

А.В. ОРОБИНСКИЙ, В.М. ПЕТУХОВ, Н.А. АКСЕНОВА, Е.В. НАДТОКА

УСКОРЕННЫЕ ИСПЫТАНИЯ НА ДОЛГОВЕЧНОСТЬ ВТУЛКИ ИГОЛЬЧАТОГО ПОДШИПНИКА ПОРШНЕВОЙ ГОЛОВКИ ШАТУНА

В статье проводится исследование подшипникового узла поршневой головки шатуна (ПГШ) транспортных дизелей типа 6ДН 12/2х12. Подшипниковый узел ПГШ содержит двухрядный бессепараторный игольчатый подшипник нестандартной конструкции. Игольчатые подшипники в узле ПГШ часто применяются для конструкций высокооборотных малогабаритных двухтактных двигателей внутреннего сгорания. Отказы подшипника ПГШ проявляются как следствие износов рабочих поверхностей при значительных скоростях вращения коленчатого вала и малых нагрузках. С целью повышения долговечности проводится совершенствование технологий производства его деталей, повышение качества монтажа и обеспечение тепловода. Приводится конструкция, полный анализ геометрии и материалов, из которых выполнены основные элементы. Отличительными признаками конструкции являются установка втулки в ПГШ с зазором, обеспечивающим необходимую ее подвижность относительно шатуна, и проворот поршневого пальца в рабочем состоянии в бобышках поршня. Эксплуатационные температуры нагруженной части поверхности дорожек качения обеспечиваются лишь достаточным поступлением смазки. Для смазки дорожек качения и игольчатых роликов во втулке подшипника выполнены четыре радиальных отверстия. Для повышения производительности и понижения стоимости процесса скругления острых кромок отверстий по наружной и внутренней поверхности втулки, эту процедуру предлагается выполнять электро-химическим методом. Для сравнения усталостной прочности втулок, изготовленных по серийной технологии (вручную) и с применением метода электрохимической обработки, были проведены их ускоренные испытания на долговечность, проанализированы результаты. В процессе исследований разработана расчетная схема нагружения втулки. С этой целью изготовлено специальное приспособление для усталостных испытаний. Составлена математическая модель и проанализирован оптимальный выбор режимов. Проведены исследования, позволяющие сделать практически важные выводы об усталостной прочности при изгибе опытных и серийных втулок. Установлено, что электро-химическая технология обработки кромок отверстий не снижает усталостную прочность стали ШХ15-Ш.

Ключевые слова: игольчатый подшипник, поршневая головка шатуна, втулка.

О.В. ОРОБИНСКИЙ, В.М. ПЕТУХОВ, Н.А. АКСЕНОВА, О.В. НАДТОКА

ПРИСКОРЕНІ ВИПРОБУВАННЯ НА ДОВГОВІЧНІСТЬ ВТУЛКИ ГОЛЧАТОГО ПІДШИПНИКА ПОРШНЕВОЇ ГОЛІВКИ ШАТУНА

У статті проводиться дослідження підшипникового вузла поршневої головки шатуна (ПГШ) транспортних дизелів типу 6ДН 12/2х12. Підшипниковий вузол ПГШ містить дворядний бессепараторний голчастий підшипник нестандартної конструкції. Голчасті підшипники в вузлі ПГШ часто застосовуються для конструкцій високооборотних малогабаритних двотактних двигунів внутрішнього згорання. Відмови підшипника ПГШ проявляються як наслідок зносів робочих поверхонь при значних швидкостях обертання колінчастого вала і малих навантажень. З метою підвищення довговічності проводиться вдосконалення технологій виробництва його деталей, підвищення якості монтажу і забезпечення відводу тепла. Наводиться конструкція, повний аналіз геометрії і матеріалів, з яких виконані основні елементи. Відмінними ознаками конструкції є установка втулки в ПГШ з зазором, що забезпечує необхідну її рухливість щодо шатуна, і проворот поршневого пальця в робочому стані в бобишках поршня. Експлуатаційні температури навантаженої частини поверхні доріжок качення забезпечуються лише достатнім надходженням мастила. Для змащення доріжок качення і голчастих роликів у втулці підшипника виконані чотири радіальні отвори. Для підвищення продуктивності і зниження вартості процесу округлення гострих кромок отворів по зовнішній і внутрішній поверхні втулки, цю процедуру пропонується виконувати електрохімічним методом. Для порівняння втомної міцності втулок, виготовлених за серійною технологією (вручну) і з застосуванням методу електрохімічної обробки, були проведені їх прискорені випробування на довговічність, проаналізовані результати. У процесі досліджень розроблено розрахункову схему навантаження втулки. З цією метою виготовлено спеціальне пристосування для втомних випробувань. Складена математична модель та проаналізовано оптимальний вибір режимів. Проведено дослідження, що дозволяють зробити практично важливі висновки про втомну міцність при вигині експериментальних і серійних втулок. Встановлено, що електрохімічна технологія обробки крайок отворів не знижує втомну міцність стали ШХ15-Ш.

Ключові слова: голчастий підшипник, поршнева голівка шатуна, втулка.

A.V. OROBINSKY, V.M. PETUKHOV, N.A. AKSENOVA, E.V. NADTOKA

ACCELERATED DURABILITY TESTS FOR THE NEEDLE BEARING OF A PISTON HEAD

The article investigates the bearing unit of the piston head of the connecting rod (PGS) of 6DN 12/2x12 type diesel transport. The PGS bearing assembly contains a two-row, non-standard needle bearing of a non-standard design. Needle bearings in the PGS assembly are often used for the designs of high-speed small-sized two-stroke internal combustion engines. Bearing failures PGS appear as a result of wear of the working surfaces at significant speeds of rotation of the crankshaft and low loads. In order to increase durability, the production technology of its parts is improved, the quality of installation is improved and the heat sink is provided. A design, a

complete analysis of the geometry and materials of which the basic elements are made is given. Distinctive features of the design are the installation of the sleeve in PGSh with a gap that provides the necessary mobility relative to the connecting rod, and rotation of the piston pin in working condition in the piston bosses. The operating temperatures of the loaded part of the raceway surface are provided only by a sufficient supply of lubricant. To lubricate the raceways and needle rollers in the bearing bush there are four radial holes. To increase productivity and reduce the cost of rounding off the sharp edges of the holes along the outer and inner surface of the sleeve, it is proposed to perform this procedure using the electrochemical method. To compare the fatigue strength of the sleeves manufactured by serial technology (manually) and using the method of electro-chemical processing, their accelerated durability tests were carried out, the results were analyzed. In the process of research, a design scheme for loading the sleeve was developed. For this purpose, a special device for fatigue tests has been manufactured. A mathematical model was compiled and the optimal choice of modes was analyzed. Studies have been carried out that make it possible to draw practically important conclusions about the fatigue strength in bending of experimental and serial bushings. It has been established that the electrochemical technology of processing the edges of the holes does not reduce the fatigue strength of steel SHKh15-Sh.

Keywords: needle bearing, piston head of connecting rod, bushing.

Введение. В двухтактных быстроходных транспортных дизелях 6ДН $\frac{12}{2 \times 12}$, форсированных по литровой мощности выше 40кВт/л, традиционный подшипник скольжения не всегда обеспечивает работоспособность узла поршневой головки шатуна (ПГШ). Это обусловило развитие конструкции ПГШ с игольчатым подшипником, который сочетает в себе малые радиальные размеры со значительной динамической грузоподъемностью. Отказ подшипникового узла ПГШ зачастую приводит к обрыву шатуна. Последнее неизбежно влечет за собой повреждения деталей цилиндра – поршневой группы и, что самое существенное, разрушение блока цилиндров, означающее непригодность двигателя к восстановлению.

В связи с этим, изменения конструкции или технологии производства деталей подшипника требуют оценки их влияния на долговечность подшипникового узла.

Анализ последних исследований. Широкое применение игольчатых подшипников в узле ПГШ характерно для конструкций высокооборотных малогабаритных двухтактных ДВС [1,2]. Здесь, в условиях значительных скоростей вращения коленчатого вала (500...800 рад/с) и сравнительно малых нагрузок, отказы подшипника ПГШ проявляются как следствие износов рабочих поверхностей. В этом случае, резервы повышения долговечности заключаются в совершенствовании технологии производства его деталей, повышении качества монтажа, а так же в обеспечении теплоотвода [3].

Вместе с этим, в литературе отсутствуют примеры конструкций ПГШ с игольчатыми подшипниками транспортных дизелей [4], сведения о наиболее характерных повреждениях [5], методики и результаты ускоренных испытаний как подшипника в целом, так и отдельных его деталей. Ниже приведены результаты ускоренных испытаний на долговечность втулки игольчатого подшипника ПГШ транспортного дизеля 6ДН $\frac{12}{2 \times 12}$.

Цель и постановка задачи. Цель работы состоит в оценке влияния на долговечность втулки игольчатого подшипника ПГШ транспортного дизеля электро – химической технологии обработки ее поверхности.

Достижение этой цели потребовало выполнения следующих этапов исследования:

1. разработки расчетной схемы нагружения втулки и оценки ее нагруженного состояния в зонах появления усталостной трещины;
2. разработки и изготовления приспособления для усталостных испытаний втулки;
3. выбора режимов усталостных испытаний и их проведение.

Основной материал исследований. Подшипниковый узел ПГШ транспортных дизелей типа 6ДН $\frac{12}{2 \times 12}$ содержит двухрядный бессепараторный игольчатый подшипник нестандартной конструкции (рис. 1)

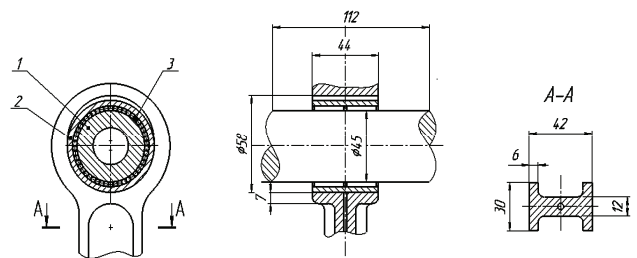


Рисунок 1 – Конструкция узла ПГШ с игольчатым подшипником: 1 – поршневой палец; 2 – втулка; 3 – игольчатые ролики

Наружная поверхность поршневого пальца, изготавливаемого из стали 20Х2Н4А-Ш, используется в качестве внутренних дорожек качения, и имеет глубину цементированного слоя 1,3...1,6 мм, твердость $HRC \geq 61$, параметр шероховатости $Ra < 0,16$ мкм, овальность и бочкообразность – не более 0,005 мм.

Игольчатые ролики (3x21,8), выполненные из стали ШХ15-Ш, стандартные, по 50 шт. в каждом ряду.

Для дорожек качения наружного кольца или, иначе, втулки подшипника (сталь ШХ15-Ш) обеспечивается твердость $HRC 58...62$, шероховатость не хуже $Ra < 0,16$ мкм, а конусность, овальность и седлообразность – не более 0,005 мм. Перечисленные характеристики подшипника указывают на его соответствие классу точности I, что превышает класс точности подшипников (обычно II), применяемых в узлах движения качения [1].

Из существенных отличительных признаков конструкции подшипника необходимо выделить следующие:

- втулка устанавливается в ПГШ с зазором 0,03...0,04 мм, что обеспечивает ее подвижность относительно шатуна;

– поршневой палец в рабочем состоянии проворачивается в бобышках поршня.

Эксплуатационные температуры нагруженной части поверхности дорожек качения изменяются в интервале 140-160 °С, что обеспечивается лишь достаточным поступлением смазки.

Смазка подшипника осуществляется нагретым до температуры 105...115 °С маслом. Через жиклер в шатунной шейке масло под давлением поступает в шатунный подшипник, а затем по каналу в стержне шатуна к ПГШ. Для смазки дорожек качения и игольчатых роликов во втулке подшипника (рис. 2) выполнены четыре радиальных отверстия $\varnothing 5$ мм, сообщающиеся с каналом в стержне кольцевой полостью.



Рисунок 2 – Втулка игольчатого подшипника

По серийной технологии скругление острых кромок отверстий по наружной и внутренней поверхности втулки выполняется вручную. Для повышения производительности и понижения стоимости выполнения этой операции скругление кромок предлагается выполнять электро - химическим методом.

Однако, в литературе отсутствуют данные о влиянии электро - химических технологий на усталостную прочность при изгибных деформациях деталей, изготовленных из стали ШХ15-Ш. Так как, втулка устанавливается в шатун с зазором 0,03...0,04 мм, то в зонах обрабатываемых отверстий изгибные деформации являются доминирующими.

Для сравнения усталостной прочности втулок, изготовленных по серийной технологии и с применением метода электрохимической обработки, были проведены их ускоренные испытания на долговечность.

При работе подшипника втулка передает на шатун сжимающее усилие и деформируется вместе с ПГШ. Так как, конечной целью испытаний является ускоренная оценка технологий скругления кромок отверстий, то основным требованием при выборе схемы нагружения втулки было получение усталостной трещины от кромки отверстия при изгибе наиболее простым способом.

Схема нагружения втулки при испытаниях показана на рис. 3.

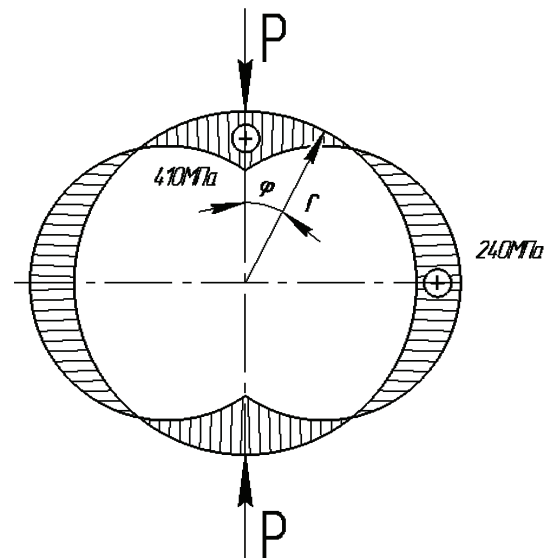


Рисунок 3 – Расчетная схема нагружения втулок ПГШ при испытаниях

Изгибающий момент M , нормальная сила N , перерезывающая сила Q и окружные растягивающие напряжения σ_φ в сечении втулки, отвечающем углу φ , определяются по формулам (1):

$$\begin{aligned} M &= P \cdot r \left(0,32 - \frac{1}{2} \sin \varphi \right); \\ N &= - \frac{P \sin \varphi}{2}; \\ Q &= - \frac{P \cos \varphi}{2}; \\ \sigma_\varphi &= \frac{N}{A} + \frac{M}{r \cdot A} + \frac{M \cdot y}{l} \cdot \frac{r}{r+y}. \end{aligned} \quad (1)$$

где r – средний диаметр втулки;

φ – угол сечения втулки;

P – сила сжатия втулки;

$I = \frac{l \cdot h^3}{12}$ – момент инерции;

$A = l \cdot h$ – площадь продольного сечения втулки;

$|y| \leq \frac{h}{2}$, где h – толщина втулки.

Эпюра σ_φ , соответствующая схеме нагружения втулок ПГШ при испытаниях, построена на растянутых волокнах (см. рис. 3).

Наибольшие растягивающие напряжения σ_φ возникают под силой P на внутренней поверхности втулки и равны 410 МПа при $P = 4,5$ кН. Втулка изготавливается из стали ШХ15Ш, для которой предел усталости при симметричном изгибе $\sigma_{-1} = 640$ МПа.

Так как, втулка термообработывается до твердости HRC=58...62, то эффективный коэффициент концентрации напряжений для круглых отверстий составляет 3 единицы. Следовательно, на внутренней кромке отверстия под силой $P=4,5$ кН, уровень напряжений σ_φ превышает σ_{-1} более, чем в 2 раза.

Схема нагружения реализована с помощью специального приспособления (рис. 4)

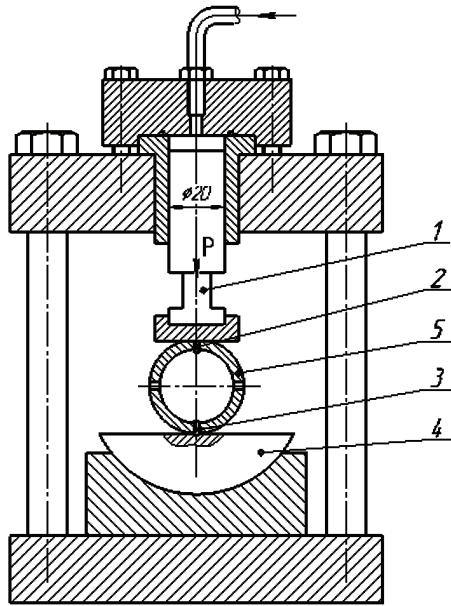


Рисунок 4 – Приспособление для испытаний втулки ПГШ:
1 – плунжер; 2, 3 – штифты; 4 – сферическое основание;
5 – втулка ПГШ

Втулка устанавливается так, что ось двух из четырех отверстий совпадает с осью плунжера 1. Центрирование втулки обеспечивается штифтами 2 и 3, расположенными в отверстиях с зазором 0,05...0,07 мм. Сферическое основание 4 исключает перекок втулки. Параметры циклической нагрузки $P_{\max} = 14,5$ МПа (соответствует $P = 4,5$ кН) и $P_{\min} = 0$ подбирались из условия разрушения серийной втулки за $10^6 \dots 3 \cdot 10^6$ циклов.

Результаты испытаний сравниваемых втулок приведены в табл. 1.

Выполненные исследования позволили рекомендовать втулки со скругленными кромками отверстий электро – химическим методом в серийное производство.

Таблица 1 – Результаты испытаний сравниваемых втулок

Технология скругления кромок	Долговечность в млн. циклов
Серийная (ручная)	1,97; 1,42; 2,4; 0,9
Опытная (электрохимический метод)	5*; 5*; 5*; 3,4

* - втулка снята с испытаний без разрушения

Перспективы дальнейших исследований. Проведение ускоренных усталостных испытаний втулки для оценки их остаточного ресурса.

Выводы. Проведенные исследования позволяют сделать следующие практически важные выводы:

1. При изгибе усталостная прочность опытных втулок выше, чем серийных.
2. Электро – химическая технология обработки кромок отверстий не снижает усталостную прочность стали ШХ15-Ш.

Список литературы

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. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиниста: В 3 т. / Под ред. И.Н. Жестковой. 8-е изд., перераб. и доп. Москва: Машиностроение, 2001. Т. 2. 912 с. ISBN 5-217-02964-1 (5-217-02962-5).
3. Тимошенко С.П., Гудьер Дж. Теория упругости. Москва: Наука, 1975. 576 с.
4. Design and analysis of assembly of Piston, Connecting rod and Crank Shaft / G. Gopal, L. Suresh Kumar, D. Gopinath, Uma Maheshwara Rao. International Journal of Current Engineering and Technology. Vol.6, No.1 (Feb 2016). P. 235-242. E-ISSN 2277 – 4106, P-ISSN 2347 – 5161.
5. Analysis and Optimization of Connecting Rod With Different Materials / Ramesh B. T., Vinayaka Koppad, Hemantha Raju T. World Journal of Research and Review (WJRR). Vol. 4, iss. 1 (Jan 2017). P. 33-39. ISSN: 2455-3956.

Bibliography (transliterated)

1. Blokh M.V., Nekhoroshev S.A., Orobinskiy A.V., Potichenko V.A. Kontaktnaya nagruzhennost' igol'chatogo podshipnika verkhney golovki shatuna bystrokhodnogo dvuktaktnogo dizelya. Problemy prochnosti. 1985. № 6. P. 16-20.
2. Anur'yev V.I. Spravochnik konstruktora-mashinostroytelya: V 3 t. Pod red. I. N. Zhestkovyy. 8-ye izd., Pererab. i dop. Moscow: Mashinostroyeniye, 2001. T. 2. 912 p. ISBN 5-217-02964-1 (5-217-02962-5).
3. Timoshenko S.P., Gud'yer Dzh. Teoriya uprugosti Moscow; Nauka, 1975. 576 p.
4. Design and analysis of assembly of Piston, Connecting rod and Crank Shaft. G. Gopal, L. Suresh Kumar, D. Gopinath and Uma Maheshwara Rao. International Journal of Current Engineering and Technology. Vol. 6, No.1 (Feb 2016). P. 235-242. E-ISSN 2277 – 4106, P-ISSN 2347 – 5161.
5. Analysis and Optimization of Connecting Rod With Different Materials Ramesh B. T., Vinayaka Koppad, Hemantha Raju T. World Journal of Research and Review (WJRR) ISSN:2455-3956, Vol. 4, iss. 1 (Jan 2017). P. 33-39.

Поступила (received) 04.06.2019

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Оробинский Александр Васильевич (Оробінський Олександр Васильович, Orobinsky Alexandr Vasilyevich) – кандидат технических наук, Украинский государственный университет железнодорожного транспорта, доцент кафедры механики и проектирования машин, тел.: (057) 730-10-52, e-mail: naavoneska@gmail.com.

Петухов Вадим Михайлович (Петухов Вадим Михайлович, Petukhov Vadim Mykhaylovych) – кандидат технических наук, Украинский государственный университет железнодорожного транспорта, доцент кафедры вагонов, тел.: (057) 730-10-35, e-mail: hiitwagen@gmail.com.

Аксенова Наталья Анатольевна (Аксьонова Наталія Анатоліївна, Aksenova Natalya Anatolyevna) – кандидат физико-математических наук, Украинский государственный университет железнодорожного транспорта, доцент кафедры механики и проектирования машин, тел.: (057) 730-10-52, e-mail: naavoneska@gmail.com.

Надтока Елена Владимировна (Надтока Олена Володимирівна, Nadтока Elena Vladimirovna) – кандидат технических наук, Украинский государственный университет железнодорожного транспорта, доцент кафедры механики и проектирования машин, тел.: (057) 730-10-52, e-mail: enadtoka@gmail.com.