

РОЗДІЛ «МАШИНОБУДУВАННЯ. МЕХАНІКА»

УДК 669.013.002.5

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

Дніпродзержинський державний технічний університет

ДОСЛІДЖЕННЯ ТА ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ НЕСУЧОЇ СИСТЕМИ ПОРТАЛЬНОГО АВТОМОБІЛЯ

Вступ. Прогрес у чорній металургії тісно пов'язаний з відкриттям нових технологічних ліній, для котрих притаманні транспортні операції. В обмежених умовах цехів, що підлягають реконструкції, та нових цехів, що будуються, необхідні компактні, маневрені машини, які не вимагають великих площ, здатні працювати в автономному режимі. Цим вимогам відповідають порталні машини на пневмоколісному ході, котрі завдяки компоновці пристосовані для транспортування контейнерів, піддонів, термосів в залежності від вантажу та його температури. Портальна компоновка досить нетрадиційна, досвіду проектування таких машин немає, зарубіжні аналоги практично недоступні, тому дослідження, що мають на меті обґрунтування параметрів несучих систем металургійних порталних машин у технологічних лініях виробництва, є актуальними.

Постановка задачі. Вітчизняний та зарубіжний досвід вказує, що в останні роки на заводах чорної металургії все більше поширення отримують машини з нетрадиційною компоновкою, в тому числі порталні машини на пневмоколісному ході, котрі призначені для внутрішньозаводських перевезень технологічних вантажів на відстані до 1,5 км. В комплект таких вантажів можуть входити контейнери для важких та нагрітих до 800°C виробів чи матеріалів, для доставки вапняку, сталюого скрапу, піддони для транспортування шламу, обрізі, прокатних профілів.

Для науково обґрунтованого підходу до проектування порталних несучих систем виявлено їх місце у компоновальному ряді металургійних технологічних машин, проведено огляд конструкції порталних машин, методів проектування порталних несучих систем, досліджень у напрямку конструктивного удосконалення технологічних машин для металургійного виробництва.

Виявлено, що технологічні порталні машини практично не мають аналогів у нашій країні, тільки отримують поширення, досліджені надто мало. Істотний внесок у розвиток теорії та практики порталних машин зробили Бейгул О.О. [1], [3], [5], Коробочка О.М. [1], [3], Лепетова Г.Л. [1, 2], Шматко Д.З. [1-5]. Разом з тим при розробці нових зразків бере гору конструктивний підхід, коли характеристики основних силових елементів несучих систем не отримують належного розрахункового обґрунтування, звідки метою роботи є обґрунтування параметрів несучих систем технологічних порталних машин на пневмоколісному ході.

Результати роботи. Основні розрахункові навантаження на несучу систему технологічної порталної машини формуються в процесі збуреного руху в поздовжній вертикальній площині [1, 2]. На рис.1 зображено розрахункову схему цієї машини; вжиті наступні позначення: 1 – шина пневматичного колеса; 2 – стійка несучої системи; 3 – лонжерон рами; 4 – направляюча штанга; 5 – вантажопідйомна штанга; 6 – піддон з вантажем.

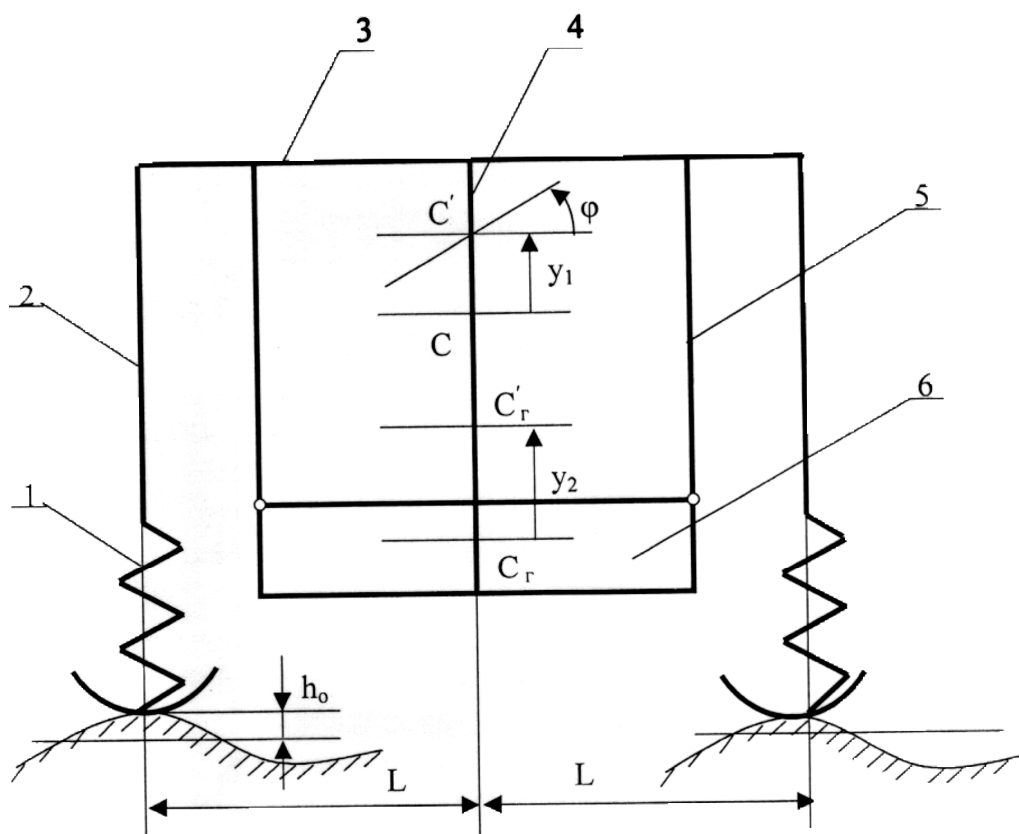


Рисунок 1 – Розрахункова схема порталної несучої системи

Особливістю порталної системи з направляючими штангами є те, що вони не чинять опору при переміщенні піддона з вантажем у вертикальному напрямку і заважають горизонтальним переміщенням у поздовжньому та поперечному напрямках.

Диференціальні рівняння збуреного руху технологічної порталної машини отримані за схемою рівняння Лагранжа другого роду

$$\left. \begin{aligned} m_k \ddot{y}_1 + (4C_u + C_k)y_1 - C_k y_2 &= 2C_u h_0 \left(\sin \frac{2\pi vt}{l_0} + \sin \frac{2\pi(vt - 2L)}{l_0} \right); \\ m_r \ddot{y}_2 + C_k y_2 - C_k y_1 &= 0 \end{aligned} \right\}; \quad (1)$$

$$J_\Sigma \ddot{\varphi} + 4C_u L^2 \varphi = 2C_u L h_0 \left(\sin \frac{2\pi vt}{l_0} - \sin \frac{2\pi(vt - 2L)}{l_0} \right), \quad (2)$$

де m_k – маса несучої конструкції, кг;

C_u – коефіцієнт радіальної жорсткості шини колеса, Н/м;

C_k – коефіцієнт конструктивної жорсткості, Н/м;

y_1 – узагальнена координата центра маси несучої конструкції, м;

m_r – маса піддона з вантажем, кг;

y_2 – узагальнена координата центра маси піддона з вантажем, м;

J_Σ – сумарний момент інерції несучої системи конструкції та піддона з вантажем відносно поперечної осі, що проходить через центр маси системи, кг·м²;

φ – кут повороту системи у поздовжній вертикальній площині, рад;

L – половина бази порталної машини, м;
 h_0 – амплітудне значення апроксимуючої синусоїди, м;
 v – швидкість руху, м/с;
 t – час руху машини, с;
 l_0 – довжина апроксимуючої синусоїди, м.

Розрахункове вертикальне навантаження може бути отриманим за обставин, коли $2L/l_0 = 1, 2, 3, \dots$, і визначається наступним виразом

$$P_p = \frac{m_r g}{4} \left\{ 1 + \frac{16C_{us} m_r \Omega^2 h_0}{m_r g \left[m_r m_k (\Omega^2) / C_k - (m_r + m_k) \Omega^2 + 4C_{us} \right]} \right\}, \quad (3)$$

де P_p – розрахункове вертикальне навантаження, Н;

g – прискорення вільного падіння, м/с²;
 Ω – кругова частота кінематичних збурень, 1/с.

При наїзді машини на високий бордюр під гострим кутом виникають бокові реакції у площині відповідних стійок, які досягають сили зчеплення коліс зі шляховим покриттям і розглядаються як розрахункові,

$$P_z = \frac{1}{4} mgf, \quad (4)$$

де P_z – розрахункова бокова сила, Н;

m – маса номінально завантаженої порталної машини, кг;
 f – коефіцієнт зчеплення коліс з покриттям.

При такому навантаженні внутрішні зусилля замикаються на рамі порталної несучої системи. Це плоско-просторова рама, зовні статично визначима, внутрішньо з урахуванням симетрії один раз статично невизначима. Взагалі проектувальні розрахунки статично невизначимих систем утруднені через невідомі співвідношення жорсткостей силових елементів на стадії проектування. Особливістю рами, що розглядається, є те, що вертикальні навантаження P_p цілком сприймаються поздовжніми силовими елементами. На разі плоско-просторова рама розпадається на дві балки, котрі перебувають в умовах чистого вигину. Таким чином, лонжерони розраховуються як статично визначимі двоопірні балки, і їх параметри визначаються на початковій стадії.

Фронтальний наїзд одним колесом на високий бордюр може призвести до складання рами порталної несучої системи у своїй площині [4]. Така ситуація розглядається як розрахункова при експлуатації технологічних порталних машин у щільних умовах виробництва. У цьому випадку відбувається ударна взаємодія порталної несучої системи з перешкодою, яка описується динамічною розрахунковою схемою з одним ступенем свободи. Сила удару залежить від швидкості зіткнення, маси піддона з вантажем, податливості системи і визначається за формулою

$$P_\delta = v_0 \sqrt{\frac{m_r}{\delta_{11}}}, \quad (5)$$

де P_δ – сила ударної взаємодії порталної машини з бордюром, Н;

v_0 – швидкість зіткнення, м/с;
 m_r – маса піддона з вантажем, кг;
 δ_{11} – податливість системи, м/Н.

Податливість системи δ_{11} визначається пружними ланками, які входять до складу динамічної системи, а саме:

$$\delta_{11} = \delta_{11}^{(p)} + \delta_{11}^{(c)} + \delta_{11}^{(u)}, \quad (6)$$

де $\delta_{11}^{(p)}$ – податливість рами у своїй площині, м/Н;

$\delta_{11}^{(c)}$ – податливість стійки у поздовжній вертикальній площині, м/Н;

$\delta_{11}^{(u)}$ – податливість шини колеса, м/Н.

Усі складові податливості системи визначено, сила ударної взаємодії порталльної машини з бордюром приймає остаточний вигляд

$$P_{\delta} = v_0 \sqrt{m / \left(\frac{L_2^3}{6EJ_{yn}} + \frac{LL_2^2}{6EJ_{yl}} + \frac{H_c^3}{3EJ_{zc}} + \frac{2LH_c^3}{3EJ_{zl}} + \frac{1}{C_{uu}} \right)}, \quad (7)$$

де H_c – висота стійки порталльної несучої системи, м;

C_{uu} – радіальна жорсткість шини колеса, Н/м;

$EJ_{yn}, EJ_{yl}, EJ_{zc}, EJ_{zl}$ – згинальні жорсткості силових елементів, Па·м⁴.

Висновки. Отримано розв’язання актуальної наукової задачі обґрунтування параметрів несучих систем технологічних порталльних машин на пневмоколісному ході, яке забезпечує раціональну металомісткість конструкцій, одержано наступні наукові та практичні результати:

1 – аналітично обґрунтовано введення розрахункового випадку, пов’язаного з косим наїздом порталльної машини на бордюр;

2 – лонжерони порталльних несучих систем слід рекомендувати з профілів закритого типу, поперечини – з профілів відкритого типу.

ЛІТЕРАТУРА

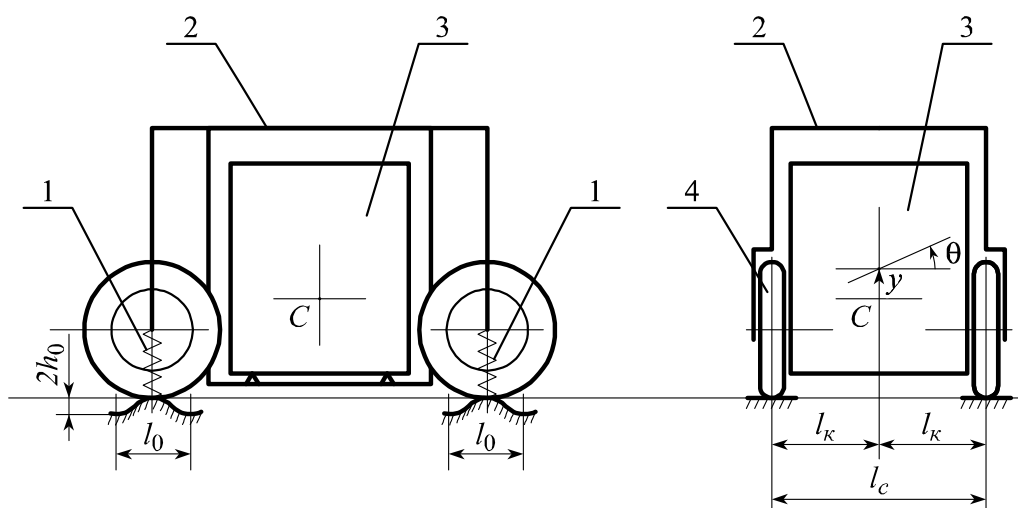
1. Технологічні та конструктивні параметри несучих систем порталльних підйомно-транспортних машин / [О.О.Бейгул, Д.З.Шматко, О.М.Коробочка, Г.Л.Лепетова]. – Дніпродзержинськ: ДДГУ, 2007. – 167с.
2. Колесник И.А. Формирование вертикальных нагрузок на несущую систему технологического порталного автомобиля / И.А.Колесник, Д.З.Шматко, А.Л.Лепетова // Горная электромеханика и автоматика. – Днепропетровск: НГУ, 2001. – Вып. 66. – С.100-105.
3. Оптимизация открытых профилей несущих систем по критерию минимальной крутильной жесткости / [О.О.Бейгул, А.Н.Коробочка, Д.З.Шматко, Л.В.Остапенко] // Системні технології: регіон. міжвуз. зб. наук. праць. – Дніпропетровськ: ДНВП «Системні технології». – 2001. – Вип. 2 (13). – С.17-20.
4. Цапко В.К. Выбор типа профилей лонжеронов порталльной технологической машины по динамическому критерию / В.К.Цапко, И.И.Леєпа, Д.З.Шматко // Вибрации в технике и технологиях. – Днепропетровск: НГУ. – 2001. – № 3 (19). – С.8-10.
5. О проектировочном расчете статически неопределимой несущей системы / [О.О.Бейгул, Д.З.Шматко, И.О.Бейгул, Н.А.Лепетова] // Системні технології: регіон. міжвуз. зб. наук. праць. – Дніпропетровськ: ДНВП «Системні технології». – 2001. – Вип. 3 (14). – С.100-105.

Надійшла до редколегії 05.10.2016.

Дніпродзержинський державний технічний університет

ВПЛИВ СТАБІЛІЗАТОРА ПОПЕРЕЧНОЇ СТІЙКОСТІ НА КРИТИЧНУ ШВИДКІСТЬ ПОРТАЛЬНОГО КОНТЕЙНЕРОВОЗА ПРИ КОСОСИМЕТРИЧНИХ КІНЕМАТИЧНИХ ЗБУРЕННЯХ

Вступ. Прогрес металургійної галузі тісно пов'язаний з подальшим зростанням механізації та автоматизації транспортних операцій у технологічних лініях, де постають нові задачі на шляху розробки перспективних зразків спецавтотранспорту. Так, для виконання операцій, пов'язаних з автономним завантаженням, транспортуванням та розвантаженням контейнерів доцільною є портална компоновка несучої системи (рис.1). Технологічний спецавтотранспорт з такою компоновкою не має аналогів як у вітчизняному, так і в зарубіжному автомобілебудуванні, тому потребує додаткових досліджень по формуванню зовнішніх навантажень, внутрішніх зусиль для науково обгрунтованого підходу до визначення раціональних параметрів основних силових елементів порталних несучих систем.



1 – пружна підвіска; 2 – портална несуча система; 3 – контейнер; 4 – колесо

Рисунок 1 – Розрахункова схема порталного контейнеровоза

Постановка задачі. Проблемам контейнерної доставки вантажів на конпонувавальному, конструктивному, експлуатаційному рівнях присвячені роботи [1, 2]. Характерною особливістю порталних контейнеровозів є наявність великої будівельної висоти, високо розташованого центру мас, що разом зі специфічним навантаженням додає проблеми стійкості збуреного руху у поперечній площині. Основним джерелом поперечних коливань таких систем є асиметричні кінематичні збурення з боку нерівностей технологічних доріг. При застосуванні пружної підвіски у порталних контейнеровозах парировувати поперечні коливання можна застосуванням стабілізаторів поперечної стійкості, параметри яких підбираються певним чином.

У ряді публікацій розглядаються питання з вибору параметрів стабілізаторів поперечної стійкості у статичній [3] та динамічній [4, 5] постановках, але ці праці не враховують порталну компоновку несучих систем, тому нерозв'язаною частиною загальної проблеми слід вважати вибір параметрів стабілізатора поперечної стійкості порталного контейнеровоза при кососиметричних збуреннях.

Результати роботи. Враховуючи співвідношення мас у динамічній системі порталного контейнеровоза (рис.1), масою незалежної пружної підвіски будемо нехтувати, вплив стабілізатора поперечної стійкості будемо враховувати шляхом залучення еквівалентної жорсткості підвіски при кососиметричних збуреннях. Рівняння збуреного руху отримуємо у формі рівняння Лагранжа другого роду

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

де T – кінетична енергія системи, Дж;

Π – потенціальна енергія системи, Дж;

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

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

У такому разі система має два ступеня свободи, коли $q_1 = y$, $q_2 = \theta$, де y – вертикальне переміщення машини, а θ – кут повороту машини у поперечній площині.

Кінетична енергія системи:

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

де m_n – маса підресорених частин машини, кг;

I_n – момент інерції підресорених частин машини відносно поздовжньої осі, яка проходить через центр маси цих частин, кг·м²;

m_c – сумарна маса машини, кг;

v – швидкість руху машини, м/с.

Потенціальна енергія системи

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

де C_e – коефіцієнт еквівалентної жорсткості пружної підвіски, Н/м;

C_β – коефіцієнт кутової жорсткості стабілізатора поперечної стійкості, Н·м;

l_k – половина колії машини, м;

h_n – підйом правих коліс машини на нерівностях синусоїдального профілю, м.

Коефіцієнт еквівалентної жорсткості визначається за формулою

$$C_e = \frac{C_{ш} C_{п}}{C_{ш} + C_{п}}, \quad (4)$$

де $C_{ш}$ – коефіцієнт радіальної жорсткості пневматика підвіски, Н/м;

$C_{п}$ – коефіцієнт жорсткості підвіски, Н/м.

Коефіцієнт кутової жорсткості стабілізатора поперечної стійкості має наступний вигляд:

$$C_\beta = C_c \frac{l_c^2}{2}, \quad (5)$$

де C_c – коефіцієнт лінійної жорсткості стабілізатора поперечної стійкості, Н/м;

l_c – довжина стабілізатора, яка працює на кручення при перекосах підресорених частин, м.

У загальному вигляді можна записати

$$h_{\text{п}} = h_0 \sin \frac{2\pi x}{l_0}, \quad (6)$$

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

$$x = vt. \quad (7)$$

З урахуванням виразу (7) підйом правих коліс машини дорівнює

$$h_{\text{п}} = h_0 \sin \frac{2\pi v}{l_0} t. \quad (8)$$

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

$$\left. \begin{aligned} m_{\text{п}} \ddot{y} + 4C_e y &= 2C_e h_0 \sin \frac{2\pi v}{l_0} t; \\ I_{\text{п}} \ddot{\theta} + (4C_e l_{\kappa}^2 + 2C_{\beta}) \theta &= 2C_e l_{\kappa} h_0 \sin \frac{2\pi v}{l_0} t \end{aligned} \right\}. \quad (9)$$

Перше рівняння системи (9) поділимо на $m_{\text{п}}$, друге – на $I_{\text{п}}$, отримуємо:

$$\left. \begin{aligned} \ddot{y} + \frac{4C_e}{m_{\text{п}}} y &= \frac{2C_e h_0}{m_{\text{п}}} \sin \frac{2\pi v}{l_0} t; \\ \ddot{\theta} + \frac{4C_e l_{\kappa}^2 + 2C_{\beta}}{I_{\text{п}}} \theta &= \frac{2C_e l_{\kappa} h_0}{I_{\text{п}}} \sin \frac{2\pi v}{l_0} t \end{aligned} \right\}. \quad (10)$$

Вводимо наступні позначення:

$$\frac{4C_e}{m_{\text{п}}} = p_y^2, \quad (11)$$

$$\frac{4C_e l_{\kappa}^2 + 2C_{\beta}}{I_{\text{п}}} = p_{\theta}^2. \quad (12)$$

Переписуємо систему (10) з урахуванням позначень (11) та (12):

$$\left. \begin{aligned} \ddot{y} + p_y^2 y &= \frac{2C_e h_0}{m_{\text{п}}} \sin \frac{2\pi v}{l_0} t; \\ \ddot{\theta} + p_{\theta}^2 \theta &= \frac{2C_e l_{\kappa} h_0}{I_{\text{п}}} \sin \frac{2\pi v}{l_0} t \end{aligned} \right\}. \quad (13)$$

Розв'язання рівнянь системи (13) мають вигляд:

$$y = C_1 \cos p_y t + C_2 \sin p_y t + \frac{h_0 p_y^2}{2 \left(p_y^2 - \frac{4\pi^2 v^2}{l_0^2} \right)} \sin \left(\frac{2\pi v}{l_0} t - \psi_1 \right); \quad (14)$$

$$\theta = C_3 \cos p_\theta t + C_4 \sin p_\theta t + \frac{2C_e I_\kappa h_0 p_\theta^2}{(4C_e I_\kappa^2 + 2C_\beta) \left(p_\theta^2 - \frac{4\pi^2 v^2}{l_0^2} \right)} \sin \left(\frac{2\pi v}{l_0} t - \psi_2 \right). \quad (15)$$

У виразах (14) та (15) перші два доданки описують вільні коливання системи, які швидко затухають, і їх можна не брати до уваги. У такому разі розв'язання рівнянь (13) можна записати наступним чином:

$$y = \frac{h_0 p_y^2}{2 \left(p_y^2 - \frac{4\pi^2 v^2}{l_0^2} \right)} \sin \left(\frac{2\pi v}{l_0} t - \psi_1 \right), \quad (16)$$

$$\theta = \frac{2C_e I_\kappa h_0 p_\theta^2}{(4C_e I_\kappa^2 + 2C_\beta) \left(p_\theta^2 - \frac{4\pi^2 v^2}{l_0^2} \right)} \sin \left(\frac{2\pi v}{l_0} t - \psi_2 \right), \quad (17)$$

де ψ_i – фазовий кут, рад.

З цих рівнянь записуємо умову втрати стійкості порталного контейнеровоза у поперечних коливаннях при кососиметричних збуреннях

$$p_\theta^2 - \frac{4\pi^2 v^2}{l_0^2} = 0 \quad (18)$$

або після розкриття p_θ^2 :

$$\frac{4C_e I_\kappa^2 + 2C_\beta}{I_\pi} - \frac{4\pi^2 v^2}{l_0^2} = 0, \quad (19)$$

звідки отримуємо критичну швидкість руху, при якій порталний контейнеровоз втрачає стійкість:

$$v_{кр} = \frac{l_0}{2\pi} \sqrt{\frac{4C_e I_\kappa^2 + 2C_\beta}{I_\pi}}. \quad (20)$$

Висновки. Таким чином, отримано і обґрунтовано умову стійкості збуреного руху порталного контейнеровоза на пневмоколісному ході з пружною підвіскою при кососиметричних кінематичних збуреннях шляхом математичного моделювання методами аналітичної механіки. Розроблена математична модель сприяє активному втручання у власні динамічні характеристики порталного контейнеровоза у поперечних коливаннях на стадії проектування машини шляхом вибору відповідних жорсткісних характеристик стабілізатора поперечної стійкості.

ЛІТЕРАТУРА

1. Беккер И.Г. Портальные автомобили / И.Г.Беккер. – М.: Машиностроение, 1971. – 316с.
2. 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.
3. Бейгул О.О. Про вибір жорсткісних параметрів стабілізатора поперечної стійкості зчленованого контейнеровоза з U-подібною рамою / О.О.Бейгул, М.М.Корнійчук, Г.Л.Лепетова // Розвиток наукових досліджень – 2014: десята міжнар. наук.-практ. конф., 24-26 лист. 2014р.: матеріали. – Полтава: ІнтерГрафіка, 2014. – Т.5. – С.7-9.
4. Бейгул О.О. Вплив стабілізатора поперечної стійкості на критичну швидкість зчленованого контейнеровоза при кососиметричних збуреннях / О.О.Бейгул,

М.М.Корнійчук, Г.Л.Лепетова // *Металлургическая и горнорудная промышленность: науч.-техн. и произв. журнал.* – Днепропетровск: Укрметаллургинформ «НТА». – 2014. – Вып. 4 (289). – С.71-73.

5. Бейгул О.А. Динамический аспект выбора параметров стабилизаторов поперечной устойчивости / О.А.Бейгул // *Проблеми обчислювальної механіки та міцності конструкцій.* – Дніпропетровськ: Навчальна книга. – 1998. – Т.4. – С.21-27.

Надійшла до редколегії 05.1.2016.

УДК 631.315.2:62;52;01.04

МАМАЕВ Л.М., к.т.н., профессор
БЕЙГУЛ О.А., д.т.н., профессор

Днепродзержинский государственный технический университет

ОПТИМИЗАЦИЯ КОНСТРУКЦИЙ КАБЕЛЕЙ УПРАВЛЕНИЯ С УЧЕТОМ ТРЕНИЯ

Введение. В кабелях управления дефекты накапливаются с увеличением количества циклов изгибных деформаций. Трудность измерения сил трения, необходимых для перемещения отдельных элементов кабеля относительно друг друга, заключается в том, что относительные перемещения элементов происходят во время изгиба кабеля. В этом случае, измеряя усилие трения, необходимо исключить изгиб кабеля, либо измерить усилие изгиба кабеля без относительного перемещения его элементов. Второе моделировать на лабораторных установках не представляется возможным. Наиболее надежным способом исследования влияния сил трения на величину изгибающего момента является измерение изгибающего момента параллельно с изменением сил трения в образцах, находящихся в одинаковых условиях.

Постановка задачи. На основе пропорциональной зависимости при моделировании условий подвижной эксплуатации выведен интересующий параметр, а именно, величина сил трения при изгибе кабеля. Исходя из этого, можно записать

$$F_{\text{ТР}} = \mu f_n,$$

где μ – коэффициент трения (для резины $\mu = 0,8$).

$$f_n = \frac{P_t}{\rho},$$

где P_t – растягивающее усилие в прядях,

ρ – радиус кривизны, определяемый как $\rho = \frac{r_{cp}}{\sin^2 \alpha}$, где r_{cp} – средний радиус наружного слоя прядей, α – угол свивки прядей в кабель.

Учитывая, что $P_t = EF \left(\frac{dU}{dx} \cos^2 \alpha + r_{cp} \frac{dV}{dx} \sin \alpha \cdot \cos \alpha \right)$, получаем

$$F_{\text{ТР}} = \mu \frac{EF \left(\frac{du}{dx} \sin^2 \alpha \cos^2 \alpha + r_{cp} \frac{dV}{dx} \sin^3 \alpha \cos \alpha \right) n}{r_{cp} \cdot \cos \alpha},$$

где n – число прядей наружного слоя.

Учитывая, что растягивающие усилия возникают только при изгибе кабеля, можно упростить формулу:

$$F_{\text{ТР}} = \mu \frac{P_t \cdot n}{r_{\text{ср}} \cdot \cos \alpha},$$

задавая растягивающие усилия P_t как величину, не создающую напряжений, равных началу пластической деформации, для меди по крайней мере не более 17 кг/см^2 .

В первом приближении, анализируя формулу, видим, что с уменьшением $r_{\text{ср}}$ увеличивается $F_{\text{ТР}}$. Это подтверждается экспериментальными данными. В средней части сечения кабеля усилие протягивания отдельных жил в 4-5 раз больше, чем в наружных повивах.

Результаты работы. Одним из важных факторов, влияющих на долговечность и наработку кабеля в условиях подвижной эксплуатации, является его эластичность. Действительно, чем меньше усилий прилагается для изгиба кабеля, тем меньше энергии уходит на преодоление сопротивлений изгибу отдельных жил, сил трения между отдельными его элементами, деформацию оболочки. Эластичный кабель будет служить дольше. Интерес представляет определение соотношения усилий изгиба, нужных для преодоления изгибных напряжений его элементов и сил трения. Отношение усилий для преодоления трения в сухих и смазанных образцах дает показательный коэффициент влияния смазки на усилие протягивания пряжи (жилы) без изгиба кабеля

$$\frac{F_{\text{ТР.сум}}}{F_{\text{ТР.смаз}}} = F'_{\text{ТР}}.$$

Отношение изгибающего момента сухого образца к моменту изгиба смазанного дает показательный коэффициент влияния смазки на изгиб кабеля, т.е. преодоление всех сил сопротивления изгибу

$$\frac{M_{\text{изг.сум}}}{M_{\text{изг.смаз}}} = M'_{\text{изг.}}$$

Естественно, для каждой конструкции кабеля влияние сил трения на изгиб будет определенным, однако с помощью отдельного определения сил трения и изгибающего момента можно косвенно определить соотношение сил, нужных для преодоления трения и изгибных напряжений. Зная его соотношение для различных конструкций кабелей, можно определить эффективность применения способа снижения коэффициента трения на долговечность кабеля. Заранее можно сказать, что применение смазок в кабелях, имеющих значительный диаметр и большие относительные перемещения элементов, будет более эффективным, чем в кабелях малого диаметра.

Некоторые выводы о величине сил трения можно сделать по осциллограммам изгибающих моментов образцов кабеля. Наличие гистерезиса при изгибе и выпрямлении кабеля говорит о наличии пластической деформации и о силах трения. При изгибе кабеля в одну сторону от нейтральной оси преодолеваются силы трения, силы, идущие на создание пластической деформации элементов (если она есть) и на создание упругой деформации. При изгибе кабеля в другую сторону силы упругой деформации помогают выровнять кабель. При незначительных амплитудах изгиба кабеля от нейтральной оси можно сказать, что в процессе участвуют только силы трения и силы для создания упругой деформации элементов кабеля.

Исходя из сказанного выше, были сконструированы, изготовлены и применены в исследованиях две экспериментальные установки.

Экспериментальная установка №1 предназначена для измерения сил перемещения элементов кабеля вдоль оси без его изгиба, измерения этих сил и зависимости от пути трения (количества циклов), скорости относительного перемещения элементов.

Она позволяет наблюдать значения этих усилий по стрелочному индикатору и ос-

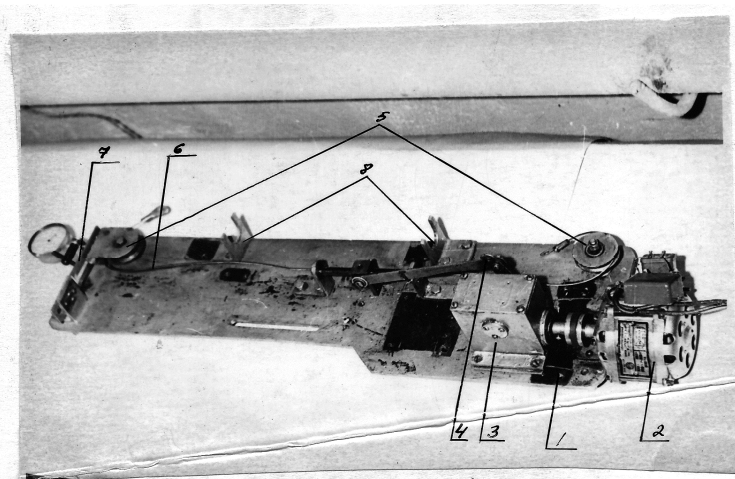


Рисунок 1 – Общий вид экспериментальной установки №1

ными грузами, подвешенными к оси крепления ролика. Возвратно-поступательное движение ползуна передается с помощью троса определенной жиле образца кабеля, закрепленного неподвижно.

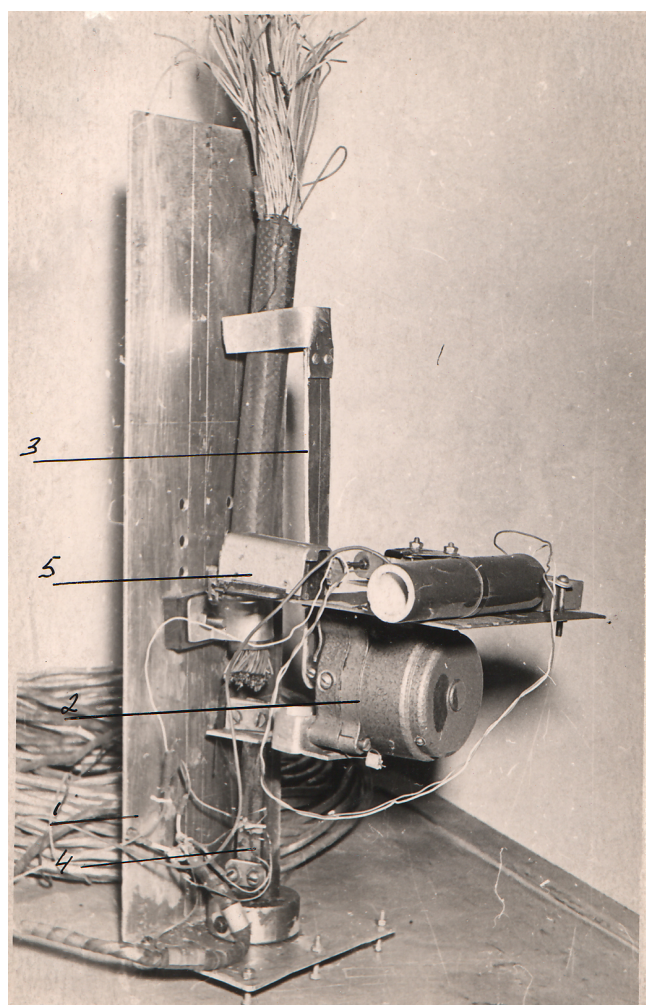


Рисунок 2 – Общий вид экспериментальной установки №2

циллографировать процесс. Общий вид установки показан на рис.1. Она состоит из: основания – 1, двигателя – 2, редуктора – 3, кривошипно-шатунного механизма – 4, двух роликов – 5, троса – 6, упругого элемента – 7, кронштейнов крепления образца – 8.

На поверхность упругого элемента наклеили тензодатчики, с помощью которых фиксировали процесс изменения усилий перемещения элементов кабеля. Градуировку чувствительного упругого элемента производили мер-

Экспериментальная установка № 2 предназначена для измерения изгибающего момента образцов кабелей в зависимости от количества циклов, угла отклонения образца от нейтральной оси. Она позволяет осциллографировать процесс изменения момента. Общий вид лабораторной установки показан на рис.2. Она состоит из: основания – 1, реверсивного двигателя – 2, рычага – 3, упругого элемента – 4, счетчика количества циклов – 5. Двигатель закреплен на упругой пластине, являющейся чувствительным элементом. При повороте рычага, соединенного с концом образца кабеля, изгибающий момент вызывает изгиб кабеля (например, по часовой стрелке) и изгиб упругой пластины против часовой стрелки. Градуировку производили динамометром. Установка позволяет создавать изгиб кабеля с одинаковыми и равными амплитудами отклонения от нейтральной оси, что достигается определенной регулировкой конечных выключателей. С целью определения зависимости сил трения от количества циклов перемещений элементов кабеля были про-

деланы следующие эксперименты. На установке размещали образец кабеля КУПР 108x0,5 и через определенное количество циклов (50-100) фиксировали усилие протяжки жилы кабеля. Как правило, первый цикл сопровождался значительным усилием для протяжки жилы, некоторой флуктуацией изменения усилий на пути одной амплитуды. Затем последующие циклы характеризуются резким снижением усилий и на протяжении 1000-3000 циклов наблюдали рост усилий протяжки. В некоторых случаях наступала вибрация, и на поверхности жилы появлялся белый налет продуктов износа изоляции. При дальнейшем продолжении эксперимента в пределах 3000-6000 циклов наблюдали снижение усилий перемещения жилы, как правило, вибрация отсутствовала. На основании результатов этих экспериментов можно сделать вывод, что перемещения элементов кабеля зависят от количества циклов. Наблюдаемый рост усилий объясняется образованием задиров на поверхности трения, что вызывает вибрацию и усиленный износ изоляции жилы, а дальнейшее снижение усилий – выносом продуктов износа на зоны трения и снижением удельных давлений, связанных с увеличением поверхности трения и уменьшением усилий контакта жил между собой.

Проведены исследования зависимости сил трения от скорости перемещения элементов кабеля. С целью определения этой зависимости на установке №1 установили образец кабеля КУПР 108x0,5 и, изменяя скорость в пределах от 1 до 150 циклов в минуту (двойных ходов в минуту), фиксировали процесс изменения усилия протяжки одной жилы кабеля. В задаваемых пределах скорости характер и величина усилий не изменялись. При длительной работе на повышенных скоростях в результате выделения тепла повышается температура образцов, что в свою очередь снижает усилие протяжки жилы. Так как это явление не характерно для работы кабелей в реальных условиях, то исследование влияния скорости перемещения элементов кабеля в заданных пределах считаем достаточным. Попутно выяснилось, что температура образца влияет на усилие протяжки в значительной степени, что может составлять содержание специальных исследований, так как в реальных условиях эксплуатации кабель может находиться при температурах для марок КУПР и КУПР-Пн от +65°C и до -50°C.

Исследовано влияние сил трения на эластичность (усилие изгиба) кабеля. На установке №2 образец типа КУПР 108x0,5 длиной 220 мм с заземленным концом подвергали изгибу с амплитудой ± 50 мм от нейтральной оси. Одновременно осциллографировали изменение усилий изгиба кабеля. После 300 циклов ввели смазку „Индустриальное-50” и продолжали испытания. При этом влияние смазки проявлялось в меньшей степени, чем при продольном перемещении элементов. Если в первом случае усилие перемещения одной жилы со смазкой уменьшилось в 3 раза по сравнению с сухим образцом, то усилие изгиба уменьшилось. Это позволяет судить о том, что снижение коэффициента трения при работе кабеля численно не равно снижению усилий изгиба. Расчеты с использованием экспериментальных данных показали, что 30% полного изгибающего момента приходится на преодоление сил трения, а остальная часть – на создание изгибных напряжений в элементах кабеля. Установлено, что силы трения в значительной степени влияют на величину общих напряжений в элементах кабеля.

Выводы. 1. Скорость перемещения элементов кабеля в пределах от 1 до 300 мм в секунду не влияет на величину сил трения между элементами кабеля. Значительные колебания усилий (в 2 раза) наблюдаются при покое и движении жилы на смазанных образцах. Так как элементы кабеля подвержены знакопеременным нагрузкам, то имеет смысл продолжить эксперименты в области граничных усилий покоя и движения при малых скоростях.

2. Использование смазки „Индустриальное-50” снижает усилие относительного перемещения жилы и элементов конструкции кабеля в 2-4 раза.

3. Доля усилия, необходимая для преодоления сил трения при изгибе кабеля, составляет 30-50%. Поэтому снижение коэффициента трения приводит к снижению усилия изгиба.

4. Величина сил трення залежить від кількості циклів (пути трення). Так в експериментах з образцями кабеля КУПР 108x0,5 максимум визначено в межах 1500-3500 циклів, що становить шлях трення 13-30 метрів.

5. Сили трення між жилами по довжинах кабеля розподілені нерівномірно. Максимум відповідає 1-му витку і знаходиться в межах 90-100 Н, мінімум – 7-му в межах 22-23 Н.

6. При русі жили в початковому циклі спостерігаються значущі коливання сили натягу в межах $\pm 30\%$ від середнього значення.

Поступила в редакцію 14.06.2016.

УДК 621.867.427

ЧАСОВ Д.П., к.т.н., доцент

Дніпродзержинський державний технічний університет

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ДОДАТКОВИХ ЛОПАТЕЙ НА ПРОДУКТИВНІСТЬ ШНЕКОВОГО КОНВЕЄРА

Вступ. Транспорт на машинобудівних підприємствах є суттєвим показником темпів розвитку сучасної промисловості. Для транспортування відходів виробництв на невеликі відстані найбільш доцільними є шнекові конвеєри. У вітчизняних та світових виданнях в істотному різноманітті представлені роботи по дослідженню конструкцій, пристосувань та конструктивних елементів гвинтових конвеєрів, спрямованих на підвищення продуктивності процесів переміщення матеріалів [1-8].

У зарубіжних та вітчизняних наукових працях, присвячених даній тематиці, приділяється достатньо уваги, зважаючи на істотну актуальність застосування гвинтових конвеєрів, оскільки їх конструкція істотно простіша в порівнянні зі скребковими конвеєрами, які займають значні позиції у процесі транспортування стружки. У більшості випадків питання підвищення продуктивності конвеєра вирішується через рух матеріалу всередині жолоба конвеєра, який розглядають як рух матеріальної точки вздовж осі конвеєра по гвинтовій поверхні спіралі шнека.

Значна увага в питанні підвищення продуктивності гвинтового конвеєра приділяється куту нахилу спіралі шнека, механізму взаємодії матеріалу, що транспортується, зі спіраллю шнека, оптимальним значенням кута підйому спіралі, установленню ребер на внутрішній поверхні жолоба, механізму взаємодії транспортуючого матеріалу, що транспортується, з кожухом, критичній частоті обертання шнека, зміні кінематики руху в обертовому і нерухомому кожухах.

З проведеного аналізу літературних джерел встановлено, що різноманіття конструкцій шнекових транспортуючих механізмів, а також їх основних геометричних і конструктивних параметрів обумовлені фізико-механічними властивостями матеріалів, що транспортуються, і може бути описано різними математичними залежностями. Однак, практично відсутні публікації з вивчення впливу конструкції шнека з встановленими і закріпленими лопатями на самому тілі пера шнека горизонтального шнекового конвеєра на процес транспортування матеріалу.

Постановка задачі. Всі вказані вище питання у значній мірі відомі і мають наукове підґрунтя. Однак на даний момент існує недостатня кількість методик проведення експериментальних досліджень впливу конструктивних елементів на продуктивність шнекового конвеєра. Тож метою роботи є висвітлення процесу експериментального дослідження впливу додаткових лопатей на продуктивність шнекового конвеєра.

Результати роботи. В якості демонстраційно-експериментального обладнання для процесу експериментального дослідження впливу додаткових лопатей на продук-

тивність шнекового конвеєра сконструйовано експериментальний стенд, який складається зі шнекового транспортера та вимірювальної апаратури.

В якості експериментального шнекового конвеєра (рис.1) використовується шнековий транспортер зубофрезерного верстата, що відповідає дійсним виробничим умовам роботи прибирання стружки із його зони різання.

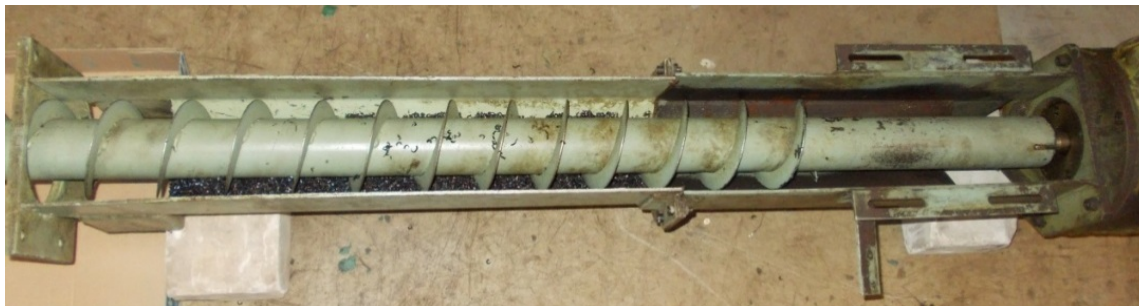


Рисунок 1 – Експериментальний шнековий конвеєр (вигляд зверху)

Шнековий транспортер приводиться в дію від електродвигуна АИР112МВ8 (потужність – 3,0 кВт, число обертів в хвилину – 710 об/хв), який передає обертаючий момент на черв'ячний редуктор через гнучкий вал.

Використання гнучкого вала сприяє зниженню вібрації, усуває перекіс осей електродвигуна і редуктора, забезпечує безпечний режим роботи двигуна без заклинювання. Черв'ячний редуктор, який використовується, має передатне число 60, що дозволяє використовувати малопотужний електродвигун. Завдяки черв'ячному редуктору також забезпечується постійність числа обертів шнека – 10-12 об/хв, що є оптимальним числом обертів гвинта шнекового конвеєра. В цілому загальна конструкція експериментального шнекового конвеєра складається із:

- електродвигуна;
- редуктора;
- жолоба, прикріпленого до редуктора;
- шнекового вала (шнека), встановленого в жолобі і з'єднаного з редуктором.



Рисунок 2 – Модернізований шнек

кутика 20x20x3, порізаного на рівні частини довжиною 20 мм; одна сторона має закруглення для безперешкодного регулювання кута атаки лопаті.

Додаткова лопать виготовлена із алюмінієвого кутика 20x20x3, порізаного на рівні частини довжиною 20 мм; одна сторона має закруглення для безперешкодного регулю-

У якості транспортуючого елемента використовується шнековий вал (шнек) модернізованої конструкції. Модернізація шнека (рис.2) полягає в установленні і закріпленні на самому тілі пера шнека додаткових лопатей (рис.3).

Додаткова лопать виготовлена із алюмінієвого



Рисунок 3 – Додаткова лопать шнекового конвеєра

вання кута атаки лопаті.

Модернізація шнека здійснювалась в послідовності, описаній нижче. В кожному пері шнека просвердлювався один отвір для установлення в нього болта, фіксуючого додаткову лопать. Потім положення лопаті фіксувалось за допомогою гайки та контргайки. Проводився експеримент з однією додатковою лопаттю,

встановленою на тілі пера шнека з визначеним кутом атаки.

В подальшому, розкріплюючи гайки і контргайки, змінювався кут атаки лопаті для проведення нового експерименту. Після того, як було проведено низку експериментів з однією додатковою лопаттю на тілі пера шнека, встановленою під різними кутами атаки, шнек видалявся із жолоба для засвердлення другого отвору на кожному пері шнека з метою встановлення і закріплення другого ряду додаткових лопатей. Повторюється процедура проведення експерименту. Знову видаляється шнек із жолоба для встановлення трьох і в подальшому чотирьох додаткових лопатей.

В якості транспортованого матеріалу використовується підготовлена заздалегідь стальна стружка (Сталь 40X, попередньо дроблена), отримана в результаті обробки (точіння) маточини колеса, що свідчить про відповідність випробуваної стружки практичній реальній стружці. Для проведення експерименту використовувалось 30 кг стружки. Процес транспортування здійснювався в наступному порядку:

- встановлюється додаткова лопать на шнек;
- виставляється заданий кут атаки лопаті;
- завантажуються стружка в жолоб;
- проводиться процес транспортування стружки;
- зважується перетранспортований об'єм стружки;
- перетранспортований об'єм стружки заповнюється із 30 кг заздалегідь підготовленої;
- експеримент повторюється 10 разів.

Зміна кута атаки і кількості додаткових лопатей супроводжується повторенням експерименту в описаній послідовності.

В якості вимірювальної апаратури використовуємо ваги аналітичні АДВ 200. Точність виміру даного контрольно-вимірювального приладу складає 2 г. Мінімально припущена вага матеріалу, що зважується, складає 2 г, максимальна – 200 г. Для запобігання можливих похибок, пов'язаних з недостатньою або надмірною вагою матеріалу, використовуємо набір гирьок.

Для проведення експерименту з визначення енергоємності шнекового конвеєра з додатковими лопатями використовувався лічильник електричний трьохфазний електронний НИК 2303 АРК1(5-10А). Через лічильник підключався двигун конвеєра. Спочатку замірялась витрата електроенергії при використанні класичного шнека, а після – при модернізованих варіаціях шнека з різними ступенями наповнення жолоба.

Висновки. Отримано методику та чітко описано процес проведення експериментальних досліджень впливу конструктивних елементів на продуктивність шнекового конвеєра. Розроблений автором стенд та випробувана методика проведення експериментальних досліджень впливу додаткових лопатей на продуктивність шнекового конвеєра.

ра дає подальші перспективи у розробці та проектуванні аналогічних конвеєрів для конкретних цехових умов.

ЛІТЕРАТУРА

1. Соави Ф. Новый тип винтового конвейера для металлической стружки [Текст] / Ф.Соави, О.Зурла, Р.Леви // Літопис - технологія виробництва. – 1990. – Т. 39. – № 1. – С.399-404.
2. Оуен Ф.Д. Прогнозирование производительности винтового конвейера с использованием метода дискретных элементов [Текст] / Ф.Д.Оуен, П.В.Клири // Порошковая технология. – 2009. – Т. 193. – № 3. – С.274-288.
3. Гевко І. Синтез змішувачів з гвинтовими робочими органами [Текст] / І.Гевко, Р.Рогатинський, А.Дячун // Вісник Львівського національного аграрного університету: агроінженерні дослідження. – 2012. – № 16. – С.237-246.
4. Ловейкін В. Оптимізація режимів роботи гвинтових конвеєрів [Текст] / В.Ловейкін, О.Рогатинська // Підйомно-транспортна техніка. – 2004. – № 2. – С.8-15.
5. Лещу Р. Результати експериментальних досліджень гвинтових перевантажувальних механізмів [Текст] / Р.Лещук, І.Гевко, Р.Комар // Вісник ТДТУ. – 2003. – Т. 8, № 4. – С.56-61.
6. Хальфин М.Н. Расчет гибкого винта шнека с учетом неравномерности распределения нагрузок по длине [Текст] / М.Н.Хальфин, С.С.Подуст, Р.К.Шагеев // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. – 2009. – №2-1. – С.23-27.
7. Пат. 83441 Україна, МПК В 65 G 33/14. Шнековый конвеер / Д.П.Часов, А.М.Тихонцов; заявник та патентовласник Дніпродзержинський державний технічний університет. – № u201303544; заявл. 22.03.13; опубл. 10.09.13, Бюл. № 17.
8. Часов Д.П. Анализ количественных и качественных показателей производительности модернизированного шнекового конвейера / Д.П.Часов // Вісник національно технічного університету «ХП». – 2013. – С.188-193.

Надійшла до редколегії 28.09.2016.

УДК 664.61

ЯЦУК А.Л., ст. викладач
ГАЛАГУЗА В.В., студент

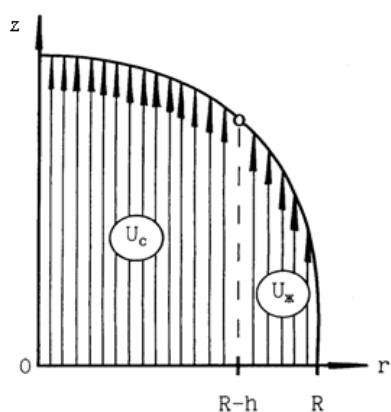
Дніпродзержинський державний технічний університет

РЕЖИМ ТЕЧІЇ, КОЛИ ШВИДКІСТЬ МАТЕРІАЛУ ТІСТА ПЕРЕВИЩУЄ ШВИДКІСТЬ РІДИНИ В ЗМАЩУВАЛЬНОМУ ПРОШАРКУ

Вступ. Екструзія – прогресивний метод формування в'язких мас, що дає можливість забезпечувати високу механізацію виробництва та підвищити ефективність роботи обладнання для формування борошняних виробів. При формуванні харчових мас, в тому числі крутого тіста, методом екструзії виникають вимоги до стабільності геометричної форми екструдату, якості його поверхні та однорідності відформованої заготовки, які не завжди забезпечуються на практиці. Останні іноді погіршують товарний вигляд та якість виготовленого продукту.

У зв'язку з цим виникає цікавість розглянути теоретичні та практичні питання течії деяких харчових мас по формуючому каналу одночасно з іншою рідиною набагато меншої в'язкості, що рівномірно покриває поверхню екструдату та одночасно рухається з ним. Таку екструзію прийнято називати соекструзією, коли два чи більше потоків маси, що випресовується, різної в'язкості сумісно продавлюють через матрицю.

Постановка задачі. Розглянемо процес екструзії матеріалу з тіста в циліндричному каналі при наявності пристінного змащувального прошарку. В рамках запропоно-



$U_{\text{ж}}$, U_c – відповідно швидкості потоків рідини, що змащує, та матеріалу тіста вздовж осі z ;
 R – внутрішній радіус отвору;
 h – товщина змащувального прошарку

Рисунок 1 – Передбачуваний профіль швидкості матеріалу з тіста і рідини, що змащує, в поперечному перерізі каналу

ваної постановки задачі можуть бути реалізовані два характерні режими течії [1].

Перший режим має місце в тому випадку, коли середня швидкість матеріалу з тіста перевищує середню швидкість рідини в змащувальному прошарку. У такій ситуації центральне ядро матеріалу з тіста немов би «захоплює» за собою мастильний шар. Очікуваний профіль швидкостей в поперечному перерізі каналу представлено на рис. 1.

Другий режим течії в рамках розглянутої математичної моделі має місце тоді, коли середня швидкість рідини в змащувальному прошарку перевищує середню швидкість екструзії матеріалу тіста. У цьому випадку на їх спільному кордоні змащувальна рідина повинна «захоплювати» за собою матеріал тіста. При цьому очікуваний профіль швидкостей в поперечному перерізі отвору повинен мати вигляд, наведений в [2].

Результати роботи. Розглянемо розв’язання поставленої задачі для першого випадку. Тоді умови, що накладаються на параметри системи, мають вигляд:

$$\left. \frac{\partial U_{\text{ж}}}{\partial r} \right|_{r=R-h} < 0; \quad U_{\text{ж}}|_{r=R-h} < \frac{M_c}{\rho_c \cdot \pi(R-h)^2}, \quad (1)$$

де ρ_c – щільність матеріалу з тіста, кг/м^3 ;

M_c – масова витрата матеріалу з тіста, кг/с .

Інтегруючи рівняння $\frac{\partial p_{\text{жс}}}{\partial z} = \mu_{\text{жс}} \frac{\partial^2 U_{\text{жс}}}{\partial r^2}$ [1] двічі по r при крайових умовах $r = R$

$\frac{\partial p_{\text{жс}}}{\partial r} = 0$, $r = R$ $U_{\text{жс}} = 0$, отримуємо:

$$U_{\text{жс}} = \frac{1}{2\mu_{\text{жс}}} \cdot \frac{\partial p_{\text{жс}}}{\partial z} (r^2 - R^2) + C_1(r - R), \quad (2)$$

де C_1 – невідома константа інтегрування;

$\mu_{\text{жс}}$ – в’язкість змащувальної рідини, $\text{Па}\cdot\text{с}$;

$p_{\text{жс}}$ – тиск змащувальної рідини, Па .

Підставляючи $\tau_c = -\mu_c \left| \frac{\partial U_c}{\partial r} \right|^{n-1} \cdot \frac{\partial U_c}{\partial r}$ в $\frac{\partial p_c}{\partial z} = -\frac{\partial \tau_c}{\partial r}$, $\frac{\partial p_c}{\partial r} = 0$ та зробивши інтегрування по r , знаходимо [1]:

$$\left| \frac{\partial U_c}{\partial r} \right|^{n-1} \cdot \frac{\partial U_c}{\partial r} = \frac{1}{\mu_c} \cdot \frac{\partial p_c}{\partial z} r + C_2, \quad (3)$$

де τ_c – дотичне напруження в матеріалі з тіста, Па ;

μ_c – коефіцієнт консистенції маси з тіста, який представляє собою уявний параметр в’язкості, $\text{Па}\cdot\text{с}^2$;

n – характеристика аномалії в’язкості;

p_c – тиск матеріалу тіста, Па .

З урахуванням крайової умови $r = 0 \quad \partial U_c / \partial r = 0$ отримуємо:

$$C_2 = 0. \quad (4)$$

Оскільки в рамках випадку, що розглядається (рис.1), $\partial U_c / \partial r < 0$, маємо:

$$\frac{\partial U_c}{\partial r} = - \left| \frac{\partial U_c}{\partial r} \right|. \quad (5)$$

З урахуванням (4), (5) рівняння (3) трансформується до вигляду:

$$\left| \frac{\partial U_c}{\partial r} \right| = \left(-\frac{1}{\mu_c} \cdot \frac{\partial p_c}{\partial z} \right)^{1/n} \cdot r^{1/n},$$

або, використовуючи (5), знаходимо:

$$\frac{\partial U_c}{\partial r} = - \left(-\frac{1}{\mu_c} \cdot \frac{\partial p_c}{\partial z} \right)^{1/n} \cdot r^{1/n}.$$

Інтегруючи останнє рівняння по r , приходимо до наступного:

$$U_c = -\frac{n}{n+1} \left(-\frac{1}{\mu_c} \cdot \frac{\partial p_c}{\partial z} \right)^{1/n} \cdot r^{(n+1)/n} + C_3, \quad (6)$$

де C_3 – невідома константа інтегрування.

Для визначення констант C_1 і C_3 , що входять у вирази (2), (6), використовуємо крайові умови «зшивання» швидкостей та дотичних напружень $r = R - h$, $U_c = U_{ж}$ на загальній межі змащувальної рідини та матеріалу тіста. Беручи до уваги $p_c = p_{ж}$ та після деяких перетворень, отримуємо:

$$\begin{cases} C_1 = 0 ; \\ C_3 = \frac{1}{2\mu_{ж}} \cdot \frac{\partial p}{\partial z} [(R-h)^2 - R^2] + \frac{n}{n+1} \left(-\frac{1}{\mu_c} \cdot \frac{\partial p}{\partial z} \right)^{1/n} \cdot (R-h)^{(n+1)/n}, \end{cases} \quad (7)$$

де $p = p_c = p_{ж}$ для кожного поперечного перетину в каналі.

Підставляючи (7) в (2) та (6), приходимо до остаточного вигляду співвідношень, що визначають поле швидкостей змащувальної рідини та матеріалу тіста в отворі:

$$\begin{cases} U_{ж} = \frac{1}{2\mu_{ж}} \cdot \frac{\partial p}{\partial z} (r^2 - R^2); \\ U_c = \frac{1}{2\mu_c} \cdot \frac{\partial p}{\partial z} [(R-h)^2 - R^2] + \frac{n}{n+1} \left(-\frac{1}{\mu_c} \cdot \frac{\partial p}{\partial z} \right)^{1/n} \times \\ \times [(R-h)^{(n+1)/n} - r^{(n+1)/n}]. \end{cases} \quad (8)$$

Остаточне розв'язання задачі призводить до визначення співвідношень:

$$h = h(z); \quad p = p(z). \quad (9)$$

Звідси приходимо до наступної системи рівнянь:

$$\left\{ \begin{aligned} Q_{жс} &= \frac{\pi}{4\mu_{жс}} \cdot \frac{\partial p}{\partial z} \left[-R^4 + (R-h)^2 (2R^2 - (R-h)^2) \right]; \\ \frac{M_c}{2\pi\rho_{c0}} &= \frac{1}{4\mu_{жс}} \left(\frac{p}{p_{c0}} \right)^K \frac{\partial p}{\partial z} \left[(R-h)^2 - R^2 \right] (R-h)^2 + \\ &+ \frac{n(R-h)^{(3n+1)/n}}{2(3n+1)} \left(\frac{p}{p_{c0}} \right)^K \left(-\frac{1}{\mu_c} \cdot \frac{\partial p}{\partial z} \right)^{1/n}, \end{aligned} \right. \quad (10)$$

де ρ_{c0} – характерне значення щільності тіста, кг/м³;

p_{c0} – характерне значення тиску, при якому матеріал тіста має дану щільність, Па;

K – показник ступеня стискання матеріалу тіста.

У випадку, коли подача змащувальної рідини відсутня ($Q_{жс} = 0$; $h = 0$), розподіл тиску вздовж отвору описується рівнянням

$$\frac{M_c}{\pi\rho_{c0}} = \frac{nR^{(3n+1)/n}}{3n+1} \left(\frac{p}{p_{c0}} \right)^K \left(-\frac{1}{\mu_c} \cdot \frac{\partial p}{\partial z} \right)^{1/n},$$

розв'язання якого з урахуванням крайової умови $z = L$, $p_c = p_{жс} = p_a$ має вигляд:

$$p = \left\{ p_a^{kn+1} + \mu_c \cdot (kn+1)(L-z) \left\{ \frac{M_c(3n+1)P_{c0}^K}{\pi\rho_{c0} \cdot nR^{(3n+1)/n}} \right\}^n \right\}^{1/(kn+1)}, \quad (11)$$

де L – довжина отвору, м;

p_a – тиск зовнішнього середовища за межами отвору, Па.

Тиск матеріалу тіста p_0 на вході в отвір визначається із (11) за формулою

$$p_0 = \left\{ p_a^{kn+1} + \mu_c \cdot (kn+1) \cdot L \left\{ \frac{M_c(3n+1)P_{c0}^K}{\pi\rho_{c0} \cdot nR^{(3n+1)/n}} \right\}^n \right\}^{1/(kn+1)}. \quad (12)$$

Висновки. В результаті дослідження режиму течії, коли середня швидкість рідини в змащувальному прошарку перевищує середню швидкість екструзії матеріалу тіста, отримано рівняння розподілу швидкостей рідини в поперечному перетині шару, що змащує, та систему рівнянь масової витрати матеріалу тіста та об'ємної витрати рідини, що змащує. Запропонована методика дозволяє значно спростити розрахунки параметрів безконтактного пресування.

ЛІТЕРАТУРА

1. Брылёв Е.А. Течение тестовой композиции в профилирующем канале с гидродинамической смазкой / Брылёв Е.А., Яцук А.Л. // Механизация производственных процессов рыбного хозяйства, промышленных и аграрных предприятий: сб. науч. трудов КГМТУ. – Керчь: КГМТУ. – 2010. – Вып. 11. – С.21-24.
2. Яцук А.Л. Режим течії композиції з тіста, коли швидкість рідини в змащувальному прошарку перевищує швидкість екструзії / Яцук А.Л. // Зб. наук. праць Дніпродзерж. держ. техн. унів-ту (технічні науки). – Дніпродзержинськ: ДДТУ. – 2015. – Вип. 2(27). – С.85-88.

Надійшла до редколегії 28.09.2016.

Днепродзержинский государственный технический университет

РАСЧЕТ РАСХОДА ЖИДКОСТИ ПРИ ОХЛАЖДЕНИИ ДЕТАЛЕЙ ВОЗДУШНО-ЖИДКОСТНОЙ СМЕСЬЮ

Введение. Охлаждение деталей при резании струей воздушно-жидкостной смеси известен достаточно давно. Его рекомендуют применять при лезвийной обработке, особенно когда применение других способов подачи смазывающе-охлаждающей жидкости затруднен. Привлекательность такого способа связан с очень малыми расходами жидкости, не превышающими 0,5л/час, что снижает затраты на ее приготовление, исключает необходимость сбора и переработки и имеет положительный экологический эффект.

Идея этого способа охлаждения заключается в интенсификации процесса путем изменения вида теплообмена. Если при подаче смазывающе-охлаждающей жидкости поливом или напорной струей имеет место конвективный теплообмен, то при охлаждении струей воздушно-жидкостной смеси целью является создание режима кипения жидкости, поскольку известно, что коэффициенты теплоотдачи в этом случае значительно выше.

Известно также [1], что одним из направлений интенсификации процесса теплоотдачи является переход от кипения в большом объеме или пленочного кипения к капельному кипению. Однако реализация такого процесса требует определенных условий и не всегда возможна.

Вопросам поведения капель жидкости на поверхности, нагретой выше температуры кипения, посвящено достаточно много работ. В некоторых работах [2, 3] рассматривается капля в условиях образования паровой прослойки между ней и нагретой поверхностью, в других [4] – отскок капель или их «взрывное» испарение [5]. Наибольший интерес представляют работы, в которых исследуется поведение капли жидкости вблизи температуры Лейденфроста [1]. Испарение капли при несколько более низких температурах имеет аналогию с пузырьковым кипением в большом объеме и отличается наиболее высокой интенсивностью теплообмена. Считается, что для воды температура Лейденфроста составляет около 200°C. При многих процессах лезвийной обработки имеют место температуры такого порядка и, таким образом, имеются предпосылки организации очень эффективного процесса теплоотвода.

Хотя позитивные результаты практического использования способа охлаждения деталей струей воздушно-жидкостной смеси при токарной обработке, пазовом и торцевом фрезеровании, зубострогании и зубофрезеровании широко известны и существуют работы, посвященные экспериментальным и теоретическим исследованиям процессов такого охлаждения [6], до настоящего времени отсутствуют обоснованные методики определения таких важных параметров, как необходимый расход жидкости, уровень ее дисперсности, скорость потока.

Постановка задачи. В данной статье рассматривается задача определения расхода смазывающе-охлаждающей жидкости в двухфазной среде, обеспечивающего режим капельного кипения при принятых размерах капель и скорости потока.

Результаты работы. Максимальный эффект при охлаждении воздушно-жидкостной смесью будет достигнут, если наибольшая масса капель жидкости полностью испарится в режиме капельного кипения. Для этого капли на охлаждаемой поверхности должны располагаться в один слой и при этом покрывать максимальную

площадь. Количество капель в одном слое на единице поверхности можно представить как

$$n_s = \frac{1}{d_n^2}, \quad (1)$$

где d_n – диаметр пятна контакта капли с поверхностью при максимальной деформации капли, который в [7] предложено определять по формуле

$$d_n = 4V \sqrt{\frac{\rho R_k^3}{6\sigma}}, \quad (2)$$

где σ – коэффициент поверхностного натяжения жидкой фазы смеси; ρ – ее плотность; V – скорость капли; R_k – радиус капли.

Соответственно объемное содержание капель составит

$$n_v = \frac{1}{d_n^3}. \quad (3)$$

При таком объемном содержании капель и равномерном распределении их в струе воздушно-жидкостной смеси расстояние между последовательными каплями равно d_n , а время подлета следующей капли

$$\tau_n = d_n / V. \quad (4)$$

Расчеты по зависимости, предложенной в [7], и результаты экспериментальных исследований [1] показывают, что время максимальной деформации капли очень мало и составляет незначительную долю времени ее полного испарения. Поэтому можно считать, что для однослойного расположения капель и максимального покрытия ими охлаждаемой поверхности подлет очередной капли должен произойти в момент полного испарения предыдущей.

В [6] связь объемного содержания капель диаметром d_k с их концентрацией K в воздушно-жидкостной смеси приведена в виде

$$n_v = \frac{6K}{d_k^3}. \quad (5)$$

С учетом (2), (3) и (5) оптимальную концентрацию капель в воздушно-жидкостной смеси можно представить в следующем виде:

$$K \approx \sqrt{\left(\frac{\sigma}{\rho \cdot V^2 \cdot R_k}\right)^3}. \quad (6)$$

Для жидкой фазы со свойствами воды, которыми обычно обладают смазывающе-охлаждающие жидкости, можно записать

$$K \approx 6 \cdot 10^{-7} \sqrt{\left(\frac{1}{V^2 \cdot R_k}\right)^3}. \quad (7)$$

При меньших концентрациях теплоотвод будет снижаться за счет уменьшения количества одновременно испаряющихся капель, при больших концентрациях – за счет нарушения режима капельного кипения. Это косвенно подтверждается результатами экспериментальных исследований [8], где эффект охлаждения деталей при резании струей воздушно-жидкостной смеси повышался лишь до некоторых значений концен-

трации жидкой фазы. Дальнейшее увеличение количества жидкости не только не улучшало ситуацию, но и даже снижало эффективность охлаждения.

Далее необходимо установить, возможна ли реализация оптимального сценария охлаждения и какие условия необходимы для этого.

При испарении капли жидкости в результате ее кипения поглощается количество теплоты

$$Q = \frac{4}{3} \pi \cdot R_k^3 \cdot \rho \cdot r, \quad (8)$$

где r – удельная теплота парообразования.

С другой стороны, количество теплоты при кипении можно определить по формуле

$$Q = \alpha_{кин} (t_n - t_k) \cdot F \cdot \tau, \quad (9)$$

где $\alpha_{кин}$ – коэффициент теплоотдачи при кипении; t_n – температура нагретой поверхности; t_k – температура кипения жидкой фазы; $(t_n - t_k)$ – температурный напор; τ – время процесса (в данном случае время испарения капли); F – площадь соприкосновения капли с охлаждаемой поверхностью.

Последняя с учетом (2) определяется как

$$F = 4\pi \frac{\rho \cdot V^2 \cdot R_k^3}{6\sigma}. \quad (10)$$

Для определения коэффициента теплоотдачи при капельном кипении воспользуемся результатами экспериментальных исследований, приведенными в [1] для относительно больших капель воды, движущихся с невысокими скоростями (диапазон размеров капель 2,567...5,692мм, диапазон скоростей 0,88...2,586м/с, диапазон температур поверхности 110...232°C). Результаты приведены в виде следующего критериального уравнения

$$Nu = 8,97 \cdot 10^{14} \cdot Gr^{0,88} \cdot Oh^{4,41} \cdot Re^{0,01}, \quad (11)$$

где Nu – критерий Нуссельта; Gr – критерий Грасгофа; Oh – критерий Онезорге; Re – критерий Рейнольдса.

Для данного случая критерии подобия имеют следующий вид.

Критерий Грасгофа

$$Gr = \frac{g \cdot \rho^2 \cdot d_k^3}{\mu^2} \beta \cdot \Delta t, \quad (12)$$

где g – ускорение свободного падения; ρ – плотность воды при температуре кипения; μ – динамический коэффициент вязкости воды при температуре кипения; β – коэффициент объемного расширения воды при температуре кипения; Δt – температурный напор.

Критерий Онезорге

$$Oh = \frac{\mu}{\sqrt{\rho \cdot \sigma \cdot d_k}}. \quad (13)$$

Критерий Рейнольдса

$$Re = \frac{V \cdot d_k \cdot \rho}{\mu}. \quad (14)$$

Используя выражения (8)-(14), получим выражение для определения времени полного испарения капли:

$$\tau_{и} = \frac{41,4}{V^{2,01} \cdot d_{к}^{0,55} \cdot \Delta t^{1,88}} \cdot \quad (15)$$

Расчеты по формулам (4) и (15) показывают, что для относительно больших капель воды, движущихся с невысокими скоростями, время подлета капли при любых условиях меньше времени ее испарения. Таким образом, при концентрации, определенной из выражения (6), капельный режим кипения реализуется только для первого слоя капель.

К сожалению, в настоящее время отсутствуют экспериментальные данные, позволяющие определить время испарения мелких капель, движущихся с высокими скоростями. Однако, есть основания считать, что тенденция уменьшения времени испарения капли по мере увеличения ее скорости и уменьшения размеров, отраженная в выражении (14), сохранится для мелких высокоскоростных капель. Тогда для капель воды диаметром порядка 10...20мкм и скоростей потока свыше 100м/с нижняя граница концентрации капель в воздушно-жидкостной смеси может быть определена согласно выражению (6).

Выводы. Выполненные исследования позволяют утверждать, что реализация режима капельного кипения для охлаждения деталей при резании с относительно невысокими температурами струей воздушно-жидкостной смеси невозможна в условиях использования низкоскоростных струй, содержащих жидкую фазу в виде крупных капель.

Для высокоскоростных (более 100м/с), мелкодисперсных (менее 10...20мкм) струй, полученных из водных смазывающе-охлаждающих жидкостей, предложена зависимость для определения нижнего предела концентрации воздушно-жидкостной смеси, реализующей режим капельного кипения.

ЛИТЕРАТУРА

1. Критериальная зависимость для испарения одиночной капли жидкости на поверхности нагрева / П.С.Васильев, С.Л.Рева, Л.С.Рева, А.Б.Голованчиков // Волгоградский государственный технический университет nestorvv@mail.ru, maser7@bk.ru, rahp@vstu.ru.
2. Бувеч Ю.А. К теории падения капель на перегретую поверхность / Бувеч Ю.А., Манкевич В.Н., Полоцкий М.И. // Теплофизика высоких температур. – 1986. – Т.24, №4. – С.743-752.
3. Брич М.А. Взаимодействие диспергированной жидкости с нагретой поверхностью / М.А.Брич // Инженерно-физический журнал. – 1981. – Т.40, №1. – С.35-40.
4. Особенности теплообмена при соударении капли с горячей поверхностью / А.А.Гухман, А.З.Вольнец, А.В.Рождественский, С.М.Бражников // Инженерно-физический журнал. – 1985. – Т.49, №4. – С.598-601.
5. Бувеч Ю.А. К теории ударного кипения / Ю.А.Бувеч, В.В.Мансуров // Инженерно-физический журнал. – 1984. – Т.47, №6. – С.919-923.
6. Резников А.Н. Тепловые процессы в технологических системах / Резников А.Н., Резников Л.А. – М.: Машиностроение, 1990. – 228с.
7. Жадан И.А. Деформация капель распыленной смазывающе-охлаждающей жидкости. Жадан И.А., Панасенко А.С., Чухно С.И. // Сборник научных трудов КГМТУ. – Керчь. – 2010г. – Выпуск 11. – С.186-188.
8. Тихонов В.М. Охлаждающие свойства смазывающе-охлаждающих жидкостей / В.М.Тихонов // Станки и инструмент. – 1966. – №8. – С.6-9.

Поступила в редколлегию 13.09.2016.