

НАТОВАРВАНИЯ И РЕСУРС НА БУКСОВ ЛАГЕР ОТ ТОВАРНА ТАЛИГА ТИП Y25, В ЕКСПЛОАТАЦИЯ НА БЪЛГАРСКИТЕ ДЪРЖАВНИ ЖЕЛЕЗНИЦИ

Ваньо Ралев, Людмил Паскалев

rlev.vanio05@gmail.com, lyudmil_paskalev@abv.bg

*Висше транспортно училище „Тодор Каблешков”,
София 1574, ул. „Гео Милев” № 158
БЪЛГАРИЯ*

Резюме: Една от главните задачи, стоящи пред подвижния състав на Българските държавни железници, се явява повишаване на експлоатационната надеждност. Целта е обезпечаване безопасност на движение на влаковете, подобряване експлоатационните показатели, повишаване натоварването на ос и скоростта на движение. Повишаването на икономическата ефективност при експлоатация на подвижния състав може да се постигне чрез използването на метода за смяна и ремонт на възлите и агрегатите по тяхното фактическото техническо състояние. Този метод ще позволи на съответните възли и агрегати да продължават да бъдат в експлоатация след изтичане на определения им ресурс, отчитайки тяхното реално техническо състояние. Буксите и монтираните в тях търкалящи лагери в голяма степен определят експлоатационните показатели на подвижния състав. Известно е, че техните откази в експлоатация водят до аварийни ситуации. Техническото състояние на лагерите в даден възел зависи от много фактори, характеризиращи качеството на тяхната изработка, нормалното им смазване, условията и режима на експлоатация. Възниква необходимостта от анализирани факторите, влияещи за възникване на неизправности по елементите на буксовите ролковите лагери. В настоящата статия се определят натоварванията, действащи върху елементите на стандартна букса на товарен вагон. Определя се допустимото хоризонтално натоварване върху радиален ролков лагер. Изчислява се динамичното и еквивалентното натоварване на буксов лагер и се определя ресурса на буксов лагер на товарна талига тип Y25, в експлоатация на Българските държавни железници.

Ключови думи: Подвижен железопътен състав, товарна талига, буксов лагер.

1. ВЪВЕДЕНИЕ

Буксите на товарните вагони са един от най-отговорните възли на подвижния състав, чието състояние влияе върху безопасността на движението. Съгласно „Интегрираната транспортна стратегия в периода до 2030 г.”, одобрена с Решение № 336/23.06.2017 г. на Министерския съвет се планира натоварването на осите да се увеличи до 23,5 t/ос. и увеличаване на скоростта на влаковете до 120 km/h [1]. По този начин изискванията за товарносимостта и експлоатационния ресурс на опорните възли на подвижния състав непрекъснато се увеличават.

Според данни от статистиката и отчети на Холдинг БДЖ, броят на дефектните случаи поради неизправности на буксите с ролкови лагери съставлява абсолютното мнозинство (95,2%) от общия брой на идентифицирани случаи на брак [2].

Повреди на букси с ролкови лагери (95,2%) Теглично-отбивачни съоръжения (ТОС) (0,6%). Смяна на колооси (0,4%) Счупване на части от ТОС (1,9%) Закъснения на товарни влакове за повече от 1 час (1,5%) Дерайлиране на вагони по време на маневрена работа (0,2%) Изваждане на вагоните от движение поради технически неизправности (0,2%)

Повечето от причините за намаляване на ресурса на буксите с ролкови лагери и появата на големи повреди са свързани с конструктивни несъвършенства. Конструктивното разположение

на използваната букса обуславя въздействието на неблагоприятни комбинации от повишени динамични натоварвания върху търкалящите лагери, които са основните ресурсообразуващи елементи на буксата.

В момента най-големите железопътни мрежи в света се доставят с готови за монтаж букси от SKF под марката TBU, в частност компактни Compact TBU (или накратко СТВU). Между вътрешния и външния пръстен на рамото на вътрешния пръстен в буксата е вградено уплътнение с ниско триене. Това е комбинация от лабиринтно уплътнение, контактна гъба и маслоразпръскваща шайба. За да се избегне фрикционната корозия в зоната на преход от лабиринтния пръстен към вътрешната контактната двойка «стомана-стомана» е заменена с двойката „стомана-полимер” [3].

Сепаратора от армиран полиамид е допълнително оптимизиран поради малкия монтажен обем. Железопътният отдел на SKF на групата SKF предлага интегрална мехатронна система в компактния TBU буксов лагер. Буксата е оборудвана с вградени сензори за записване на следните параметри: температура на лагера, честота и посока на въртене, вертикални и хоризонтални ускорения, както и изминатото разстояние, което определя местоположението на подвижния състав. Тези сензори се използват за спиране и контрол на сцеплението, засичане на скоростта и наблюдение на температурата на лагерите. Буксите Compact TBU с конични ролкови лагери са разработени за талиги тип Y25 с натоварване на ос от 250 kN. [3]

2. ВИДОВЕ НЕИЗПРАВНОСТИ, ВЪЗНИКВАЩИ ПО ЕЛЕМЕНТИТЕ НА РОЛКОВИТЕ ЛАГЕРИ В БУКСОВИТЕ ВЪЗЛИ НА ПОДВИЖНИЯ ЖЕЛЕЗОПЪТЕН СЪСТАВ В ЕКСПЛОАТАЦИЯ.

2.1. Фактори, влияещи за възникване на неизправности по елементите на буксовите ролковите лагери.

Факторите, влияещи за възникване на неизправности по елементите на буксовите ролковите лагери могат да бъдат производствени и експлоатационни фактори [4]. Към производствените фактори се отнасят всички неточности и пропуски, които биха възникнали при производството на отделните елементи на буксовите ролковите лагери, а към експлоатационните фактори спадат неизправностите по елементите на буксовите ролкови лагери възникващи по време на експлоатацията им.

В процеса на експлоатация елементите на буксовите ролкови лагери са подложени на различни динамични въздействия и други външни фактори, които причиняват различни видове износвания в контактуващите елементи, а впоследствие водят до загуба на работоспособност и разрушаване. Прието е да се счита, че при нормални условия на смазване, натоварване, скорост на въртене и температура на работа, главната причина за поява на неизправности в буксовите лагери се явява износването, в резултат на контактна умора на повърхностния слой от елементите на буксовите ролкови лагери. При това максималните стойности се наблюдават в местата от повърхностните зони, където има концентратори на напрежения и където са разположени микроскопични включвания от шлака. В началото възникват микропукнатини, които се разпространяват от включванията към повърхността.

Съществуващите видове разрушение на елементите на буксовите ролкови лагери, може да се систематизират в следния порядък:

- Разрушения, произтичащи от износване на елементите на буксовите ролкови лагери: снемане на материал от контактните повърхнини на елементите на буксовите ролкови лагери; абразивно износване на елементите на буксовите ролкови лагери; химическо отнемане на материал от контактните повърхнини на елементите на буксовите ролкови лагери; електрическо отнемане на материал от контактните повърхнини на елементите на буксовите ролкови лагери и „преместване“ на материала от контактните повърхнини на елементите на буксовите ролкови лагери.

- Разрушения, произтичащи от пластична деформация на материала на елементите на буксовите ролкови лагери: изменение геометрията на елементите на буксовите ролкови лагери при нормална експлоатация; изменение геометрията на елементите на буксовите ролкови лагери при временно прегряване в експлоатация.

- Разрушения, произтичащи от контактна умора на елементите на буксовите ролкови лагери: отчупвания от контактните повърхности и повърхностни разрушения.

- Разрушения, произтичащи от обемно разрушаване на елементите на буксовите ролкови лагери: разрушаване от претоварване; разрушаване от прегряване; обемно разрушаване вследствие на умора и фретинг корозия на контактните повърхнини.

Опитът и многобройните наблюдения на буксовите възли в експлоатация позволяват да се установят специфични особености и характерни закономерности в състоянието на повреждащите се елементи на буксовите ролкови лагери в зависимост от причините за тези разрушения. Появяващите се в експлоатация различни неизправности по повърхността на търкаляне на колоосите (навар, неравномерно кръгово износване, окопаване и др.), водят до възникване на допълнителни динамични натоварвания, въздействащи върху ролковите лагери.

Отчупванията по борда на вътрешния пръстен на задния лагер възникват най-често в буксите на товарните вагони. Най-честите причини са налични концентратори на напрежение от технологичен характер в местата на закръглението между пътчетката на търкаляне и борда. Често тези отчупени парченца от борда попадат в смазката, която се намира в корпуса на буксата. Такъв дефект по вътрешния пръстен на лагера може да се открие само при извършване на пълна ревизия на буксовия възел. Когато тези отчупени парченца попаднат по пътчетката на търкаляне, те започват да затрудняват търкалянето на ролките или попадат между сепаратора и борда на вътрешния пръстен. В последния случай започва интензивно износване на сепаратора като изтритите частици от него също попадат в смазката. Това довежда до допълнително затормозяване търкалянето на ролките.

Друга съществена неизправност е превъртане на вътрешния пръстен на лагера върху шийката на оста. Тази неизправност се открива при извършване само на пълна ревизия на буксовия възел. Ако няма никакви други признаци на буксовия възел смазката се намира в добро състояние, то най-често превъртането на вътрешния пръстен върху шийката на оста се дължи на неправилно осъществена сглобка при монтажа. Продължителното превъртане на вътрешния пръстен върху шийката на оста води до степенчато износване на шийката, понякога в размер на няколко милиметра. В този случай вътрешния пръстен започва да работи като плъзгащ лагер. Степенчатото износване на шийката на оста води до преразпределение на натоварванията върху ролките и възникване на неизправности върху тях, както и по пътчетката на търкаляне на вътрешните пръстени. Когато превъртането на вътрешния пръстен върху шийката на оста става в условия на сухо триене, то процесът на разрушаване става интензивен и температурата на буксовия възел рязко нараства до няколко градуса. При това нагряване ролките се уголемяват и това довежда до поява на неизправности по външния пръстен на лагера. Ако превъртят и двата вътрешни пръстена на лагерите, то отличителен белег е голямото износване на шийката на оста. В този случай възниква степенчато износване на шийката и местото с по-голямо износване показва кой вътрешен пръстен е превъртял първи.

Други неизправности в буксовия възел се наблюдават, когато в смазката проникне вода (най-често откъм капака на буксата). Отличителен белег за това е цвета на смазката – вместо кафеникав (тъмножълт) той става белезникав. При проникване на вода във смазката, тя става по-рядка, което води до нейното изхвърляне от буксата откъм лабиринтния пръстен и през неплътните места на челния капак на буксата.

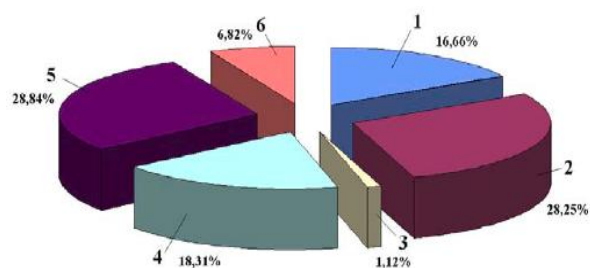
Лагерите започват да работят в условия на недостиг на смазка, увеличава се преплъзването на ролките и нарастват силите на триене. При лагери, поемащи по-големи осеви натоварвания се наблюдава интензивно износване по челата на ролките и на борда на вътрешните пръстени, а при сепараторите износване на свързките.

Продуктите от това износване постъпват в разредената смазка с всички последствия от това. Крайният резултат от преплъзването на ролките е поява на износени участъци по ролките и по пътчетката на търкаляне, задирания, износвания по корпуса на сепаратора и свързките. Понататъшната динамика на повредите зависи от конкретните условия - може да се появи последващо превъртане на вътрешния пръстен по шийката на оста, както и поява на напречни и надлъжни пукнатини по пръстените.

Причина за разрушаването на лагерите в началния период на тяхната експлоатация или след поредния ремонт на вагона е недостатъчната осева хлабина между челата на ролките и бордовете на външния пръстен. Вследствие на неправилен монтаж в процеса на експлоатация осевата хлабина силно намалява или изчезва.

Започва поява на задирания по челата на ролките и бордовете на външния пръстен с последващо блокиране на ролките между бордовете с всички произтичащи от това последици – рязко повишаване на работната температура и разрушаване на лагера.

2.2. Типове неизправности по елементите на буксови ролкови лагери с къси цилиндрични ролки, експлоатирани от БДЖ



1. Повреди от умора на пръстените и ролките;
2. Повреди от корозия по пръстените и ролките;
3. Повреди от пукнатини по пръстените и ролките;
4. Повреди от износване и други повреди по месинговите сепаратори;
5. Повреди от износване челата на ролките и бордовете на пръстените;
6. Други повреди.

Фиг. 1. Съотношение на типове неизправности по елементите на буксови ролкови лагери с къси цилиндрични ролки [4]

В експлоатация на БДЖ Товарни превози ЕООД в товарните талиги тип Y25 Cs се монтират търкалящи лагери с къси цилиндрични ролки.

При изследване състоянието на лагеруването на букси от товарни талиги тип Y25 Cs (БТ-6), в експлоатация на БДЖ Товарни превози ЕООД е установено процента на различните типове неизправности по елементите на буксовите ролкови лагери с къси цилиндрични ролки [4]. Съотношението на тези типове неизправности са показани на фиг. 1.

3. НАТОВАРВАНИЯ, ДЕЙСТВАЩИ ВЪРХУ ЕЛЕМЕНТИТЕ НА СТАНДАРТНА БУКСА НА ТОВАРЕН ВАГОН

Буксите на товарните вагони в експлоатация възприемат статични и динамични натоварвания, предавани от коша и рамата на талигата, както и от страната на колоосите по време на взаимодействието на релсовия път и подвижния състав.

Въздействието на различни съчетания от тези натоварвания допринася за появата на необратими процеси, водещи до прогресивно износване на частите на търкалящите лагери в буксата и намаляване на техния експлоатационен ресурс.

Определя се статичното вертикално натоварване, действащо върху опорните повърхности на буксата от страната на рамата на талигата и предавано на лагерите в натоварено състояние P_6 kN. по формулата:

$$(1) P_6 = (P_{бр} - P_ч)/m$$

където $P_{бр}$ е брутно тегло на вагона, kN, равно на произведението от натоварването на ос P_0 и броя на колоосите под вагона n_0 , за товарен вагон $n_0 = 4$, тогава $P_{бр} = 4P_0$; $P_ч$ - масата на частите и оборудването, монтирано върху тях, чрез което натоварването се прехвърля от изчислените части на вагона към релсите, в този случай: $P_ч = 4P_к$, където $P_к$ - силата на тежестта на една колоос, kN, (например гравитационната сила на колоос без букси е 12,2 kN); m е броят на буксите във вагона, в този случай $m = 8$, тогава формула (1) след математически трансформации ще приеме формата:

$$(2) P_6 = 0,5 \cdot (P_0 - P_к),$$

Например, при натоварване на ос от 235 kN (23,5 t/ос), статичното вертикално натоварване върху буксата в натоварен вагон, изчислено по формула (2), е 111,4 kN. Статичното вертикално натоварване $P_{6п}$, kN, приписващо се на буксата на вагона в празно състояние, се определя по формулата:

$$(3) P_{6п} = 0,5 \cdot (T/m_0 - P_н),$$

където T е гравитационната сила на тарата на вагона, kN (например при сила на гравитацията на тарата на вагона 230 kN (23 t, универсален открит товарен вагон модел Eas), статичното вертикално натоварване върху буксата на празен вагон, изчислено по формула (3), е 22,65 kN).

Поради вибрациите на вагоните, вертикалните натоварвания върху буксата в товарните вагони варират в рамките на 0,16 - 1,7 от статичното натоварване.

Най-характерни са натоварванията в диапазона 0,63 - 1,16 от статично натоварване в товарни вагони; тяхната повтораемост е 80 - 95% от спектъра на натоварване. Вертикалните ускорения на буксите на вагоните обикновено са 5 - 8g, но понякога достигат 45 - 50g.

Хоризонталните надлъжни натоварвания, насочени радиално върху лагера, възникват при спиране на вагоните, при лъкатушене и вписване в крива. Тези натоварвания са краткотрайни; натоварването на всяка букса може да достигне 0,3 от натоварването, действащо от колоосите върху релсите на вагони с едностранно спиране [5].

Хоризонталното напречно натоварване H_b , kN, породено от центробежната сила и налягането на вятъра, натоварващо буксите от едната страна на коша на вагона, се определя по формулата:

$$(4) H_b = P_0 \cdot \eta / 2$$

където η - коефициентът, отчитащ ефекта на центробежната сила и налягането на вятъра, за товарен вагон съгласно Нормите [5] η се приема равен на 0,1.

Хоризонталното натоварване върху буксата е резултат от съвместното действие на центробежна сила, налягането на вятъра, силите на взаимодействие колело-релса и се свежда до страничната реакция на релсата Y' . В типична букса то се предава към страницата от рамата на талигата от колоосите чрез търкалящите лагери и без да се отчита триенето в опорните повърхности, е равна по големина и противоположна по посока на рамната сила Y_p . Средната рамна сила в талигите на товарните вагони се определя по формулата:

$$(5) Y_p = (P_{0p}/m_0) \cdot k_{xd}$$

където k_{xd} е коефициентът на хоризонтална динамика, получен в резултат на анализа на експериментални данни, за четириосен товарен вагон при скорости до 120 km/h:

$$(6) k_{xd} = 0,038 + 0,0038 \cdot v,$$

където v е скоростта на движение m/s.

Съгласно условията за безопасност на движението и устойчивост на коловоза, максималната хоризонтална сила на взаимодействие между подвижния състав и коловоза не трябва да надвишава 40% от вертикалното статично натоварване на оста [5].

4. ИЗЧИСЛЯВАНЕ НА ДОПУСТИМОТО ХОРИЗОНТАЛНО НАТОВАРВАНЕ ВЪРХУ РАДИАЛЕН РОЛКОВ ЛАГЕР

В [6] се отбелязва, че радиалните лагери с цилиндрични ролки обикновено се използват само за поемане на радиални натоварвания. Допустимата стойност на хоризонталното натоварване на такива лагери не се определя от характеристиките на умората на материала, а зависи от условията на плъзгане на челните повърхности на бортовете или вътрешните и външните пръстени спрямо ролките. Важна роля за това играят естеството на натоварването, скоростта на въртене и смазването на лагера. Допустимото хоризонтално натоварване F_a , kgf, за цилиндричен ролков лагер със смазване с грес се дава от зависимостта:

$$(7) F_a = f_a \cdot f_b \cdot D_1^2 (2 - nD_1/100000)$$

където D_1 е диаметърът на търкаляне на външния пръстен, mm, n е честотата на въртене, об/min; f_a - коефициент в зависимост от условията на натоварване [5]; f_b - коефициент в зависимост от типа и серията на лагера [5].

Формула (7) се препоръчва да се прилага при постоянно действащо радиално натоварване и при $F_a/F_r < 0,4$. В случай на $F_a/F_r > 0,4$, поради триенето при плъзгане между ролките и бортовете на пръстените, контактните повърхности се нагриват и температурата в лагерния възел може да надвиши допустимата стойност. И в случаите на $F_a/F_r < 0,3$ (за нормални серии) и $F_a/F_r < 0,2$ (за широки серии), се препоръчва да не се взема предвид хоризонталното напречно натоварване, действащо върху лагерите.

В [5, 6] се предлага да се определи допустимото хоризонтално натоварване на ролковите лагери с къси цилиндрични ролки, като се използват формулите на Palmgren (8, 9):

за серии с диаметър 100, 200, 300 и 400 mm:

$$(8) F_a = k_a \cdot C_0 [1,75 - 0,12n \cdot k_b (D - d)],$$

за серии с диаметър 500 и 600 mm:

$$(9) F_a = k_a \cdot C_0 [1,16 - 0,08n \cdot k_b (D - d)],$$

където k_a е експлоатационен коефициент в зависимост от натоварването, температурата и вида на смазката [6]; k_b - конструктивен коефициент в зависимост от серията диаметри на лагера [5]; D и d са съответно външният и вътрешният диаметър на лагера, mm.

При ниски честоти на въртене може да се допусне известно увеличение на случайно краткотрайно хоризонтално натоварване, но не повече от 40% от статичното натоварване за даден типоразмер на лагера. При продължителни хоризонтални натоварвания и високи температури не се препоръчва приложението на ролкови лагери с къси цилиндрични ролки.

Съществува и още една формула за изчисляване на допустимото хоризонтално напречно натоварване, също разработена от Palmgren [6]:

$$(10) F_a = 10 \cdot f_a \cdot z d_p^2 (3,5 - f_v n d_p),$$

където f_a е коефициент в зависимост от допустимото налягане върху триещи се повърхности; z е броят на ролките в лагера; n - честота на въртене на лагера, об/мин; d_p - диаметър на ролката, mm; f_v - коефициент на скорост на плъзгане, m/s.

По отношение на буксовите лагери на железопътния подвижен състав се препоръчва изчислението да се извърши в два режима [6]:

- при периодично действие на хоризонтално натоварване (движение на вагона по прав участък от пътя);

- с постоянно хоризонтално натоварване (движение на вагона по крива с малък радиус).

За всеки от тези режими коефициентът f_a ще бъде съответно 0,25 и 0,02. [6].

Според информацията, дадена в [6], товароносимостта на цилиндричните лагери при условия на действието на хоризонтално натоварване зависи пряко от натиска върху челото на ролката в местото на контакт с борта на вътрешния или външния пръстен на лагера. Налягането, възприемано от челната повърхност на една ролка, може да се определи по формулата:

$$(11) p_1 = F_{a1}/F_p < p,$$

където F_{a1} е натоварването, възприемано от челната повърхност на една ролка, N; F_p - контактна площ на ролката с борда на пръстена, cm^2 ; p е допустимото специфично налягане в челата на ролките, при които се запазва слоят грес, Pa.

Както може да се види от формула (11), намаляване на налягането p_v между ролката и борда може да се постигне чрез увеличаване на F , следователно в средата на 60-те години започват да се произвеждат лагери за букси на вагони с увеличена височина на борда на външния и вътрешния пръстен. Въпреки това, в експлоатация се увеличава честотата на поява на дефекти в триещите се повърхности (задиране, неравности).

Зависимостта за изчисляване на допустимото хоризонтално натоварване върху цилиндричен ролков лагер, дадена в [6] е следната:

$$(12) F_a = (pv)v/n,$$

където v е скоростта на преместване на повърхностите на ролките, триещи се в борда на пръстените, m/s; v е параметър, който характеризира съотношението на геометричните размери на лагера и отчита неравномерното разпределение на аксиалното натоварване между ролките; n - честота на въртене на лагера, грт.

В [6] се предлага следната формула за изчисляване на допустимото хоризонтално натоварване F_a , kgf, върху ролков лагер:

$$(13) F_a = pv \cdot (3,6 D_k d_p F_B z \xi) / [v(1 + \varphi) D_0 h_0],$$

където p е специфичното налягане в челата на ролките, kgf/cm^2 ; v е скоростта на преместване повърхностите на ролките, триещи се в борда на пръстените, m/s; F_B - изчислена контактна площ на челата на ролката с вътрешния пръстен, cm^2 ; $\xi = 0,7$ е коефициентът на разпределение на аксиалното натоварване между ролките; $\varphi = (n/2 - n_{сеп}) / (n/2)$; D_0 - диаметър на кръга на центровете на ролките, mm; $n = 1000v / (60\pi D_k)$ – брой обороти на осите на колоосите в минута, об/мин; $n_{сеп} = n/2$ - броят на оборотите в минута на сепаратора, об/мин; h_0 - височината на опорния борт на вътрешния пръстен, mm.

За букси с консистентна смазка параметърът pv (произведението на специфичното налягане на скоростта на плъзгане на челата на ролките) се предлага да се приеме равен на 130 - 160 $kgf.cm/s$.

Трябва да се има предвид, че изброените изчислителни зависимости (7 - 13) са валидни само при спазване на условието за съосност на ролките и лагерните пръстени. Въпреки това могат да

се появяват несъосности в буксовите лагери, което намалява надеждността и ограничава използването на предложените методи за оценка на допустимото хоризонтално натоварване.

5. ИЗЧИСЛЯВАНЕ НА БАЗОВИЯ РЕСУРС НА БУКСОВИЯ ЛАГЕР

Базовият изчислителен ресурс на лагерите L_{10} е времето или пробегът на работа, отчитано от пускането в експлоатация чрез броя на оборотите или километрите пробег, по време на което не трябва да се появяват признаци на умора на метала върху нито един от пръстените или търкалящите елементи за най-малко 90% от лагерите. от тази група при същите експлоатационни условия [5].

Съгласно Нормите [6], за изчисляване на ресурса на буксовите лагери на товарни вагони L_{10} , млн. об/мин, се използва следната формула:

$$(14) L_{10} = (C_1 / P_u)^{10/3},$$

където C_1 е номиналното динамично натоварване, изчислено по формулите или взето от каталога [4] в зависимост от избрания тип лагер; P_u – еквивалентно натоварване.

Изчислителния ресурс на лагера в километри пробег L_{10s} , милиони km, може да се определи по формулата:

$$(15) L_{10s} = L_{10} \cdot \pi \cdot D_k,$$

където $D_k = 0,9 \text{ m} = 0,0009 \text{ km}$ е диаметърът по кръга на търкаляне на средно износено колело на вагон с номинален диаметър 0,92 m.

Съгласно Нормите [4, 6] ресурса на лагера, изчислен в километри по формула (15), трябва да бъде най-малко 1,5 милиона km за товарни вагони.

Ресурсът на търкалящите лагери в часове работа L_{10h} , h се изчислява по формулата:

$$(16) L_{10h} = 10^6 \cdot L_{10} / (60n),$$

За да се определи честотата на въртене на вътрешния пръстен на буксовия лагер на товарен вагон, е необходимо да се зададе стойността на средната скорост на движение.

6. ИЗЧИСЛЯВАНЕ НА ДИНАМИЧНОТО НАТОВАРВАНЕ НА БУКСОВИЯ ЛАГЕР

Ресурса на лагера се определя въз основа на динамично натоварване. Динамичното натоварване на радиалните лагери е постоянното радиално натоварване, което група от еднакви лагери с фиксиран външен пръстен може да издържи в течение на проектен ресурс от 1 милион оборота на вътрешния пръстен.

Динамичната товароносимост C_r , N, за буксовия радиален ролков лагер с полиамиден сепаратор се определя по формулата:

$$(17) C_r = f_c (i_{eff} \cos \chi)^{7/9} z^{3/4} D_T^{29/27},$$

където f_c е коефициент зависещ от геометрията на лагерните детайли, който се определя в зависимост от отношението $D_k \cos \chi / d_m$; $d_m = 190 \text{ mm}$ е диаметърът на окръжността, преминаваща през центровете на търкалящите тела; $D_T = 32 \text{ mm}$ - диаметър на търкалящия елемент (ролката), тогава $D_T^{29/27} = 41,654$; $\chi = 0$ - номинален контактен ъгъл, тогава $D_k \cos \chi / d_m \approx 0,17$, а $f_c = 7,95$; i - брой редове търкалящи тела в лагера; $l_{eff} = 50 \text{ mm}$ - действителната дължина на контакта между ролката и пръстена, $(i_{eff} \cos \chi)^{7/9} = 50^{7/9} = 20,96$; $z = 15$ е броят на търкалящите елементи в лагера, $z^{3/4} = 7,62$, тогава $C_r = 7,95 \cdot 20,96 \cdot 7,62 \cdot 41,654 = 52889,58 \text{ kgf} \approx 528896 \text{ N}$.

7. ИЗЧИСЛЯВАНЕ НА ЕКВИВАЛЕНТНОТО НАТОВАРВАНЕ НА БУКСОВ ЛАГЕР

В общия случай, всички сили, действащи върху лагера, водят до еквивалентна сила, определяна по формулата:

$$(18) P_u = (XV F_r + Y F_a) K_T K_B,$$

където X , Y са съответно коефициентите на радиалните и аксиалните (действащи по оста на лагера) натоварвания; V е коефициентът на въртене (когато вътрешният пръстен се върти спрямо товара, $V = 1$, а когато външният пръстен се върти спрямо товара, $V = 1,2$); K_T - температурен коефициент, за буксови лагери на вагони $K_T = 1$ [4, 5, 6]; K_B - коефициент на безопасност (динамичен), за товарни вагони се приема равен на 1,4.

Цилиндричните ролкови лагери, прилагани в стандартните букси, се изчисляват само за радиални натоварвания, те не са проектирани да поемат аксиални натоварвания. Следователно, когато се определя еквивалентното натоварване за тях, се използва формулата:

$$(19) P_u = F_r K_T K_B.$$

За да се определи еквивалентното натоварване на лагера, е необходимо да се намалят променливите сили до средни постоянни стойности. Като цяло еквивалентният товар F , kN, се определя по формулата:

$$(20) F = \sqrt[3,33]{p_1 F_1^{3,33} + p_2 F_2^{3,33} + \dots + p_i F_i^{3,33}},$$

където $p_1, p_2 \dots p_i$ - повторяемост на товарите $F_1, F_2, \dots F_i$ в части от единица.

Примерно за определянето на еквивалентното радиално натоварване F_r върху буксовия лагер се приема формата:

$$(21) F_r = \sqrt[3,33]{p_{нат} F_{гнат}^{3,33} + p_{пр} F_{гпр}^{3,33}},$$

където $p_{нат} = 0,7$ е делът на пробега на натоварения вагон, $p_{пр} = 0,3$ е делът на пробега на празния вагон, $F_{гнат}$, $F_{гпр}$ са статичните вертикални натоварвания върху лагера съответно в натоварено и празно състояние, kN.

Ако приемем, че вертикалното натоварване е равномерно разпределено между предните и задните лагери, $F_{гнат}$, $F_{гпр}$ се определят чрез разделяне на стойностите P_6 , $P_{6пр}$, изчислени по формули (2) и (3), на броя на лагерите в буксата [6].

Например, ако натоварването на оста е 235 kN и тарата на вагона е 250 kN, натоварванията $F_{гнат}$, $F_{гпр}$ върху лагера са съответно 55,7 kN и 11,33 kN, тогава:

- еквивалентното радиално натоварване F_r по формула (21) е 50,07 kN;
- еквивалентен товар P_u по формула (19) - 70,1 kN;
- базов изчислителен ресурс на буксовия лагер: L_{10} по формула (14) - 842,38 милиона об/min; L_{10s} по формула (15) - 2,38 милиона km и L_{10h} при скорост 80 km/h по формула (16) - 29774 h.

8. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Буксите и монтираните в тях търкалящи лагери в голяма степен определят експлоатационните показатели на подвижния състав. В статията са анализирани факторите, влияещи за възникване на неизправности по елементите на буксовите ролковите лагери. Определени са натоварванията, действащи върху елементите на стандартна букса на товарна талига тип Y25 за натоварване 23,5 t/ос. Определя се допустимото хоризонтално натоварване върху радиален ролков лагер. Изчислява се динамичното и еквивалентното натоварване на буксовия лагер и се определя ресурса на буксов лагер на товарна талига тип Y25, в експлоатация на Българските държавни железници.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] „Интегрирана транспортна стратегия в периода до 2030 г.” <https://www.mtc.government.bg/bg/category/42/integrirana-transportna-strategiya-v-perioda-do-2030-g>
- [2] Статистика и отчети на Холдинг БДЖ, <https://abzp.eu/документи/отчети/>
- [3] The Compact TBU, a new concept in axlebox bearing units, <https://evolution.skf.com/the-compact-tbu-a-new-concept-in-axlebox-bearing-units/>
- [4] Паскалев Л. Изследване на експлоатационните параметри на буксови ролкови лагери на подвижен железопътен състав, дис. труд, ВТУ Т. Каблешков, София, 2021
- [5] Вершинский С. В. Динамика вагона, М., Транспорт, 1978
- [6] ГОСТ 18855-94 Подшипники качения, 1997

LOADS AND RESOURCE OF AXLE BEARING OF A Y25 - TYPE FREIGHT WAGON BOGIE, IN OPERATION IN BULGARIAN STATE RAILWAYS

Vanio Ralev, Ludmil Paskalev

ralev.vanio05@gmail.com, lyudmil_paskalev@abv.bg

*Todor Kableshkov University of Transport,
Sofia, Geo Milev Str. 158,
BULGARIA*

Abstract: *One of the main tasks facing the rolling stock of the Bulgarian State Railways is to increase the operational reliability. The goal is to ensure the safety of train movement, improve operational performance, increase the axle load and speed of movement. Increasing the economic efficiency in the operation of the rolling stock can be achieved by using the method of replacing and repairing the units and aggregates according to their actual technical condition. This method will allow the relevant units and aggregates to continue to be in operation after the expiration of their specified resource, taking into account their real technical condition. The axle boxes and the rolling bearings installed in them largely determine the operational performance of the rolling stock. It is known that their failures in operation lead to emergency situations. The technical condition of the bearings in a given unit depends on many factors characterizing the quality of their manufacture, their normal lubrication, the conditions and mode of operation. There is a need to analyze the factors influencing the occurrence of malfunctions in the elements of the axle box roller bearings. This article determines the loads acting on the elements of a standard freight wagon axle box. The permissible horizontal load on a radial roller bearing is determined. The dynamic and equivalent load of an axle box bearing is calculated and the resource of an axle box bearing of a freight wagon type Y25, in operation of the Bulgarian State Railways, is determined.*

Key words: *Rolling stock, freight car, axle box.*