Список використаних джерел (References)

1. Bureau International des Poids et Mesures. Mutual Recognition of National Measurement Standards and of Calibration and Measurement Certificates issued by National Metrology Institutes. 1999. 30 p.
2. CIPM MRA-D-05. Measurement comparisons in the context of the CIPM MRA. 2016. 29 p. URL: <http://www.bipm.org/en/cipm-mra/cipm-mra-documents/>
3. CIPM MRA-D-04. Calibration and Measurement Capabilities in the context of the CIPM MRA. Oct. 2013. URL: <http://www.bipm.org/en/cipm-mra/cipm-mra-documents/>
4. The BIPM key comparison database (KCDB). URL: <http://www.kcdb.bipm.org/>
5. JCGM 100:2008. Uncertainty of measurement – Part 3: Guide to the expression of uncertainty in measurement (GUM). URL: https://www.bipm.org/utis/common/documents/jcg_m/JCGM_100_2008_E.pdf
6. COOMET R/GM/14:2016. Guidelines on COOMET key comparison evaluation. URL: http://www.coomet.org/DB/isapi/cmt_docs/2016/5/2BMD1O.pdf
7. Cox M. G. The evaluation of key comparison data. Metrologia. 2002. Vol. 39. P. 589–595. doi:10.1088/0026–1394/39/6/10.
8. Cox M. G. The evaluation of key comparison data: determining the largest consistent subset. Metrologia. 2007. Vol. 44(3). P. 187–200. doi:10.1088/0026–1394/44/3/005.
9. Mana G., Massa E., Predescu M. Model selection in the average of inconsistent data: an analysis of the measured Planck-constant values. Metrologia. 2012. Vol. 49. P. 492–500. DOI: 10.1088/0026-1394/49/4/492.
10. Velychko O., Karpenko I. Alternative Method for Processing of International Comparison Results. Ukr. Metrolog. Journal. 2019. № 2. P. 10–15. DOI: 10.24027/2306-7039.2.2019.174115.
11. Velychko O., Karpenko S. Linking results of key and supplementary comparisons of regional metrology organization for electrical power. International Journal of Metrology and Quality Engineering. 2016. Vol. 7. 3 p. DOI: 10.1051/ijmqe/2016014.
12. Velychko O. Linking results of key and supplementary comparisons of AC/DC voltage transfer standard. International Journal of Metrology and Quality Engineering. 2018. Vol. 9. 4 p. DOI: 10.1051/ijmqe/2018002.
13. Velychko O., Gordiyenko T. Possibilities of Linking Results of EURAMET and COOMET Key Comparisons for Power. Ukr. Metrolog. Journal. 2019. № 4. P. 15–22. DOI: 10.24027/2306-7039.4.2019.195952.
14. Velychko O., Gordiyenko T. Metrological Traceability at Different Measurement Levels. Standards, Methods and Solutions of Metrology / Edited by Luigi Cocco. Published by IntechOpen, London, United Kingdom. 2019. Chapter 1. P. 1–21. DOI: 10.5772/intechopen.84853.

Надійшла до редакції 29.04.2020

УДК 629.4.018

К. Ф. Боряк¹, д.т.н., О. М. Лимаренко², к.т.н., Н. О. Перетяка¹, к.т.н.

¹Одеська державна академія технічного регулювання та якості, м. Одеса

²Одеський національний політехнічний університет, м. Одеса

ОСОБЛИВОСТІ ВИПРОБУВАННЯ НА МІЦНІСТЬ АВТОРЕГУЛЯТОРІВ ГАЛЬМІВНОГО ОБЛАДНАННЯ ПАСАЖИРСЬКИХ ВАГОНІВ

Стаття присвячена розв'язанню суперечливої вимоги п. 15.5.7 чинної в Україні відомчої інструкції з ремонту гальмівного обладнання вагонів типу ЦЛ-0013. Встановлені залежності значень напруженого стану авторегулятора при випробуванні на міцність на автоматичному стенді від зміни його довжини у всьому можливому діапазоні відкручування гвинта на розмір «а» в межах 0–600 мм. Завдання вирішується розрахунковим шляхом за двома різними методиками, а отримані результати значень напруженого стану авторегулятора з різною довжиною відкручування гвинта на розмір «а» порівнюються між собою. На підставі порівняння розрахунків показано, що розмір «а» відкручування авторегулятора при випробуваннях його на міцність із однаковим зусиллям навантаження в повздовжньому напрямку не впливає на розрахункові значення напруженості гвинта.

Ключові слова: гальмівне обладнання вагонів, авторегулятор, відкручування гвинта, автоматичний стенд, випробування на міцність, напружений стан, зусилля навантаження.

К. Ф. Боряк, д.т.н., А. М. Лимаренко, к.т.н., Н. А. Перетяка, к.т.н.

ОСОБЕННОСТИ ИСПЫТАНИЯ НА ПРОЧНОСТЬ АВТОРЕГУЛЯТОРОВ ТОРМОЗНОГО ОБОРУДОВАНИЯ ПАССАЖИРСКИХ ВАГОНОВ

Статья посвящена разрешению противоречивого требования п. 15.5.7 действующей в Украине ведомственной инструкции по ремонту тормозного оборудования вагонов типа ЦЛ-0013. Установлены зависимости значений напряженного состояния авторегулятора при испытании на прочность на автоматическом стенде от изменения его длины во всем возможном диапазоне откручивания винта на размер «а» в пределах 0-600 мм. Задача решается расчетным путем по двум разным методикам, а полученные результаты значений напряженного состояния авторегулятора с разной длиной откручивания винта на размер «а» сравниваются между собой. На основании сравнения расчетов показано, что размер «а» откручивания авторегулятора при испытаниях его на прочность с одинаковым усилием нагрузки в продольном направлении не влияет на расчетное значение напряженности винта.

Ключевые слова: тормозное оборудование вагонов, авторегулятор, выкрутка винта, автоматический стенд, испытание на прочность, напряженное состояние, усилие нагружения.

K. Boriak, DSc, O. Lymarenko, PhD, N. Peretiaka, PhD

FEATURES OF STRENGTH TESTING OF PASSENGER WAGON AUTOMATIC REGULATORS

The automatic regulator PK3T-675 (PTIP-675) and PTIP-675M is installed in the brake lever transmission of the passenger car and used for automatical maintenance of gaps between the surfaces of rolling of wheel pairs and brake pads within the established limits irrespective of the wear of the rolling surfaces of wheels. The design of auto regulators allows you to change the stroke of the piston rod and the brake cylinder and to manually release and tighten the regulator. Scope of auto regulators: freight, passenger cars and electric trains of the main railways.

The article is devoted to solving the problem of contradictions in clause 15.5.7 of the current departmental Ukrainian instruction ЦЛ-0013 for repairing brake equipment of the railway carriage of the existing requirement for mandatory compliance with screw unscrewing in size "a" within 300-350 mm when testing automatic regulators on an automatic test stand for strength under load a normalized force of 8t in the longitudinal direction, provided that there are no residual deformations of the automatic regulator screw along its length. The article aims to refute the dependence of the values of the stress state of an automatic regulator when testing its strength on a test bench from a change in its length in the entire possible range of screw unscrewing by size "a" in the allowable range of 0-600 mm. The problem is solved by calculation using two different methods, and the results of the stress state values of the automatic regulator with different lengths of screw unscrewing by size "a" are compared with each other. Based on this, the general conclusion is made that the size "a" (within the range of 0-600 mm) of the automatic regulator screw unscrewing when testing it for strength with the same load force ($N = 8t \approx 80 \text{ кН}$) in the longitudinal direction does not affect the calculated value of the screw tension $\sigma = 113.23 \text{ МПа}$ when tested on an automatic bench. The developers of the departmental Ukrainian instruction ЦЛ-0013 are invited to make in clause 15.5.7 corresponding changes regarding the requirement of optional observance of the value of the size "a" within 300-350 mm at the bench test of the automatic regulators for the tensile load under the standardized force of 8t.

Keywords: car brake equipment, automatic adjuster, screw unscrewing, automatic test stand, strength test, stress state, loading forces.

DOI 10.32684/2412-5288-2020-1-16-20-27

Вступ. Область застосування авторегуляторів: вантажні, пасажирські вагони та електропоїзди магістральних залізниць [1]. Авторегулятор РКЗТ-675 (РТПП-675) і РТПП-675М (див. рис. 1) встановлюється в гальмову важільну передачу пасажирського вагону і служить для автоматичної підтримки зазорів між поверхнями

катання колісних пар і гальмівними колодками у встановлених межах незалежно від зносу поверхонь кочення коліс і гальмівних колодок [2].

Конструкція авторегуляторів дозволяє змінити робочий хід штока поршня і гальмівного циліндра та здійснювати ручний розпуск і стягування регулятора [3]. Механізм авторегуляторів

включає: гвинт з несамогальмівним трапецеїдальним різьбленням, регулювальну гайку, стакан і пружину, які змонтовані разом в сталевому корпусі.

Рисунок 1 – Авторегулятори РКЗТ-675 (РТП-675) і РТП-675М пасажирських вагонів

У відповідності до вимог відомчої «Інструкції з ремонту гальмівного обладнання вагонів ЦЛ-0013» працездатність авторегуляторів РКЗТ-675 (РТП-675) і РТП-675М та їх пружин під час ревізії чи ремонту пасажирських вагонів перевіряється на спеціальних випробувальних стендах.

Наприкінці 2019 року вагонне депо Київ-Пасажирський придбало сучасний автоматичний стенд ІА574Б-675 для випробування авторегуляторів РКЗТ-675 (РТП-675) і РТП-675М пасажирських вагонів та їх пружин (див. рис. 2).

Рисунок 2 – Автоматичний стенд ІА574Б-675 для випробування авторегуляторів РКЗТ-675 (РТП-675) і РТП-675М пасажирських вагонів та їх пружин (ПМП «КОМПРО», Україна)

Під час введення стенду в експлуатацію між представниками виробника (ПМП «КОМПРО», м. Одеса) і Замовником (філія «Пасажирська компанія» АТ «Українська залізниця», м. Київ) виникли суперечності стосовно доцільності відкручування гвинта на розмір «а» в межах 300-350 мм під час випробування авторегуляторів на міцність під навантаженням нормованим зусил-

лям 8 тс. Дані умови проведення випробувань авторегуляторів визначені вимогами п. 15.5.7 відомчої інструкції ЦЛ-0013. Проте, дослідження впливу довжини викручування гвинта в межах робочого діапазону на напруженість стану авторегулятора при стендових випробуваннях не проводились.

Аналіз останніх досліджень і публікацій

В п. 15.5.7 «Інструкції з ремонту гальмівного обладнання вагонів ЦЛ-0013» зазначена вимога до довжини відкручування гвинта на розмір «а», яка стосується позиції розміщення гайки на гвинті авторегулятора в межах від 300 до 350 мм від початку різьби при випробуванні авторегуляторів на міцність під навантаженням нормованим зусиллям, а саме:

«На автоматичному стенді для випробування, крім перевірок, перерахованих у пунктах 15.5.3 – 15.5.5 даної Інструкції, регулятор повинен бути підданий перевірці на міцність і автоматичне стягування на довжині гвинта не меншій 500 мм – для регуляторів 574Б, не меншій 600 мм – для регуляторів РКЗТ-675 (РТП-675) і РТП-675М.

Для перевірки на міцність регулювальний гвинт регулятора повинен бути викручений до розміру «а» від 300 до 350 мм, до регулятора повинне прикладатися розтягувальне зусилля $(8 \pm 0,1)$ тс і після двоххвилинної витримки зніматися. При цьому регулятор повинен витримувати навантаження і працювати як жорстка тяга.

Для перевірки на автоматичне стягування гвинт регулятора необхідно викрутити на величину не меншу 500 мм – для регуляторів 574Б, не меншу 600 мм – для регуляторів РКЗТ-675 (РТП-675), РТП-675М і зробити серію ступенів гальмування з наступним відпуском до повного стягування гвинта. При цьому величина скорочення розміру «а» після кожного ступеня гальмування з наступним відпуском повинна знаходитися в межах, приведених у пункті 15.5.4 даної Інструкції».

В експлуатаційній документації виробника обладнання «Інструкція з експлуатації. Стенд для випробування авторегуляторів пасажирських вагонів № 574Б, РТП-675 (РКЗТ-675), РТП-675М та їх пружин. ІА574Б-675» передбачено випробування авторегулятора проводити у два етапи (див. рис. 3): на першому етапі проводиться перевірка на автоматичне стягування на довжині гвинта не меншій 500 мм – для регуляторів 574Б, не меншій 600 мм – для регуляторів РКЗТ-675 (РТП-675) і РТП-675М, і тільки після цього проводиться випробування авторегулятора на міцність зусиллям у $80 \text{ кН} \approx (8 \pm 0,1) \text{ тс}$.

а)

б)

Рисунок 3 – Положення регулятора при випробуванні на стенді: а) на першому етапі при перевірці на автоматичне стягування; б) на другому етапі випробування авторегулятора на міцність зусиллям навантаження

Опорними шпинделями стенду конструктивно передбачено закріплення регулятора з обох кінців на випробувальному стенді таким чином, що позиція розміщення гайки на гвинті авторегулятора за розміром «а» дорівнює 380 мм, що перевищує встановлені межі 300-350 мм для розміру «а» у вимогах п. 15.5.7 діючої відомчої «Інструкції з ремонту гальмівного обладнання вагонів ЦЛ-0013».

В аналогічній інструкції РЖД ЦВ-ЦЛ-732 «Общее руководство по ремонту тормозного оборудования вагонов» (редакція 2014 року) у відповідному розділі зазначено наступне: *«п.11.5.4 Испытание регулятора на прочность при растягивающем усилии ($8 \pm 0,1$) тс необходимо производить только на испытательном стенде, конструкцией которого предусмотрено это испытание. Регулятор выдерживается под растягивающим усилием в течение от 1 до 2 минут, он должен выдержать загрузку и работать как жесткая тяга»*. Як бачимо вимога із зазначенням нормованої довжини викручування гвинта щодо розміру «а» відсутня.

Тому є актуальним провести дослідження та визначити чи впливає довжина відкручування гвинта на розмір «а» в межах діапазону від 0 до 600 мм на чисельні значення параметрів напруженого стану авторегулятора при стендовому випробуванні авторегуляторів на міцність під навантаженням нормованим зусиллям 80 кН?

Регулятор на стенді випробовується як жорстка тяга і всі деформації гвинта по довжині під час випробування із нормованим (80 кН) зусиллям навантаження є пружними, залишкові деформації відсутні. Мінімальна довжина авторегулятора l дорівнює 1600 мм, а при випробуванні на стягнення регулятор має можливість змінювати свою довжину за рахунок відкручу-

вання гвинта в діапазоні розміру «а» від 0 до 600 мм. Таким чином, загальна довжина регулятора може коливатися в діапазоні від 1600 до 2200 мм.

Для визначення впливу подовження регулятора можуть бути застосовані аналітичні співвідношення наведені, наприклад, у [4, 5].

Із закордонного досвіду [6, 7] практичні розрахунки міцності при розтяганні металевго стрижня в повздовжньому напрямку виконуються на основі реалізації методу скінчених елементів [8] із застосуванням програмних комплексів «Зеніт-97», Ansys чи NX Nastran. Комплекс Ansys використовують для вирішення завдань механіки деформованого твердого тіла – від лінійних розрахунків на міцність для швидкої оцінки напружено-деформованого стану конструкції в складних багатодисциплінарного розрахунків, інтегрованих в Ansys Workbench [9-12].

Мета та основні завдання досліджень Метою дослідження є отримання порівняльної оцінки параметрів напруженого стану авторегулятора із різною довжиною відкручування гвинта при випробуванні на міцність, як металевго жорсткого стрижня, визначення наявності впливу довжини відкручування гвинта шляхом порівняння параметрів напруженого стану авторегулятора з різною довжиною відкручування гвинта на розмір «а» у всьому можливому діапазоні від 0 до 600 мм при випробуванні його на автоматичному стенді на міцність нормованим зусиллям навантаження за умови відсутності залишкових деформацій гвинта регулятора по довжині. Основні завдання досліджень:

- здійснити розрахунки аналітичним методом за методиками [4, 5] та порівняти параметри напруженого стану авторегулятора із довжиною

відкручування гвинта на розмір «а» у всьому можливому діапазоні від 0 до 600 мм при випробуванні на міцність, як металевий жорсткий стрижень (за відсутністю залишкових деформацій стрижня по довжині) у відповідності до вимог діючого в Україні стандарту ДСТУ EN 10002-1:2006 Матеріали металеві. Випробування на розтяг. Частина 1. Метод випробування за кімнатної температури (EN 10002-1:2001, IDT);

- зробити аналогічні розрахунки чисельним методом із застосуванням багатоцільового програмного комплексу Ansys [7], який сертифікований відповідно до міжнародного стандарту ISO 9001 [8], що входить до серії стандартів ISO 9000, та порівняти отримані результати із попередніми розрахунками.

Виклад основного матеріалу

Умова міцності при розтяганні металевих прутів (гвинтів) в поздовжньому напрямку має вигляд [4]:

$$\sigma_{\max} = \frac{N_{\max}}{A} \leq [\sigma], \quad (1)$$

де $\sigma_{\max}$ – напруженість зразка в поперечному перетині гвинта при розтяганні у поздовжньому напрямку осі навантаження;

$N_{\max}$ – зусилля навантаження у поздовжньому напрямку осі при якому настає момент руйнування гвинта;

A – площа поперечного перетину гвинта.

$[\sigma]$ – допустиме нормальне напруження.

За законом Гука залежність між напруженнями і деформацією при розтяганні гвинта авторегулятора прямопропорційна [4, 5]:

$$\sigma = E \cdot \varepsilon, \quad (2)$$

де E – модуль пружності гвинта, який є фізичною постійною матеріалу;

ε – відносна деформація гвинта по довжині.

Відносну деформацію ε по довжині гвинта можна розрахувати за формулою:

$$\varepsilon = \frac{\Delta l}{l}, \quad (3)$$

де Δl – подовження гвинта, як різниця між довжиною гвинта до і після навантаження нормованим зусиллям;

l – довжина гвинта до навантаження нормованим зусиллям;

Зазвичай діаграма розтягання будується у координатах «зусилля-деформація», тому розрахунок на міцність виконується з урахуванням подовження зразка. У випадку пластичного матеріалу руйнуванню передують значні подовження гвинта Δl , яке розраховують за формулою:

$$\Delta l = \frac{N \cdot l}{E \cdot A}, \quad (4)$$

де N – зусилля навантаження у поздовжньому напрямку осі гвинта (в нашому випадку $N = 80$ кН);

l – довжина авторегулятора із відкручуванням гвинта на різний розмір «а», значення якої обирається з множини {1600; 1900; 1950; 1980; 2000; 2200} мм;

E – модуль пружності гвинта (для марки Сталь 45 дорівнює $E = 2,1 \cdot 10^8$ кПа);

A – площа поперечного перетину гвинта (в нашому випадку всі металеві зразки мають циліндричну форму однакового діаметру 30 мм (або радіус $r = 1,5$ см = 0,015 м), тому площа поперечного перерізу $A = \pi r^2 = 7,06858 \cdot 10^{-3}$ м².

Підставляючи в формулу (4) вирази (2) і (3) отримаємо, що напруженість гвинта при розтягуванні однакова в усіх точках:

$$\sigma = \frac{N}{A}. \quad (5)$$

Формула (5) показує, що коли поздовжня сила та площа поперечного перерізу незмінні, напруженість σ залишається постійною.

Таким чином, напруженість гвинта σ від довжини авторегулятора l не залежить, а проводити розрахунки за формулою (4) – недоцільно, тому що при зміні Δl відношення (5) є незмінним.

Розрахована за формулою (5) напруженість гвинта повинна зіставлятися з гранично допустимим напруженням для матеріалу стрижня.

Допустима межа міцності для гвинта марки Сталь 45 дорівнює $\sigma_{\max} = 550$ МПа [5]. При досягненні або перевищенні цього значення напруженості відбувається руйнування гвинта авторегулятора.

Умовна межа плинності для гвинта Сталь 45 дорівнює $\sigma_T = 275$ МПа [5]. При менших значеннях напруженості σ_T деформації зразка по довжині є пружними і не залишаються, а при більших значеннях $\sigma_{\max}$ деформації є незворотними для авторегулятора.

Для порівняння параметрів напруженого стану авторегулятора з різною довжиною відкручування гвинта на розмір «а» у всьому можливому діапазоні від 0 до 600 мм при випробуванні його на автоматичному стенді потрібно провести розрахунки для різних значень довжини відкручування гвинта $l \in \{1600; 1900; 1950; 1980; 2000; 2200\}$ мм, а отримані значення напруженості σ порівняти із допустимим.

В нашому випадку при випробуванні на міцність змінною є тільки відносна деформація ε , яка залежить від довжини гвинта, тому отримані значення напруженості будемо порівнювати із допустимим значенням $\sigma_T = 275$ МПа, при якому деформації зразка по довжині є пружними і не залишаються після зняття зусилля навантаження

авторегулятора.

Визначення аналітичним методом напруженості гвинта авторегулятора при випробуваннях на міцність показало, що при відкручуванні гвинта на розмір 1600; 1900; 1950; 1980; 2000 та 2200 мм значення напруженості становить $\sigma = 113,23$ МПа. Значення подовження гвинта Δl становить, відповідно, 0,867; 1,020; 1,051; 1,067; 1,132 та 1,186 мм

На підставі аналізу отриманих результатів розрахунків аналітичним методом можна зробити наступні висновки:

1. Дискретне значення подовження гвинта Δl при випробуваннях із різною довжиною авторегулятора змінюється несуттєво.

2. Розмір «а» (в межах діапазону від 0 до 600 мм) відкручування авторегулятора при випробуваннях його на міцність із однаковим зусиллям навантаження ($N = 80$ кН) в повздовжньому напрямку не впливає на кінцеве значення напруженості гвинта, яке дорівнює $\sigma_p = 113,23$ МПа.

3. Коефіцієнт запасу міцності авторегулятора при навантаженні зусиллям ($N = 80$ кН) в повздовжньому напрямку розраховується за формулою:

$$k = \frac{\sigma}{\sigma_p} \quad (6)$$

де σ – нормоване значення напруженості гвинта авторегулятора за видами деформацій;

σ_p – розрахункове значення напруженості гвинта авторегулятора.

Коефіцієнт запасу міцності авторегулятора в режимі пружних деформацій складає 2,43, а в режимі навантаження, до моменту руйнування, дорівнює 4,86.

Для остаточного підтвердження аналітичного розрахунку проведено розрахунок чисельним методом. Консольна стрижнева конструкція діаметром 0,030 м з доданою до кінцевого перетину силою, що розтягується $N = 80$ кН. Довжина стрижня має різні номінальні значення: $l \in \{1,60; 1,90; 1,95; 1,98; 2,20\}$ м.

Отримані результати комп'ютерних розрахунків напруженого стану σ металевих стрижнів різної довжини за допомогою програмного пакету Ansys на основі реалізації методу скінчених елементів вказані на діаграмах (див. рис. 4 – 13).

Рисунок 4 – Переміщення (подовження, м) в зразку довжиною 1,60 м

Рисунок 5 – Напруження (кПа) в зразку довжиною 1,60 м

Рисунок 6 – Переміщення (подовження, м) в зразку довжиною 1,90 м

Рисунок 7 – Напруження (кПа) в зразку довжиною 1,90 м

Рисунок 8 – Переміщення (подовження, м) в зразку довжиною 1,95 м

Рисунок 12 – Переміщення (подовження, м) в зразку довжиною 2,20 м

Рисунок 9 – Напруження (кПа) в зразку довжиною 1,95 м

Рисунок 13 – Напруження (кПа) в зразку довжиною 2,20 м

Рисунок 10 – Переміщення (подовження, м) в зразку довжиною 1,98 м

Рисунок 11 – Напруження (кПа) в зразку довжиною 1,98 м

На підставі аналізу, проведеного із застосуванням багатоцільового програмного комплексу Ansys для чисельних результатів напруженого стану авторегулятора з різною довжиною відкручування гвинта на розмір «а» можна побачити, що вони співпадають з результатами аналітичних розрахунків із відносною похибкою 0,03 %.

Висновки. На підставі отриманих значень напруженого стану авторегулятора з різною довжиною відкручування гвинта на розмір «а» за розрахунками двома різними методиками та стандартами можна зробити загальний висновок, що розмір «а» (в межах діапазону від 0 до 600 мм) відкручування авторегулятора при випробуваннях його на міцність із однаковим зусиллям навантаження ($N = 80$ кН) в повздовжньому напрямку не впливає на розрахункові значення напруженості гвинта $\sigma_p = 113,23$ МПа під час випробування на автоматичному стенді.

Пропонується у відомчій «Інструкції з ремонту гальмівного обладнання вагонів ЦЛ-0013» ввести в п. 15.5.7 відповідні зміни щодо вимоги обов'язкового дотримання значення розміру «а» в межах від 300 до 350 мм при стендовому випробуванні авторегуляторів на міцність під навантаженням нормованим зусиллям.

Список використаних джерел

References

1. Perpinya, D. "Reliability and safety in railway", Barcelona, 2012.
2. Cruceanu, Cătălin & Camil, Craciun. Aspects regarding braking process of passenger trains with different braking systems in composition. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, Volume 400, Issue 4, (2018), 042012. DOI: 10.1088/1757-899X/400/4/042012.
3. M. Günay, M. E. Korkmaz, R. Özmen. An investigation on braking systems used in railway vehicles. Engineering Science and Technology, an International Journal. Volume 23, Issue 2, April 2020, P. 421–431.
4. Афанасьєва О. В. Матеріалознавство та конструкційні матеріали. Навч. посібник. Харків: ХНУРЕ, 2016. 188 с.
5. Волошин Д. І., Афанасенко І. М., Дерев'янчук Я.В. До питання удосконалення конструкції гальмівної важільної передачі вагона-хопера. Вісник східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. 2018. № 2 (243). С. 54–59.
6. Olshevskiy, Alexander & Olshevskiy, Alexey & Berdnikov, Oleg & Kim, Chang. (2012). Finite element analysis of railway disc brake considering structural, thermal, and wear phenomena. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science. 226. pp. 1845–1860. 10.1177/0954406211428705.
7. Wysokowski A., Howis J. Obliczenia przepustow Metodą Elementow Skończonych – MES. 2011. № 3 (36). P. 54–57.
8. Оробей В.Ф. Расчет машиностроительных конструкций численными методами. Том 2. Одесса : Апрель, 2018. 840 с.
9. Маркова Е. В., Чечуга О. В. Использование программы ANSYS для анализа работоспособности конструкций. Известия ТулГУ. Технические науки. 2016. Вып. 8. Ч. 2. С. 206–209.
10. Meroğlu. Rayli sistemlerde ray ve teker arasındaki temas analizinin ANSYS ortamında incelenmesi. MEGEP, Raylı Sistemler Teknolojisi, Ankara, 2013. URL: <https://d1wqtxts1xzle7.cloudfront.net/52735246/tez.pdf?1492763124> (дата звернення 08.05.2020).
11. Путинцева А. В. Оптимизация элементов конструкции с помощью генетического алгоритма в существующих программных продуктах. Строительство, материаловедение, машиностроение. 2016. № 94. С. 137–142.
12. Барулина М. А. Использование ANSYS WORKBENCH для работы с геометрическими моделями. Москва: Эдитус, 2012. 316 с.
1. Perpinya, D. "Reliability and safety in railway", Barcelona, 2012.
2. Cruceanu, Cătălin & Camil, Craciun. (2018). Aspects regarding braking process of passenger trains with different braking systems in composition. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 400. DOI: 042012. 10.1088/1757-899X/400/4/042012.
3. M. Günay, M. E. Korkmaz, R. Özmen. An investigation on braking systems used in railway vehicles. Engineering Science and Technology, an International Journal. Volume 23, Issue 2, April 2020, P. 421–431.
4. Afanasieva O.V. Materialoznavstvo ta konstruktsiini materialy. Navch. posibnyk. Kharkiv: KhNURE, 2016. 188 p.
5. Voloshyn D.I., Afanasenko I.M., Derevianchuk Ya.V. Do pytannia udoskonallennia konstruktsii halmivnoi vazhilnoi peredachi vahona-khopera. Visnyk skhidnoukrainskoho natsionalnoho universytetu imeni Volodymyra Dalia. № 2 (243), 2018. P. 54–59.
6. Olshevskiy, Alexander & Olshevskiy, Alexey & Berdnikov, Oleg & Kim, Chang. (2012). Finite element analysis of railway disc brake considering structural, thermal, and wear phenomena. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science. 226. 1845-1860. 10.1177/0954406211428705.
7. Wysokowski A., Howis J. Obliczenia przepustow Metodą Elementow Skończonych – MES. 2011. № 3 (36). P. 54–57.
8. Orobej V.F. Raschet mashinostroitel'nykh konstrukcij chislennymi metodami. Tom 2. Odessa : April', 2018. 840 p.
9. Markova E.V., Chchuga O.V. Ispol'zovanie programmy ANSYS dlya analiza rabotosposobnosti konstrukcij. Izvestiya TulGU. Tekhnicheskie nauki. 2016. V.8. Vyp 2. P. 206–209.
10. Meroğlu. Rayli sistemlerde ray ve teker arasındaki temas analizinin ANSYS ortamında incelenmesi. MEGEP, Raylı Sistemler Teknolojisi, Ankara, 2013. URL: <https://d1wqtxts1xzle7.cloudfront.net/52735246/tez.pdf?1492763124> (accessed 08.05.2020).
11. Putinceva A. V. Optimizaciya elementov konstrukcii s pomoshch'yu geneticheskogo algoritma v sushchestvuyushchih programmnykh produktah. Stroitel'stvo, materialovedenie, mashinostroenie. 2016. № 94. P. 137–142.
12. Barulina M. A. Ispol'zovanie ANSYS WORKBENCH dlya raboty s geometricheskimi modelyami. Moskva: Editus, 2012. 316 p.

Надійшла до редакції 30.06.2020