

Оробінський О.В.,  
Петухов В.М.,  
Аксьонова Н.А.

Український державний університет  
залізничного транспорту,  
E-mail: naavoneska@gmail.com

**МЕТОДИКИ ОЦІНЮВАННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ  
ГОЛЧАСТОГО ПІДШИПНИКА ПОРШНЕВОЇ  
ГОЛІВКИ ШАТУНА ТРАНСПОРТНОГО ДИЗЕЛЯ**

УДК 621.43-233.2

*Оробінський О.В., Петухов В.М., Аксьонова Н.А. «Методики оцінювання довговічності голчастого підшипника поршневої голівки шатуна транспортного дизеля»*

*В статті представлені результати експериментального дослідження та аналітичних оціночних розрахунків для перевірки строку служби та підвищення довговічності голчастого підшипника поршневої голівки шатуна транспортного дизеля. Встановлені причини порушення номінальної роботи основних вузлів. 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 (ПГШ) транспортного дизеля.*

*Теоретична методика дозволяє отримати достовірні величини довговічності з урахуванням розподілення робочого навантаження по тілах кочення, а також рухомості поршневого пальця та втулки. Проведені розрахунки дають можливість скорегувати стандартну математичну модель визначення номінальної довговічності голчастого підшипника ПГШ в залежності від розподілення навантажень на тіла кочення (ролики) при різних робочих режимах.*

*Експериментальна методика з коефіцієнтом прискореності 10, будується на двократному збільшенні силового впливу на елементи голчастого підшипника ПГШ. Цього досягнуто збіркою підшипника за спеціальною технологією. Встановлено суттєве зниження теплового впливу і 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 та достатньо пояснюються розробленими методиками, що дозволяє їх використовувати для удосконалення і модернізації шатунів з голчастими підшипниками в ПГШ.*

**Ключові слова:** голчастий підшипник, поршнева голівка шатуна, довговічність.

*Оробінський А.В., Петухов В.М., Аксьонова Н.А. «Методики оценки долговечности игольчатого подшипника поршневой головки шатуна транспортного дизеля»*

*В статье представлены результаты экспериментального исследования и аналитических оценочных расчетов для проверки срока службы и повышения долговечности игольчатого подшипника поршневой головки шатуна транспортного дизеля. Установлены причины нарушения номинальной работы основных узлов механизма. Предложены соответствующие рекомендации для проведения ускоренных испытаний на долговечность, уменьшения тепловых нагрузок работы подшипника и, как следствие, повышения качества и срока службы поршневой группы.*

*Предлагаются теоретическая и экспериментальная методики определения номинальной долговечности игольчатого подшипника поршневой головки шатуна (ПГШ) транспортного дизеля.*

*Теоретическая методика позволяет получить достоверные значения долговечности с учетом распределения рабочей нагрузки по телам качения, а также подвижности поршневого пальца и втулки. Проведенные расчеты дают возможность скорректировать стандартную математическую модель определения номинальной долговечности игольчатого подшипника ПГШ в зависимости от распределения нагрузок на тела качения (ролики) при разных рабочих режимах.*

*Экспериментальная методика с коэффициентом ускоренности 10, строится на двукратном увеличении силового влияния на элементы игольчатого подшипника ПГШ. Это достигнуто сборкой подшипника по специальной технологии. Установлено существенное снижение теплового воздействия и уменьшение радиальных нагрузок на рабочие ролики. Для обеспечения штатной подачи масла в подшипник при работе двигателя, разработана методика увеличения нагрузки на ролик в зоне контакта, что существенно повлияло на долговечность и позволило провести ускоренные испытания с достоверным выходом.*

*Результаты эксплуатационных исследований и опыт конструкторских работ коррелируют и достаточно поясняются разработанными методиками, что позволяет их использовать для совершенствования и модернизации шатунів з игольчастими підшипниками в ПГШ.*

**Ключевые слова:** игольчатый подшипник, поршневая головка шатуна, долговечность.

*A.V. Orobynsky, V.M. Petukhov, N.A. Aksenova "The methodics for determination longevity of the needle bearing of the connecting-rod piston end in diesel engine "*

*The authors proposes theoretical and experimental methodic for determination the nominal longevity of the needle bearing of the connecting-rod piston end in two-stroke Diesel engine. The reasons for the malfunction of the main nodes of the mechanism are determined. reducing the heat load of the bearing and, as a consequence, improving the quality and duration service piston group.*

*The theoretical methodic gives to receive the right results of longevity with take into account the distribution of firing load falling at the bearing between rollers and moving all elements of the needle bearing. The calculations made it possible to correct the standard mathematical model determination of the nominal service life of the needle bearing for depending on the distribution of loads per rolling body (rollers) in different operating modes. Proposed recommendations for accelerated endurance tests,*

*The experimental methodic with the coefficient of speedy are 10, have building on a double increase of the power influence for the elements of the needle bearing. That has been reached for the compilation of bearing one the special technology. Significant reduction in thermal impact and radial loads on working rollers.*

*These investigation results and constructions experience have corrective explanations of the proposed methodic. That is permissions to use these methodic for doing perfect and modern the needle bearing of the connecting-rod piston end.*

**Keywords:** needle bearing, connecting rod piston head, l endurance.

### Актуальність проблеми

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, 2] з цього приводу привели до використання в поршневій голівці шатуна (ПГШ) голчастого підшипника. Враховуючи, що ушкодження підшипника ПГШ стає причиною відмови двигуна в цілому, 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.

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

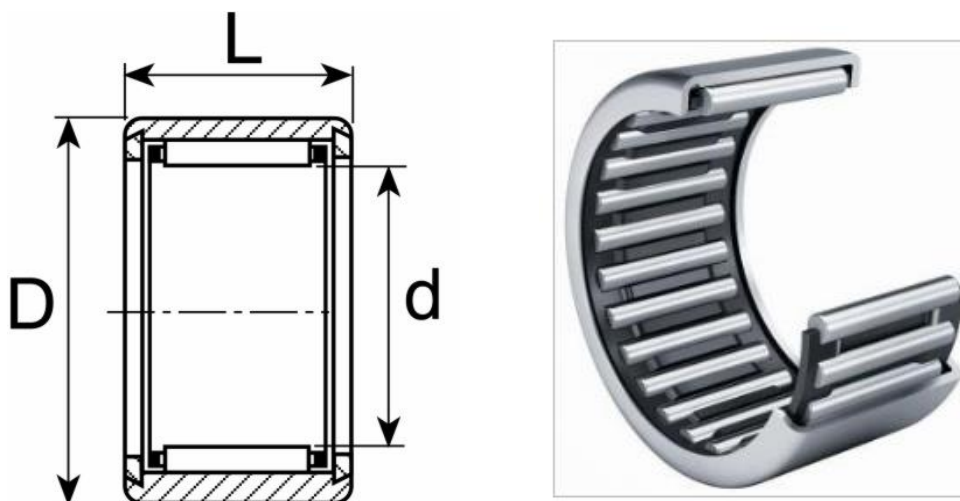


Рис. 1. Схема та вигляд голчастого підшипника в перерізі

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 [3 – 5] дозволяє систематизувати теоретичні розрахунки та методики проведення випробувань на довговічність ПГШ та транспортного дизеля. Аналіз результатів джерел [6 – 8] 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 6ДН з нестандартним двохрядним 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 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 шестиох 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 дослідження

Конструкцію ПГШ двохтактного дизеля 6ДН з нестандартним двохрядним голчастим підшипником надано в роботі [1].

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

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;

$l$  і  $d$  – відповідно, довжина та діаметр ролика;

$T$  – коефіцієнт, який визначається співвідношенням величини кута  $\beta$  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:

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

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

$m$  – число режимів.

Номинальна довговічність підшипника ПГШ дизеля 6ДН, 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:

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

Амплітуда кута качання підшипника ПГШ дизеля 6ДН задовольняє нерівності:

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

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

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

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

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

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

Тут  $\varphi$  – кут дуги зони контакту роликів з валом та зовнішнім кільцем при наявності радіального навантаження  $R$ , який дорівнює для підшипника ПГШ  $\sim 120^\circ \left( \frac{2}{3}\pi \right)$  [1];

$\tau^* = \frac{2\pi d}{d_1} = \frac{2\pi^2}{z} \left( 1 + \frac{d}{d_1} \right)$  – 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 2 обороти вала, 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  $4\beta$ , а кожна точка робочих поверхонь (в середньому за повний ресурс) випробує цикли навантаження (без врахування вказаної вище рухомості поршневого пальця та втулки):

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

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

$$\text{Тут } \tau^{**} = 2\pi d/d_2 = \frac{2\pi^2}{z} (1 - d/d_2) - \text{мінімальний кут руху шатуна, необхідний для}$$

повного оберту ролика, а  $d_2$  – зовнішній діаметр підшипника. З урахуванням можливості орієнтованого зміщення поршневого пальця, втулки та голчастих роликів в процесі роботи підшипника формули (6) набувають вигляд:

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

Для голчастого підшипника ПГШ значення  $k_j$  відповідають:  $k_1 = 1,57$ ,  $k_2 = 1,57$ ,  $k_3 = 2,16$ . Таким чином, найбільш ушкодженими елементами голчастого підшипника ПГШ з рухомим 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 качальний з рухомими втулкою, пальцем та роликками враховується коефіцієнтом:

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

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 співпоставлених варіантах. Розподілення радіального навантаження по тілам кочення голчастого підшипника, встановленого в жорсткому корпусі, підлягає закону:

$$q = \frac{4.08}{iz} R(\cos\varphi)^{1.1}, \quad |\varphi| < \pi/2, \quad (9)$$

де значення кута  $\varphi$  відповідають положенням навантажених роликів.

Позначимо за  $\bar{q}$  величину навантаження при рівномірному розподіленні  $R$  по тілам кочення. Значення  $\bar{q}$  визначається за формулою:

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

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

$$q = \frac{4.08}{\pi} \bar{q} (\cos\varphi)^{1.1}, \quad |\varphi| = \pi/2. \quad (11)$$

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.

Таблиця 1.

**Розподілення навантаження між голчастими роликами в підшипнику ПГШ дизеля 6ДН.**

$\varphi$ , 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

Найбільш слабкими елементами голчастого підшипника ПГШ є ролики. Кожний з них, перебуваючи в зоні  $\varphi$ , відчуває весь спектр навантаження, наведений в таблиці 1. 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 приведенного 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 нароботок 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  $\bar{s} = \frac{n_2}{k_2} = 5,29$ ,  $\bar{f} = \frac{q^{**}}{q^*} = 1,16$ . 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  $\sim 4,5$  рази менше довговічності голчастого підшипника з усіма рухомими елементами.

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 [4] методика випробувань голчастих підшипників шатуна, 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  $\sim 30\%$  приводить до суттєвих якісних змін в його роботі, які викликані перевищенням робочих температур рівня температури отпуску традиційних підшипникових сталей (більше  $200^{\circ}\text{C}$ ). 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.

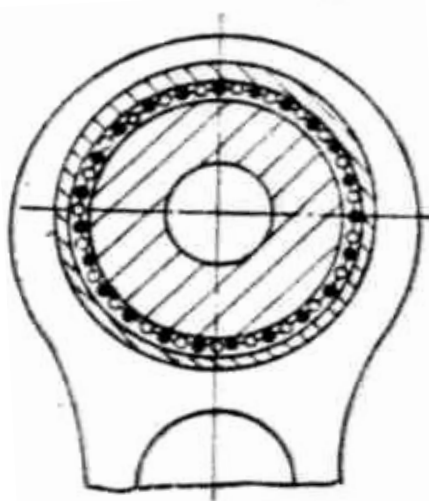


Рис.2.Спрощена конструкція вузла ПГШ з удосконаленим голчастим підшипником

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 (рисунок 2). 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 шестиох підшипників отримали розвинуте пошкодження робочих поверхонь, аналогічне експлуатаційному. Після кожного випробування дизель збирали з новими підшипниками (всього 36 підшипників). Частина незруйнованих підшипників склала 84 %.

Номінальною довговічністю підшипника кочення вважається довговічність для 90 % підшипників випробуваної партії. Тобто, наработка в 100 годин голчастого підшипника ПГШ з подвоєним контактним навантаженням його елементів повинна наближуватись до його номінальної довговічності [9].

В результаті розрахунків за формулами (3), (15), номінальна довговічність  $L$  підшипника ПГШ, який працює з подвоєним механічним навантаженням, скала 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 голчатими 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 підшипник 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 використаних джерел

1. Блох М.В., Нехорошев С.А., Оробинский А.В., Потиченко В.А. Контактная нагруженность игольчатого подшипника верхней головки шатуна быстроходного двухтактного дизеля // Проблемы прочности. – 1985. – № 6. – С. 16 - 20.

2. Бейзельман Р.Д., Цыпкин Б.В., Перель Л.Я. Подшипники качения. – М., 1967. – 563 с.

3. Бейзельман Р.Д., Цыпкин Б.В., Перель Л.Я. Подшипники качения. – М., 1976. – 576 с.

4. Endress A. Nadellager in Zweitaktmotoren // Konstruktion. – 1972. – vol. 24. – № 3. – pp. 100 - 103.

5. Общий технический каталог NBS, 2008. – 244 с.

6. Shoaib Iqbal Farid, Al-Bender Jan Croes, Bert Pluymers, Wim Desmet Frictional power loss in solid-grease-lubricated needle roller bearing // Lubrication Science Research Article, 2013. – Vol.25. – Issue 5. – pp. 351-367.

7. S.Blair W.O. Winer Tribological characteristics of needle bearings // Tribology Series. – 1989. – Vol. 14. – pp. 269-276.

8. Ye. Nakhimovich & R. Korbut Study of the tribological characteristics of the needle bearing-transmission shaft coupling // Journal of Friction and Wear. 2015. – Vol. 36. – pp. 324–329.

9. Оробинский А.В., Петухов В.М., Аксенова Н.А., Надтока Е.В. Ускоренные испытания на долговечность втулки игольчатого подшипника поршневой головки шатуна // Вісник НТУ «ХП» Збірник наукових праць. Серія: Динаміка і міцність машин. – Харків: НТУ «ХП». – 2019. – № 1. – С. 51-54.

### References



1. Blokh M.V., Nekhoroshev S.A., Orobinsky A.V., Potichenko V.A. Contact loading of the needle bearing of the upper connecting rod head of a high-speed two-stroke diesel engine // Problems of Strength. – 1985. – No. 6. – pp. 16 - 20.
2. Beizelman R.D., Tsytkin B.V., Perel L.Ya. Rolling bearings. – M., 1967. – 563 p.
3. Beizelman R.D., Tsytkin B.V., Perel L.Ya. Rolling bearings. – M., 1976. – 576 p.
4. Endress A. Nadellager in Zweitaktmotoren // Konstruktion. – 1972. – vol. 24. – № 3. – pp. 100 - 103.
5. Technischer generalkatalog NBS, 2008. – 244 p.
6. Shoaib Iqbal Farid, Al-Bender Jan Croes, Bert Pluymers, Wim Desmet Frictional power loss in solid-grease-lubricated needle roller bearing // Lubrication Science Research Article. – 2013. – Vol.25. – Issue 5. – P. 351-367.
7. S.Blair W.O.Winer Tribological characteristics of needle bearings // Tribology Series. – 1989. – Vol. 14. – P. 269-276.
8. Ye. Nakhimovich & R. Korbut Study of the tribological characteristics of the needle bearing-transmission shaft coupling // Journal of Friction and Wear. – 2015. - vol. 36. – pp. 324–329.
9. Orobinsky A.V., Petukhov V.M., Aksenova N.A., Nadtoka E.V. Accelerated tests for the durability of the needle bearing sleeve of the piston head of the connecting rod // Bulletin of NTU "KhPI" Series: Dynamics and strength of machines. Kharkiv: NTU "KhPI". – 2019. – № 1. – P. 51-54.