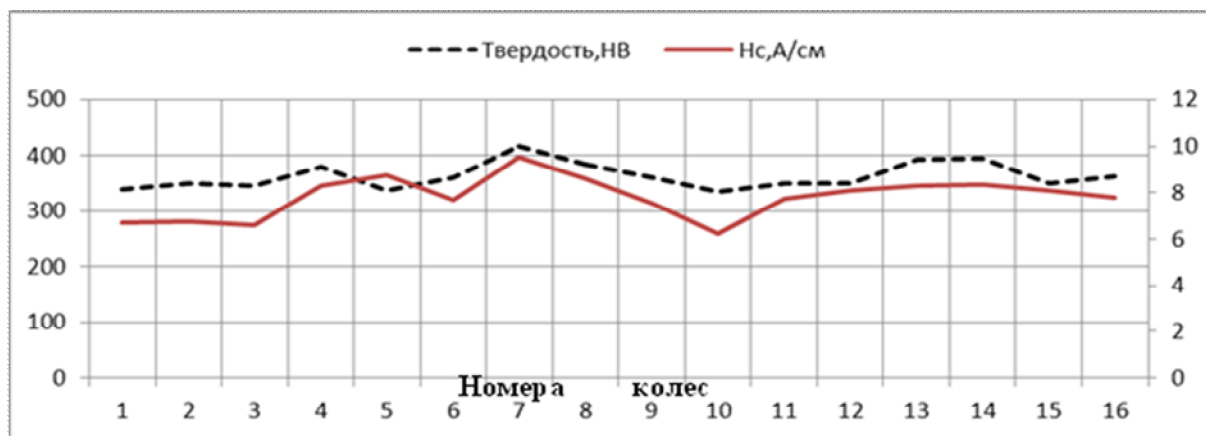


Рисунок 3 – График распределения значений коэрцитивной силы и твердости

Проведены контрольные измерения, обработаны и проанализированы их значения для разрушенного колеса крана № 35 (табл.2). Образование трещины происходит из центра под ободом разветвлением в противоположные стороны вдоль катания с выходом на поверхность катания и в зону реборды.

Таблица 2 – Контрольные измерения по разрушенному колесу крана

1	Значения коэрцитивной силы по катанию (Hc)	Среднее значение Hc
1	2	3
Значения вдоль катания	9,0; 9,2; 8,8; 8,9; 8,9; 9,1; 9,1; 9,1; 9,3; 9,1; 9,0; 9,0; 8,9; 9,7; 9,2; 9,6; 9,7; 9,2; 8,9; 9,0; 8,9; 8,8; 8,8; 9,0; 9,6; 9,2; 9,1; 9,1	9,11
Значения поперек катания	9,2; 9,5; 9,6; 9,7; 9,6; 9,6; 9,8; 9,7; 9,7; 9,8; 9,9; 9,7; 9,9; 9,7; 9,6; 9,5; 9,7; 9,7; 9,5; 9,1; 9,7; 9,6; 9,6; 9,5; 9,3; 9,6; 9,5; 9,4; 9,4; 9,6	9,59

Продолжение таблицы 2

1	2	3
Значения поперек трещин	10,4;11,0;11,0;9,5;9,4;9,0;8,8;10,8;10,5;10,2;11,0;10,2;11,1;10,4;10,7;10,8	10,3
Зона трещины	11,6;11,6;11,5;9,9;10,1;11,6;11,5	<b>11,11</b>
Реборда от трещины	8,0;8,0;8,2;7,5;7,3;7,9;9,1;9,2;10,8;9,0;9,5;9,0	8,6
Зона трещины	8,4;11,4;9,6;11,0;9,4;9,2;9,7;9,4;10,5;10,4	9,9
Вторая сторона реборды	9,6;10,2;10,0;10,9;10,2;10,9;9,6;9,6;9,0;9,1;10,1	9,92
Зона трещины	12,4;10,4;10,0;10,3;10,2	10,66

Для анализа результатов измерений экспериментальные выборочные значения распределены по кластерам и определена их надежность. Вероятность того, что за время  $T$  не произойдет ни одного выброса (максимальное напряжение не превысит несущей способности), вычисляется по формуле

$$P = H = \exp \left[ - \int_0^T \int_0^{\infty} qf(q_{kr}, \dot{q}/t) dq \right], \quad (1)$$

где  $q(t)$  – действующая обобщенная нагрузка;  $\dot{q}$  – ее производная по времени;  $q_{kr}$  – критическое значение действующей обобщенной нагрузки.

Решая это уравнение с учетом того, что  $H = H_{\text{заданное}}$ , получен необходимый уровень  $q_{kr}$ .

Вычислены интервалы для математического ожидания с надежностью  $\gamma = 0,95$  (95%) отклонений по формуле

$$x_{cp} - t_{\gamma} \frac{\sigma}{\sqrt{n}} < M(x) < x_{cp} + t_{\gamma} \frac{\sigma}{\sqrt{n}}, \quad (2)$$

где  $x_{cp}$  – среднее значение коэрцитивной силы, А/см;  $\sigma$  – среднее квадратическое отклонение, А/см;  $t_{\gamma}$  – среднее значение аргумента функции Лапласа;  $n$  – количество снятых значений;  $M(x)$  – математическое ожидание.

Графическое представление полученных результатов, обработка данных и расчет произведены в системе символьной математики MathCad с применением вложенных интерполяционных формул.

Получены следующие значения интервалов надежности по коэрцитивной силе и твердости для крановых колес из стали 65Г диаметром 800-900 мм:

- для новых колес  $H_c = 5,5 \div 7,5$  А/см;  $H_B = 320 \div 370$  ед.;
- для колес, находящихся в эксплуатации (рабочий режим работы),  $H_c = 7,5 \div 9,0$  А/см;  $H_B = 370 \div 390$  ед.;
- для колес, находящихся в напряженно-деформированном состоянии,  $H_c = 9,0 \div 10$  А/см;  $H_B = 400 \div 420$  ед., что свидетельствует о необходимости демонстража с последующей реновацией кранового колеса в условиях термомеханического отделения по специально разработанной программе.

**Выводы.** Разработана методика контроля крановых колес, находящихся в эксплуатации. Определены интервалы значений по коэрцитивной силе  $H_c$  для безопасной

эксплуатации колес с помощью математических формулы для определения интервала надежности и прогнозирования дальнейшей безопасной эксплуатации кранового колеса. При этом:

1 – экспериментальным путем получены значения  $H_c$  предельно допустимого диапазона для стали 65Г.

2 – показано, что коэрцитивная сила является информативным параметром для оценки уровня накопленных усталостных повреждений. При этом простота измерения коэрцитивной силы в производственных условиях позволяет использовать ее для оценки технического состояния оборудования.

3 – применение коэрцитивной силы  $H_c$  в качестве инструмента контроля позволяет оценивать напряженно-деформированное состояние как в процессе эксплуатации, так и при экспертном обследовании грузоподъемного механизма.

Предложенная технология применения магнитного коэрцитиметрического метода контроля и контроля твердости позволяет оценить работоспособность крановых колес и прогнозировать остаточный ресурс в процессе его дальнейшей эксплуатации.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Неразрушающий контроль: справочник в 8 т. / под общ. ред. В.В.Клюева. – Т.6: в 3кн. Кн. 1: Магнитные методы контроля / В.В.Клюев, В.Ф.Мужицкий, Э.С.Горкунов, В.Е.Щербинин. – 2е изд., испр. – М.: Машиностроение, 2006. – 848с.
2. Методические указания по проведению магнитного контроля напряженно-деформированного состояния металлоконструкций подъемных сооружений и определения их остаточного ресурса: МВ 0.00-7.01-05. – Харьков, 2005. – 77с.
3. Попов В.А. Практика выявления колес мостовых кранов с недопустимым уровнем остаточных напряжений / В.А.Попов, Г.Я.Безлюдько, Е.И.Елкина // Подъемные сооружения. Специальная техника. – 2002. – №9. – С.27-29.
4. Григоров О.В. Контроль напряженно-деформированного состояния крановых осей валов и осей / О.В.Григоров, С.О.Губский // Вестник ХНАДУ. –2014. – Выпуск 65-66. – С.139-142.
5. Колеса крановые. Технические условия: ГОСТ 28648-90. – [Дата введения 01.04.92.]. – М.: Стандартинформ, 2005. – 8с. – (Межгосударственный стандарт).
6. Большаков В.И. Влияние температуры отжига на формирование специальных границ в армо-железе / В.И.Большаков, В.И.Сухомлин, В.И.Волох // Строительство, материаловедение, машиностроение: сб. научн. трудов. – Днепропетровск: ГВУЗ «ПГАСА». – 2015. – Вып. 80. – С.67-70.
7. Большаков В.И. Влияние дисперсности перлита на магнитные свойства эвтектоидной стали / В.И.Большаков, В.И.Сухомлин, Волох В.И. // Строительство, материаловедение, машиностроение: сб. научн. трудов. – Днепропетровск: ПГАСА. – 2013. – Вып. 67. – С.273-278.

*Поступила в редколлегию 26.04.2017.*

УДК 671.791.5

КАМЕЛЬ Г.И., д.т.н., профессор  
ИВЧЕНКО П.С., к.т.н., доцент  
МАРТОВИЦКИЙ Л.М.\* , к.т.н., доцент  
ГАСИЛО Ю.А., к.т.н., доцент  
САВОНОВ Ю.М.\* , к.т.н., доцент  
КОТЛЯРОВ Н.С., магистр

Днепропетровский государственный технический университет, г. Камянское

\*Запорожский национальный технический университет

## ИССЛЕДОВАНИЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ПРИВОДА КОНИЧЕСКОЙ ТРИБОСИСТЕМЫ УСТАНОВКИ ШВЕДСКОЙ ФИРМЫ «КАМЮР»

**Введение.** Начиная с 1949 года в качестве грузочного устройства варочного котла для получения товарной целлюлозы на установках шведской фирмы «Камюр» начали эффективно использоваться конические трибосистемы (КТС).

В технической литературе отсутствует информация, каким видам износа подвергаются рабочие поверхности питателей КТС и каким образом они влияют на эксплуатационную надежность, срок службы и ремонтпригодность деталей питателя КТС.

Анализ научных работ [1-3] показал, что условно все конические сопрягаемые поверхности вращающегося ротора и неподвижного корпуса питателя КТС можно разделить на два характерных участка.

**1-й участок** – основание и средние перемычки ротора и корпуса (20% конических поверхностей). Их назначение:

- 1) являются каркасом, на котором крепятся две секции ротора и корпуса;
- 2) средние перемычки ротора и корпуса разделяют секции и обеспечивают их автономную работу;
- 3) основание ротора и корпуса ограничивают секции по бокам и сохраняют в них необходимый перепад давления 1,2 МПа.

**2-й участок** – две секции ротора и корпуса; они составляют 80% всех рабочих конических поверхностей, выполняя функции:

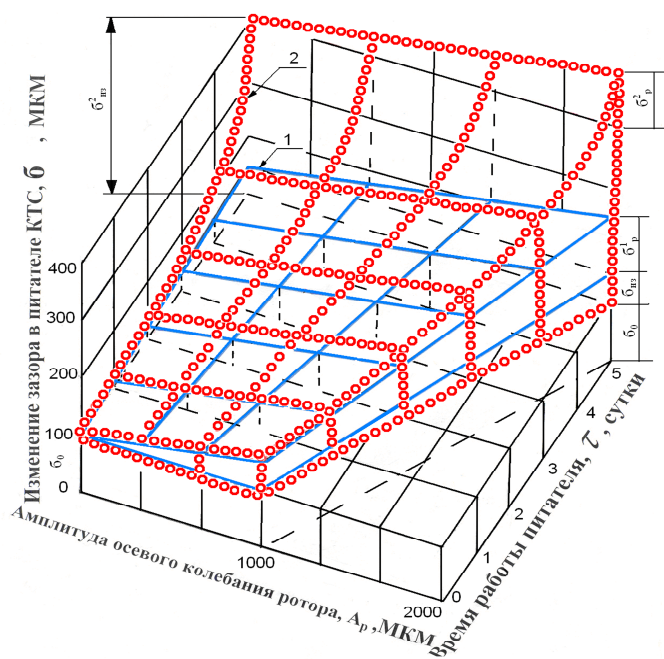
- 1) загрузки гидросмеси через окна корпуса и сквозные карманы вращающегося ротора в вертикальной плоскости гидросмеси;
- 2) выгрузки гидросмеси через окна корпуса и сквозные карманы вращающегося ротора в горизонтальной плоскости гидросмеси.

Окна загрузки и выгрузки ротора и корпуса составляют 40% всех конических поверхностей;

- 3) запорные функции выполняют четыре сектора конических поверхностей питателя КТС и они составляют 50% поверхностей, которые расположены диаметрально и разделены окнами загрузки и выгрузки.

**Постановка задачи.** Целью данной работы является исследование влияния на надежность, срок службы и ремонтпригодность питателя конической трибосистемы следующих эксплуатационных и конструктивных параметров: величины зазора в питателе при компенсации уровня щелочи в питательной трубе; величины амплитуды колебания ротора под действием гидроударов; амплитуды осевого перемещения ротора при компенсации зазора; особенности износа сопрягаемых деталей питателя.

**Результаты работы.** Для решения поставленных задач использовались действующие промышленные установки шведской фирмы «Камюр», работающие на предприятиях, на которых после эксплуатации и разборки питателей определяли геометрические размеры всех участков ротора и корпуса, а также величину износа. Величину из-



1-й участок – индикаторные рисунки износа на основаниях и средних перемычках ротора;

2-ой участок – индикаторный рисунок износа ротора в двух секциях питателя между окнами

Рисунок 1 – Зависимость изменения зазора в питателе КТС от:

- 1 – индикаторных рисунков износа ротора;
- 2 – амплитуды осевого перемещения ротора ( $A_p$ );
- 3 – времени работы питателя КТС ( $\tau$ , сутки)

носа по коническим поверхностям ротора и корпуса определяли с помощью индикатора часового типа, устанавливаемого на суппорте (замеры износа ротора) и карусельном станке (замеры износа корпуса) с точностью + 0,005 мм. Экспериментальный материал был собран и обработан на более чем пятидесяти деталях питателей производительностью 500 т/сутки на разных предприятиях России и Украины (Архангельском ЦБК, Сыктывкарском ЛПК, Братском ЛПК, Усть-Илимском ЛПК, Котласском ЦБК, Сегежском ЦБК и Херсонском ЦБК) [1-3].

На основании проведенных исследований на рис.1 построены индикаторные графики износа в аксонометрии для двух характерных участков ротора. Из рис.1 видно, что износ ротора существенно влияет на формирование зазора в питателе между корпусом и вращающимся ротором.

На первом и втором участках ротора величины зазоров в питателях КТС с учетом табл.1 можно выразить математическими зависимостями

$$\delta_1 = \delta_0 + K_1\tau + A_{p1} \cdot \frac{K}{2} = 100 + 2,3 \cdot 1 + 1000 \frac{1}{20 \cdot 2} = 127,3; \quad (1)$$

$$\delta_2 = \delta_0 + K_2\tau^3 + (A_{p2} + K_2\tau) \cdot \frac{K}{2} = 100 + 3,2 \cdot 1^3 \cdot \frac{1}{20 \cdot 2} = 100,08, \quad (2)$$

где  $\delta_1$  и  $\delta_2$  – величины зазоров индикаторных рисунков на 1-ом и 2-ом участках ротора в любой момент времени, мкм;  $\delta_0$  – исходная средняя величина зазора в питателе перед эксплуатацией;  $K_1$  и  $K_2$  – коэффициенты пропорциональности линейной зависимости и кубической параболы третьего порядка; мкм;  $\tau$  – время эксплуатации питателя между компенсациями зазора, сутки;  $A_{p1}$ ,  $A_{p2}$  – амплитуды колебания на соответствующих участках ротора до и после эксплуатации, мкм;  $K = 1/20$  – конусность ротора.

Рассмотрим составляющие величины, входящие в формулы (1) и (2).

**1. Исходная средняя величина зазора в питателе перед эксплуатацией.** Эта величина зазора зависит от следующих факторов: 1) величины и времени приработки деталей питателя; 2) от протечек щелочи, поступающей в питательную трубу и определяющих высоту уровня щелочи в ней и 3) от нагрузки на привод ротора.

С учетом этих факторов величина зазора должна быть минимальной с одной стороны и иметь минимальную нагрузку на привод ротора. Эта величина (табл.1) достигает  $\delta_0 = 100$  мкм.

**2. Характер кривых износа при эксплуатации.** Опыт эксплуатации показывает, что на 1-м участке ротора величина износа описывается по линейному закону. Коэффициент параболы для сопрягаемых материалов *монель-металл-1Х13*  $K_1 = 2,3$  (табл.1).

Во втором случае антифрикционная пара *монель-металл-1Х13* быстрее изнашивается. Это явление является положительным, так как при этом меньше вероятность возникновения явлений заклинивания, заедания и схватывания ротора относительно корпуса при выполнении компенсации зазора.

Характер кривых износа на 2-ом участке ротора описывается параболой 3-го порядка и зависит от используемых материалов. Для материалов *монель-металл-1Х13* (табл.1) коэффициент пары  $K_2 = 3,2$ ; для материалов *40Х13-1Х13* –  $K_2 = 1,6$ ; во втором случае износостойкость материалов выше, чем в 1-ом случае, и, следовательно, величины износа будут меньше, а срок службы питателя – больше.

Таблица 1 – Изменение физических величин в питателе КТС в зависимости от времени работы при частоте вращения  $n = 5 \text{ мин}^{-1}$

Физические характеристики: числитель – основания и средние перемишки деталей (1), знаменатель – конические поверхности между окнами деталей (2)	Время работы питателя КТС $\tau$ , сутки				
	1	2	3	4	5
1	2	3	4	5	6
Материалы: 1. Монель-металл-1Х13 / 2. Монель-металл-40Х13					
1.1 Исходный зазор в питателе $\delta_0$ , мкм	$\frac{100}{100}$	–	--	–	–
1.2 Увеличение износа в процессе работы: $\sigma_{из}^1 = k_1 \cdot \tau = 2,3 \cdot \tau = 2,3 \cdot 1 = 2,3$ мкм $\sigma_{из}^2 = k_2 \cdot \tau^3 = 3,2 \cdot \tau^3 = 3,2 \cdot 1^3 = 3,2$ мкм	$\frac{2,3}{3,2}$	$\frac{4,6}{19,2}$	$\frac{6,9}{86,4}$	$\frac{9,2}{204,8}$	$\frac{11,5}{400}$
1.3 Полная величина зазора в питателе $\frac{\delta_1}{\delta_2} = \frac{\delta_0^1 + \delta_{из}^1}{\delta_0^2 + \delta_{из}^2}$ мкм	$\frac{25}{25}$	$\frac{31,25}{31,25}$	$\frac{37,5}{37,5}$	$\frac{43,75}{43,75}$	$\frac{50}{50}$
1.4 Величина амплитуды осевого перемещения ротора $A_p$ , мкм $A_p = A_{p1} + k_{11} \cdot \tau = 1000 + 250 \cdot \tau$ $A_p = A_{p2} + k_{22} \cdot \tau$	$\frac{1000}{1000}$	$\frac{1250}{1250}$	$\frac{1500}{1500}$	$\frac{1750}{1750}$	$\frac{2000}{2000}$
1.5 Увеличения зазора от гидроударов $\frac{\delta_{P1}}{\delta_{P2}}$ , мкм/мкм $\delta_{P1} = A_{P1} \cdot \frac{K}{2} = 1250 \cdot \frac{1}{20 \cdot 2} = 25$ ; $\delta_{P2} = A_{P2} \cdot \frac{K}{2} = 1250 \cdot \frac{1}{20 \cdot 2} = 25$	$\frac{25}{25}$	$\frac{31,25}{31,25}$	$\frac{37,5}{37,5}$	$\frac{43,75}{43,75}$	$\frac{50}{50}$
1.6 Разность зазора между 2-м и 1-м участками деталей КТС $\Delta = \delta_2 - \delta_1$ , мкм	0,9	14,6	79,5	195,6	388,5

Продолжение таблицы 1

1	2	3	4	5	6
Уровень щелочи в питательной трубе Н, мм	0,6	0,75	0,9	1,05	1,2
Нагрузка на привод ротора $A_a$ , А	18-20	18-20	18-20	18-20	18-20
Компенсации критического зазора (ККЗ)	2000	2000	2000	2000	2000
2.1 Осевые перемещения ротора $П_P$ , мкм					
2.2 Уменьшение зазора при ККЗ, мкм $S_{\text{ККЗ}} = П_P \cdot \frac{K}{2} = 2000 \cdot \frac{1}{40} = 50$	–	–	–	–	50
2.3 Уменьшение зазора на участках 1 и 2 КТС					<u>38,5</u>
$\Delta_1 = \delta_{\text{уз}}^1 - \Delta_{\text{ККЗ}} = 11,5 - 50 = -38,5 \frac{\text{мкм}}{\text{мкм}}$ $\Delta_2 = \delta_2 - \Delta_{\text{ККЗ}} = 400 - 50 = 350 \frac{\text{мкм}}{\text{мкм}}$					<u>-38,5</u> <u>350</u>
2.4 Нагрузка на привод ротора $A_a$ , А					85-90
2.5 ПМТКЗ Осевое перемещение ротора $A_P$ , мкм Уменьшение зазора в питателе, мкм Нагрузка на привод ротора $A_a$ , А	250 6,25 18-22	–	–	–	–
Материалы: 1. Монель-металл-40Х13 / 2. 40Х13-1Х13					
3.1 Исходная величина зазора в питателе $\delta_0$ , мкм	$\frac{100}{100}$	–	–	–	–
3.2 Увеличение износа в процессе работы: $\sigma_{\text{уз}}^1 = k_1 \cdot \tau = 11,8 \cdot \tau = 11,8 \cdot 1 = 11,8 \text{ мкм}$ $\sigma_{\text{уз}}^2 = k_2 \cdot \tau^3 = 1,6 \cdot \tau^3 = 1,6 \cdot 1^3 = 1,6 \text{ мкм}$	$\frac{11,8}{1,6}$	$\frac{23,6}{12,8}$	$\frac{35,4}{43,2}$	$\frac{47,2}{102,4}$	$\frac{59}{200}$
3.3 Полное увеличение зазоров питателя: $\delta_1 = \frac{\delta_0^1 + \delta_{\text{уз}}^1}{\delta_0^2 + \delta_{\text{уз}}^2} \frac{\text{мкм}}{\text{мкм}}$ ; $\frac{\delta_1}{\delta_2} \frac{\%}{\%}$	$\frac{111,8}{101,6}$	$\frac{123,6}{112,8}$	$\frac{135,4}{143,2}$	$\frac{147,2}{202,4}$	$\frac{159}{300}$
$\frac{\delta_1}{\delta_2} \frac{\%}{\%}$	$\frac{100}{100}$	$\frac{110,5}{111,0}$	$\frac{121,1}{140,9}$	$\frac{131,6}{199,2}$	$\frac{142,2}{295,2}$
3.4 Величина амплитуды осевого перемещения ротора $A_p^1 = A_{p1} + k_{11} \cdot \tau = 1000 + 150 \cdot \tau$ $A_p^2 = A_{p2} + k_{22} \cdot \tau = 1000 + 150 \cdot \tau$	$\frac{1000}{1000}$	$\frac{1150}{1150}$	$\frac{1300}{1300}$	$\frac{1450}{1450}$	$\frac{1600}{1600}$
3.5 Величина амплитуды увеличения зазора от гидроударов $\delta_p^1 = A_p^1 \cdot \frac{k}{2}$ $\delta_p^2 = A_p^2 \cdot \frac{k}{2}$	$\frac{25}{25}$	$\frac{28,75}{28,75}$	$\frac{32,5}{32,5}$	$\frac{36,25}{36,25}$	$\frac{40}{40}$
Разность величины зазора между 2-м и 1-м участками деталей КТС, $\Delta_1 = \delta_2 - \delta_1 \frac{\text{мкм}}{\text{мкм}}$ $\Delta_2 = \delta_2 - \delta_1 \frac{\text{мкм}}{\text{мкм}}$	<u>-10,2</u>	<u>-10,8</u>	<u>7,8</u>	<u>55,2</u>	<u>141</u>
Уровень щелочи в питательной трубе Н, м	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0

Продолжение таблицы 1

1	2	3	4	5	6
Нагрузка на привод ротора $A_a$ , А	18-20	18-20	18-20	18-20	18-20
4. Компенсации критического зазора (ККЗ)	2000	2000	2000	2000	2000
4.1 Осевое перемещение ротора $П_p$ , мкм					
4.2 Уменьшение зазора при выполнении ККЗ $S_{ккз} = П_p \cdot \frac{K}{2} = 2000 \cdot \frac{1}{40} \leq 50$	–	–	–	–	50
4.3 Уменьшение зазора на участках 1 и 2 питателя КТС, $\Delta_1 = \delta_{из}^1 - \Delta_{ккз} = 59 - 50 = 9$ $\Delta_2 = \delta_2 - \Delta_{ккз} = 200 - 50 = 150$	–	–	–	–	$\frac{9}{150}$
4.4 Нагрузка на привод ротора $A_a$ , А					25-27
ПМКТКЗ					
Осевое перемещение ротора $П_p$ , мкм	250	–	–	–	–
Уменьшение зазора в питателе, мкм	6,25				
Нагрузка на привод ротора $A_a$ , А	18-22				

**3. Величина амплитуды осевого перемещения ротора.** Согласно работам [1-3] в карманах вращающегося ротора возникают гидравлические удары, которые обуславливают осевые колебания ротора. Колебания ротора после приработки деталей питателя КТС достигают 1000 МКМ. После эксплуатации величина колебаний в зависимости от используемых материалов на 2-ом участке ротора достигает величины  $A_{p1}=2000$  МКМ и  $A_{p2}=1600$  МКМ. Амплитуда осевых колебаний ротора зависит от износостойкости сопрягаемых материалов на 1-ом участке основной и средней перемычек ротора и корпуса, не зависит от износостойкости материалов на 2-ом участке ротора и определяется по формулам:

$$A^1 p7 = Ap1 + K_{11} \cdot \tau = 1000 + 250 \cdot 1 = 1250; \quad (3)$$

$$A^2 p = Ap2 + K_{22} \cdot \tau = 1000 + 250 \cdot 1 = 1250. \quad (4)$$

**4. Величина амплитуды изменения величины зазора от гидроударов зависит от амплитуды осевого колебания ротора и используемой конусности:**

$$\delta_p^1 = A_p^1 \cdot \frac{K}{2} = 1250 \cdot \frac{1}{20 \cdot 2} = 31,25; \quad (5)$$

$$\delta_p^2 = A_p^2 \cdot \frac{K}{2} = 1250 \cdot \frac{1}{20 \cdot 2} = 31,25. \quad (6)$$

**5. Разность величины зазора** на участках 2 и 1 определяется по формуле:

$$D = \delta_p^2 - \delta_p^1 = (A_p^1 + K_{22} \cdot \tau) \cdot \frac{K}{2} - (A_p \cdot K_{22} \cdot \tau) \cdot \frac{K}{2} = \frac{K}{2} (K_{22} - K_{11}) \cdot \tau \quad (7)$$

и зависит от разности коэффициентов пропорциональности кривых износа.

Из анализа разности величин зазора на участках 2 и 1 видно, что в начале эксплуатации эти величины положительны для материала 1. Монель-металл-1Х13 / 2. Монель-металл-40Х13 и отрицательны для материала 1. Монель-металл-1Х13 / 2. 40Х13-1Х13. Сочетание материалов во втором случае более благоприятно, так как в первые сутки



эксплуатации износ по основаниям и средним перемычкам больше, чем по секциям и, следовательно, явления заклинивания, схватывания и заедания ротора относительно корпуса на этих участках маловероятно.

**6. Уровень щелочи в питательной трубе (табл.1) возрастает пропорционально величине зазора.** Это объясняется ростом протечек щелочи, поступающей из питателя КТС в питательную трубу. При этом нагрузка на привод ротора сохраняет свои значения постоянными и колеблется в пределах  $A_a = 18...20$  Ампер.

**7. Компенсация зазора.** При компенсации критического зазора (ККЗ) осуществляется осевое перемещение ротора на два деления, 2 мм, (2000 мкм). При этом происходит уменьшение зазора на величину

$$S_{\text{ККЗ}} = P_P \cdot \frac{K}{2} = 2000 \cdot \frac{1}{20 \cdot 2} = 50, \quad (8)$$

где  $S_{\text{ККЗ}}$  – величина компенсации критического зазора (ККЗ).

Следовательно, величина зазора на первом участке ротора (табл.1) и износостойкость материала уменьшается согласно уравнению на величину:

$$\Delta l = \delta u_3^1 - \Delta \text{ККЗ} = 11,5 - 50 = -38,5. \quad (9)$$

Отрицательный знак износа деталей КТС на 1-м участке показывает, что для того, чтобы уменьшить зазор на 1-ом участке ротора на 50 мкм, необходимо принудительно в течение нескольких минут износить сопрягаемую поверхность ротора при выполнении очередных компенсаций зазора.

Такой вид компенсации зазора сопровождается явлениями заклинивания, схватывания и заедания вращающего ротора относительно корпуса, что приводит к снятию питателя с эксплуатации.

При этом возрастает нагрузка на привод ротора в 4...4,5 раза. Использование схемы ККЗ вынудило производителей увеличить мощность двигателя привода с 8 до 40 кВт и более, что привело к частым разрушениям цапф ротора.

Для устранения перечисленных недостатков был разработан и внедрен в производство принудительный микротолчковый компенсатор зазора (ПМКТКЗ). Суть его состоит в том, что компенсация зазора выполняется один раз в сутки на величину 6,25 мкм (осевое перемещение ротора на 250 мкм или поворот маховика присадки ротора на 90 градусов ( $\frac{1}{4}$  часть оборота)). При этом нагрузка на привод ротора практически не возрастает (показания амперметра изменяются от 18-20 до 20-22 А).

Использование менее износостойких материалов (замена 40X13 на 12X18H10T) позволяет существенно увеличить износ на 1-м участке (основания и средние перемычки) ротора за 5 дней эксплуатации до 50 мкм и при последующей ККЗ снизить явление самозаклинивания, схватывания и заедания ротора.

**Выводы.** 1. Установлено, что все конические поверхности ротора и корпуса питателя КТС по величине и механизму износа можно разделить на два участка: 1) основания и средние перемычки ротора и корпуса – на их долю приходится 20% всех конических поверхностей; 2) конические поверхности ротора и корпуса по длине окружности между окнами и по образующей, между основаниями и средней перемычкой ротора и корпуса – на их долю приходится 80% конических поверхностей.

2. Износ на 1-ом участке ротора и корпуса на порядок меньше, чем на 2-ом участке, а величина износа зависит от: 1) скорости скольжения ротора относительно корпуса; 2) изменения зазора в питателе; 3) концентрации абразивных частиц в щелочи; 4) расхода и скорости прохождения протечек щелочи через вибрирующий зазор; 5) срока службы в первой степени.

3. Основание и средние перемычки ротора и корпуса подвергают вибро-гидро-абразивному износу, величина которого зависит от: 1) скорости скольжения; 2) concentra-

ции абразивных частиц в щелочи; 3) амплитуды возвратно-поступательного перемещения щелочи в вибрирующем зазоре; 4) бокового избыточного давления щелочи в зазоре.

4. Срок службы питателя КТС зависит от износостойкости используемых материалов на 2-ом участке, а надежность компенсации зазора зависит от антифрикционных характеристик материала на 1-м участке ротора и используемых материалов при ремонте.

5. Использование менее износостойких материалов на основаниях и средних перемычках, например 1X13 взамен 40X13, позволяет существенно облегчить процесс компенсации зазора и, следовательно, увеличить надежность работы питателя.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Камель Г.И. Роторные питатели установок непрерывной варки целлюлозы / Камель Г.И. – М.: Лесная промышленность, 1987. – 160с.
2. Нечаев Г.И. Повышение надежности и продуктивности загрузочных устройств непрерывной варки целлюлозы и полуцеллюлозы: монография / Г.И.Нечаев, Г.И.Камель. – Луганск: Изд-во СНУ им. В.Даля, 2005. – 392с.
3. Дослідження конічних трибосполучень у промисловому транспорті: монографія / Г.І.Камель, В.В.Перемітько, А.В.Єршов, Р.А.Куліковський. – Дніпродзержинськ: ДДТУ, 2013. – 313с.

Поступила в редколлегию 23.01.2017

УДК 671.791.5

КАМЕЛЬ Г.И., д.т.н., профессор  
ГАСИЛО Ю.А., к.т.н., доцент  
ВОЛКОВ Г.П.\* , к.т.н., доцент  
КОСАРЕВ Е.О., магистр  
КОТЛЯРОВ Н.С., магистр

Днепропетровский государственный технический университет, г. Камьянское

\*Запорожский национальный технический университет

### ИССЛЕДОВАНИЕ ТРУБОПРОВОДНОГО ГИДРОТРАНСПОРТА ДЛЯ ТРАНСПОРТИРОВАНИЯ ДРЕВЕСНОЙ ЩЕПЫ В ВАРОЧНЫЙ КОТЕЛ

**Введение.** В 1979 году был открыт способ получения целлюлозы сульфатным способом в котлах периодического действия. С этого времени внимание специалистов было приковано к решению главной задачи – создания нетрадиционного вида транспорта, который мог бы непрерывно в течение года подавать измельченную древесину в варочный котел с давлением 1,2 МПа и температурой щелочи 160-180°C [1].

Впервые в мировой практике в Украине в 1926-1931 годах под руководством профессора Л.П.Жеребова был разработан способ нетрадиционной подачи древесной щепы в варочный котел. Для этого использовался плунжерный двухпоршневой насос с клапаном- распределителем, что позволило: 1) создать новый вид гидротранспорта высокого давления; 2) осуществлять непрерывную варку целлюлозы; 3) перерабатывать отходы сельскохозяйственного производства (полову, рапс, лен, камыш) и создавать небольшие мобильные установки производительностью 20-30 т/сутки; 5) снизить себестоимость производства целлюлозы в 5-7 раз; 6) улучшить эксплуатационные характеристики варочных котлов (устранить термоциклы) [1-3].

Используя опыт, приобретенный в Украине, шведская фирма «Камюр» предложила использовать в качестве транспортирующего устройства трубопроводную гидравлическую транспортную систему, в которой регулирование всеми технологически-

ми процессами осуществлял роторный питатель высокого давления (ПВД) двухсекционной конической турбосистемы.

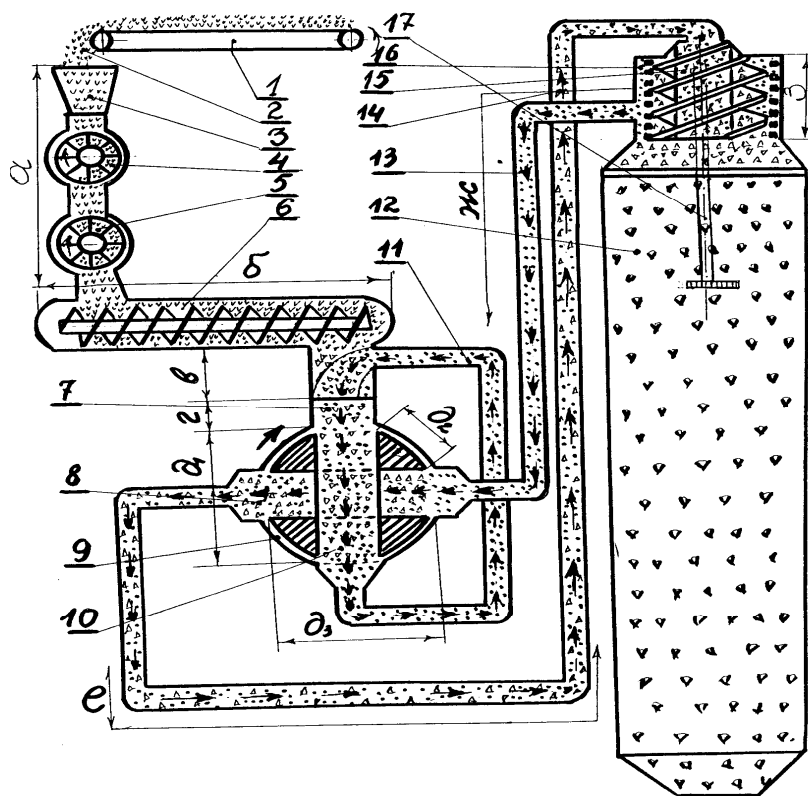
В настоящее время таких установок в мире более 500, в России – 75, в США – 150 и на них вырабатывается более 85% товарной целлюлозы.

Однако преимущества непрерывной варки целлюлозы используются не полностью. Объясняется это тем, что слабым элементом установки «Камюр» является трубопроводная гидравлическая транспортная система (ТГТС). Из-за простоев варочного котла недополучалось более 10% товарной целлюлозы.

Установлено, что трубопроводная гидравлическая транспортная система состоит из главной трассы перемещения щепы и двух вспомогательных кольцевых трасс циркуляции щелочи низкого и высокого давления, которые обеспечивают стабильную загрузку щепой варочного котла.

Все три трассы проходят через карманы вращающегося ротора, а две вспомогательные трассы изолированы друг от друга, работают в автономном режиме и перекрываются через карманы вращающегося ротора.

Анализ литературных источников показал отсутствие каких-либо разработок относительно надежности работы ТГТС и влияния ее на работу варочного котла.



- 1 – конвейер; 2 – щепа; 3 – бункер; 4 – дозатор; 5 – ПВД; 6 – пропарочная камера; 7 – питательная труба; 8 – горизонтальный карман ПВД; 9 – корпус ПВД; 10 – вертикальный карман ПВД; 11 – труба возврата щелочи НД; 12 – котел; 13 – труба возврата щелочи ВД; 14 – труба загрузки гидросмеси котла; 15 – шнек; 16 – отбор щелочи; 17 – регулятор уровня щепы в котле;

а, в, ..., ж – линейные размеры элементов установки

Рисунок 1 – Технологическая схема транспортно-загрузочной системы

носительно надежности работы ТГТС и влияния ее на работу варочного котла.

**Постановка задачи.** Целью работы является описание внешних и внутренних факторов, влияющих на функционирование ТГТС установки «Камюр», и раскрытие физических процессов, происходящих в ней.

**Результаты работы.** Для решения поставленных задач используются ТГТС, работающие в Украине, России и Болгарии. Экспериментальный материал собран более чем на 50 действующих установках производительностью 500, 750, 1000 и 1250 тонн/сутки на разных предприятиях.

На рис.1 приведена технологическая схема ТГТС, состоящая из главной трассы перемещения щепы от ленточного конвейера

до верхней части варочного котла и двух вспомогательных кольцевых трасс: трассы низкого давления (насос, трубопровод, поток струи щелочи, гидросмесь в питательной трубе, сопряжение окон корпуса и сквозных карманов ротора в вертикальной плоскости) и трассы высокого давления (насос, трубопровод, сопряжение окон корпуса и сквозных карманов ротора в горизонтальной плоскости, верхняя часть варочного котла).

Рассмотрим, какие технологические процессы происходят при транспортировании измельченной технологической щепы.

**1. Механическое перемещение щепы при атмосферном давлении.** Измельченная древесина (щепа) подается ленточным конвейером в бункер, из которого щепа равномерно поступает в дозатор щепы. Дозатор щепы служит для регулирования расхода технологической щепы в варочный котел.

**2. Механическое перемещение щепы при низком давлении.** С дозатора щепа поступает в карманы ротора питателя низкого давления (ПНД), который служит для транспортирования щепы и одновременно является запорным устройством, отделяя область низкого давления 0,1-0,15 МПа от атмосферного давления. Далее щепа поступает в пропарочную камеру, и из нее при температуре 120°C удаляется скипидар и другие летучие соединения. Разработана математическая модель пропарочной камеры [2] с оптимизацией эксплуатационных параметров. Из пропарочной камеры щепа попадает в питательную трубу, где она встречается со струей щелочи, идущей из трассы циркуляции щелочи низкого давления (ЦЩНД), и формирует гидросмесь, которая падает на поверхность гидросмеси в нижней части питательной трубы.

**3. Перемещение гидросмеси низкого давления.** Падающая струя гидросмеси на ее поверхность в питательной трубе формируется с одновременным выравниванием гидросмеси по высоте. Гидросмесь в нижней части питательной трубы движется с постоянной скоростью с выравненной концентрацией щепы (30%) к сопряжению окон корпуса и сквозных карманов ротора в вертикальной плоскости одной секции. Это сопряжение изменяется по закону гармонических колебаний, при этом расход гидросмеси изменяется согласно тому же закону. Сквозные карманы ротора второй секции смещены относительно сквозных карманов ротора первой секции. Это позволяет получать постоянный расход гидросмеси, проходящей через две секции роторного питателя одновременно.

Пропускная способность гидросмеси через сопряжение 12,5% окон корпуса и 10,5% окон сквозных карманов ротора определяется коэффициентом кратности циркуляции гидросмеси

$$K = \frac{Q}{V n}, \quad (1)$$

где  $K = 2 \dots 5$  – кратность циркуляции гидросмеси через карманы ротора;  $Q$  – производительность насоса, м<sup>3</sup>/час;  $n$  – частота вращения ротора, мин<sup>-1</sup>.

При  $n = 3$  мин<sup>-1</sup>  $K = 5$ . Это значит, что за время сопряжения окон корпуса и карманов ротора проходят пять объемов гидросмеси. Щелочь отсасывается из сит в нижней части корпуса, а щепа остается в кармане ротора. В результате этого концентрация гидросмеси в кармане ротора возрастает с 30% до 90% при  $n = 8$  мин<sup>-1</sup>;  $K = 2$ .

Для предотвращения забивания отверстий сит щепой предложено семь режущих углов на роторе, корпусе и ситах, которые осуществляют стабильное срезание щепы, попавшей в зазор, и своевременное удаление срезанной щепы потоком щелочи из отверстий сит.

**4. Перемещение гидросмеси высокого давления.** При повороте кармана ротора в горизонтальное положение в нем резко возрастают давление, гидравлический удар и вибрации. Для смягчения гидроударов в кармане ротора предложено установить холодильники (вырезы) симметрично с каждой стороны окон высокого давления на корпусе на площади 10% от всей конической поверхности корпуса. Определены величина ударного давления, продолжительность фазы гидравлического удара и его продолжительность.

Пропускная способность гидросмеси через сопряжение площадью 7,5% окон корпуса и 10,5% окон сквозных карманов ротора определяется по формуле (1). При этом за время сопряжения окон насос ЦЩВД выталкивает гидросмесь из карманов двух секций ротора. В результате этого концентрация гидросмеси снижается с 90% до 30%. Полученная гидросмесь по трубопроводу поступает в верхнюю часть варочного котла, где с помощью шнека и отверстий в ситах осуществляется отбор щелочи из гидросмеси в ПВД, а в варочном котле происходит возрастание концентрации гидросмеси до 75%. При этом концентрация гидросмеси связана с дозатором щепы. При возрастании концентрации гидросмеси дозатор щепы уменьшает обороты ротора и наоборот. Пропускная способность при выгрузке карманов ротора в вертикальной плоскости в отдельном кармане ротора выполняется по нулевому синусоидальному закону, а для двухкарманного роторного питателя суммарная пропускная способность питателя определяется по формуле (2). Для характеристики пропускной способности гидросмеси используется также коэффициент повторяемости циркуляции щелочного раствора через питатель, который определяется по формуле:

$$K = Q \cdot \frac{60}{d_{cp}^2} \cdot L \cdot n, \quad (2)$$

где  $d_{cp}$  – средний диаметр ротора, мм;  $L$  – длина окна ротора, мм.

Пропускная способность при загрузке карманов ротора питателя высокого давления зависит от резательного механизма. Резательным механизмом является острая кромка на роторе, корпусе и ситах. Зависимость площади отверстий сит, забитых щепой, от режущих кромок на роторе ситах определяется по формуле:

$$F_{cum} = -4,87 + 0,33\alpha_p + 0,43\alpha_k, \quad (3)$$

где  $F_{cum}$  – площадь отверстий сит, забитых щепой, м<sup>2</sup>;  $\alpha_p$  и  $\alpha_k$  – соответственно режущие углы на роторе и корпусе, град.

**Выводы.** 1. Установлено, что трубопроводная гидравлическая транспортная система состоит из главной трассы перемещения щепы и двух вспомогательных кольцевых трасс циркуляции щелочи низкого и высокого давления, которые обеспечивают стабильную загрузку щепой варочного котла.

2. Все три трассы проходят через сквозные карманы вращающегося ротора, две вспомогательные трассы, которые изолированы друг от друга и работают в автономном режиме, перекрываясь через карманы вращающегося ротора.

3. Главная трасса транспортирования щепы в зависимости от давления состоит из четырех участков: 1) механического перемещения щепы при атмосферном давлении; 2) механического перемещения щепы при низком давлении щелочи; 3) перемещения гидросмеси низкого давления; 4) перемещения гидросмеси высокого давления.

4. При перемещении щепы концентрация гидросмеси изменяется пять раз: 1) в струе щелочи 100%; 2) в питательной трубе со 100% до 30%; 3) в карманах ротора в вертикальной плоскости с 30% до 90%; 4) в карманах вращающегося ротора в горизонтальной плоскости с 90% до 30%; 5) в верхней части варочного котла с 30% до 80%.

5. Щепа до питателя высокого давления имеет температуру в пропарочной камере 120°C, а в трассах циркуляции щелочи низкого и высокого давления – 160-180°C.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Непинин Ю.Н. Технология целлюлозы. Том 2 / Непинин Ю.Н. // М.: Гослесбумиздат, 1963. – 936с.
2. Нечаев Г.И. Повышение надежности и продуктивности загрузочных устройств непрерывной варки целлюлозы и полуцеллюлозы: монография / Г.И.Нечаев, Г.И.Камель. – Луганск: Изд-во ВНУ им. Даля, 2005. – 392с.

3. Камель Г.И. Роторные питатели установок непрерывной варки целлюлозы: монография / Г.И.Камель. – М.: Лесная промышленность, 1987. – 160с.
4. Камель Г.И. Технологічні процеси та комплекси відновлення і зміцнення деталей: навч. посіб. / Г.И.Камель, В.М.Мілютін, П.С.Івченко, А.І.Панфілов. – Дніпродзержинськ: ДДТУ, 2015. – 496с.

Поступила в редколлегию 23.01.2017.

УДК 621.922.02.001.5

ТАНЦУРА Г.І., к.т.н. доцент  
БІЛОУС М.О., студент

Дніпровський державний технічний університет, м. Кам'янське

### **НАПРУЖЕНИЙ СТАН ШЛІФУВАЛЬНОГО КРУГА ВІД ДІЇ ЗОСЕРЕДЖЕНОГО РАДІАЛЬНОГО ТИСКУ НА АБРАЗИВНЕ ЗЕРНО**

**Вступ.** Шліфування займає значне місце в металообробці. Здебільшого процес шліфування здійснюється шліфувальними кругами. В них різальні абразивні зерна періодично входять в контакт з деталлю, що обробляють. В процесі шліфування матеріалу зношуються різальні кромки шліфувальних зерен поверхневого робочого шару. Погіршуються умови здійснення технологічного процесу зняття шару металу з деталі. Внаслідок періодичного навантаження зерен вони руйнуються. Руйнується матеріал, який їх утримує. Зерна випадають. У взаємодію з матеріалом деталі, що обробляють, вступають цілі зерна з незношеними різальними кромками.

Періодичне навантаження зерен призводить до циклічно змінного напруженого стану матеріалу, що їх утримує. Термін руйнування (кількість циклів навантажень) з'єднання зерен з матеріалом залежить від ряду причин, серед яких і величини навантажень зерен, характер циклів зміни навантажень. Руйнування поверхневого шару забезпечує появу на ньому нових різальних кромок замість зношених. Покращуються умови реалізації основної функції абразивних зерен – зняття шару металу з деталі, що обробляють. Відновлюється технологічний процес шліфування.

Встановлення оптимальних умов зносу різальних кромок абразивних зерен та супутнього руйнування матеріалу, в якому вони утримуються при циклічному їх навантаженні, – актуальна науково-технічна проблема. Вона включає задачу визначення напруженого стану матеріалу, в якому утримуються абразивні зерна, як основного чинника, що призводить до руйнування матеріалу при циклічному його навантаженні.

**Постановка задачі.** В роботі [1] показано розподіл напружень, зумовлених дією відцентрових сил. Дія зосереджених сил, прикладених безпосередньо до зерен, не врахована. В дисертації Музички Д.Г. [2] досліджені особливості формозміни різальної поверхні шліфувального круга з урахуванням температурно-силових факторів, що впливають на напружений стан зерен. Окремі аспекти силової взаємодії зерен та матеріалу, що їх утримує, досліджені в статті Ушакова А.Н. [3]. В ній автор, використовуючи модель абразивного інструменту [4], вплив матеріалу шліфувального круга моделює системою дискретних пружних елементів. Неперервна схем взаємодії абразивного зерна з матеріалом, що його утримує, використана в роботі [5]. В ній автор до абразивного зерна заданої форми прикладає зовнішні сили. Поверхню, якою зерно взаємодіє зі зв'язкою, приймає такою, що не змінює свою форму. Вказане відповідає прийняттю гіпотези про безмежно жорсткий матеріал, який зв'язує зерна, що не дозволяє встановити зв'язок поміж прикладеними до зерна зусиллями та напруженим станом матеріалу, в якому воно розташоване.

У роботі поставлена задача дослідити розподіл напружень в матеріалі шліфувального круга при дії на нього нормальної сили. Шліфувальний круг розглянуто як виготов-

лений з ізотропного матеріалу. Його радіус значно перевищує розмір абразивних зерен. В статті він прийнятий безмежним.

**Результати роботи.** В прийнятій постановці шліфувальний круг займає частину простору  $0 \leq z \leq \infty$ . В ньому виокремимо циліндр висотою та діаметром  $c$ . Основу циліндра помістимо в площині  $z = 0$ . Циліндр будемо розглядати як абразивне зерно. В точці, що відповідає центру іншої основи, в перерізі  $z = c$  прикладемо силу, що дорівнює тиску на зерно та спрямовану нормально до поверхні  $z = 0$ . За такої схеми напружено-деформований стан матеріалу зв'язки симетричний відносно осі  $z$ . Для такого випадку функція напружень має вигляд [6]

$$\varphi = \frac{P}{8\pi(1-\mu)} \left\{ R_1 + [8\mu(1-\mu) - 1] R_2 - \frac{2cz}{R_2} + 4(1-2\mu)[(1-\mu)z \ln(R_2 + z + c)] \right\}, (1)$$

де  $\mu$  – коефіцієнт Пуассона;  $R_1$  – радіус-вектор від проєкції точки прикладення зосередженої сили до точки визначення напружень та переміщень;  $R_2$  – радіус-вектор, який від точки розташований на нормалі до поверхні симетрично точці прикладення зосередженої сили до точки визначення напружень та переміщень;  $r$  – радіус-вектор від осі  $z$  до поточної точки визначення напружень та переміщень;

$$R_1 = \sqrt{(z-c)^2 + r^2}; \quad R_2 = \sqrt{(z+c)^2 + r^2}.$$

Напруження в пружному середовищі визначаються наступними залежностями:

$$\begin{aligned} Rr &= \frac{\partial}{\partial z} \left( \mu \Delta^2 - \frac{\partial}{\partial r^2} \right) \varphi; \\ B\beta &= \frac{\partial}{\partial z} \left( \mu \Delta^2 - \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \right) \varphi; \\ Zz &= \frac{\partial}{\partial z} \left( (2-\mu) \Delta^2 - \frac{\partial}{\partial z^2} \right) \varphi; \\ Rz = Zr &= \frac{\partial}{\partial r} \left( (1-\mu) \Delta^2 - \frac{\partial}{\partial z^2} \right) \varphi; \\ R\beta = Br = Bz = Z\beta &= 0. \end{aligned} \quad (2)$$

Переміщення матеріалу

$$\begin{aligned} u_r &= -\frac{1}{2G} \frac{\partial^2 \varphi}{\partial r \partial z}; \\ u_z &= -\frac{1}{2G} \left( 2(1-\mu) \Delta^2 - \frac{\partial}{\partial z^2} \right) \varphi. \end{aligned} \quad (3)$$

де  $G = \frac{E}{2(1+\mu)}$ .

Визначимо напруження по поверхням, що відповідають границям зерна циліндричної форми, вісь якого паралельна осі  $z$ , висотою та діаметром  $c = 10$  мкм. Результати розрахунків напружень в радіальній площині  $z \leq 0 \leq c$  і  $\frac{c}{2} \leq r \leq c$  для матеріалу, коефіцієнт Пуассона для якого дорівнює нулю ( $\mu = 0$ ), наведено далі. На рис.1 та 2 по-

казано розподіли нормальних напружень, віднесених до середніх значень тиску зерна на матеріал, що пов'язує абразивні зерна.

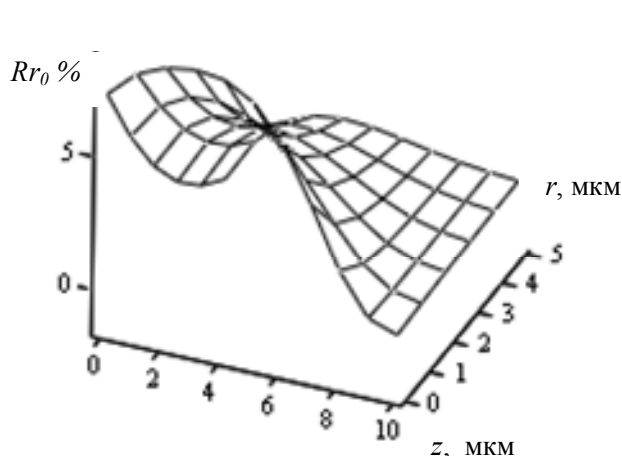


Рисунок 1 – Розподіл нормальних радіальних напружень по висоті  $z$  та в радіальному напрямку для матеріалу з модулем  $\mu = 0$

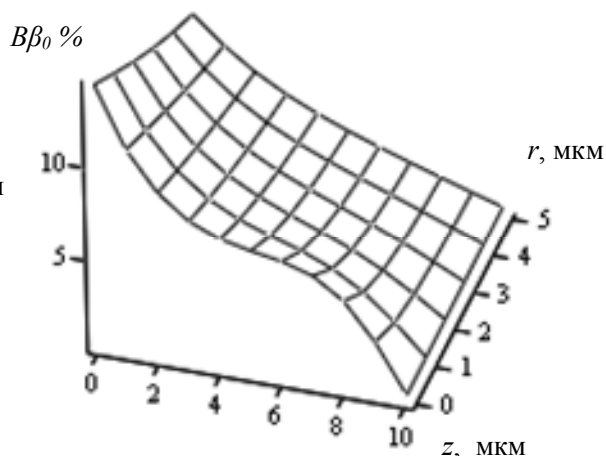


Рисунок 2 – Розподіл нормальних колових напружень по висоті  $z$  та в радіальному напрямку для матеріалу з модулем  $\mu = 0$

На рис.3 та 4 наведено графіки розподілу дотичних напружень, що виникають в матеріалі, який утримує абразивні зерна.

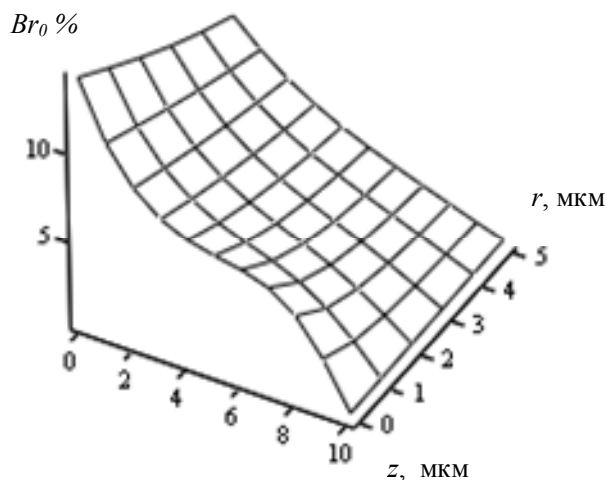


Рисунок 3 – Розподіл дотичних напружень в площинах нормальних до осі зерна по його висоті  $z$  та в радіальному напрямку для матеріалу з модулем  $\mu = 0$

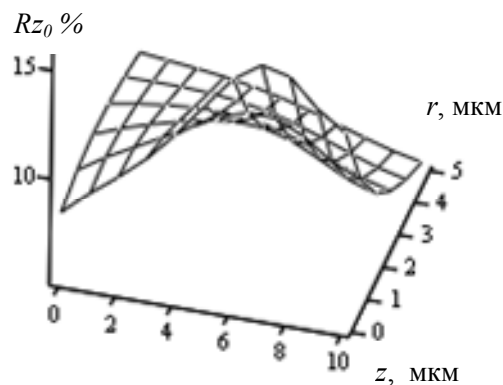


Рисунок 4 – Розподіл дотичних напружень в радіальних площинах по висоті зерна  $z$  та в радіальному напрямку для матеріалу з модулем  $\mu = 0$

Наведені графічні залежності дозволяють зробити наступний висновок. Напруження, що залежать від кутової координати  $\beta$ , якісно та кількісно близькі. Їх значення зменшуються від верхньої частини абразивного зерна, якою воно взаємодіє з матеріалом, що обробляється, до протилежної основи. Нормальні радіальні напруження від поверхні шліфувального круга зростають до локального максимуму. Дотичні напруження, що залежать від радіуса-вектора  $r$ , також мають локальний максимум. Він розташований ближче до основи зерна. Зменшуються напруження і з віддаленням від зерна в радіальному напрямку. Останнє є реалізацією принципу Сен-Венана про локальність напруженого стану, зумовленого локальними збуреннями.



Максимальні значення усіх напружень не перевищують п'ятої частини розподіленого тиску абразивного кристала на матеріал шліфувального круга. Максимальні радіальні нормальні напруження менші за 10% розподіленого тиску. Це свідчить про обмежену можливість утримання зерна силами тертя у разі відсутності адгезійного зв'язку поверхні кристала з матеріалом та вимагає заходів, спрямованих на покращення зв'язку матеріалу шліфувального круга з абразивними зернами.

Відповідно до функції напружень напружено-деформований стан матеріалу шліфувального круга в районі різального зерна залежить від характеру деформування матеріалу. Одним з показників, що характеризує механічні властивості матеріалу, є коефіцієнт Пуассона. Для реальних матеріалів коефіцієнт Пуассона приймає значення в межах від нуля до однієї другої. З метою оцінки його впливу на напружений стан матеріалу шліфувального круга визначимо напружено-деформований стан та приймемо, що коефіцієнт Пуассона матеріалу, який утримує абразивні кристали в шліфувальному крузі, становить 0,25 та 0,5. Визначимо напруження в матеріалі за прийнятою схемою навантаження. Результати наведено на рис.5-8.

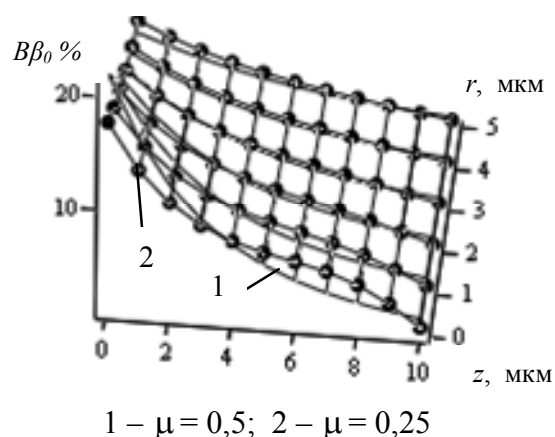
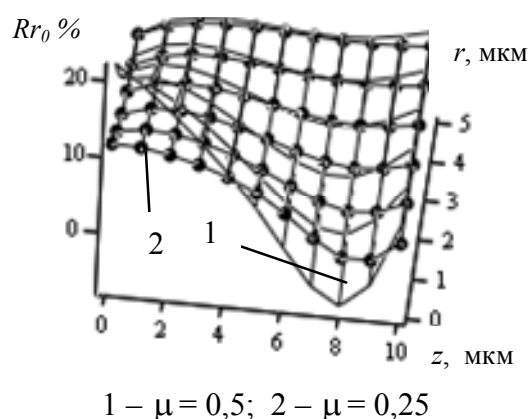


Рисунок 5 – Розподіл нормальних радіальних напружень по висоті  $z$  та в радіальному напрямку для матеріалу з різними значеннями коефіцієнта Пуассона

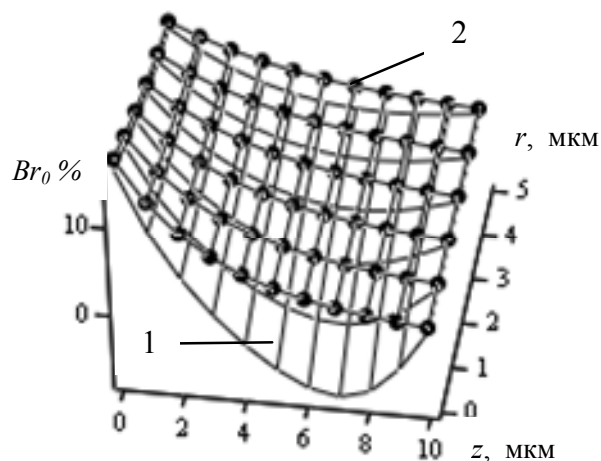
Рисунок 6 – Розподіл нормальних колових напружень по висоті  $z$  та в радіальному напрямку для матеріалу з різними значеннями коефіцієнта Пуассона

Відповідно до побудованих графічних залежностей нормальні радіальні напруження  $Rr$  по висоті зерна змінюють свій знак, якщо значення коефіцієнта Пуассона  $\mu$  перевищує 0,25. Їхні максимальні значення більші при більшому значенні коефіцієнта Пуассона.

Нормальні колові напруження  $B\beta$  несуттєво змінюються зі зміною вказаного коефіцієнта. Вони спадні. Їхні максимальні значення близькі та сягають 20% розподіленого тиску кристала на матеріал шліфувального круга

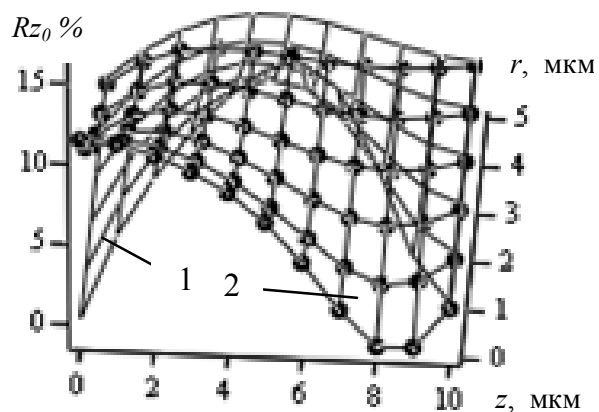
Аналіз графіків (рис.7) показує наступне. Зміна коефіцієнта Пуассона несуттєво впливає на розподіл дотичних напружень  $Bz$ . Їх значення при коефіцієнті Пуассона  $\mu = 0,5$  дещо менші в тій частині матеріалу, що взаємодіє з середньою частиною шліфувального зерна. Максимальні напруження мають місце в обсягах матеріалу, ближчих до різальної поверхні зерна. Їх значення менші від значень відповідних нормальних напружень.

Відповідно до графічних залежностей, наведених на рис.8, значення коефіцієнта Пуассона  $\mu$  суттєво впливають на характер розподілу дотичних напружень  $Bz$ . Найбільших абсолютних значень вони набувають в матеріалі, що взаємодіє з серединою абразивного зерна, якщо  $\mu = 0,5$ .



1 –  $\mu = 0,5$ ; 2 –  $\mu = 0,25$

Рисунок 7 – Розподіл дотичних напружень  $Br$  по висоті зерна  $z$  та в радіальному напрямку для матеріалу з різними значеннями коефіцієнта Пуассона



1 –  $\mu = 0$ ; 2 –  $\mu = 0,25$

Рисунок 8 – Розподіл дотичних напружень в радіальних площинах по висоті зерна  $z$  в радіальному напрямку для матеріалу з різними значеннями коефіцієнта  $\mu$

Наведене вище показує, що максимальні нормальні напруження в матеріалі шліфувального круга в зоні його взаємодії з абразивним шліфувальним зерном перевищують відповідні дотичні. Вони виникають в частині матеріалу, розташованій ближче до поверхні шліфувального круга. Вони найбільші у випадку, коли  $\mu = 0,5$ . Оскільки кількість циклів навантажень до руйнування матеріалу зменшується зі зростанням максимальних напружень, то застосування в якості матеріалів зв'язки шліфувальних кругів матеріалів з меншими значеннями коефіцієнта Пуассона, в загальному випадку, більш доцільне.

**Висновки.** Нормальна сила тиску деталі, що обробляється, на окреме шліфувальне зерно зумовлює складний напружено-деформований стан матеріалу зв'язки. Напруження в матеріалі, що утримує абразивні зерна, нерівномірно розподілені в зонах контакту з бічними поверхнями абразивних зерен. Їх максимальні значення менші від напружень, що виникають у матеріалі внаслідок нормального тиску зерна на зв'язку. Застосування матеріалу зв'язки, коефіцієнт Пуассона якого більший від нуля, веде до зростання максимальних напружень, відповідно, в загальному випадку, до зменшення кількості циклів навантаження різального зерна до його відокремлення від матеріалу зв'язки.

Напрямоком подальших досліджень слід вважати визначення показників витривалості матеріалів шліфувальних кругів при симетричному та віднульовому циклах навантажень та на їх основі з урахуванням отриманих результатів встановлення оптимальних умов руйнування матеріалу, що утримує абразивні зерна шліфувального круга та зносу їх різальних.

#### ЛІТЕРАТУРА

1. Носов Н.В. Технологические основы проектирования абразивных инструментов / Н.В.Носов, Б.А.Кравченко. – М.: Машиностроение-1, 2003. – 257с.
2. Музичка Д.Г. Підвищення ефективності шліфування твердих сплавів спрямованим обмеженням формозміни різальної поверхні шліфувальних кругів: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.03.01 «Процеси механічної обробки, верстати та інструменти» / Д.Г.Музичка. – Чернігів, 2015. – 23с.
3. Ушаков А.Н. Разработка модели напряженно-деформированного состояния «абразивное зерно-связка» / А.Н.Ушаков // Вісник НТУ «ХП». – 2014. – №42 (1085). – С.59-64.

4. Островский В.И. Теоретические основы процесса шлифования / В.И.Островский. – Л.: Ленинградский университет, 1981. – 141с.
5. Коротков В.А. Геометрия и напряженное состояние ориентированных шлифовальных зерен с контролируемой формой / В.А.Коротков, Е.ММинкин // Обработка металлов. – 2014. – №2 (64). – С.62-77.
6. Рекач В.Г. Руководство к решению задач по теории упругости / В.Г.Рекач. – М.: Высшая школа, 1977. – 216с.

Надійшла до редколегії 27.04.2017.

УДК 621.867.427

ЧАСОВ Д.П., к.т.н., доцент  
КОРОЛЬ М.О., студент  
КРАЄВСЬКИЙ О., студент

Дніпровський державний технічний університет, м. Кам'янське

### МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ПЛАНУВАННЯ ЕКСПЕРИМЕНТУ ДЛЯ ВИЗНАЧЕННЯ ЕФЕКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ ШНЕКОВОГО КОНВЕЄРА З УРАХУВАННЯМ ДОДАТКОВИХ КОЕФІЦІЄНТІВ

**Вступ.** Однією з гострих проблем машинобудування України є переробка та утилізація відходів процесів механічної обробки – стружки і шламу. Виходячи з того, що процес переробки та утилізації здійснюється не на території механічних цехів, то актуальною стає важлива задача – транспортування відходів від верстата на наступні етапи переробки.

Під час теоретичних досліджень отримано математичну залежність, яку необхідно перевірити експериментально. Планування експерименту дає досліднику математично обґрунтовану схему логічних операцій, дозволяє управляти експериментом при неповному знанні механізму фізичних явищ [1-3]. Замість традиційного однофакторного експерименту, коли при проведенні дослідів по черзі варіюється тільки один фактор і основним завданням дослідника є фіксування всіх інших факторів на незмінному рівні, при плануванні експерименту рекомендується одночасно змінювати всі досліджувані фактори згідно з певним планом експерименту. Цим досягається скорочення обсягу експериментів і отримання більш достовірних залежностей, які враховують взаємодію факторів [4].

**Постановка задачі.** Головною метою роботи є визначення при проведенні багатофакторних експериментальних досліджень найбільш ефективних величин досліджуваних параметрів шнекового конвеєра: заповнюваності жолоба, кількості та кута атаки додаткових лопатей.

**Результати роботи.** В основу проведення експериментів покладено метод одночасного варіювання основними параметрами, що впливають на продуктивність модернізованої лопаті ( $L$  – кількість додаткових лопатей,  $Z$  – заповнюваність жолоба,  $A$  – кут атаки лопатей,  $M$  – матеріал стружки, що транспортується,  $P$  – розмір стружки, що транспортується), в якому визначаються не окремі залежності, а функціональна залежність показників від усіх досліджуваних параметрів [5]. Для встановлення функціональної залежності використано формулу:

$$P = C * L^x * Z^k * A^z * M^u * P^q. \quad (1)$$

У цій формулі  $P$  – продуктивність.

Прологарифмувавши формулу продуктивності, отримаємо:

$$y = b_0 + b_1 * x_1 + b_2 * x_2 + b_3 * x_3 + b_4 * x_4 + b_5 * x_5 + K, \quad (2)$$

де  $y$  – дані, отримані в дослідях;

$b_0, b_1, b_2, b_3, b_4, b_5$  – коефіцієнти продуктивності;

$x_1, x_2, x_3, x_4, x_5$  – логарифми параметрів продуктивності Л, З, А, М, Р;

$K$  – помилка експерименту, що складається з поправних коефіцієнтів  $K_1, K_2, K_3$ .

План дослідів передбачає три основних і два допоміжних рівня для кожної змінної. Рівень вибирається з урахуванням використовуваного в дослідженні модернізованого шнекового конвеєра. Прийняті рівні змінних і кодові позначення наведено в табл.1.

Для зручності прийняті рівні закодовані за допомогою рівнянь перетворення (1) і (2) таким чином, що нижній рівнів відповідає -1, верхній +1, а основний рівень варіювання дорівнює нулю.

Таблиця 1 – Рівні варіювання факторів

Фактори	Позначення факторів	$x_i^* = -1,414$	$x_i = -1$	$x_i = 0$	$x_i = 1$	$x_i^* = 1,414$
Кількість лопатей $N$ , шт.	$x_1$	0	1	2	3	4
Наповнення жолоба $h$ , %	$x_2$	20	25	30	35	40
Кут атаки лопатей $\alpha$ , град.	$x_3$	15	30	45	60	75
Матеріал стружки $f_m$ , (коэф. тертя)	$x_4$	0,08	0,12	0,2	0,28	0,32
Розмір стружки $S$ , мм	$x_5$	2	4	8	12	16

Для факторів з безперервною областю визначення це можливо здійснити за допомогою перетворення

$$X_j = \frac{\tilde{X}_j - \tilde{X}_{j0}}{I_j}, \quad (3)$$

де  $X_j$  – кодоване значення фактора;

$\tilde{X}_j$  – натуральне значення фактора;

$\tilde{X}_{j0}$  – натуральне значення основного рівня;

$I_j$  – інтервал варіювання;

$J$  – номер фактора.

Для наближення до найефективнішого значення використовується математична модель вигляду:

$$y = f(x_1, x_2, \dots, x_k), \quad (4)$$

де  $x_1, x_2, \dots, x_k$  – фактори залежностей.

До даного моменту, кажучи про модель, ми не зупинялися на важливому питанні про статистичну оцінку її коефіцієнтів. Можна стверджувати, що експеримент проводиться для перевірки гіпотези про те, що лінійна модель  $y = f(x_1, x_2, \dots, x_k)$  адекватна. Експеримент, у якому скінченна кількість дослідів, дозволяє отримати тільки вибіркові оцінки для коефіцієнтів рівняння (4). Їх точність і надійність залежать від властивостей вибірки і потребують статистичної перевірки.

Коефіцієнти можна обчислити за формулою:

$$b_j = \frac{\sum_{i=1}^N X_{ji} \cdot y_i}{n}, j = 0,1,2,\dots,k, \quad (5)$$

де  $n$  – кількість дослідів.

Для розрахунку коефіцієнта  $b_1$  використовуємо вектор-стовбець  $x_1$ , а для  $b_2$  – стовбець  $x_2$ . Залишається незрозумілим знаходження  $b_0$ . Якщо рівняння (5) вірне, то воно вірне й для середніх арифметичних значень змінних. Але в силу властивостей симетрії  $b_0$  – середнє арифметичне значення параметра найбільшої ефективності. Коефіцієнти лінійної моделі мають величини, наведені в табл.2.

Таблиця 2 – Коефіцієнти лінійної моделі

$b_0 = 190,8$	$b_{14} = 0,42$	$b_{123} = 289,2$	$b_{245} = 52,9$
$b_1 = 3,66$	$b_{15} = -19,1$	$b_{124} = -12,8$	$b_{345} = 80,8$
$b_2 = -27,2$	$b_{23} = -130,3$	$b_{125} = 58$	$b_{1234} = 58$
$b_3 = 44,3$	$b_{24} = 5,8$	$b_{134} = 19$	$b_{1235} = 261,5$
$b_4 = 0,11$	$b_{25} = 238,9$	$b_{135} = -85,2$	$b_{1245} = 119,6$
$b_5 = -7,2$	$b_{34} = -8,8$	$b_{145} = 3,94$	$b_{1345} = 179,4$
$b_{12} = 65,12$	$b_{35} = 377,8$	$b_{234} = 263,3$	$b_{2345} = 24,4$
$b_{13} = -94,7$	$b_{45} = 1,77$	$b_{235} = -114,3$	$b_{12345} = 54,8$

Коефіцієнти при незалежних змінних вказують на силу впливу факторів. Чим більша чисельна величина коефіцієнта, тим більше впливає фактор. Якщо коефіцієнт має знак плюс, то зі збільшенням величини фактора параметр ефективності збільшується. Величина коефіцієнта відповідає внеску даного чинника в величину параметра ефективності при переході фактора з нульового рівня на верхній або нижній.

Отримані значення мають додаткові параметри та величини, наведені в табл.3 і 4.

Таблиця 3 – Величини поправочного коефіцієнта матеріалу металевої стружки

Матеріал стружки	Алюміній	Сталь	чавун
Значення коефіцієнта $f_m$	0,25	0,55	0,85

Таблиця 4 – Величини поправочного коефіцієнта геометрії та форми металевої стружки

Тип стружки $S$ , мм	Тип стружки		
	Зливна	Сколювання	Надлому
< 4	0,75	0,8	0,95
від 4 до 10	0,65	0,75	0,85
> 10	0,5	0,7	0,8

На підставі аналізу отримуємо розрахункові дані, котрі лягли в основу залежності продуктивності шнекових конвеєрів класичної і лопатевої конструкції (транспортуваль-

ний матеріал стружки надлому, чавунна розмірний діапазон від 4 до 10 мм) та виражені табличними даними (табл.5-10).

Таблиця 5 – Зіставлення аналітичних і експериментальних даних продуктивності конвеєра за кутом атаки та наповнюваністю жолоба

Продуктивність експериментальна / аналітична						
Наповнюваність $h$ , г/%	кут атаки $\alpha$ , °					
	експериментальний			аналітичний		
	30	45	60	30	45	60
1625/25	179	200,8	193,4	183,5	206,3	197,2
1950/30	399,5	438,5	415,7	390,8	430,1	408,2
2275/35	420,4	468,5	445,2	411,3	460,1	437,3

Таблиця 6 – Зіставлення аналітичних і експериментальних даних продуктивності конвеєра за наповнюваністю жолоба і кількістю додаткових лопатей

Продуктивність експериментальна / аналітична						
Кількість додаткових лопатей $N$ , шт.	Наповнюваність $h$ , г/%					
	експериментальна			аналітична		
	1625/25	1950/30	2275/35	1625/25	1950/30	2275/35
2	131	279,2	393,6	136,3	288,3	400,2
3	200,8	438,5	468,5	208,3	442,8	481,2
4	125,4	259,8	385	120,8	251,8	377,7

Таблиця 7 – Зіставлення аналітичних і експериментальних даних продуктивності конвеєра за кутом атаки і кількістю додаткових лопатей

Продуктивність експериментальна / аналітична						
Кут атаки допоміжних лопатей $\alpha$ , °	Кількість додаткових лопатей $N$ , шт.					
	експериментальна			аналітична		
	2	3	4	2	3	4
30	256,5	399,5	241	261	408,3	248,3
45	279,2	438,5	259,8	274,8	430,1	252,3
60	266,4	415,7	253,8	261,8	408,8	248,3

Таблиця 8 – Значення поправного коефіцієнта  $K_1$

Кут атаки $\alpha$ , °	30	45	60
$K_1$	1,0223	1,0219	1,0184

Таблиця 9 – Значення поправного коефіцієнта  $K_2$

Наповнюваність $h$ , г/%	1625/25	1950/30	2275/35
$K_2$	0,964	0,9903	0,9736

Таблиця 10 – Значення поправного коефіцієнта  $K_3$

Кількість лопатей $N$ , шт.	2	3	4
$K_3$	1,016	1,0195	1,0297

Основою даного трьохфазного експерименту є основні параметри, що суттєво впливають на продуктивність, а саме  $L$ ,  $Z$ ,  $A$ .

Варіювання даними параметрами визначає не окрему залежність, а функціональну залежність показників від усіх досліджуваних параметрів.

План дослідів передбачає три рівні для кожної змінної. Рівень вибирається з урахуванням використаного в досліді модернізованого шнекового конвеєра. Прийняті рівні змінних і кодові позначення наведено у табл. 11.

Таблиця 11 – Рівні змінних і кодові позначення

Рівень	Параметри продуктивності			Кодове позначення		
	$L$ , шт.	$A$ , град	$Z$ , г	$X_1$	$X_2$	$X_3$
Верхній	4	60	1950	1	1	1
Середній	3	45	1625	0	0	0
Нижній	2	30	1300	-1	-1	-1

**Висновки.** Отримана математична залежність дозволяє визначити найбільш ефективні величини досліджуваних параметрів. Отримані дані використовуємо для розв'язання рівнянь і в результаті отримуємо наведені значення коефіцієнтів. В результаті подальших перетворень отримані наступні значення:  $L$  – 3,2;  $Z$  – 1943,3;  $A$  – 42,1°. Дані значення можна прийняти дійсними при ідеальних умовах, за винятком кількості лопатей – параметр  $L$ .

Привівши розкид точок експерименту до усереднених значень, маємо чітке простеження кількісного зростання продуктивності шнекового конвеєра зі збільшенням наповнюваності жолоба. При кількості додаткових лопатей, що дорівнює 1, простежується залежність росту продуктивності від збільшення наповнюваності жолоба, вплив кута атаки додаткових лопатей – несуттєвий; простежується закономірність перетворення шнекового конвеєра в екструдер, який за своїми продуктивними показниками не має істотних відмін від базової (класичної) конструкції шнекового конвеєра. В даному випадку присутність однієї додаткової лопаті не впливає на продуктивність, а здійснює процес змішання або спущення транспортувального матеріалу. При наявності 2-4 додаткових лопатей спостерігається стрімке зростання продуктивності в діапазоні наповнюваності жолоба 25-30% і 30-35%.

#### ЛІТЕРАТУРА

1. Саутин С.Н. Планирование эксперимента в химии и химической технологии / С.Н.Саутин. – Л.: Химия, 1975. – 48с.
2. Адлер Ю.П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий / Адлер Ю.П., Маркова Ю.В., Грановский Ю.В. – Изд. 2-е перер. и доп. – М.: Наука, 1986. – 325с.
3. Х.Чикс. Основные принципы планирования эксперимента / Х.Чикс. – М.: Наука, 1987. – 216с.
4. Красовский Г.И. Планирование эксперимента / Г.И.Красовский, Г.Ф.Филаретов. – Минск: изд-во БГУ, 1982. – 302с.
5. Chasov D.P. Determining the equation of surface of additional blade of a screw conveyor / Chasov D.P. // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies (Engineering technological systems). – 2016. – 5/1 (83). – P.4-9.

Надійшла до редколегії 13.03.2017.

Дніпровський державний технічний університет, м. Кам'янське

## МЕТОД ОЦІНКИ ДОВГОВІЧНОСТІ ЗА ЗНОШУВАННЯМ ДЕТАЛЕЙ П'ЯТНИКОВИХ ВУЗЛІВ

**Вступ.** Зростання потужностей технологічного обладнання (об'ємів доменних печей, продуктивності прокатних станів) вимагає збільшення маси і швидкості руху поїздів, підвищення вантажопідйомності транспортних засобів парку промислових підприємств. Це сприяє збільшенню навантажень, що діють на рухомий склад, і є причиною того, що в останні роки спостерігається інтенсивне зростання ушкоджень різних вузлів і деталей транспортних засобів парку промислових підприємств.

Одним з найбільш відповідальних вузлів вантажного вагона, від працездатності якого залежать безпека руху поїздів та їх безаварійна експлуатація, є п'ятниковий вузол. Тому підвищення його надійності та довговічності має велике значення. Важливість цього завдання пояснюється ще й тим, що литі деталі, які входять до цього вузла, в процесі роботи швидше виходять з ладу, ніж багато інших деталей вагона, а витрати на відновлення та заміну їх дуже значні.

Як показує досвід експлуатації вагонів промислового транспорту, найбільшу кількість пошкоджених деталей п'ятникових вузлів виявлено у промислових вагонів, що експлуатуються на металургійних підприємствах, особливо у сімействі великовантажних вагонів типу думпкар вантажністю 80-85 тонн (800-850 кН).

**Постановка задачі.** У результаті проведених досліджень встановлено, що для промислових вагонів типу думпкар вантажністю 850 кН основним критерієм працездатності є абразивний знос деталей з наступною появою пластичних деформацій.

Отримані дані про зношування свідчать про переважний вплив на цей процес бічних коливань кузова відносно надресорної балки. Висока інтенсивність зносу визначається значними кромковими тисками, що виникають в результаті реалізації несиметричної схеми навантаження. Існуюча методика розрахунку п'ятникових вузлів [1], побудована на порівнянні величин середніх тисків, обчислених з урахуванням центрального прикладання навантаження, з допустимими, не враховує всіх факторів, обумовлених конструкцією і призначенням вагона, та умов його експлуатації. У результаті цього на етапі проектування конструктор не отримує необхідних даних для визначення оптимальних розмірів деталей вузла, призначення матеріалів, оцінки довговічності та ін., що в решті решт призводить до помилкових результатів. Тому створення методики розрахунків, яка б враховувала як можна більше факторів, що визначають довговічність деталей вузла, досить актуальне.

**Результати роботи.** Для розрахунку і прогнозування довговічності деталей п'ятникових вузлів необхідно знати основні закономірності процесу зношування матеріалів. Аналіз значної кількості досліджень зі зносу показує, що тиск на поверхні тертя  $p$  і швидкість відносного ковзання  $v_k$  є основними факторами, що впливають на швидкість зношування. Згідно з [2] швидкість абразивного зношування  $\gamma$  може бути виражена залежністю:



$$\gamma = kpv_k, \text{ мкм/год.}, \quad (1)$$

де  $k$  – коефіцієнт зношування, що характеризує матеріал пари тертя і умови зношування.

На величину коефіцієнта  $k$  впливають характеристики матеріалів пари тертя і умови роботи в зоні контакту.

Використовуючи (1), можна розрахувати лінійний знос  $u$ , що характеризує зміну розміру поверхні при її зношуванні в напрямку, перпендикулярному до поверхні тертя:

$$u = \gamma t = kpv_k t = kps, \quad (2)$$

де  $s = v_k t$  – шлях тертя.

Розрахунки з використанням залежностей (1) та (2) дозволяють робити порівняльний аналіз зносостійкості конструкцій, поширювати результати спостереження в експлуатації зносостійкості вузла або машини одного типорозміру на інші типорозміри, використовувати результати випробувань зносостійкості на вузли інших параметрів.

Необхідною умовою застосування наведених вище залежностей для розрахунку довговічності п'ятникових вузлів є умова сталості в них виду тертя й зношування. Як показують наведені в [3] розрахунки, у контакті п'ятника з підп'ятником в процесі тертя буде незначна температура, яка не буде впливати на процес протікання зношування. Тому швидкість зношування при розглянутих вище умовах визначається головним чином властивостями матеріалів деталей, які труться, і зовнішніми факторами, з яких найбільший вплив чинить тиск на поверхні тертя. Ці обставини визначають відносну стабільність зношування в часі. Тому зношування в п'ятниковому вузлі можна охарактеризувати залежністю (2).

На підставі робіт [4, 5], де досліджувалися величини тисків на опорній поверхні в залежності від бічних коливань кузова щодо надресорної балки, наближено можна прийняти, що тиск у контакті п'ятника з підп'ятником змінюється за синусоїдальним законом.

У всіх точках контактуючих опорних поверхонь, де не відбувається розкриття стику, тиски змінюються за законом

$$p = p_0 + p_a \sin \omega_1 t, \quad (3)$$

де  $p_0$  – середній тиск від рівнодіючого вертикального навантаження на вузол, Па;  $p_a$  – амплітудне значення тисків, Па;  $\omega_1$  – кругова частота бічних коливань кузова («перевалки»), рад./с.

У точках, де відбувається розкриття стику, закон зміни напружень більш складний через відсутність тиску при відриві контактуючих поверхонь. Зміну тиску для цього випадку можна виразити залежністю

$$p = \frac{1}{2}(p_0 + p_a \sin \omega_1 t) [1 - \text{sign}(p_a \sin \omega_1 t - p_0)]. \quad (4)$$

Швидкість ковзання вузла змінюється також за синусоїдальним законом, тому його можна виразити:

$$v_k = v_a |\sin \omega t|, \quad (5)$$

де  $\omega$  – частота «вильяння» колісної пари, рад./с.

Дослідження роботи п'ятникового вузла показують, що звичайно частота бічних коливань кузова збігається за фазою із частотою «вильяння» візка. Тому представляється

доцільним визначити величину відносного зношування для такого випадку, коли  $\omega = \omega_1$ .

Використовуючи вирази (3), (5) і інтегруючи, спочатку визначаємо відносну величину зношування за один період коливань кузова для випадку, коли не відбувається розкриття стику контактуючих поверхонь. В зв'язку з тим, що інтеграл від періодичної функції, взятий у межах періоду, не залежить від початкової точки інтегрування, тому інтегрування зручно почати від нуля. Тоді зношування за один період коливань буде:

$$\begin{aligned} dU_1 &= \frac{1}{\tau} \int_0^{\tau} k(p_0 + p_a \sin \omega_1 t) v_a |\sin \omega_1 t| dt = \\ &= \frac{1}{\tau} \left[ \int_0^{\tau} k p_0 v_a (\sin \omega_1 t) dt + \int_0^{\tau} k p_a v_a (\sin \omega_1 t) |\sin \omega_1 t| dt \right]. \end{aligned} \quad (6)$$

Після інтегрування й підстановки відповідних величин вираз (6) набуває вигляду:

$$dU_1 = \frac{2}{\pi} k p_a v_a = 0,637 k p_a v_a. \quad (7)$$

Відносне зношування за час роботи п'ятникового вузла без відриву контактуючих поверхонь

$$U_1 = 0,637 k p_a v_a N_{1\mu}, \quad (8)$$

де  $N_{1\mu}$  – число циклів за час роботи п'ятникового вузла без відриву контактуючих поверхонь.

Для випадку, коли відбувається відрив контактуючих поверхонь (рис.1), відносне зношування за один період коливання можна виразити як

$$\begin{aligned} dU_2 &= \frac{1}{\tau} \int_0^{\tau} k(p_0 + p_a \sin \omega_1 t) [1 + \text{sign}(p_a \sin \omega_1 t + p_0) v_a |\sin \omega_1 t|] dt = \\ &= \frac{1}{\tau} \int_0^{a_1} k(p_0 + p_a \sin \omega_1 t) v_a |\sin \omega_1 t| dt + \frac{1}{\tau} \int_{a_2}^{\tau} k(p_0 + p_a \sin \omega_1 t) v_a |\sin \omega_1 t| dt. \end{aligned} \quad (9)$$

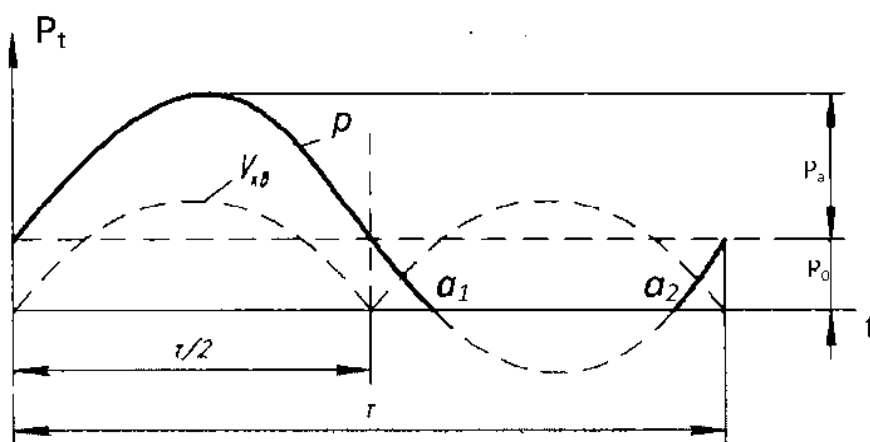


Рисунок 1 – Схема до розрахунків зношування при відриві контактуючих поверхонь п'ятникового вузла

Перетворюючи й інтегруючи вираз (9), одержуємо

$$dU_2 = \frac{1}{\tau} \int_0^{\frac{\tau}{2}} k(p_0 + p_a \sin \omega_1 t) v_a \sin \omega_1 t dt + \frac{2}{\tau} \int_{\frac{\tau}{2}}^{a_1} k(p_0 + p_a \sin \omega_1 t) v_a |\sin \omega_1 t| dt. \quad (10)$$

Інтегруючи вираз (10), одержуємо

$$dU_2 = \frac{kp_0 v_a}{\pi} + \sqrt{1 + \left(\frac{p_0}{p_a}\right)^2} + kv_a p_a \left[ \frac{1}{4} - \frac{\arcsin\left(\frac{p_0}{p_a}\right)}{2\pi} + \frac{1}{2\pi} \frac{p_0}{p_a} \sqrt{1 - \left(\frac{p_0}{p_a}\right)^2} \right]. \quad (11)$$

Тоді зношування при розглянутих умовах роботи вузла в період розкриття стику буде

$$U_2 = dU_2 N_{2ц}, \quad (12)$$

де  $N_{2ц}$  – число циклів навантаження при розглянутих умовах роботи вузла.

Слід пам'ятати, що у зв'язку з нестабільністю величин амплітуд бічних коливань кузова, непостійним профілем контактуючих поверхонь амплітудне значення тисків у розрахунковій точці опорної поверхні також змінне. Тому для точного визначення спрацювання необхідно враховувати весь спектр зміни вказаних величин, в тому числі і при центральному навантаженні. Відносно зношування можна визначити як суму спрацювань при певних параметрах навантаження:

$$U = dU_1 N_{1ц} + dU_2 N_{2ц} + \dots + dU_i N_{iц} = \sum dU N_{ц}. \quad (13)$$

Підставляючи в (13) величини, отримані за результатами теоретичних [4, 5] досліджень напруженого й деформованого стану для існуючої конструкції вузла, а також для запропонованих конструкцій, і порівнюючи їх знос, розрахований з врахуванням рекомендацій [2], можна оцінити, як змінилась довговічність за результатами прийнятих заходів:

$$T = \frac{U_c}{U_n}, \quad (14)$$

де  $U_c$  – зношування деталей п'ятникового вузла існуючої конструкції за розглянутий час його роботи;  $U_n$  – зношування деталей п'ятникового вузла запропонованої конструкції за розглянутий час його роботи.

**Висновки.** Отримані теоретичні залежності дозволяють виконувати порівняльний аналіз зносостійкості конструкцій, оцінювати довговічність п'ятникових вузлів за зношуванням, поширювати результати спостереження в експлуатації зносостійкості вузла одного типорозміру на інші типорозміри, використовувати результати випробувань зносостійкості для вузлів інших параметрів та ін.

Це дозволить конструктору розробляти необхідні заходи для покращання працездатності п'ятникового вузла як на етапі проектування вагона, так і в процесі його експлуатації.

Запропонована методика оцінки довговічності враховує основні фактори, що виникають в процесі експлуатації і впливають на швидкість зношування, і дозволяє роз-

раховувати, приймати необхідні заходи і прогнозувати довговічність п'ятникових вузлів транспортних засобів існуючих конструкцій як на етапі проектування, так і на етапі експлуатації вагона.

#### ЛІТЕРАТУРА

1. Нормы для расчетов на прочность и проектирования новых и модернизированных вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных). – М.: Изд. ГосНИИВ-ВНИИЖТ, 1996. – 319с.
2. Проников А.С. Надежность машин / А.С.Проников. – М.: Машиностроение, 1978. – 591с.
3. Бейгул О.О. Дослідження швидкості ковзання в опорах кузова на візках промислових транспортних засобів / О.О.Бейгул, А.С.Шульга, О.А.Шульга // Збірник наукових праць Дніпродзержинського технічного університету (технічні науки). – Дніпродзержинськ: ДДТУ. – 2014. – Вип. 2 (25). – С.86-89.
4. Расчет удельных давлений в пятниковом узле железнодорожного вагона / В.М.Гребеник, А.С.Шульга, П.П.Гонтаровский, В.Ф.Кучеренко // Исследование и конструирование деталей и узлов подвижного состава: труды ДИИЖТ. – Днепропетровск. – 1973. – Вып. 145. – С.119-128.
5. Шульга А.С. Расчет удельных давлений в приработанных подпятниках при несимметричном нагружении / А.С.Шульга // Детали машин: респ. межвед. науч. сб. – Киев. – 1982. – Вып.35. – С.90-95.

*Надійшла до редколегії 20.12.2016.*

УДК 669.136.9

БЕЙГУЛ О.О., д.т.н., професор  
АДАМЧУК С.І., к.т.н., доцент  
СЕРЕДА Д.Б., аспірант  
ШУЛЬГА А.С., к.т.н., доцент

Дніпровський державний технічний університет, м. Кам'янське

### **ОТРИМАННЯ ЗНОСОСТІЙКИХ ПОКРИТТІВ НА АВТОМОБІЛЬНИХ ДЕТАЛЯХ ПРИ НЕСТАЦІОНАРНИХ ТЕМПЕРАТУРНИХ УМОВАХ**

**Вступ.** У зв'язку із прискореним розвитком техніки вкрай актуальними стали питання підвищення зносостійкості деталей машин, підвищення їхньої якості та ефективності роботи, а також питання економії металів. У зв'язку з розвитком нових виробництв в Україні стало важливим підвищення надійності та довговічності деталей машин, вузлів, агрегатів відповідного призначення, що застосовуються у машинобудуванні. Рішення цих проблем насамперед пов'язане з отриманням захисних покриттів. Використання високоміцних сталей обмежується їх великою чутливістю до концентрації напружень, до різного роду дефектів поверхні, забруднення неметалевими включеннями. Останнім часом все більшого поширення і актуальності набувають деталі з жаростійких та зносостійких конструкційних матеріалів.

**Постановка задачі.** Для вибору захисного покриття для деталей автомобільного транспорту необхідно враховувати всі аспекти його використання безпосередньо в робочих умовах. Колінчасті та розподільні вали працюють в умовах зношування та дина-

мічних навантажень, тому захисні покриття повинні мати низьке значення крихкого руйнування та високу зносостійкість. Формування захисних покриттів повинне проходити при мінімальному терміні їх отримання. Це дозволяє отримувати матеріали з невеликим розміром зерна. Такі технології базуються на явищі високотемпературного саморозповсюджувального синтезу, коли формування захисних покриттів проходить при нестационарних температурних умовах.

На рівні розглянутих робіт невирішеною частиною проблеми є отримання саморозповсюджувального високотемпературного синтезу (СВС) шихт, що дозволяють формувати хромоалітовані покриття, леговані бором та кремнієм.

**Результати роботи.** Аналіз літературних джерел [1-4, 8-10] свідчить, що нині існує багато методів дифузійного насичення поверхні сталі хромом та алюмінієм. Загальним для них є здійснення процесу насичення при високих температурах, коли запас вільної енергії системи досить великий для проходження дифузії в твердій фазі. Для отримання легованих хромоалітованих покриттів застосовують наступні способи: в розплавлених електролітах, в газовій фазі, за допомогою порошкоподібних мас, в нейтральній або відновлювальній атмосфері [5-8, 10].

Використання СВС для формування захисних покриттів базується на використанні порошкових екзотермічних сумішей і є результатом сильної екзотермічної дії хімічних елементів в конденсованій фазі, яке мимовільно розповсюджується у хвилі горіння [11-14].

СВС є одним з високотемпературних процесів горіння ( $t_r = 800-4000^\circ\text{C}$ ). В залежності від агрегатного стану елементів у маємо три типи СВС-процесів:

- 1) горіння сумішей порошків у вакуумі або в інертному газовому середовищі (отримання карбідів, боридів, силіцидів);
- 2) горіння порошків у газовому середовищі (отримання нітридів при горінні металів в азоті);
- 3) горіння порошків у рідкому середовищі (отримання нітридів при горінні металів в рідкому азоті).

У роботі для отримання захисних покриттів використовували сталь 50 та У8А, хіміко-термічну обробку проводили в реакторі контейнерного типу в інтервалі температур  $900-1050^\circ\text{C}$ . В якості насиченого середовища використовували порошкові шихти, що мали наступні матеріали:

- 1 –  $\text{Cr}_2\text{O}_3$  – оксид хрому (III) (ТУ 6-09-4272-84) – джерело хрому в покритті;
- 2 –  $\text{Al}_2\text{O}_3$  – оксид алюмінію (III) (ТУ 6-09-426-75) – інертний матеріал;
- 3 – Al – алюміній марки АСД1 (ТУ 48-5-226-82) – відновлював оксидів, джерело алюмінію в покритті;
- 4 – В – бор технічний (ТУ 6-08-374-77) – джерело бору в покритті;
- 5 – Si – кремній марки Кр1 (ТУ 48-4-174-77) – джерело кремнію в покритті;
- 6 – Ti – титан марки ПТХ5-1 (ТУ 113-12-132-83) – джерело титану в покритті;
- 7 –  $\text{I}_2$  – йод металевий (ГОСТ 4159-79) – активатор процесу насичення;
- 8 –  $\text{NH}_4\text{Cl}$  – хлористий амоній (ТУ 6-09-1147-79) – активатор процесу насичення.

У результаті оптимізації отримано склади СВС-шихт, що вміщують 10% В, 7% Si, 20% Ti.

Досліджувані зразки із сталі 50 в режимі теплового самозаймання при температурі  $1000^\circ\text{C}$ , час витримки дорівнював 60 хв.

Після насичення сталі 50 вона піддавалася загартуванню та низькому відпуску. Для порівняння використовувалися зразки із сталі 50, оброблені в ізотермічних умовах. Час випробувань дорівнював 5 годин.

Захисні покриття на сталі 50 знаходять широке застосування як антифрикційний матеріал для деталей автомобільних двигунів. Висока твердість цього покриття та здатність утримувати на поверхні мастило призводить до збільшення стійкості деталей кривошипно-шатунного механізму до зношування. Результати випробування сталевих зразків на знос в умовах тертя ковзання на машині тертя СМТ-1 наведено на рис. 1.

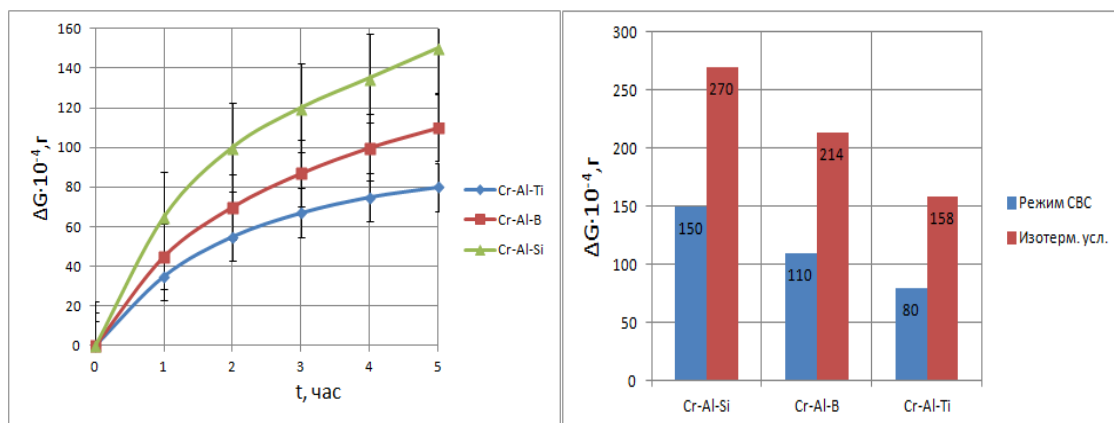


Рисунок 1 – Вплив часу досліджень на зносостійкість захисних покриттів на сталі 50 при дослідженні на машині тертя СМТ-1

Отриманий результат корелює з твердістю зміцнених зон. З підвищенням твердості збільшується зносостійкість.

При дослідженні в умовах тертя ковзання кращу зносостійкість мають зразки при хромоалітуванні та хромоалюмоборюванні. Їх зносостійкість вища в 1,8-2,1 рази, ніж у покриттів, отриманих при ізотермічних умовах. Це можна пояснити збільшеною мікротвердістю, яка складає 14000-14500 МПа для покриттів, отриманих в ізотермічних умовах, при хромоалюмоборюванні складає 14000-14500 МПа, при хромоалюмотитануванні – 15000-15500 МПа, а в умовах СВС сягає при хромоалюмоборюванні 15000-16000 МПа, при хромоалюмосиліціюванні – 13500-14500 МПа, при хромоалюмотитануванні – 16500-17500 МПа.

Дослідження мікротвердості виявило, що зі збільшенням складу вуглецю в сталях мікротвердість поверхневого прошарку збільшується. Так при хромоалюмоборюванні вона складає 15000 МПа, а на сталі У8А – 16000 МПа (фази  $(Fe, Cr, Al)_2B$ ). При хромоалюмосиліціюванні  $(Fe, Cr, Al)_3Si = 13500$ , а на сталі У8А – 14500 МПа, при хромоалюмотитануванні – 16500 МПа, а на сталі У8А – 17500 МПа, фази  $(FeCr)_{23}C_6$ ,  $(FeCr)_7C_3$  леговані Al та Ti, α твердий розчин Cr в залізі.

**Висновки.** Таким чином, отримано та обґрунтовано склад СВС-шихт, що дозволяють отримати зносостійкі покриття при нестационарних температурних умовах з використанням явища саморозповсюджувального високотемпературного синтезу. В порівнянні з технологіями, що базуються на отриманні захисних покриттів в ізотермічних умовах, термін проведення хіміко-термічної обробки зменшився в 2,5-4 рази. Це дозволяє зменшити енергозатрати при проведенні процесу хіміко-термічної обробки.

#### ЛІТЕРАТУРА

1. Лахтин Ю.М. Химико-термическая обработка металлов / Ю.М.Лахтин, Б.Н.Арзамасов // М.: Металлургия, 1985. – 256с.
2. Лахтин Ю.М. Металловедение и термическая обработка металлов / Лахтин Ю.М. // М.: Металлургия, 1994. – 494с.

3. Сыркин В.Г. CVD-метод. Химическое парофазное осаждение / Сыркин В.Г. // М.: Наука, 2000. – 496с.
4. Химико-термическая обработка металлов и сплавов: справочник / [Борисенко Г.В., Васильев Л.А., Ворошнин Л.Г. и др.]. // М.: Metallurgy, 1981. – 424с.
5. Sereda B. Obtaining of Boride Coatings under SHS Conditions for Car Parts / Sereda D., Sereda B. // Material science and technology-2016. – Salt Lake City, Utah USA, 2016. – 1339p. – P.945-948.
6. Sereda B. Development of Protective Coatings Formulations Based on Boron for Units Operating at High Temperatures in Metallurgy / Sereda D., Sereda B. // Material science and technology-2016. – Salt Lake City, Utah USA, 2016. – 1339p. – P.931-934.
7. Sereda B. Corrosion Resistance and Mechanical Properties Zinc Coating Sheet Steels, Received in Conditions of Self-propagating High Temperature Synthesis / Sereda D., Sereda B. // Material science and technology-2016. – Salt Lake City, Utah USA, 2016. – 1339p. – P.825-829.
8. Лахтин Ю.М. Поверхностное упрочнение сталей и сплавов / Ю.М.Лахтин // Metallovedenie i termicheskaya obrabotka metallorv. – 1988. – № 11. – С.14-25.
9. Коган Я.Д. Перспективы развития технологий поверхностного упрочнения материалов деталей машин и инструмента / Я.Д.Коган // Metallovedenie i termicheskaya obrabotka metallorv. – 1993. – № 8. – С.5-9.
10. Ворошнин Л.Г. Борирование промышленных сталей и чугунов: справочное пособие / Ворошнин Л.Г. – Мн.: Беларусь, 1981. – 205с.
11. Серета Б.П. Поверхневе зміцнення матеріалів: монографія / Серета Б.П., Калініна Н.Є., Кругляк І.В. – Запоріжжя: РВВ ЗДІА, – 2004. – 230с.
12. Мержанов А.Г. Твердо-пламенное горение / Мержанов А.Г. – Черноголовка: ИСМАН, 2000. – 244с.
13. СВС дисперсных алюминидов никеля и защитные покрытия на их основе / Б.М.Вольпе, В.В.Евтстигнеев, И.В.Милуков [и др.] // Физика и химия обраб. материалов. – 1996. – №1. – С.50-54.
14. СВС дисперсных материалов Ti-Al и защитные покрытия на их основе / Б.М.Вольпе, В.В.Евтстигнеев, И.В.Милуков [и др.] // Физика и химия обраб. материалов. – 1995. – №2. – С.73-79.

*Надійшла до редколегії 15.05.2017.*