

тельності прослеживається в діапазоні кутів атаки додаткової лопасті від 45° до 90° . З рис.3 слідує, що кут атаки додаткової лопасті є одним з важливих факторів, впливаючим на приріст продуктивності шнекового конвеєра.

Висновки. Дослідження процесу транспортування металічної стружки показало, що додаткова лопасть сприяє збільшенню продуктивності шнекового конвеєра порівняно з класичною конструкцією. Також дослідження процесу транспортування металічної стружки показало, що продуктивність шнекового конвеєра з додатковою лопастью залежить від кута атаки цієї лопасті, який найбільш ефективен на рівні 45° .

ЛИТЕРАТУРА

1. Евстратов В.А. Шнековые прессы и винтовые конвейеры в промышленности строительных материалов / В.А.Евстратов, Н.Н.Евстратова. – Ростов на-Дону: Изд-во СКНЦ ВШ, 2001. – 206с.
2. Евстратов В.А. Влияние геометрии шнековой лопасти на эффективность функционирования вертикального винтового конвейера Текст / В.А.Евстратов // Изв. вузов. Сев.-Кавк. регион. Технические науки. – 2000. – № 1. – С.86-89.

Поступила в редколлегию 07.04.2014.

УДК 629.463–621.821

БЕЙГУЛ О.О., д.т.н., професор
ШУЛЬГА А.С., к.т.н., доцент
ШУЛЬГА О.А., аспірант

Дніпродзержинський державний технічний університет

ДОСЛІДЖЕННЯ ШВИДКОСТІ КОВЗАННЯ В ОПОРАХ КУЗОВА НА ВІЗКИ ПРОМИСЛОВИХ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

Вступ. В процесі експлуатації деяких транспортних засобів, які рухаються на колесах промислових підприємств, виявляються значні зноси деталей опор кузова на візки (п'ятникових вузлів). Особливо значні зноси спостерігаються в п'ятникових вузлах думпкарів вантажопідйомністю 850 кН, які експлуатуються в умовах гірничо-збагачувальних комбінатів. Дослідження умов роботи п'ятникових вузлів показали, що тертя їх відбувається в умовах наявності абразивних частинок. Масові пошкодження та значні затрати на відновлення та заміну деталей вузлів вимагають вияснення причин інтенсивного зносу та розробки заходів по їх скороченню.

Постановка задачі. Характер та інтенсивність процесів руйнування при зносі в значній мірі визначаються швидкістю ковзання v_k і тиском p , які є основними при розгляді закономірностей зносу.

Дослідження [1] показали, що інтенсивність зносу при монотонній зміні швидкості ковзання разом з поступовим розвитком може змінюватися при деяких значеннях v_k стрибкоподібно в декілька разів. При деяких швидкостях ковзання виникає форма нормального механо-хімічного зносу, в той час як при інших швидкостях ковзання можуть виникати патологічні процеси зношування, викликані скріпленням першого або другого роду. При цьому остання форма зносу, як правило, супроводжується тепловим

переобтяженням зони контакту. Тому одним з найбільш важливих параметрів при розрахунку підшипників сухого тертя є параметр pv_k , що характеризує знос і тепловиділення в процесі тертя, який необхідно розрахувати.

Результати роботи. Для розрахунку швидкості ковзання, яка виникає в парі тертя п'ятник – підп'ятник п'ятникового вузла залізничного вагона, розглянемо хвилястий рух візка відносно кузова, який виникає через конічну форму коліс, нерівності шляху та інші фактори. Згідно з роботою [3] диференціальне рівняння розглянемо хвилястого руху колісної пари візка має вигляд:

$$\frac{d^2y}{dx^2} + \frac{\gamma}{RS} y = 0, \quad (1)$$

де x – відстань, яка вимірюється вздовж осі шляху, м;

y – зміщення осі колісної пари, м;

γ – конусність бандажів коліс (для стандартних коліс $\gamma=0,05$);

R – радіус колеса, м;

$2S$ – відстань між колами катання коліс, м.

У зв'язку з тим, що можна знехтувати початковою фазою, приймаємо для початкових умов $x = 0$.

Тоді $y = y_a$ – амплітуда коливання колісної пари, м;

$$\frac{dy}{dx} = \varphi - \text{кут повороту колісної пари, рад.}$$

Загальне розв'язання диференціального рівняння (1) має наступний вигляд:

$$y_a = C_1 \cos \omega x + C_2 \sin \omega x, \quad (2)$$

де C_1, C_2 – константи, які потрібно знайти з початкових умов;

ω_1 – кругова частота коливання колісної пари, с^{-1} .

Визначаємо константи інтегрування для початкових умов:

$$C_1 = y_a; C_2 = 0.$$

Після підстановки значень C_1 і C_2 розв'язання рівняння (1) наступне:

$$y = y_a \cos \omega x.$$

Кут повороту колісної пари:

$$\varphi = \frac{dy}{dx} = -y_a \omega \sin \omega x. \quad (4)$$

Максимальне значення кута повороту буде при $\sin \omega_1 \cdot x = -1$, тоді, розв'язуючи рівняння (4), отримуємо:

$$\varphi_a = y_a \omega. \quad (5)$$

Кутова швидкість повороту візка:

$$\dot{\varphi} = \frac{d\varphi}{dt} = \frac{\partial^2 y}{\partial x \partial t} = -y_a \omega^2 \cos \omega x \frac{dx}{dt}. \quad (6)$$

Підставляючи значення (5) в (6), отримуємо максимальне значення кутової швидкості:

$$\dot{\varphi}_{\max} = \frac{d\varphi}{dt} = y_a \omega^2 v, \quad (7)$$

де v – швидкість руху вагона, м/с.

Максимальне значення швидкості ковзання в парі п'ятник – підп'ятник п'ятникового вузла вагона:

$$v_{\kappa \max} = \dot{\varphi}_{\max} r = y_a \omega^2 v r, \quad (8)$$

де r – відстань до точки повороту підп'ятника, м.

Кругову частоту коливань можна визначити з виразу

$$\omega = \sqrt{\frac{\gamma}{RS}}. \quad (9)$$

При русі візка по кривих ділянках шляху і на стрілочних переводах швидкість ковзання у п'ятниковому вузлі буде відрізнятися від розрахованої швидкості ковзання для випадку руху по прямих ділянках.

Для розрахунку швидкості ковзання по кривих ділянках користуємось рівнянням для знаходження кута повороту візка:

$$\alpha = \frac{180 \cdot 2L}{2\pi R_{кр}}, \quad (10)$$

де $2L$ – база вагона, м;

$R_{кр}$ – радіус кривої, м.

Кутову швидкість повороту візка можна знайти із залежності:

$$\dot{\varphi} = \frac{\alpha_{\max}}{t_{n.к}}, \quad (11)$$

де α_{\max} – максимальний кут повороту візка, рад;

$t_{n.к} = \frac{L_{n.к}}{v}$ – час руху вагона в перехідній кривій, с;

$L_{n.к}$ – довжина перехідної кривої, м;

v – швидкість руху вагона, м/с.

Знаючи кутову швидкість повороту візка на кривих ділянках шляху, можна розрахувати швидкість ковзання:

$$v_{\kappa} = \varphi r. \quad (12)$$

Розрахунки, проведені за наведеними вище формулами з урахуванням фактичних умов і режимів експлуатації на гірничо-збагачувальних комбінатах, показали, що максимальна швидкість ковзання $v_{\kappa} = 0,00825$ м/с відбувається при русі вагона в кривих. При звичайному русі по прямих ділянках шляху $v_{\kappa} \approx 0,003$ м/с, яка значно менша від $v_{\kappa} = 0,1$ м/с, при якій згідно з роботою [1] виникає патологічний знос зі скріпленням першого роду.

Отримані результати розрахунків можна використати для оцінки роботи п'ятникового вузла за параметром:

$$pv_{\kappa} \leq [pv_{\kappa}], \quad (13)$$

де p – тиск в контактуючих поверхнях тертя, Н/мм²;

v_k – швидкість ковзання, м/с.

Розрахунок тиску можна провести за формулами, наведеними у роботі [2]. Результати розрахунків показують, що $pv_k \leq 10$ Н·м/мм²·с, що значно менше допустимого значення $pv_k \leq 20 \div 40$ Н·м/мм²·с.

Таким чином, в зоні тертя не виникають значних теплових виділень і не виникає паталогічний знос зі скріпленням другого роду.

Висновки. Проведене теоретичне дослідження дозволяє отримати математичні залежності для розрахунку швидкостей ковзання в парі п'ятник – підп'ятник вагонів при їх русі на різних ділянках залізничного шляху промислових підприємств. Установлено, що в механізмі руйнування робочих поверхонь деталей вузла відсутні силові та теплові переобтяження, які призводять до паталогічних зносів при скріпленнях першого або другого роду.

ЛІТЕРАТУРА

1. Костецкий Б.И. Трение, смазка и износ в машинах / Костецкий Б.И. – К.: Техніка, 1970. – 396с.
2. Расчет удельных давлений в пятниковом узле железнодорожного вагона/Гребеник В.М., Шульга А.С., Гонтаровський П.П., Кучеренко В.Ф. // Исследование и конструирование деталей и узлов подвижного состава: труды ДИИТ. – Днепропетровск: ДИИТ. – 1973. – Выпуск 145. – С.119-128.
3. Вершинский С.В. Динамика вагонов / С.В.Вершинский, В.Н.Данилов, И.И.Челноков. – М.: Транспорт, 1972. – 310с.

Надійшла до редколегії 15.09.2014.