

**ОЦІНКА ДОВГОВІЧНОСТІ ЗІ ЗНОШУВАННЯ ОПОР КУЗОВА ПРОМИСЛОВИХ
ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ**

У роботі розглянуті закономірності зношування опор кузова (п'ятникових вузлів) від дії різних факторів на основі яких запропонована інженерна методика оцінки їх довговічності. Проведені теоретичні дослідження і отримані математичні залежності для розрахунку швидкостей ковзання в парі п'ятник–підп'ятник вагонів при русі на різних ділянках залізничного шляху промислових підприємств та їх вплив на зношування у вузлі. Установлено, що в механізмі руйнування робочих поверхонь деталей вузла відсутні силові та теплові переобтяження і швидкість зношування за період експлуатації залишається постійною.

Ключові слова: транспортні засоби, довговічність, п'ятник, підп'ятник, швидкість ковзання, знос.

Постановка проблеми. Однією з основних причин надходження в ремонт транспортних засобів парку промислових підприємств являється знос опор кузова на візки (п'ятникових вузлів). Заміна і відновлення зношених деталей пов'язані зі значними матеріальними затратами, тому дослідження, що направлені на оцінку і знаходження шляхів зменшення зношування являються актуальними.

Як показав досвід експлуатації вагонів промислового транспорту, найбільша кількість пошкоджених деталей п'ятникових вузлів виявлено у промислових вагонів, що експлуатуються на металургійних підприємствах, особливо у сімейства великовантажних вагонів типу думпкар вантажністю 80—85 тонн (800—850 кН). Проведені дослідження цих вузлів показав, що в зонах контакту п'ятника з підп'ятником має місце значні нерівномірні зноси, а на деяких контактних поверхнях виникають значні пластичні деформації, які приводять до зміни заданих геометричних розмірів. При значних зносах підп'ятника виникає ослаблення надресорної балки, що в кінцевому результаті може привести до аварійної ситуації.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Питанням дослідження процесів зношування і підвищення довговічності опор кузова (п'ятникових вузлів) присвячені праці Сурвіло А.В. [1], Дубініна В.М. [2], Вороніна Н.Н. [3] і багатьох інших. У вказаних працях проведений аналіз зносостійкості і розроблені заходи по підвищенню довговічності п'ятникових вузлів вантажних магістральних вагонів, але відсутні дослідження які враховують специфіку експлуатації великовантажних вагонів заводського промислового транспорту.

Мета роботи. Удосконалення методики інженерної оцінки довговічності опор кузова (п'ятникових вузлів) на основі аналізу процесів зношування, що відбуваються при експлуатації транспортних засобів в заводських умовах.

Реалізація роботи. У результаті проведених досліджень встановлено, що для промислових вагонів типу думпкар вантажністю 850 кН, основним критерієм працездатності є абразивний знос деталей з послідуною появою пластичних деформацій.

Отримані дані про зношування свідчать, про переважний вплив на цей процес бічних коливань кузова відносно надресорної балки. Висока інтенсивність зношування визначається значними кромковими тисками, що виникають в результаті реалізації несиметричної схеми навантаження. Існуюча методика розрахунку п'ятникових вузлів [4], побудована на порівнянні величин середніх тисків, обчислених з урахуванням центрального прикладання навантаження, з дозволеними, не враховує всіх факторів, обумовлених конструкцією і призначенням вагона, та умов його експлуатації. В зв'язку з цим практичне значення набуває розробка розрахункових методів прогнозування довговічності по зношуванні п'ятникових вузлів, які можна використовувати на стадіях технічного проектування і створення опитних зразків нових і модернізованих конструкцій вагонів, а також при проведенні різних ремонтних робіт направлених на відновлення і посилення найбільш пошкоджених місць.

Для розрахунку і прогнозування довговічності деталей п'ятникових вузлів необхідно знати основні закономірності процесу зношування матеріалів. Аналіз значної кількості досліджень по зносу показав, що тиск на поверхні тертя p і швидкість відносного ковзання v_k являються основними факторами, що впливають на швидкість зношування. Згідно з [5] швидкість абразивного зношування γ може бути виражена залежністю:

ПЕРСПЕКТИВНІ ТЕХНОЛОГІЇ ТА ПРИЛАДИ

$$\gamma = kp v_k, \text{ мкм/год}, \quad (1)$$

де k - коефіцієнт зношування, що характеризує матеріал пари тертя і умови зношування; p - питомий тиск в зоні контакту; v_k - швидкість ковзання.

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

Використовуючи (1), можливо розрахувати лінійний знос U , що характеризує зміну розміру поверхні при її зношуванні в напрямку перпендикулярному до поверхні тертя.

$$U = \gamma t = kp v_k t = kps, \text{ мкм}, \quad (2)$$

де $s = v_k t$ - шлях тертя.

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

Розрахунок строку служби T опори тертя при відомому максимальному зносу U_{\max} може бути виконаний по формулі.

$$T = \frac{U_{\max}}{\gamma}. \quad (3)$$

Однак цей розрахунок ускладнюється тим, що швидкість зношування γ являється випадковою величиною і може змінюватися в широких межах, в першу чергу, в залежності від тиску p і швидкості ковзання v_k .

Тиск p , який виникає на опорній поверхні під'ятника при русі вагона з врахуванням несиметричного навантаження, що виникає в результаті бічних коливань кузова, можна розрахувати по формулам наведених в [7], [8]. Величину і характер зміни швидкості ковзання v_k необхідно знати для розрахунку шляху тертя і оцінки її впливу на інтенсивність зношування в процесі експлуатації вагона. Дослідження [6] показали, що інтенсивність зносу при монотонній зміні швидкості ковзання разом з поступовим розвитком може змінюватися при деяких значеннях v_k стрибкоподібно. В результаті 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 $p v_k$, що характеризує знос і тепловиділення в процесі тертя, який необхідно розрахувати.

Для розрахунку швидкості ковзання, яка виникає в парі тертя п'ятник-під'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 [9] диференціальне рівняння хвилястого руху колісної пари візка має вигляд:

$$\frac{d^2 y}{dx^2} + \frac{\gamma}{R \cdot S} \cdot Y = 0, \quad (4)$$

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 (4) має наступний вигляд:

$$y_a = C_1 \cos \omega x + C_2 \sin \omega x, \quad (5)$$

де C_1, C_2 - константи, які потрібно знайти з початкових умов; ω - кругова частота коливання

колісної пари, c^{-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 (4) наступне:

$$y = y_a \cos \omega x \quad (6)$$

Кут повороту колісної пари:

$$\varphi = \frac{dy}{dx} = -y_a \omega \sin \omega x. \quad (7)$$

Максимальне значення кута повороту буде при $\sin \omega \cdot x = -1$, тоді, розв'язуючи рівняння (7), отримуємо:

$$\varphi_a = y_a \omega. \quad (8)$$

Кутова швидкість повороту візка:

$$\dot{\varphi} = \frac{d\varphi}{dt} = \frac{\partial^2 y}{\partial x \partial t} = -y_a \omega^2 \cos \omega x \frac{dx}{dt}. \quad (9)$$

Підставляючи значення (8) в (9), отримуємо максимальне значення кутової швидкості:

$$\dot{\varphi}_{\max} = \frac{d\varphi}{dt} = y_a \omega^2 v, \quad (10)$$

де v – швидкість руху вагона, м/с.

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

$$v_{k \max} = \dot{\varphi}_{\max} r = y_a \omega^2 v r, \quad (11)$$

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

Кругову частоту коливань можна визначити з виразу

$$\omega = \sqrt{\frac{\gamma}{R \cdot S}}. \quad (12)$$

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

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

$$\alpha = \frac{180 \cdot 2L}{2\pi \cdot R_{кр}}, \quad (13)$$

де $2L$ – база вагона, м; $R_{кр}$ – радіус кривої, м.

Кутову швидкість повороту візка можна знайти із залежності:

$$\dot{\varphi} = \frac{\alpha_{\max}}{t_{н.к.}}, \quad (14)$$

де α_{\max} – максимальний кут повороту візка, рад; $t_{н.к.} = \frac{L_{н.к.}}{v}$ – час руху вагона в перехідній кривій, с;

$L_{н.к.}$ – довжина перехідної кривої, м; v – швидкість руху вагона, м/с.

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

$$v_k = \dot{\varphi} \cdot r \quad (15)$$

ПЕРСПЕКТИВНІ ТЕХНОЛОГІЇ ТА ПРИЛАДИ

Розрахунки, проведені за наведеними вище формулами з урахуванням фактичних умов і режимів експлуатації на гірничо-збагачувальних комбінатах, показали, що максимальна швидкість ковзання $v_k = 0,00825 \text{ м/с}$ відбувається при русі вагона в кривих. При звичайному русі по прямих ділянках шляху $v_k \approx 0,003 \text{ м/с}$ $v_k \approx 0,003 \text{ м/с}$, яка значно менша від $v_k = 0,1 \text{ м/с}$, при якій згідно з роботою [6] виникає патологічний знос зі схоплюванням першого роду.

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

$$pv_k \leq [pv_k], \quad (16)$$

де p – тиск в контактуючих поверхнях тертя, Н/мм^2 ; v_k – швидкість ковзання, м/с .

Розрахунок тиску можна провести за формулами, наведеними у роботах [7], [8]. Результати розрахунків показують, що $pv_k \leq 1,0 \text{ Н}\cdot\text{м/мм}^2\cdot\text{с}$, що значно менше допустимого значення $pv_k \leq 2,0 \div 4,0 \text{ Н}\cdot\text{м/мм}^2\cdot\text{с}$.

Таким чином, в зоні тертя не виникають значних теплових виділень і не виникає патологічний знос. Можна вважати, що за період експлуатації вагона швидкість зношування у залишається постійною, тому для розрахунку строку служби опор кузова допустимо використовувати приведені вище залежності.

Висновки. 1. Розглянуті закономірності зношування опор кузова (п'ятникових вузлів) від різних факторів на основі яких запропонована інженерна методика оцінки їх довговічності.

2. Проведені теоретичні дослідження і отримані математичні залежності для розрахунку швидкостей ковзання в парі п'ятник–підп'ятник вагонів при русі на різних ділянках залізничного шляху промислових підприємств та їх вплив на зношування у вузлі.

3. Установлено, що в механізмі руйнування робочих поверхонь деталей вузла відсутні силові та теплові переобтяження і швидкість зношування за період експлуатації залишається постійною.

Інформаційні джерела

1. Сурвило А.В. Анализ износостойкости и разработка предложений по повышению долговечности пятниковых узлов грузовых вагонов. /А.В. Сурвило.-М.:Тр. ВНИИЖТ, вып. 548, 1976. -С.153-163.
2. Дубинин В.М. Анализ износостойкости и разработка предложений по повышению надежности пятниковых узлов грузовых вагонов./ В.М. Дубинин // «Новые материалы и технологии в машиностроении-2010» Сб. XII-ой международной научно-технической конференции. –Челябинск:ЧИПС – филиал УрГУПС, 2010.
3. Воронин Н.Н. Износы в пятниковых узлах цистерн. /Н.Н. Воронин, Зин Эй Мин, Н.Н. Воронин (мл)// Мир транспорта.- 2013. №1 –С.30-35.
4. Нормы для расчетов на прочность и проектирования новых и модернизированных вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных). — М.: Изд. ГосНИИВ-ВНИИЖТ. 1996. —319 с.
5. Проников А. С. Надежность машин. / А. С. Проников. – М.: Машиностроение, 1978. — 591 с.
6. Костецкий Б.И. Трение, смазка и износ в машинах / Костецкий Б.И. – К.: Техніка, 1970. – 396с.
7. Гребеник В. М. Расчет удельных давлений в пятниковом узле железнодорожного вагона. / В. М. Гребеник, А. С. Шульга, П. П. Гонтаровский, В. Ф. Кучеренко // Сб. Исследование и конструирование деталей и узлов подвижного состава. Труды ДИИЖТ. — Днепропетровск: 1973. — Вып. 145. — С.119—128.
8. Шульга А. С. Расчет удельных давлений в приработанных подпятниках при несимметричном нагружении./ А. С. Шульга // Детали машин. Респ. межвед. научн.сб., — Киев: — 1982. — Вып.35. — С. 90—95.
9. Вершинский С.В. Динамика вагонов / С.В.Вершинский, В.Н.Данилов, И.И.Челноков. – М.: Транспорт, 1972. – 310с.

Шульга А.С., к.т.н. Бейгул О.А., д.т.н. Шульга А.А., аспірант

Днепропетровский государственный технический университет

**ОЦЕНКА ДОЛГОВЕЧНОСТИ ПО ИЗНОСУ ОПОР КУЗОВА ПРОМЫШЛЕННЫХ
ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ**

В работе рассмотрены закономерности изнашивания опор кузова (пятниковых узлов) от действия различных факторов на основе которых предложена инженерная методика оценки их долговечности. Проведены теоретические исследования и получены математические зависимости для расчета скоростей скольжения в паре пятник–подпятник вагонов при движении по различных участках железнодорожного пути промышленных предприятий, та её влияние на износ в узле. Установлено, что в механизме разрушения рабочих поверхностей деталей узла отсутствуют силовые и тепловые перегрузки и скорость изнашивания за период эксплуатации остаётся постоянной.

Ключовые слова: транспортные средства, долговечность, пятник, подпятник, скорость скольжения, износ

Shulga A.S, Beigul O.A, Shulga A.A.

Dnieper State Technical University

EVALUATION OF DURABILITY FOR WEAR OF SUPPORT OF INDUSTRIAL VEHICLES

In the paper, the laws of wear of body supports (Friday knots) from the action of various factors on the basis of which the engineering method of estimating their longevity are proposed. Theoretical studies have been carried out and mathematical dependences have been obtained for calculating slip velocities in a pair of footbridge-podsprink cars during the movement of various sections of the railway track of industrial enterprises and its impact on wear and tear at the node. It is established that in the mechanism of destruction of the working surfaces of the parts of the assembly, there are no power and thermal overloads and the wear rate during the operation period remains constant.

Key words: vehicles, durability, Friday, thrust, slip speed, wear