

УДК 629.4.027.11

І. Е. Мартинов, д.т.н., проф.

(завідувач кафедри вагонів, Український державний університет залізничного транспорту)

І. М. Афанасенко

(старший викладач кафедри вагонів, Український державний університет залізничного транспорту)

С. В. Перешивайлов

(старший викладач кафедри вагонів, Український державний університет залізничного транспорту)

НОВІ АСПЕКТИ ВИЗНАЧЕННЯ НАВАНТАЖЕННЯ, ДІЮЧОГО НА ПІДШИПНИК БУКСОВОГО ВУЗЛА ВАНТАЖНОГО ВАГОНА

Надійність буксових вузлів вагонів значною мірою обумовлена безвідмовністю та довговічністю підшипників.

З багаторічного досвіду експлуатації циліндричних підшипників з короткими роликами типу 2726 в буксових вузлах вантажних вагонів встановлено, що їх номінальна (розрахункова) довговічність вища їх фактичного строку служби. Чисельне визначення номінальної довговічності по втомі підшипників типу 2726 дає результат вищий в 3-7 разів, ніж їх фактичний строк служби.

Метою статті є визначення навантажень, діючих на підшипники буксових вузлів вантажних вагонів, з урахуванням експлуатаційних чинників.

При визначенні навантаження, діючого на підшипник буксового вузла вантажного вагона, враховувалася сумісна дія вертикальних сил, що співпадають за напрямком та передаються безпосередньо на найбільш завантажений підшипник буксового вузла. Передбачається виникнення цих сил при одночасному проходженні вагоном кривої ділянки колії та взаємодії вагонів у складі поїзда.

Отримані результати розрахунку навантаження на буксовий вузол та еквівалентного динамічного навантаження на підшипник при різних швидкостях руху (0-120 км/год) та режимах завантаженості універсального чотиривісного напіввагона. Визначено вклад дії кожної зі складових вертикальних зусиль на загальний результат.

Наведені дослідження дозволять виконувати оцінку довговічності циліндричних підшипників з більшою точністю і дають можливість у подальшому корегувати загальновідомі у машинобудуванні моделі визначення довговічності підшипників букс вантажних вагонів фактичним умовам їх експлуатації.

Ключові слова: вантажний вагон, буксовий вузол, роликовий підшипник, еквівалентне динамічне навантаження, довговічність, надійність.

© Мартинов І. Е., Афанасенко І. М., Перешивайлов С. В., 2017

Надежность буксовых узлов вагонов в значительной мере обусловлена безотказностью и долговечностью подшипников.

Многолетним опытом эксплуатации цилиндрических подшипников с короткими роликами типа 2726 в буксовых узлах грузовых вагонов установлено, что их номинальная (расчетная) долговечность выше их фактического срока службы. Числовое определение номинальной долговечности по усталости подшипников типа 2726 дает результат выше в 3-7 раз, чем их фактический срок службы.

Целью статьи является определение нагрузок, действующих на подшипники буксовых узлов грузовых вагонов, с учетом эксплуатационных факторов.

При определении нагрузки, действующей на подшипник буксового узла грузового вагона, учитывалось совместное действие вертикальных сил, которые совпадают по направлению и передаются непосредственно на наиболее загруженный подшипник буксового узла. Предусматривается возникновение этих сил при одновременном прохождении вагоном кривого участка пути и взаимодействия вагонов в составе поезда.

Получены результаты расчета нагрузки на буксовый узел и эквивалентной динамической нагрузки на подшипник при разных скоростях движения (0-120 км/ч) и режимах загрузки универсального четырехосного полувагона. Показан вклад действия каждой составляющей вертикальных сил на общий результат.

Приведенные исследования позволят выполнять оценку долговечности цилиндрических подшипников с большей точностью и дадут возможность в дальнейшем корректировать общеизвестные в машиностроении модели определения долговечности подшипников букс грузовых вагонов фактическим условиям их эксплуатации.

Ключевые слова: грузовой вагон, буксовый узел, роликовый подшипник, эквивалентная динамическая нагрузка, долговечность, надежность.

Постановка проблеми. Під номінальною довговічністю підшипників розуміється розрахунковий термін служби, що вимірюється кількістю обертів, протягом якої не менше 90% із їх даної групи за однакових умов повинні відпрацювати без появи ознак втоми металу кілець та роликів [1, 3, 7]. Фактичний строк служби підшипників – це період часу, який досягається протягом їх експлуатації та визначається за результатами спостережень.

З-понад 60-річного досвіду експлуатації циліндричних підшипників з короткими роликами типу 2726 в буксових вузлах вантажних вагонів встановлено, що їх номінальна (розрахункова) довговічність вища їхнього фактичного строку служби. Чисельне визначення номінальної довговічності по втомі підшипників типу 2726 дає результат вище в 3-7 разів, ніж їх фактичний строк служби. Це приводить до передчасного бракування підшипників, зниження загальної надійності буксових вузлів, зниження безпеки руху поїздів, невірної визначення запасу нових підшипників і їх елементів на вагоноремонтних підприємствах та підвищення собівартості ремонту і витрат по утриманню вагонів.

Загальновідомі формули для визначення еквівалентного динамічного навантаження роликового радіального (циліндричного) підшипника не враховують дію осьового навантаження [1, 3, 4, 7, 8]. Осьові навантаження виникають через особливості конструкції триелементного візка вантажного вагона та передаються від бокової рами візка на корпус буксового вузла, а далі на підшипники. Про це свідчить поява надирів типу «ялинка» на торцях роликів та буртах кілець. В несприятливих умовах осьове навантаження може сягати величин близьких до 130 кН [5]. Виходячи з цього, припускаємо,

що визначення еквівалентного динамічного навантаження на підшипник типу 2726 букс вантажних вагонів, а отже і визначення його довговічності, потрібно виконувати, враховуючи сумісну дію осевого та радіального навантажень.

Визначення навантажень [5, 9, 11, 12], діючих на підшипники буксового вузла, з урахуванням особливостей експлуатації вантажних вагонів та нерівномірного розподілу навантаження між рядами підшипників дозволить виконати розрахункову оцінку довговічності підшипників з більшою точністю.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Залежності для визначення еквівалентного динамічного навантаження на підшипник наведені в роботах [1-5, 7, 8, 10]. Необхідність якомога точніше визначати діючі на підшипник навантаження залежно від особливостей експлуатації механізму висловлюються в наукових працях [3, 5, 7, 9, 10-12].

Визначення еквівалентного динамічного навантаження підшипника [8] враховує лише дію статичної і динамічної вертикальної сили та не враховує температурний коефіцієнт. Температурний коефіцієнт враховує збільшення еквівалентного динамічного навантаження підшипника через зміну лінійних розмірів його деталей внаслідок теплового розширення металу. Автори наукових праць [1, 2, 4, 8] рекомендують приймати значення температурного коефіцієнту для підшипників вагонних букс рівним одиниці, виходячи з того, що при стаціонарній робочій температурі підшипників буксового вузла вплив теплового розширення металу підшипника незначний.

У дослідженнях [1, 2, 4, 8] враховується дія як радіального, так і осевого навантаження підшипника з урахуванням часток роботи вагона в порожньому та завантаженому станах. Але осьо́ва складова при безпосередньому розрахунку циліндричних підшипників типу 2726 нехтується (вважається, що циліндричні підшипники не сприймають осеві навантаження). Особливістю розрахунку еквівалентного динамічного навантаження для упорно-радіальних підшипників у [4] є врахування дії відцентрової сили, що діє на вагон в прямих та кривих ділянках колії, але тільки в осевому напрямку завантаження підшипника.

Рекомендоване значення коефіцієнта безпеки для вантажних вагонів, яким враховується збільшення діючих сил на підшипник, дорівнює 1,3-1,4 [1, 4, 5, 8]. Це припущення є узагальненим і не враховує фактичного рівня завантаженості підшипника буксового вузла вантажного вагона.

В дослідженні [6] доведено, що навантаження на буксу розподіляється нерівномірно між заднім та переднім підшипниками буксового вузла. При цьому задній підшипник завантажується на 68% від навантаження, що діє на буксовий вузол. Таке розподілення навантажень між заднім та передніми підшипниками виникає через різницю величин статичних деформацій шийки вісі відносно точки її защемлення.

Мета статті – визначення навантажень, діючих на підшипники буксових вузлів вантажних вагонів, з урахуванням експлуатаційних чинників.

Виклад основного матеріалу дослідження. Переважна більшість вантажних вагонів обладнана двовісними триелементними візками, до складу яких входять дві колісні пари з двома буксовими вузлами кожна. В буксовому вузлі розташовані два циліндричних роликівих підшипники типу 2726 [1, 5, 9]. Найбільш розповсюдженим типом вантажного вагона колії 1520 мм є універсальний чотиривісний напіввагон.

При визначенні навантаження, діючого на підшипник буксового вузла вантажного вагона, враховувалася сумісна дія вертикальних сил, що співпадають за напрямком та передаються безпосередньо на найбільш завантажений підшипник буксового вузла. Передбачається виникнення цих сил при одночасному проходженні вагоном кривої ділянки колії та взаємодії вагонів у складі поїзда.

Нерівномірний розподіл навантаження між заднім та переднім підшипниками букси вантажного вагона є наслідком конструкційних особливостей бокової рами триеле-

ментного візка. Тобто, нерівномірний розподіл виникає через недосконалість взаємодії опорної поверхні щелепи бокової рами візка та корпуса букси.

Прийнято, що частки експлуатації вантажного вагона у порожньому та завантаженому стані дорівнюють відповідно 0,3 та 0,7.

Величина вертикальної складової відцентрового навантаження, а отже, і еквівалентне динамічне навантаження на підшипник, залежить від радіуса кривої ділянки колії, підвищення зовнішньої рейки та швидкості руху вагона. При розрахунку обрані радіус кривої, що дорівнює 250 м, і підвищення зовнішньої рейки – 0,15 м. Збільшення чи зменшення радіуса відповідно приведе до зменшення чи до підвищення радіального еквівалентного навантаження на підшипник. Зменшення величини підвищення зовнішньої рейки приведе до зниження еквівалентного динамічного навантаження на підшипник у випадку руху вагона по кривій ділянці колії.

Еквівалентне динамічне навантаження на підшипник визначається за формулою

$$P_e = \sqrt[3,33]{\alpha_1 F_{r1}^{3,33} + \alpha_2 F_{r2}^{3,33}} \cdot K_T, \quad (1)$$

де F_{r1} , F_{r2} – відповідно радіальне навантаження на підшипник у порожньому та завантаженому вагоні, кН;

α_1 , α_2 – відповідно частка використання вагона у порожньому та завантаженому стані;

K_T – температурний коефіцієнт.

Радіальне навантаження на підшипник при різних режимах завантаженості вагона з урахуванням нерівномірності розподілення навантаження між рядами підшипників, що діє на буксовий вузол, визначається за формулою

$$F_{rj} = \frac{F_{Bj}}{i} K_{npr}, \quad (2)$$

де F_{Bj} – радіальне навантаження, що діє на буксовий вузол, при різних режимах завантаженості вагона, кН;

i – кількість підшипників у буксовому вузлі;

K_{npr} – коефіцієнт нерівномірного розподілу радіального навантаження між підшипниками буксового вузла (для заднього підшипника $K_{npr} = 1,36$).

Радіальне навантаження, діюче на найбільш завантажений буксовий вузол, при різних режимах завантаженості вагона визначається за формулою

$$F_{Bj} = P_{cmj} + P_{oj}(v) + P_{uj}(v) + P_{\sigma} + P_{inj}, \quad (3)$$

де P_{cmj} – вертикальне статичне навантаження, кН;

$P_{oj}(v)$ – вертикальне динамічне навантаження, що залежить від швидкості руху, кН;

$P_{uj}(v)$ – вертикальна складова від дії відцентрового навантаження, кН;

P_{σ} – вертикальна складова від дії вітрового навантаження, кН;

P_{inj} – вертикальне інерційне навантаження, кН.

Вертикальне статичне навантаження на буксовий вузол визначається за формулами:

- у порожньому стані вагона

$$P_{cm1} = \frac{1}{2} \left(\frac{T}{n} - m_{kn} \right) \cdot g; \quad (4)$$

- у завантаженому стані вагона

$$P_{cm2} = \frac{1}{2} \left(\frac{T+P}{n} - m_{kn} \right) \cdot g, \quad (5)$$

де T – тара вагона, т;

P – вантажопідйомність вагона, т;

g – прискорення вільного падіння, м/с²;

m_{kn} – маса колісної пари, т;

n – вісність вагона.

Вертикальне динамічне навантаження на буксовий вузол визначається за формулою

$$P_o(v) = P_{cm} \cdot K_{oe}(v), \quad (6)$$

де $K_{oe}(v)$ – коефіцієнт вертикальної динаміки, який залежить від швидкості руху.

Вертикальне динамічне навантаження на буксовий вузол визначається відповідно для завантаженого та порожнього стану вагона.

Вертикальна складова на буксовий вузол від дії відцентрового навантаження визначається за формулою

$$P_u(v) = \frac{H_u(v) \cdot h_u}{n \cdot 2b_2}, \quad (7)$$

де $H_u(v)$ – відцентрове навантаження на вагон, що залежить від швидкості руху, кН;

h_u – відстань від центру ваги вагона до осі колісної пари, м;

$2b_2$ – відстань між серединами шийок вісі колісної пари, м.

Відцентрове навантаження на вагон та відстань від центру ваги вагона до осі колісної пари визначаються відповідно для завантаженого та порожнього стану вагона.

Вертикальна складова на буксовий вузол від дії вітрового навантаження визначається за формулою

$$P_e = \frac{H_e \cdot h_e}{n \cdot 2b_2}, \quad (8)$$

де H_e – вітрове навантаження на вагон, кН;

h_e – відстань від центру прикладення вітрового навантаження до осі колісної пари, м.

Вертикальне інерційне навантаження на буксовий вузол визначається за формулами:

- у порожньому стані вагона

$$P_{inl} = \frac{N}{2n'} \left(1 - \frac{2m_e}{T} \right) \frac{h_k}{2l}, \quad (9)$$

- у завантаженому стані вагона

$$P_{in2} = \frac{N}{2n'} \left(1 - \frac{2m_e}{T + P} \right) \frac{h_k}{2l}, \quad (10)$$

де N – повздовжнє навантаження вагона, кН;

n' – вісність візка;

m_e – маса візка, т;

$2l$ – база вагона, м;

h_k – відстань від точки прикладення повздовжнього навантаження до центру ваги вагона, м.

Результати розрахунку навантаження на буксу для напіввагона моделі 12-7023 відповідно у завантаженому та порожньому стані наведені на рис. 1. та рис. 2.

Аналізуючи результати розрахунку видно, що вертикальна складова від відцентрового навантаження починає завантажувати зовнішню буксу при швидкостях руху більше 60 км/год. Це виникає через підвищення зовнішньої рейки в кривій ділянці колії. Величина вертикальної складової від вітрового навантаження має найменші значення. Вертикальне інерційне навантаження має вагому частку від загального навантаження, що діє на буксу.

На рис. 3 представлені результати розрахунку еквівалентного динамічного навантаження на задній підшипник зовнішнього буксового вузла відносно радіусу кривої ділянки колії в залежності від швидкості руху вагона.

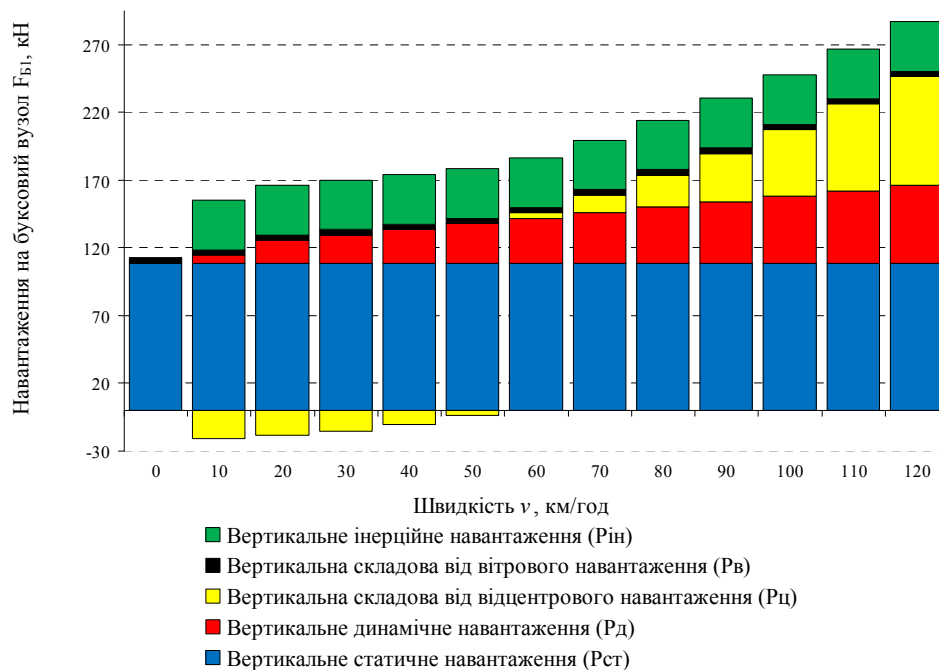


Рис. 1. Залежність навантаження на буксу при повному завантаженні вагона від швидкості його руху

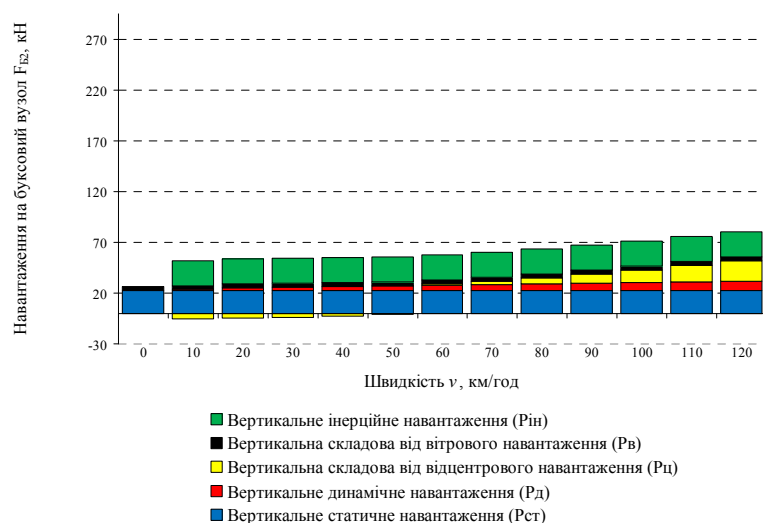


Рис. 2. Залежність навантаження на буксу при порожньому стані вагона від швидкості його руху

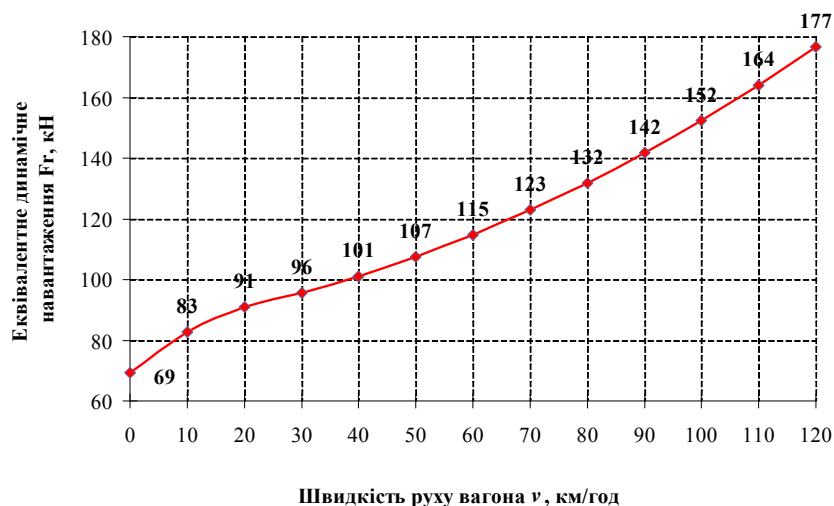


Рис. 3. Еквівалентне динамічне навантаження на підшипник в залежності від швидкості руху вагона

Висновки та пропозиції. Отримані значення еквівалентного динамічного навантаження підшипника типу 2726 букси вантажного вагона з урахуванням нерівномірного розподілу навантаження на буксу між рядами підшипників та з розширенням несприятливих умов його завантаженості.

Наведені дослідження дозволять виконувати оцінку довговічності циліндричних підшипників з більшою точністю і дають можливість у подальшому корегувати загальновідомі у машинобудуванні моделі визначення довговічності підшипників букс вантажних вагонів фактичним умовам їх експлуатації.

ЛІТЕРАТУРА

1. Горбенко, А. П. Конструювання та розрахунки вагонів : навч. посіб. / А. П. Горбенко, І. Е. Мартинов ; Укр. держ. акад. залізнич. трансп. – Х. : УкрДАЗТ, 2007. – 150 с.
2. ГОСТ 18855–94. Подшипники качения. Динамическая расчетная грузоподъемность и расчетный ресурс (долговечность) ; (ISO 281:1990). – Введ. 1996–02–21. – М. : Стандартинформ, 2009. – 24 с.
3. Детали машин и основы конструирования : учеб. для вузов / Г. И. Рошин, Е. А. Самойлов [и др.] ; под ред. Г. И. Рошина и Е. А. Самойлова. – М. : Дрофа, 2006. – 415 с.
4. Конструирование и расчет вагонов : учебник / В. В. Лукин [и др.] ; под ред. П. С. Анисимова. – М. : ФГОУ «Учебно-методический центр на железнодорожном транспорте», 2011. – 688 с.
5. Мартинов, І. Е. Розвиток методів розрахунку та випробувань буксових підшипникових вузлів вантажних вагонів з урахуванням особливостей їх експлуатації : дис. д-ра. техн. наук : 05.22.07 / Мартинов Ігор Ернстович ; Укр. держ. академія залізничного тр-ту. – Х., 2009. – 431 с. – Бібліогр. : с. 305-345.
6. Мартинов, І. Е. Дослідження напружено-деформованого стану елементів буксових підшипникових вузлів / І. Е. Мартинов, В. О. Шовкун // Зб. наук. пр. / Укр. держ. акад. залізнич. трансп. – Х., 2013. – Вип. 139. – С. 226-229.
7. Нарышкина, В. Н. Подшипники качения : справочник-каталог / В. Н. Нарышкина, Р. В. Корсташевский [и др.]. – М. : Машиностроение, 1984. – 280 с.
8. Нормы расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных). – М. : ГосНИИВ-ВНИИЖТ, 1996. – 356 с.
9. Kelrykh, M. Perspective directions of planning carrying systems of gondolas / M. Kelrykh, O. Fomin / Scientific and technical journal «Metallurgical and Mining Industry», 2014. – No. 6 – P. 64-67.
10. SKF. Общий каталог, 2006. – 1129 с.
11. Мороз, В. І. «Математичний запис задачі оптимізаційного проектування напіввагонів за критерієм мінімальної матеріалоемності.» Зб. наук. праць.-Харків: УкрДАЗТ (2009): 121-131.
12. Кельріх, М.Б. Впровадження круглих труб в несучі системи критих вагонів з забезпеченням раціональних показників міцності / М.Б.Кельріх, // Науковий журнал – «Технологический аудит и резервы производства». – Харків, 2015. – № 5/7(25) – С. 41-44.

Igor Martinov, Doctor of Technical Sciences, Professor

(Head of Department Vagons, Ukrainian State University of Railway Transport)

Igor Afanasenko

(Senior lecturer of Department Vagons, Ukrainian State University of Railway

Transport)

Sergii Pereshyvjov

(Senior lecturer of Department Vagons, Ukrainian State University of Railway Transport)

THE NEW ASPECTS OF DETERMINING LOAD ACTING ON THE BEARING AXLE BOX OF FREIGHT CAR

The reliability of the axle boxes is largely due to the reliability and durability of the bearings.

With more than a long experience of operating cylindrical bearings with short rollers of type 2726 in the axle boxes of freight cars it is established that their nominal (calculated) durability is higher than their actual service life.

The purpose of the article is to determine the loads acting on the bearings of the axle boxes of freight cars taking into account the operational factors.

To determine the load acting on the bearing of the axle box of a freight car, the joint action of the vertical forces was taken into account. These forces coincide in direction and are transmitted directly to the busiest bearing of the axle box. It is assumed that these forces arise when the car passes the curve of the section of the track and the interaction of the cars in the train.

The have been received the results of calculating the load on the axle boxes and the equivalent dynamic load on the bearing at various speeds and the modes of loading of the universal four-axle car. The action of each component of vertical forces on the overall result has been given.

The above studies will make it possible to evaluate durability of cylindrical bearings with greater accuracy and make it possible to have a further correction of the well-known building models in machinery to determine durability of bearing boxes of freight cars to the actual conditions of their operation.

Keywords: freight car; axle box; roller bearing; equivalent dynamic bearing load; durability; reliability.

REFERENCES

1. Gorbenko, A. P. Konstruyuvannya ta rozrahunki vagoniv : navch. posib. [Design and calculations cars: teach. guidances]/ A. P. Gorbenko, I. E. Martinov ; Ukr. derzh. akad. zallznich. transp. – H. : UkrDAZT, 2007. – 150 s.
2. GOST 18855–94. Podshipniki kacheniya. Dinamicheskaya raschetnaya gruzopod'yomnost i raschetnyy resurs (dolgovechnost) ; [Rolling bearings. Dynamic design load capacity and design life (durability)] (ISO 281:1990). – Vved. 1996–02–21. – M. : Standartinform, 2009. – 24 s.
3. Detali mashin i osnovyi konstruirovaniya : ucheb. dlya vuzov [Machine parts and design basics: book for universities]/ G. I. Roschin, E. A. Samoylov [i dr.] ; pod red. G. I. Roschina i E. A. Samoylova. – M. : Drofa, 2006. – 415 s.
4. Konstruirovaniye i raschet vagonov : uchebnik [Design and calculation cars: book] / V. V. Lukin [i dr.] ; pod red. P. S. Anisimova. – M. : FGOU «Uchebno-metodicheskiy tsentr na zheleznodorozhnom transporte», 2011. – 688 s.
5. Martinov, I. E. Rozvitok metodiv rozrahunku ta viprobuvan buksovich pidshipnikovih vuzliv vantazhnih vagoniv z urahuvannyam osoblivostey Yih ekspluatatsiyi [The development of methods calculation and testing axle bearing units of freight cars with the peculiarities of operation]: dis. d-ra. tehn. nauk : 05.22.07 / Martinov Igor Ernstovich ; Ukr. derzh. akademiya zallznichnogo tr-tu. – H., 2009. – 431 s. – Bibliogr. : s. 305-345.
6. Martinov, I. E. Doslidzhennya napruzhenno-deformovanogo stanu elementiv buksovich pidshipnikovih vuzliv [The study stressed-strained state of axle bearing units] / I. E. Martinov, V. O. Shovkun // Zb. nauk. pr. / Ukr. derzh. akad. zallznich. transp. – H., 2013. – Vip. 139. – S. 226-229.
7. Naryishkina, V. N. Podshipniki kacheniya : spravochnik-katalog [Rolling bearings: reference book] / V. N. Naryishkina, R. V. Korstashevskiy [i dr.]. – M. : Mashinostroenie, 1984. – 280 s.
8. Normy rascheta i proektirovaniya vagonov zheleznix dorog MPS kolei 1520 mm (nesamohodnyh) s izmeneniyami i dopolneniyami [Norms calculating and designing railways carriages IPS gage railway 1520 mm(nesamohodnuh) s Changes and additions]./ – M.: GosNIIV-VNIIZhT, 1996. – 356 s.
9. Kelrykh, M. Perspective directions of planning carrying systems of gondolas / M. Kelrykh, O. Fomin / Scientific and technical journal «Metallurgical and Mining Industry», 2014. – No. 6 – P. 64-67.
10. SKF. Obshchiy katalog [Common catalog], 2006. – 1129 s.
11. Moroz V.I. (2009) Matematychnyy zapys zadachi optymizatsiynoho proektuvannya piv-vahoniv za kryteriyem minimal'noyi materia-loyemnosti [Mathematical notation of problem of optimizing design of open goods wagons by criterion of the minimum material capacity]. Zbirnyk naukovykh prats'[Collection of scientific papers]. Kharkiv. Ukrainian State University of Railway Transport. No 111, p.p. 121-131.
12. Kel'rikh M.B. (2015) Vprovadzhennya kruhlykh trub v nesuchi systemy krytykh vahoniv z zabezpechenniam ratsional'nykh pokaznykiv mitsnosti [Introduction of round pipes in the bearing systems of covered wgons with providing rational indicators of durability]. Tekhnologicheskyy audit i rezervy proizvodstva [Technological audit and reserves of production]. Kharkiv, No 5/7(25), p.p. 41-44.