

О.В. ОРОБИНСКИЙ, Н.А. АКСЬОНОВА, В.М. ПЕТУХОВ

МЕТОДИКИ ОЦІНЮВАННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ ГОЛЧАСТОГО ПІДШИПНИКА ПОРШНЕВОЇ ГОЛІВКИ ШАТУНА ТРАНСПОРТНОГО ДИЗЕЛЯ

Представлені результати експериментального дослідження та аналітичних оціночних розрахунків для перевірки загального строку служби та підвищення довговічності голчастого підшипника поршневої голівки шатуна транспортного дизеля. Встановлені первісні причини порушення номінальної роботи основних вузлів даного механізму. Надані відповідні рекомендації для проведення прискорених випробувань на довговічність, зменшення теплових навантажень при роботі підшипника та, як наслідок, підвищення якості служби всієї поршневої групи. Пропонуються теоретична та експериментальна методики визначення номінальної довговічності голчастого підшипника поршневої голівки шатуна транспортного дизеля. Теоретична методика дозволяє отримати достовірні величини довговічності з урахуванням розподілення загального робочого навантаження по тілам кочення, а також рухомості поршневого пальця та втулки. Проведені розрахунки надають можливість скорегувати та уточнити стандартну математичну модель визначення номінальної довговічності голчастого підшипника поршневої голівки шатуна в залежності від розподілення навантажень на тіла кочення (ролики) при різних робочих режимах. Експериментальна методика з коефіцієнтом прискореності $K=10$ будується на двократному збільшенні силового впливу на елементи голчастого підшипника поршневої голівки шатуна. Цього було досягнено збіркою підшипника за спеціальною технологією, що описана в роботі. Встановлено суттєве зниження теплового впливу та зменшення радіальних навантажень на робочі ролики. Для забезпечення штатної подачі мастила в підшипник при роботі двигуна, розроблена методика звеличення навантаження на ролик в зоні контакту, що очевидно впливає на довговічність і дозволяє провести прискорені випробування із достовірним виходом. Результати експлуатаційних випробувань та досвід конструкторських робіт корелюють між собою та достатньо пояснюються розробленими методиками, що дозволяє їх використовувати для удосконалення, а також модернізації шатунів з голчастими підшипниками в поршневої голівки шатуна.

Ключові слова: дизель, методика випробувань, голчастий підшипник, ролики, поршнева голівка шатуна, довговічність.

Представлены результаты экспериментального исследования и аналитических оценочных расчётов для проверки общего срока службы и повышения долговечности игольчатого подшипника поршневой головки шатуна транспортного дизеля. Установлены первоначальные причины нарушения номинальной работы основных узлов данного механизма. Даны соответствующие рекомендации для проведения ускоренных испытаний на долговечность, уменьшения тепловых нагрузок при работе подшипника и, как следствие, повышения качества службы всей поршневой группы. Предлагаются теоретическая и экспериментальная методики определения номинальной долговечности игольчатого подшипника поршневой головки шатуна транспортного дизеля. Теоретическая методика позволяет получить достоверные величины долговечности с учётом распределения общей рабочей нагрузки по телам качения, а также подвижности поршневого пальца и втулки. Проведённые расчёты предоставляют возможность скорректировать и уточнить стандартную математическую модель определения номинальной долговечности игольчатого подшипника поршневой головки шатуна в зависимости от распределения нагрузок на тела качения (ролики) при различных рабочих режимах. Экспериментальная методика с коэффициентом ускоренности $K=10$ строится на двукратном увеличении силового воздействия на элементы игольчатого подшипника поршневой головки шатуна. Это было достигнуто сборкой подшипника по специальной технологии, описанной в работе. Установлено существенное снижение теплового воздействия и уменьшение радиальных нагрузок на рабочие ролики. Для обеспечения штатной подачи смазки в подшипник при работе двигателя, разработана методика увеличения нагрузки на ролик в зоне контакта, что очевидно влияет на долговечность и позволяет провести ускоренные испытания с достоверным выходом. Результаты эксплуатационных испытаний и опыт конструкторских работ коррелируют между собой и достаточно объясняются разработанными методиками, что позволяет их использовать для усовершенствования, а также модернизации шатунів с игольчатыми подшипниками в поршневой головке шатуна.

Ключевые слова: дизель, методика испытаний, игольчатый подшипник, ролики, поршневая головка шатуна, долговечность.

The article presents the results of an experimental study and analytical evaluation calculations to check service life and increase durability of the needle bearing of piston head of connecting rod of a transport diesel engine. The primary reasons for the violation of the nominal operation of the main units of this mechanism have been established. Corresponding recommendations are proposed for carrying out accelerated tests for durability, reducing the thermal loads of the bearing operation and, as a consequence, improving the quality and service life of its entire piston group. Theoretical and experimental methods for determining the nominal life of the needle bearing of the piston head of the connecting rod (PHCR) of a transport diesel engine are proposed. The theoretical methodology allows obtaining reliable values of durability, taking into account the distribution of the working load over the rolling elements, as well as the mobility of the piston pin and sleeve. The performed calculations make it possible to correct and clarify the standard mathematical model for determining the nominal life of the PHCR needle bearing, depending on the distribution of loads on the rolling elements (rollers) under different operating conditions. This experimental technique with an acceleration factor of 10 is based on a twofold increase in the force effect on the elements of the PHCR needle bearing. This was achieved by assembling the bearing using a special technology, which is described in detail in the work. A significant decrease in the thermal effect and a decrease in radial loads on working rollers have been established. For ensure the regular oil supply into bearing during engine operation, a technique was developed to increase the load on the roller in contact zone, which significantly influenced durability and made it possible to conduct accelerated tests with a reliable yield. Its results of operational research and experience in design work correlate and are sufficiently explained by the developed methods, which allows them to be used for the improvement and modernization of connecting rods with needle bearings in PHCR. That is a permission to use these methodic for doing perfect and modern the needle bearing of the connecting-rod piston.

Keywords: diesel, test procedure, needle bearing, rollers, piston head of the connecting rod, durability.

Вступ. Експлуатація, випробування та дослідницькі розробки з оснащення засобів транспорту дизелем БДН визначили доцільним подальше підвищення ресурсу його найбільш відповідальних вузлів. Під час роботи виникає високий рівень тепло-механічного напруження поршневої групи дизеля. Міркування та конструкторські розрахунки [1 - 5] з цього приводу

привели до використання в поршневій голівці шатуна (ПГШ) голчастого підшипника. Враховуючи, що ушкодження підшипника ПГШ стає причиною відмови двигуна в цілому [6 - 8], великої актуальності набуває розробка достовірних методик визначення його довговічності.

Аналіз останніх досліджень. Голчасті підшипники застосовуються у багатьох галузях промисловості, у різних механізмах, вузлах та агрегатах. До основних напрямків діяльності, у яких задіяні голчасті роликові підшипники можна віднести сільське господарство, важке машинобудування, будівництво, що свідчить про їх надійність та витривалість [9 - 10].

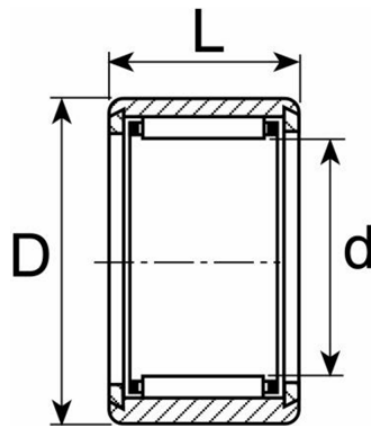


Рис. 1 – Схема та вигляд голчастого підшипника в перерізі

Голчасті підшипники найчастіше виготовляються по безсепараторній схемі, тому вони демонструють стабільну роботу під час значних радіальних навантажень, практично нечутливі до різких та потужних навантажень.

Огляд літературних джерел [11 - 14] дозволяє систематизувати теоретичні розрахунки та методики проведення випробувань на довговічність поршневої голівки шатуна (ПГШ) та транспортного дизеля. Аналіз результатів джерел [15 - 16] зосереджує увагу на тому факті, що експлуатаційні випробування повного циклу потребують багато часу та часто приводять до повного руйнування елементів ПГШ в цілому. Дані висновки і обумовили зацікавленість в подальших випробуваннях.

Формулювання мети дослідження. Метою досліджень, наведених в роботі створення прискорених методик для оцінювання довговічності голчастого підшипника ПГШ, удосконалення розрахунків та експериментальних результатів досліджень довговічності при різних експлуатаційних циклах та надання відповідних практичних рекомендацій.

Методичний підхід в проведенні досліджень. Розглядаючи конструкцію ПГШ двохтактного дизеля БДН з нестандартним дворядним голчастим підшипником, проведено порівняльні розрахунки номінальної довговічності L голчастого підшипника, який здійснює качальний та обертальний рухи. В загальну формулу внесено додатки, які виявлені в залежності від різних швидкісних та вантажних режимів. Різниця в кількості циклів навантаження робочих поверхонь найбільш ушкоджених елементів голчастого підшипника, який здійснює обертальний

Конструкція радіальних голчастих підшипників кардинально відрізняється від стандартної схеми кулькових підшипників (див. рис. 1). Оригінальність конструкції полягає у тому, що довжина ролика більше його діаметру у декілька разів.

рух з нерухомим зовнішнім кільцем та качальний з рухомими втулкою, пальцем та роликками враховується відповідним коефіцієнтом. Проведено три випробування дизеля кожне тривалістю 100 годин. В результаті, голчасті ролики шістьох підшипників отримали розвинуте пошкодження робочих поверхонь, аналогічне експлуатаційному. Аналізуючи отримане, розроблена розрахункова методика і методика прискорених випробувань голчастого підшипника ПГШ, які мають достатню кореляцію результатів. Двократне збільшення навантаження на тіла кочення забезпечує достатній коефіцієнт ($K=10$) прискореності випробувань.

Результати досліджень. Конструкцію ПГШ двохтактного дизеля БДН з нестандартним дворядним голчастим підшипником надано в роботі [1].

Слід відмітити, що шатун здійснює качальний рух навкруги пальця з амплітудою $\beta = 0,29$ рад (відповідно 17°), палець має можливість повертатись у поршні, а втулка - проковзувати відносно голівки шатуна.

1. В роботі [2] для розрахунку номінальної довговічності L голчастого підшипника, який здійснює качальний рух, пропонується рівняння:

$$L = \frac{0,1z}{nT} \left(\frac{C}{R} \right)^{3,33}; C = 250i^{7/9} d_1(l - 0,4d), \quad (1)$$

де z – кількість роликів в одному ряді;
 n – число повних качань валу підшипника за хвилину;
 C – динамічна вантажопідйомність підшипника;
 R – еквівалентне динамічне навантаження;
 i – число рядів тіл кочення;
 d_1 – внутрішній діаметр підшипника;

l, d – відповідно довжина та діаметр ролика;
 T – коефіцієнт, який визначається співвідношенням величини кута β та мінімального кута обертання підшипника $\tau = 2 \frac{2\pi}{z}$, необхідного для повторного навантаження точок робочих поверхонь бігових доріжок.

Враховуючи, що експлуатація підшипника відбувається на різних швидкісних та вантажних режимах, значення n і R рекомендовано визначати за рівняннями лінійної теорії накопичення пошкоджень:

$$n = \sum_{j=1}^m n_j \frac{q_j}{100}; R = \left(\sum_{j=1}^m R_j^{3,33} \frac{q_j n_j}{100 n} \right)^{0,3}, \quad (2)$$

де q_j, n_j, R_j – відповідно відносна тривалість, число обертів валу за хвилину та середнє навантаження на j -му режимі;

m – число режимів.

Номинальна довговічність підшипника ПГШ дизеля БДН, що обчислена за формулою (1) з урахування співвідношення (2) складає 62 години. Але його експлуатаційні наробітки більш ніж в 20 разів перевищують отриману розрахункову оцінку довговічності. Таким чином, методика [2] не надає достатньо достовірного значення номінальної довговічності голчастого підшипника ПГШ.

В роботі [3] для визначення номінальної довговічності L_0 голчастого підшипника, вал якого здійснює обертальний рух, а зовнішнє кільце нерухоме, запропоновано рівняння:

$$L_0 = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{R} \right)^{3,33}; C = f_c (il)^{7/9} z^{3/4} d^{29/27} \quad (3)$$

Амплітуда кута качання підшипника ПГШ дизеля БДН задовольняє нерівності:

$$\beta > \frac{2\pi d_1 + d}{z d_1}, \quad (4)$$

а тому, умови змащення та механізм накопичення пошкоджень поверхонь його елементів при коливальному та обертальному русі еквівалентні [2].

Приймемо за основу розрахунку номінальної довговічності голчастого підшипника ПГШ формули (3) та преобразимо їх відповідно до різниці у навантаженні його елементів та елементів голчастого підшипника, вал якого здійснює обертальний рух, а зовнішнє кільце нерухоме.

2. За одне повне обертання валу підшипника з нерухомим зовнішнім кільцем кожна точка робочих поверхонь (в середньому за повний ресурс) випробує наступне число циклів навантаження:

$$n_1 = \frac{\varphi}{\tau}, n_2 = \frac{2\pi}{\tau}, n_3 = \frac{\varphi}{\tau^*}, \quad (5)$$

для валу (поршневого пальця), зовнішнього кільця (втулки), голчастого ролика, відповідно.

Тут φ – кут дуги зони контакту роликів з валом та зовнішнім кільцем при наявності радіального навантаження R , який дорівнює для підшипника ПГШ 120⁰

$\left(\frac{2}{3} \pi \right)$ [1]; $\tau^* = \frac{2\pi d}{d_1} = \frac{2\pi^2}{z} (1 + d/d_1)$ – мінімальний

кут, на який необхідно повернути вал для повного оберту ролика.

Формула для n_3 отримана, у припущенні, що ролик рухається без ковзання, повторюючи своє положення в підшипнику, практично, за два обороту валу, та контактує як з валом, так і з зовнішнім кільцем. Для розглянутої конструкції підшипника $n_1 = 8,33$; $n_2 = 25$; $n_3 = 5$. Таким чином, найбільш ушкодженим елементом голчастого підшипника, вал якого здійснює обертальний рух, є нерухоме зовнішнє кільце.

За одне обертання колінчастого валу підшипник ПГШ здійснює кутове переміщення з шатуном, яке дорівнює 4β , а кожна точка робочих поверхонь (в середньому за повний ресурс) випробує цикли навантаження (без врахування вказаної вище рухомості поршневого пальця та втулки):

$$\bar{k}_1 = 4\beta/\tau; \bar{k}_2 = 4\beta/\tau; \bar{k}_3 = 4\beta/\tau^{**}, \quad (6)$$

для поршневого пальця (вала), втулки (зовнішнього кільця), голчастого ролика, відповідно.

Тут $\tau^{**} = \frac{2\pi d}{d_2} = \frac{2\pi^2}{z} (1 - d/d_2)$ – мінімальний кут

руху шатуна, необхідний для повного оберту ролика, d_2 – зовнішній діаметр підшипника.

З урахуванням можливості орієнтованого зміщення поршневого пальця, втулки та голчастих роликів в процесі роботи підшипника, формули (6) набувають вигляду:

$$k_j = \frac{\varphi}{2\pi} \bar{k}_j, (j=1, \dots, 3). \quad (7)$$

Для голчастого підшипника ПГШ значення k_j відповідають значенням: $k_1 = 1,57$; $k_2 = 1,57$; $k_3 = 2,16$.

Таким чином, найбільш ушкодженими елементами голчастого підшипника ПГШ з рухомих пальцем, втулкою та роликками є голчасті ролики, що водночас підтверджується досвідом експлуатації дизеля.

Різниця в кількості циклів навантаження робочих поверхонь найбільш ушкоджених елементів голчастого підшипника, який здійснює обертальний рух з нерухомим зовнішнім кільцем та коливальний з рухомими втулкою, пальцем та роликками враховується коефіцієнтом:

$$s = \frac{n_2}{k_2} = \frac{\pi^3}{4\varphi\beta} (1 - d/d_2). \quad (8)$$

Суттєва різниця значень d та d_2 для голчастих підшипників вказує на слабку залежність коефіцієнта s від діаметру d .

Порівняємо контактне навантаження елементів голчастого підшипника в співставлених варіантах. Розподілення радіального навантаження по тілах кочення голчастого підшипника, встановленого в жорсткому корпусі, підлягає закону:

$$q = \frac{4,08}{iz} R (\cos \varphi)^{1,1}; |\varphi| < \pi/2, \quad (9)$$

де значення кута φ відповідають положенням навантажених роликів.

Позначимо за \bar{q} величину навантаження при рівномірному розподіленні R по тілам кочення.

Значення \bar{q} визначається за формулою:

$$\bar{q} = \frac{\pi R}{iz}; |\varphi| < \frac{\pi}{2}. \quad (10)$$

Враховуючи формулу (10), формула (9) набуває вигляд:

$$q = \frac{4,08}{\pi} \bar{q} (\cos \varphi)^{1,1}; |\varphi| < \frac{\pi}{2}, \quad (11)$$

Очевидно, що довговічність голчастого підшипника з нерухомим зовнішнім кільцем визначається максимумом q , який складає:

$$q^* = \max q = \frac{4,08}{\pi} \bar{q} \quad (12)$$

Розподілення радіального навантаження R по тілам кочення в голчастому підшипнику ПГШ було досліджено в роботі [1]. Значення навантаження q , що діє на ролики, приведено в таблиці 1.

Найбільш слабкими елементами голчастого підшипника ПГШ є ролики. Кожний з них, перебуваючи в зоні φ , відчуває весь спектр навантаження, наведений в таблиці 1.

де $z_1 \approx \frac{\varphi}{2\pi} z$ – число навантажених роликів в підшипнику.

Таблиця 1 – Розподілення навантаження між голчастими роликами в підшипнику ПГШ дизеля 6ДН.

φ , рад	0	0,12	0,25	0,38	0,5	0,63	0,75	0,88	1,0	1,13
$\frac{q}{q^*}$	0,79	0,89	1,37	1,51	1,49	1,26	0,89	0,51	0,24	0,08

Тоді, еквівалентне за пошкодженням навантаження, відповідно лінійної теорії накопичення пошкоджень, складає:

$$q^{**} = \left(\frac{1}{z_1} \sum_{j=1}^{z_1} q^{3,33}(\varphi_j) \right)^{0,3}, \quad (13)$$

де $z_1 \approx \frac{\varphi}{2\pi} z$ – число навантажених роликів в підшипнику.

За результатом розрахунків $q^{**} = \bar{q} \left(\frac{1}{z_1} \cdot 28,8 \right)^{0,3}$.

Тоді введемо коефіцієнт $f = \frac{q^{**}}{q^*} = 0,92$, який враховує різницю в контактному навантаженні найбільш ушкоджених елементів голчастого підшипника в двох співставлених варіантах і корегує величину приведеного навантаження \bar{R}

$$\bar{R}_f = f \bar{R}. \quad (14)$$

Таким чином, розрахункову номінальну довговічність голчастого підшипника ПГШ треба визначати за формулою:

$$L = s_j^{-3,33} L_0, \quad (15)$$

де L_0 знаходиться згідно з формулою (3).

Номінальна довговічність розглянутого голчастого підшипника ПГШ, що визначена за формулою (15), складає 1100 годин і близька до реальних напрацювань підшипника в експлуатації.

Оцінимо довговічність \bar{L} голчастого підшипника ПГШ, в якому втулка встановлена в шатун з натягом, тобто позбавлена рухомості. В цьому випадку найбільш ушкодженим елементом є втулка. Тоді, величини коефіцієнтів \bar{s} і \bar{f} визначаються із рівнянь

$$\bar{s} = \frac{n_2}{k_2} = 5,29, \quad \bar{f} = \frac{q^{**}}{q^*} = 1,16.$$

Тут за величину q^{**} обирається максимальне значення навантаження на ролик в підшипнику (таблиця 1). Тоді довговічність голчастого підшипника з запресованою втулкою дорівнює $\bar{L} = \frac{\bar{s}}{s} \left(\frac{\bar{f}}{f} \right)^{-3,33} L$, що в

приблизно в 4,5 рази менше довговічності голчастого підшипника з усіма рухомими елементами.

3. Отримана вище теоретична оцінка довговічності голчастого підшипника ПГШ дає достатньо задовольняючі результати на стадії проектування дизеля. Однак, удосконалення дизеля потребує експериментальних методик порівняння варіантів конструкції підшипника ПГШ. Однією з таких ефективних методик треба вважати прискорену оцінку довговічності.

Відома методика випробувань голчастих підшипників шатуна[4], у якій скорочення строків отримання результатів досягається зменшенням кількості мастила, підведеного до підшипників. Досвід удосконалення дизеля свідчить, що зменшення прокачки мастила через підшипник ПГШ на 30 % приводить до суттєвих якісних змін в його роботі, які викликані перевищенням робочих температур рівня температури відпуску традиційних підшипникових сталей (більше 200⁰ С). Тому, в якості фактора прискорюючого процес випробування, обирається механічне навантаження, а решта умов (температура, змащування і т.і.) зберігаються незмінними. Досягнути потрібного значення механічного навантаження ПГШ досить нетривіальна задача. Так збільшення силового навантаження підшипника ПГШ за рахунок форсування дизеля не є доцільним з наступних причин: форсування можливе на незначний рівень порівняно з первинним станом; воно може привести до відмови іншого елемента конструкції.

Двократне збільшення силового впливу на елементи ПГШ досягнуто оригінальним способом: збірка голчастого підшипника відбувається за спеціальною технологією, при якій в підшипник через

один встановлюються штатні ролики та ролики зменшеного діаметра (рис. 2).

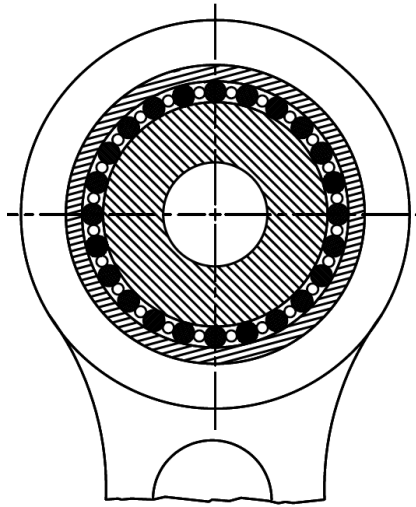


Рис.2 – Спрощена конструкція вузла ПГШ з удосконаленим голчастим підшипником

Розмір штатних роликів 3 мм, а зменшених відрізняється на 30 мкм (на рис. 2 ролики різних діаметрів зображені темним та світлим). Зменшені ролики отримують більшу кількість мастила і є ненавантаженими. Таким чином, кількість роликів, що тримають навантаження, зменшується в 2 рази. При цьому закон розподілення навантаження по роликам, який визначається співвідношенням жорсткостей поршневого пальця та власно ПГШ, не змінюється.

Проведено три випробування дизеля кожне тривалістю 100 годин. В результаті, голчасті ролики шістьох підшипників отримали розвинуте пошкодження робочих поверхонь, аналогічне експлуатаційному. Після кожного випробування дизель збирали з новими підшипниками (всього 36 підшипників). Частина незруйнованих підшипників складала 84 %.

Номінальною довговічністю підшипника кочення вважається довговічність для 90 % підшипників випробуваної партії. Тобто, напрацювання в 100 годин голчастого підшипника ПГШ з подвоєним контактним навантаженням його елементів повинна наближуватись до його номінальної довговічності [14]. В результаті розрахунків за формулами (3), (15), номінальна довговічність L підшипника ПГШ, який працює з подвоєним механічним навантаженням, складала 110 годин (величина R в розрахунках). Таким чином, розроблена розрахункова методика і методика прискорених випробувань голчастого підшипника ПГШ мають достатню кореляцію результатів. Двократне збільшення навантаження на тіла кочення забезпечує коефіцієнт прискореності випробувань $K = 2^{10/3} = 10$.

Результати експлуатаційних випробувань та досвід конструкторських робіт достатньо пояснюються розробленими методиками, що дозволяє

їх використовувати для удосконалення і модернізації шатунів з голчастими підшипниками в ПГШ.

Практичні рекомендації. Встановлені умови для проведення прискорених методик (теоретичної та експериментальної) для оцінювання довговічності голчастого підшипника ПГШ. Складені відповідні розрахункові математичні моделі з коефіцієнтами, які враховують різні умови навантажень, циклів роботи та склад елементів робочої групи ПГШ. Рекомендується для прискорених випробувань підшипників оригінальної зборки зі стандартними та зменшеними роликами.

Висновки.1. Проведено порівняльний аналіз розрахункових та експериментальних результатів оцінки довговічності голчастого підшипника ПГШ. Встановлена достовірна кореляція отриманих даних.

2. З метою підвищення якості показників роботи під час проведення конструкторських досліджень елементів ПГШ розроблені прискорені методики.

3. Запропонована модель удосконалення конструкції голчастого підшипника, що дозволяє зміною розподілу навантаження на ролики, суттєво прискорити процес випробувань.

Список літератури

1. Блох М. В. Контактная нагруженность игольчатого подшипника верхней головки шатуна быстрогоходного двухтактного дизеля / М. В. Блох, С.А.Нехорошев, А. В. Оробинский, В. А. Потиченко // Проблемы прочности. – 1985. - № 6. – С. 16 - 20.
2. Бейзельман Р.Д. Подшипники качения / Р. Д. Бейзельман, Б. В. Цыпкин, Л. Я. Перель // М.: Машиностроение, 1967. – 563 с.
3. Бейзельман Р.Д. Подшипники качения / Р. Д. Бейзельман, Б. В. Цыпкин, Л. Я. Перель // М.: Машиностроение, 1976. – 576 с.
4. Джонсон К. Механика контактного взаимодействия / К. Джонсон. – М.: Мир, 1989. – 510 с.
5. Endress A. Nadellager in Zweitaktmotoren / Konstruktion, 1972. - 24. - № 3. - pp. 100 - 103.
6. AleksandarVencl, AleksandarRac Diesel engine crankshaft journal bearings failures. Case study / Engineering Failure Analysis Volume 44, September 2014, Pages 217-228
7. Vikas Radhakrishna, Deulgaonkar Nupoor Ingolikar, AtharvaBorkar, Sagar Ghute, Neha Awate Failure analysis of diesel engine piston in transport utility vehicles / Engineering Failure Analysis Volume 120, February 2021, 105008 <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2020.105008>
8. LucjanWitek, PawelZepek Stress and failure analysis of the connecting rod of diesel engine / Engineering Failure Analysis. Volume 97, March 2019, Pages 374-382. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2019.01.004>
9. Catalogue SKF Needle roller bearings-EN – Режим доступу : https://www.skf.com/binaries/pub12/Images/0901d196803e7d9e-Catalogue---Needle-roller-bearings-06003-EN_tcm_12-271146.pdf – Дата звертання : 1 листопада 2021.
10. Catalogue NSK Needle Roller Bearings CAT. No. E1419c 2007 E-11 – Режим доступу: <https://www.nsk.com/common/data/ctrpPdf/e1419c.pdf> – Дата звертання: 3 листопада 2021.
11. Baubet, Yannick, et al. "Rolling Elements Assessment on Crankshaft Main Bearings of Light Duty Diesel Engine." SAE International Journal of Engines, vol. 7, no. 3, SAE International, 2014, pp. 1401–1413.
12. M.A.Rezvani, D. Javanmardi, P.Mostaghim Diagnosis of EMD645 diesel engine connection rod failure through modal testing and finite element modeling / Engineering Failure Analysis Volume 92, October 2018, Pages 50-60 <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2018.05.005>
13. Shah T.; Karnik A.; Narayanan B. An analytic approach to monitor main bearing health / Life Cycle Reliab. Safety Eng. 2019, 15, 1–6.

14. *Оробинский А.В.* Ускоренные испытания на долговечность втулки игольчатого подшипника поршневой головки шатуна / *А.В.Оробинский, В.М. Петухов, Н.А. Аксенова, Е.В. Надтока* // Вісник НТУ «ХПІ». Збірник наукових праць. Серія: Динаміка і міцність машин. Харків: НТУ «ХПІ», 2019. – № 1. С. 51-54.
15. *Суркин В. И.* Условия работы подшипников поршневого пальца тракторного дизеля ЧВН 15/16 / *В. И. Суркин, Х.М. Ниязов* // Двигателестроение. – 1988. – № 12. – С. 50-52.
16. *Praca, Mario S., et al.* “New Polymeric Coating on Sputtered Bearings for Heavy Duty Diesel Engines.” SAE International Journal of Engines, vol. 6, no. 1, SAE International, 2013, pp. 623–28.
8. *LucjanWitek, PawelZepek* *Stress and failure analysis of the connecting rod of diesel engine* / Engineering Failure Analysis. Volume 97, March 2019, Pages 374-382. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2019.01.004>
9. *Catalogue SKF Needle roller bearings-EN.* Available at: [https://www.skf.com/binaries/pub12/Images/0901d196803e7d9e-Catalogue---Needle-roller-bearings-06003-EN_tcm_12-271146.pdf/](https://www.skf.com/binaries/pub12/Images/0901d196803e7d9e-Catalogue---Needle-roller-bearings-06003-EN_tcm_12-271146.pdf) (accessed 01.11.2021).
10. *Catalogue NSK Needle Roller Bearings CAT. No. E1419c 2007 E-11.* Available at: <https://www.nsk.com/common/data/ctrGPdf/e1419c.pdf> –(accessed 03.11. 2021).
11. *Baubet, Yannick, et al.* “Rolling Elements Assessment on Crankshaft Main Bearings of Light Duty Diesel Engine.” SAE International Journal of Engines, vol. 7, no. 3, SAE International, 2014, pp. 1401–1413.
12. *M.A.Rezvani, D. Javanmardi, P.Mostaghim* *Diagnosis of EMD645 diesel engine connection rod failure through modal testing and finite element modeling* / Engineering Failure Analysis Volume 92, October 2018, pp. 50-60 <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2018.05.005>
13. *Shah T.; Karnik A.; Narayanan B.* *An analytic approach to monitor main bearing health* [Life Cycle Reliab]. Safety Eng. 2019, 15, 1–6.
14. *Orobinskiy A.V., Petukhov V.M., Akseanova N.A., E.V. Nadтока* *Uskorennye ispytaniya na dolgovechnost' vtulki igol'chatogo podshpivnika porshnevoy golovki shatuna* // [Visnik NTU «KhPI»]. Zbirnik naukovikh prats'. Seriya: Dinamika i mitsnist' mashin. Kharkiv: NTU «KhPI», 2019. –no.1, pp. 51-54.
15. *Surkin V. I., Niyazov Kh.M.* *Usloviya raboty podshpivnikov porshnevogo pal'tsa traktornogo dizelya ChVN 15/16* [Dvigatelistroenie].1988, no.12, pp. 50-52.
16. *Praca, Mario S., et al.* “New Polymeric Coating on Sputtered Bearings for Heavy Duty Diesel Engines”. [SAE International Journal of Engines], vol. 6, no. 1, SAE International, 2013, pp. 623–28.

Надійшла (received) 22.11.2021

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Оробинський Олександр Васильович (Orobinsky Alexandr Vasilyevich) – кандидат технічних наук, Український державний університет залізничного транспорту, доцент кафедри механіки і проектування машин; тел.: (057) 730-10-52; e-mail: naavoneska@gmail.com.
ORCID: 0000-0001-9624-2730

Аксенова Наталія Анатоліївна (Aksenova Natalya Anatolyevna) – кандидат фізико-математичних наук, Український державний університет залізничного транспорту, доцент кафедри механіки і проектування машин; тел.: (057) 730-10-52; e-mail: naavoneska@gmail.com.
ORCID: 0000-0001-8194-836X

Петухов Вадим Михайлович (Petukhov Vadim Mykhaylovych) – кандидат технічних наук, Український державний університет залізничного транспорту, доцент кафедри вагонів; тел.: (057) 730-10-35; e-mail: hiitwagen@gmail.com.
ORCID: 0000-0003-4781-9956