

Оригинальное исследование

DOI: <https://doi.org/10.17816/0321-4443-634266>

EDN: DTXKJU



Обеспечение работоспособности шатунных подшипников автомобильных дизелей КАМАЗ–740

В.Н. Никишин, Р.Ф. Калимуллин, А.Т. Кулаков

Казанский федеральный университет, Казань, Россия

АННОТАЦИЯ

Обоснование. Среди причин эксплуатационных отказов шатунных подшипников коленчатого вала автомобильных дизелей особое место занимает недопустимое формоизменение вкладышей, которое довольно подробно изучено с позиций влияния изменения геометрических параметров на их техническое состояние, однако, не в полной мере описаны факторы, порождающие такой процесс.

Цель работы — повышение надёжности автомобильных двигателей за счёт исключения в эксплуатации формоизменения вкладышей шатунных подшипников коленчатого вала.

Материалы и методы. В настоящей статье обобщены результаты исследований работоспособности шатунных вкладышей автомобильных дизелей КАМАЗ–740.10 в условиях стендовых испытаний с использованием оригинальных методик. Результаты получены по проводимым поисковым научно-исследовательским работам с применением оригинальных авторских методик на лабораторном оборудовании завода-изготовителя и объектов испытаний, доработанных и препарированных для получения данных при штатных и предельных условиях. Интерес вызывали происходящие одновременно, как единый процесс, снижение выступания и распрямления, определяющие напряжённое состояние вкладыша в постели, и прогиб по образующей, нарушающий цилиндричность подшипника и снижающий фактический зазор в подшипнике.

Результаты. В настоящей статье приведены результаты комплексных исследований факторов, способствующих развитию деформаций шатунных вкладышей под воздействием напряжённого состояния в стальной основе с учетом различных температурных условий и условий подвода масла к шатунным подшипникам. Установлено, что напряжения в стальной основе вкладышей формируются при их изготовлении уже при штамповке и заливке, к которым затем суммируются напряжения от монтажа и температурных градиентов в постели при работе дизеля. Снижение работоспособности вкладышей обуславливается протекающим процессом релаксации напряжений в стальной основе при их избыточности. Вкладыши меняют своё исходное напряжённое состояние и геометрические параметры, а релаксация проходит за 200 мото-часов работы двигателя на номинальном режиме, после чего интенсивность изменения приближается к нулю. Получены данные по существенным градиентам температуры стальной основы вкладыша в постели — разница температур между внутренней и наружной поверхностями вкладыша может достигать от 60 °С до 80 °С, а между вкладышем и шатуном — от 50 °С до 70 °С, что вызывает образование дополнительных напряжений сжатия и сопутствующих формоизменений вкладышей. Деформации приводят к формоизменениям рабочей поверхности и к нарушению масляного слоя, а также прямому контакту вкладыша с шейкой из-за выборки зазора прогибом, схватыванию поверхностей и проворачиванию вкладышей.

Заключение. Полученные новые результаты о процессе снижения работоспособности шатунных вкладышей из-за формоизменения дают возможность оптимизации конструктивных и эксплуатационных параметров подшипников коленчатого вала и системы смазки автомобильных дизелей. Приведены примеры инновационных конструктивных решений шатунных вкладышей с высокой стойкостью к формоизменению.

Ключевые слова: вкладыш; напряжения; температура; зазор; подшипник; формоизменение; прогиб.

Как цитировать:

Никишин В.Н., Калимуллин Р.Ф., Кулаков А.Т. Обеспечение работоспособности шатунных подшипников автомобильных дизелей КАМАЗ–740 // Тракторы и сельхозмашины. 2025. Т. 92, № 2. С. 185–197. DOI: 10.17816/0321-4443-634266 EDN: DTXKJU

Original Study Article

DOI: <https://doi.org/10.17816/0321-4443-634266>

EDN: DTXKJU

Ensuring the Operability of Connecting Rod Bearings of the KAMAZ–740 Automotive Diesel Engines

Vyacheslav N. Nikishin, Ruslan F. Kalimullin, Alexander T. Kulakov

Kazan Federal University, Kazan, Russia

ABSTRACT

BACKGROUND: Unacceptable shape changing of the liners, which have been studied quite fully with regard to influence of changing the geometric parameters on their technical condition, but the factors causing such a process are not fully described, is a special one among the causes of operational failures of connecting rod bearings of automotive diesel engines crankshafts.

AIM: Improving the reliability of automotive engines by eliminating the shape changing of crankshaft connecting rod bearing liners in operation.

METHODS: This paper summarizes the results of studies of the performance of connecting rod bearings of the KAMAZ–740.10 automotive diesel engines under bench test conditions using original methods. The results are obtained from ongoing exploratory research work using original proprietary methods using laboratory equipment of the manufacturer and test objects, modified and prepared to obtain data under standard and limiting conditions. Decrease in protrusion and straightening, which determine the stressed state of the liner in a bed, and deflection along the generatrix, which violates the cylindricity of the bearing and reduces the actual clearance in the bearing, acting simultaneously as a single process are the study object.

RESULTS: The paper presents the results of comprehensive studies of factors contributing to the development of deformations of connecting rod bearings under the influence of a stressed state in a steel base, taking into account various temperature conditions and conditions for supplying oil to connecting rod bearings. It has been found that stresses in the steel base of the liners are formed during their manufacture, during stamping and pouring, to which the stresses from installation and temperature gradients in the bed during diesel operation are then summed up. The ongoing process of stress relaxation in the steel base when the stress is excessive causes the decrease in the performance of the liners. The liners change their initial stress state and geometric parameters (protrusion and straightening), and relaxation takes place within 180–200 running hours of engine operation at nominal mode, after which the intensity of the change approaches zero. Data on significant temperature gradients of the steel base of the liner in the bed were obtained: the temperature difference between the inner and outer surfaces of the liner can reach from 60 °C to 80 °C, and between the liner and the connecting rod – from 50 °C to 70 °C, which causes the formation of additional compressive stresses and associated shape changes of liners. Deformations lead to shape changes of the working surface and to a violation of the oil layer, as well as to direct contact of the liner with the neck due to deflection sampling, gripping of surfaces and turning of the inserts.

CONCLUSION: The new results obtained on the process of decreasing the performance of connecting rod bearings due to shape changes make it possible to optimize the design and operational parameters of crankshaft bearings and lubrication systems of automotive diesel engines. Examples of innovative design solutions for connecting rod bearings with high resistance to deformation are given.

Keywords: liner; stresses; temperature; clearance; bearing; shape change; deflection.

To cite this article:

Nikishin VN, Kalimullin RF, Kulakov AT. Ensuring the Operability of Connecting Rod Bearings of the KAMAZ–740 Automotive Diesel Engines. *Tractors and Agricultural Machinery*. 2025;92(2):185–197. DOI: 10.17816/0321-4443-634266 EDN: DTXKJU

Submitted: 12.07.2024

Accepted: 11.05.2025

Published online: 15.05.2025

ОБОСНОВАНИЕ

Основным направлением повышения технико-эксплуатационных и экологических показателей современных автомобильных дизелей является их форсирование путем наддува, что приводит к увеличению среднего давления цикла в целом и, как следствие, средних и максимальных суммарных сил на все детали кривошипно-шатунного механизма. Известно, что сопряжение «шатунная шейка коленчатого вала — рабочая поверхность вкладыша» подвержено высоким удельным нагрузкам. Форсирование двигателя приводит к возрастанию таких нагрузок, поскольку геометрия подшипника и площадь поверхности трения не изменяются. Для обеспечения требуемой эксплуатационной надёжности дизелей в уже существующих условиях работы подшипников (нарушение гидродинамической смазки, увеличение интенсивности изнашивания, а также возможный перегрев и схватывание поверхностей) применяются различные конструктивные и технологические решения, направленные, например, на увеличение производительности масляного насоса, улучшение охлаждения масла в подшипниках и системе смазки в целом, упрочнение поверхностей трения и т.п.

Вместе с тем, опыт эксплуатации выявил интересную особенность, заключающуюся в том, что износ шатунных вкладышей, как правило, не лимитирует ресурс двигателя, а отказы, зачастую, происходят на мало изношенных подшипниках или, даже, на стадии приработки. Выявлено, что значительная доля отказов подшипников обусловлена проворотом вкладышей. Анализ геометрии провернутых вкладышей показал, что они имели формоизменение, которое приводило к их чрезмерному прогибу и недопустимому уменьшению радиального зазора в подшипнике [1, 2]. Для предупреждения этого явления сложилась практика по принудительной замене шатунных вкладышей двигателей КАМАЗ–740 экологических классов Евро–0, Евро–1, Евро–2 на пробегах 125–150 тыс. км в процессе текущих ремонтов. Такая наработка в несколько раз меньше, чем пробег до капитального ремонта, что увеличивает удельные затраты на ремонт и эксплуатацию в целом.

Процесс развития формоизменения с образованием искажения цилиндричности рабочей поверхности вкладыша до его разрушения довольно полно описан [3–5]. Механизм формоизменений вкладышей в процессе технологии изготовления изучали специалисты Коломенского тепловозостроительного завода [3], где определены основные силы и физические процессы на основе напряженного состояния стальной основы вкладыша во взаимодействии с заливкой антифрикционного слоя. Аналогичные исследования проведены в работах [4, 5], однако, предлагаемых конструктивных и технологических решений для стабилизации геометрической формы и состояния вкладышей оказывается недостаточно. Вероятно, это является следствием того, что при исследовании формоизменений

вкладышей по образующей не учитывается ряд существенных факторов.

Авторами в работе [6] приводится на основе более ранних работ иное видение развития формоизменения вкладыша. На первой стадии этого процесса в наиболее нагруженной зоне (совпадающей с осью цилиндра двигателя) посередине образующей вкладыша появляются надиры. При дальнейшей работе двигателя в зоне надиров образуются прижоги с прогибом в сторону шейки вала, снижением проектного зазора в сопряжении «вал – вкладыш», нарушением гидродинамической смазки. На завершающем этапе процесса происходит увеличение стрелы прогиба вкладыша до величины зазора с последующим задиром, заеданием рабочей поверхности и проворотом вкладыша в расточке шатуна, часто с местным перегревом шейки вала и его деформацией. Прогиб нарастает от начального нулевого значения до предельного состояния, равному величине радиального зазора (рис. 1).

Основной причиной формоизменения считается напряженное состояние вкладыша в окружном (тангенциальном) направлении от основных видов действующих нагрузок и физических процессов, и которые надо учитывать одновременно:

- остаточных технологических напряжений;
- монтажных напряжений;
- тепловых напряжений;
- напряжений в бронзовом слое от разницы коэффициентов линейного расширения при нагреве вкладыша в процессе работы двигателя;
- процессов релаксации напряжений;
- остаточных напряжений в окружном направлении, возникающих в бронзе при монтаже вкладыша в расточку шатуна;
- процессов теплообмена вкладыша с постелью.

Описанный процесс развития деформации вкладышей можно считать достоверным, что подтверждается рядом экспериментальных и теоретических исследований, а также опытом эксплуатации дизельных двигателей, однако комплексное действие внешних и внутренних сил, а также физических процессов во вкладыше при работе двигателя изучено не в полной мере. Проблема недопустимых величин прогибов вкладышей остаётся нерешённой, что ограничивает возможность форсирования двигателей. Таким образом, исследования, направленные на уточнение и развитие представлений о физических процессах, приводящих к критическим деформациям шатунных вкладышей двигателей внутреннего сгорания с целью их исключения в эксплуатации, изыскание резервов обеспечения работоспособности подшипников, являются актуальными.

ЦЕЛЬ РАБОТЫ

Цель исследования — повышение надёжности автомобильных двигателей за счёт исключения в эксплуатации

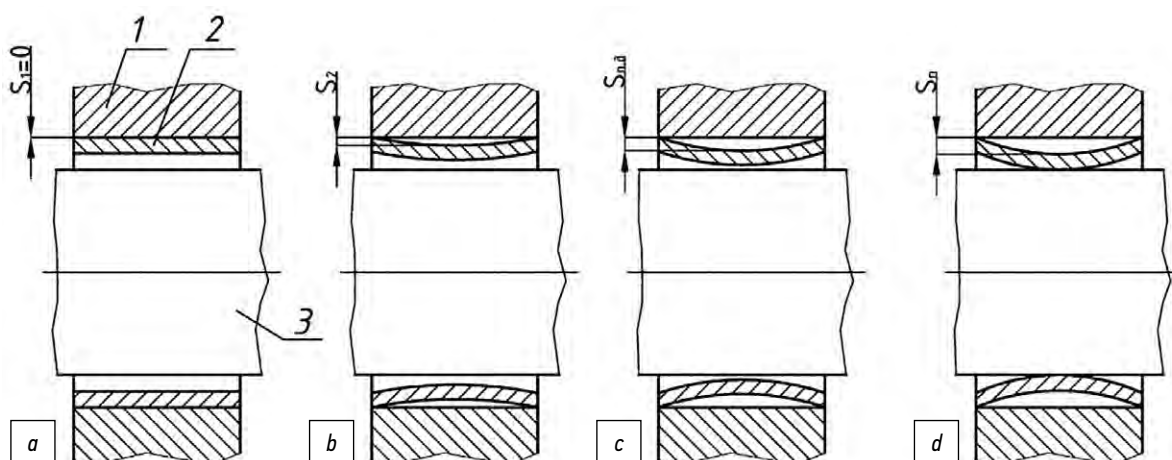


Рис. 1. Схема развития формоизменения шатунных вкладышей с нарастанием прогиба: 1 — шатун, 2 — вкладыш, 3 — коленчатый вал; а — начальное состояние шатунного вкладыша без прогиба; б — начальная фаза развития прогиба; в — фаза предельно допустимого прогиба вкладыша; д — фаза предельного прогиба вкладыша; S_1 , S_2 , $S_{нд}$, S_n — величины прогиба, соответствующие фазам развития формообразования.

Fig. 1. Scheme of development of shape changes in connecting rod bearings with increasing deflection: 1: connecting rod, 2: bearing, 3: crankshaft; а: initial state of the connecting rod bearing without deflection; б: initial phase of deflection development; в: phase of the maximum permissible deflection of the liner; д: phase of maximum deflection of the liner; S_1 , S_2 , $S_{нд}$, S_n : deflection measurements corresponding to the phases of development of shape formation.

формоизменения вкладышей шатунных подшипников коленчатого вала.

МЕТОДЫ И МАТЕРИАЛЫ

В статье приведены результаты комплексных исследований факторов, способствующих возникновению и развитию деформаций шатунных вкладышей автомобильных дизелей КАМАЗ–740.10 под воздействием напряженного состояния в стальной основе с учётом различных нагрузочно-скоростных и температурных режимов работы двигателя и параметров подвода масла к шатунным подшипникам [6, 7]. Результаты обобщены по проводимым поисковым научно-исследовательским работам с применением оригинальных авторских методик на лабораторном оборудовании завода-изготовителя и объектов испытаний, доработанных и препарированных для получения данных при штатных и предельных условиях.

а) методика и результаты исследований температурного состояния шатунного подшипника при работе дизеля КАМАЗ–740.10

Температурное состояние шатунного подшипника оценивали по температуре в его различных характерных местах, в которых установлены хромель–алюмелевые термопары [7]. Схема установки термопар на поверхностях вкладыша и в шатуне изображена на рис. 2.

На рабочей поверхности верхнего вкладыша установлены три термопары по центру по направлению вращения (т. 3, 2, 1). На тыльной стороне вкладыша со стороны шатуна установлены также три термопары в центральной зоне по направлению вращения (т. 6, 5, 4). По такой же

схеме установлены термопары на нижнем вкладыше. В теле шатуна установлены по три термопары со стороны верхнего и нижнего вкладышей на расстоянии 5, 10, 15 мм от поверхности расточки постели шатуна.

На рис. 3 показано распределение температур в исследуемых точках верхнего и нижнего шатунного вкладыша на частотах вращения коленчатого вала 2930 мин⁻¹ (холостой ход) и 2600 мин⁻¹ (номинальный режим).

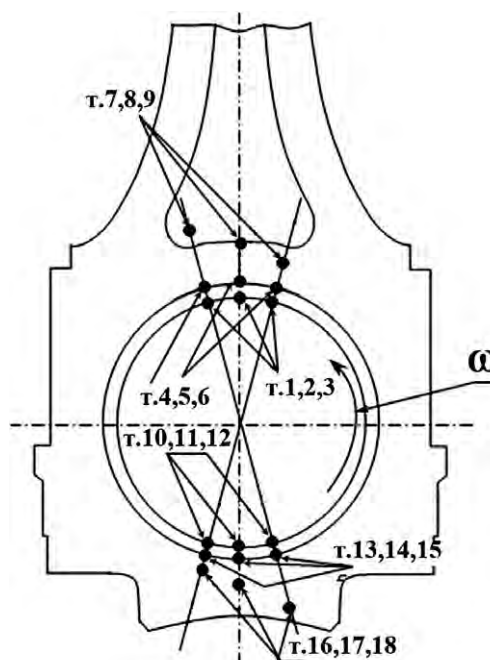


Рис. 2. Установка термопар во вкладыше и шатуне: т. 1...18 — точки установки термопар; ω — направление вращения вала.

Fig. 2. Installation of thermocouples in the liner and connecting rod: points 1...18: thermocouple installation points; ω: direction of shaft rotation.

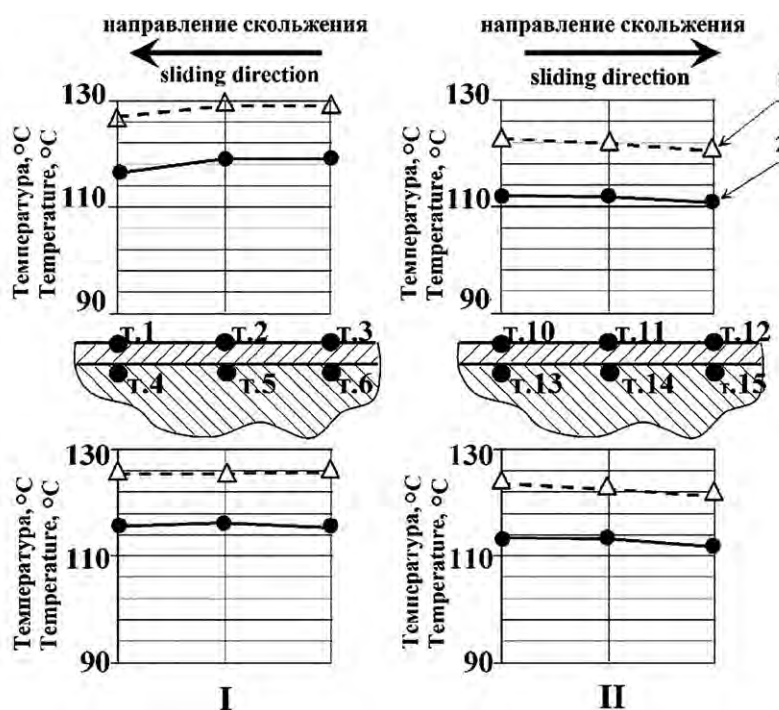


Рис. 3. Схемы распределения температур в местах установки термопар на рабочей и наружной поверхностях верхнего и нижнего шатунных вкладышей: I — верхний вкладыш; II — нижний вкладыш: 1 — холостой ход при частоте 2930 мин⁻¹; 2 — номинальный режим при частоте 2600 мин⁻¹.
Fig. 3. Temperature distribution diagrams in thermocouples installation points on the working and outer surfaces of the upper and lower connecting rod tabs: I: upper liner; II: lower liner: 1: idle speed at 2930 RPM; 2: nominal mode at 2600 RPM.

Анализ распределения температур показывает следующее:

- у верхнего вкладыша температура на рабочей и наружной поверхностях составляет от 120°C до 130°C;
- у нижнего вкладыша по сравнению с верхним температура ниже на 4–5°C;
- на исследуемых скоростных режимах работы двигателя температуры по рабочим и наружным поверхностям отличаются незначительно — от 1°C до 3°C;
- изменение температуры подшипников от нагрузки двигателя незначительное. Так, при росте нагрузки в диапазоне от 0 до 100% средняя температура рабочей поверхности вкладышей изменяется в пределах до 5°C, а максимальные температуры по рабочим поверхностям вкладышей достигают от 122°C до 126°C.

Однако, высокочувствительными датчиками фиксируются колебания давления масла в системе смазки и зависимость температуры по рабочим поверхностям вкладышей от условий подвода масла. При штатной настройке и работе системы смазки среднее давление p_m масла возрастает до 3,7–3,9 бар при частоте $n = 1800$ мин⁻¹ (при измерении манометром), при этом расход масла Q_m на первый кривошип растет и стабилизируется на уровне 10 л/мин (рис. 4).

Во всем диапазоне частот фиксируются минимальное давление масла $p_{m.min}$ от 0,5 бар до 1,8 бар, максимальное $p_{m.max}$ от 1,4 бар до 7,4 бар. Размах давления ($p_{m.max} - p_{m.min}$) находится в пределах от 0,9 бар при 600 мин⁻¹

до 6,9 бар и 2000 мин⁻¹. Резкий рост размаха наблюдается на частоте вращения коленчатого вала $n = 2000$ мин⁻¹, когда срабатывает дифференциальный клапан масляного насоса. Таким образом, колебания давления масла в системе провоцируют значительно более низкие величины давления, чем средние, измеренные манометром и показывающие на панели приборов.

Установлена прямая пропорциональная зависимость между температурами вкладышей и масла на входе в коренной подшипник (рис. 5) — на номинальном режиме на каждые 10°C приращения температуры масла температура вкладышей растёт на величину от 8,5°C до 9,0°C.

Так, при температуре масла 120°C температура вкладышей равна: шатунного верхнего — 140°C; шатунного нижнего — 136°C; коренного нижнего — 139°C.

В целом, приращение температуры рабочей поверхности вкладышей к температуре масла на входе в коренной подшипник составляет: от 7°C до 30°C — для шатунного верхнего вкладыша; от 6°C до 26°C — для шатунного нижнего вкладыша; от 4°C до 28°C — для коренного нижнего вкладыша.

На рис. 6 показано изменение температуры шатунных и коренных вкладышей от давления масла на входе в коренной подшипник при температурах масла 70°C и 110°C.

Установлено, что в диапазоне давлений масла от 1,5 бар до 4,5 бар изменение температуры вкладышей незначительно. А вот снижение давления ниже 1,5 бар вызывает заметный рост температуры вкладышей. При этом

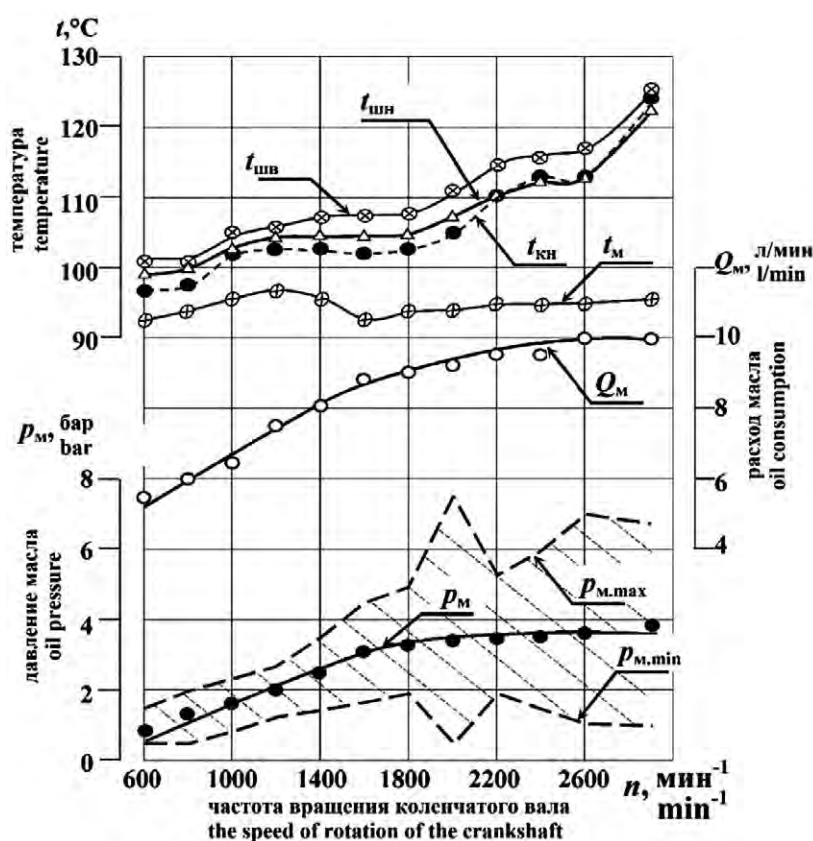


Рис. 4. Изменения температур рабочих поверхностей вкладышей и параметров масла по внешней скоростной характеристике: $t_{шн}$; $t_{шв}$; $t_{кн}$ — средняя температура шатунного нижнего и верхнего, и коренного нижнего вкладышей; t_m ; p_M ; Q_M — средние температура, давление и расход масла.

Fig. 4. Changes in the temperatures of the working surfaces of the liners and oil parameters according to full-load characteristic: $t_{шн}$; $t_{шв}$; $t_{кн}$ — average temperature of the connecting rod lower, upper and lower main liners; t_m ; p_M ; Q_M — average temperature, pressure and oil consumption.

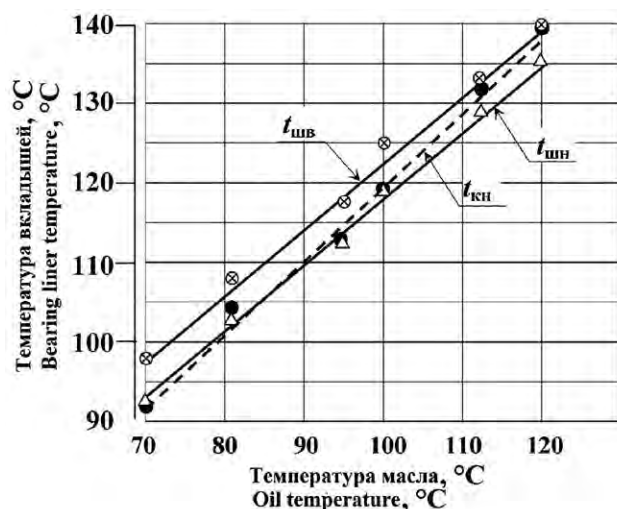


Рис. 5. Изменение температуры рабочих поверхностей вкладышей от температуры масла на входе в коренной подшипник при работе двигателя номинальном режиме; $t_{шв}$; $t_{шн}$; $t_{кн}$ — температура шатунного верхнего и нижнего, и коренного нижнего вкладышей.

Fig. 5. Change in the temperature of the working surfaces of the liners from the oil temperature at the inlet to the main bearing when the engine is operating in nominal mode; $t_{шв}$; $t_{шн}$; $t_{кн}$ — temperature of the connecting rod upper and lower, and main lower liners.

температура коренного вкладыша не растёт столь значительно, поскольку при этих условиях в коренном подшипнике сохраняется режим гидродинамического трения.

При увеличении частоты вращения коленчатого вала имеется прирост температуры вкладышей в зоне штатных значений давлений, и он явно выражен при критическом давлении 1,5 бар и ниже.

С ростом температуры масла от 70°C до 110°C расход масла через первый кривошип возрастает от 7 л/мин до 10 л/мин; при этом одновременно уменьшаются среднее давление масла на входе в коренной подшипник от 4 бар до 3 бар и размах колебаний давления масла от 6,8 бар до 4,5 бар.

Таким образом, на температурное состояние шатунных вкладышей влияет скоростной режим двигателя, а также параметры подачи масла в подшипник — температура и давление.

Полученные результаты подтверждают, что чрезмерное снижение давления и колебания в системе смазки приводит к ухудшению температурного состояния и нарушению гидродинамического режима трения в шатунных подшипниках [8–13].

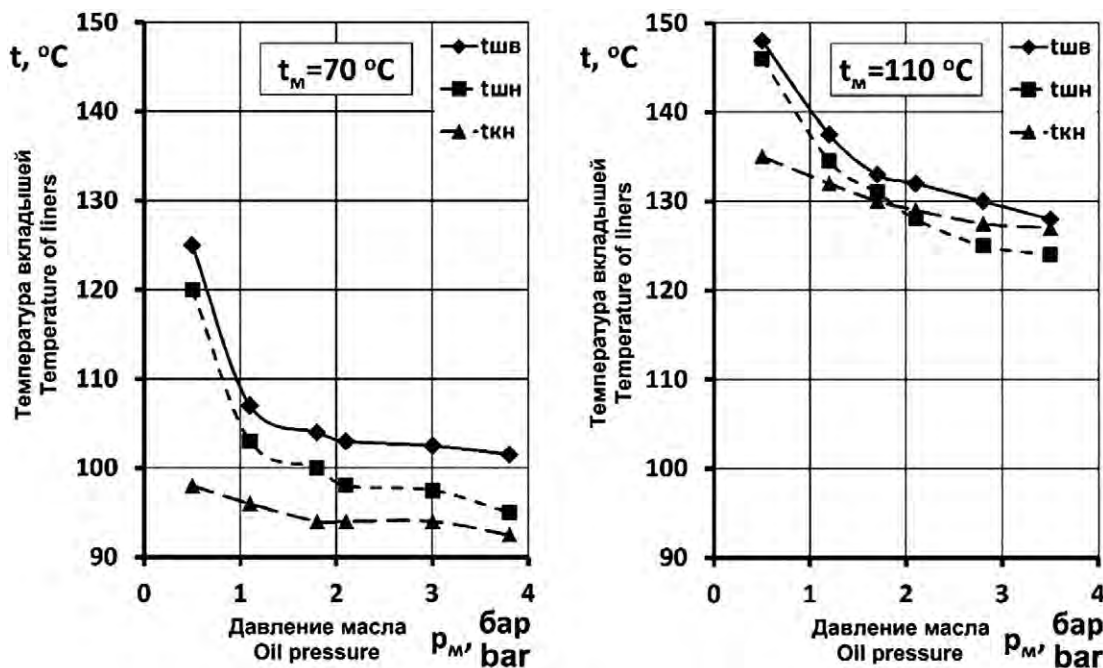


Рис. 6. Изменение температуры рабочей поверхности вкладышей от давления масла на входе в коренной подшипник при температурах масла 70°C и 110°C при работе двигателя номинальном режиме; $t_{шв}$; $t_{шн}$; $t_{кн}$ — температура шатунного верхнего и нижнего, и коренного нижнего вкладышей.

Fig. 6. Change in the temperature of the working surface of the liners from the oil pressure at the entrance to the main bearing at oil temperatures of 70°C and 110°C when the engine is operating in nominal mode; $t_{шв}$; $t_{шн}$; $t_{кн}$: respectively, the temperature of the connecting rod upper and lower, and main lower liners.

б) методика и результаты исследований подвода масла к шатунным подшипникам

В классических расчётах гидродинамических подшипников скольжения принимаются допущения, что параметры подвода масла (давление, температура, расход) стабильны на заданном уровне. Однако, как показывают исследования [14], в каналах подвода масла к шатунным подшипникам при вращении коленчатого вала возможен разрыв потока масла. Основное значение при этом имеют возникающие потери давления на участке от входа в коренной подшипник до оси коленчатого вала и разрыв потока масла, вследствие действия центробежных сил в каналах подвода. Давлению потока масла в радиальном канале оказывает противодействие выталкивающая сила от действия центробежных сил на столб масла в канале коленчатого вала, а также потеря напора, обусловленная необходимостью разгона масла в канале коренного подшипника до окружной скорости поверхности коренной шейки.

Общее противодействие потоку масла в канале при движении к центру вращения выражается суммой потерь [7]:

$$p_p = p_{ц} + p_y + p_{тр}, \quad (1)$$

где p_p — суммарные потери напора; $p_{ц} = 0,5\rho\omega^2(R^2 - r^2)$ — потеря от действия

выталкивающих сил на столб масла, находящегося в канале, имеющих центробежную природу; p_y — потеря от перехода не вращающейся массы масла во вращающуюся со скоростью поверхности коренной шейки, обусловленная необходимостью разгона масла до окружной скорости поверхности коренной шейки; $p_{тр}$ — потеря на трение вследствие гидравлического сопротивления канала; ρ — плотность масла; ω — угловая скорость вращения коленчатого вала; R — радиус коренной шейки; r — минимальное расстояние от оси коленчатого вала до канала, подводящего масло от коренной к шатунной шейке.

Проводилась оценка величины этих потерь для двигателя КАМАЗ 740.10 в условиях стендовых испытаний [2]. Принятые значения: $R = 0,0475$ м; $r = 0$ и $r = 0,0165$ м; $\rho_{90^\circ\text{C}} = 846$ кг/м³.

Методика включала наблюдение за истечением и его характером из зондирующих трубок, выводящих масло из различных точек каналов подвода к шатунным подшипникам при различных установочных давлениях, температурах, частоте вращения коленчатого вала (рис. 7).

В разработанных авторами методиках производилось принудительное снижение давления в системе смазки при работе двигателя на различных режимах. Осуществлялся перепуск масла из области высокого давления на слив в поддон, при этом поочередно добивались прекращения истечения масла наружу визуально из каждой зондирующей трубки. Фиксировалось отсутствие масла

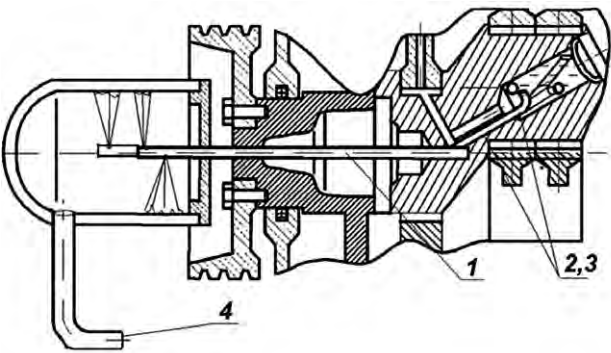


Рис. 7. Схема определения потерь давления в каналах коленчатого вала от действия центробежных сил и режимов истечения из шатунной полости: 1 — трубка от канала по оси коленчатого вала; 2 и 3 — трубки из шатунной полости; 4 — слив.

Fig. 7. Scheme for determining pressure losses in the crankshaft channels due to the action of centrifugal forces and outflow modes from the connecting rod cavity: 1: tube from the channel along the axis of the crankshaft; 2 and 3: tubes from the connecting rod cavity; 4: slink.

и давления при известных параметрах работающего двигателя и давления на входе в каналы вращающегося коленчатого вала. Измерялось среднее давление в главном масляном канале по стендовому манометру и в кольцевом канале коренного вкладыша на входе в кривошип. Давление в кольцевом канале, измеренное в момент отсутствия истечения, равно величине потерь напора, потраченное на преодоление центробежных сил на участке от поверхности шейки до оси вращения, где давление равно нулю.

В табл. 1 представлены результаты измерений давления масла в характерных участках системы смазки при различных частотах вращения коленчатого вала по внешней скоростной характеристике.

Таким образом, центробежные силы во вращающихся каналах коленчатого вала действуют на поток масла, тормозя или разгоняя его, вследствие чего образуется разрыв потока, что не всегда очевидно и не учитывается в расчётных моделях, а, между тем, от этого зависят режимы смазки шатунных подшипников.

Рассмотрим наиболее характерные критические состояния потока масла на пути к шатунным подшипникам. Первое критическое состояние (жёсткое) — подвод масла отсутствует длительное время. Из табл. 1 видно, что для двигателя КАМАЗ 740.10, например, на номинальном режиме (при $n = 2620 \text{ мин}^{-1}$) такое состояние наступает при $p''_{кр} = 0,17 \text{ МПа}$.

Второе критическое состояние (прерывистое) — подвод масла с определённой цикличностью. Такое состояние наступает при несколько больших значениях давления относительно первого состояния, например, на номинальном режиме двигателя КАМАЗ 740.10 — при давлении $p''_{кр} = 0,22 \text{ МПа}$. Общая длительность цикла составляет около 110 с, из которой в течение 50 с масло поступает потоком, а в последующие 60 с — поток отсутствует. При этом существует такой режим работы двигателя, при котором прерывистость наблюдается на протяжении неограниченного числа циклов. При изменении режима работы двигателя поток становится разорванным или сплошным.

в) методика и результаты экспериментального исследования по стабилизации геометрических параметров шатунных вкладышей

Для получения закономерностей процесса деформаций вкладышей под воздействием нагрузок от монтажа, температурных градиентов, условий смазки и отвода тепла проведены стендовые моторные испытания дизелей КАМАЗ 740.10 на режиме безотказности [6]. При промежуточных переборках для оценки деформаций и формоизменений производился контроль геометрических размеров вкладышей. Профиль образующей вкладышей в шатуне снимался на профилетре. До испытаний отклонений от прямолинейности не было. Форма круглограмм по рабочей поверхности вкладышей в шатуне отображает круглограммы посадочного диаметра шатуна. Через 150 часов работы измерялись геометрия вкладышей и шатунов.

Профилограммы вкладыша и шатуна от наработки двигателя показаны на рис. 8, где видно образование

Таблица 1. Потери и давление масла на участках системы смазки при различных частотах вращения коленчатого вала

Table 1. Oil losses and pressure in areas of the lubrication system at various crankshaft speeds

Потери и давление масла на участках, МПа	Частота вращения коленчатого вала, мин ⁻¹						
	1610	1830	2010	2210	2405	2620	2930
Потери от кольцевого канала до оси коленчатого вала	0,06	0,07	0,11	0,13	0,16	0,17	0,28
Давление в системе, при котором масло совсем не поступает к шатунным подшипникам	0,05	0,08	0,09	0,13	0,14	0,15	0,23
Давление в системе, при которой масло поступает к шатунным подшипникам с разрывами и пульсацией	0,09	0,12	0,13	0,18	0,21	0,22	0,28
Давление в системе, при котором масло в шатунный подшипник образует сплошной равномерный поток	0,12	0,15	0,21	0,22	0,25	0,31	0,36

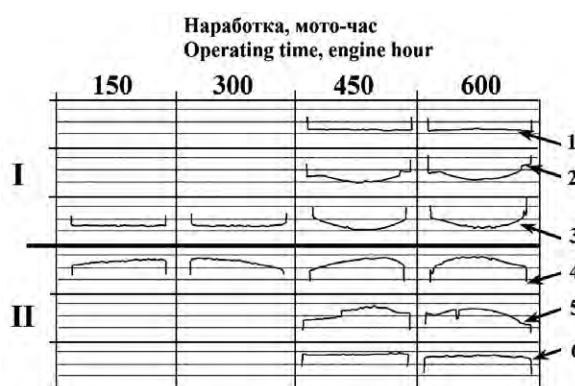


Рис. 8. Профилограммы рабочей и наружной поверхностей вкладышей и шатуна по образующей от наработки двигателя при испытаниях на безотказность: I — верхний вкладыш; II — нижний вкладыш: 1 — шатун; 2 — наружная поверхность вкладыша; 3 — рабочая поверхность вкладыша; 4 — рабочая поверхность вкладыша; 5 — наружная поверхность вкладыша; 6 — крышка шатуна.

Fig. 8. Profile diagrams of the working and outer surfaces of the liners and connecting rod along the generatrix depending on engine operating hours during reliability tests: I: upper bearing liner; II: lower bearing liner: 1: connecting rod; 2: outer surface of liner; 3: working surface of liner; 4: working surface of liner; 5: outer surface of liner; 6: connecting rod cover.

корсетности (прогиба), и прослежено её развитие — через 600 мото-часов прогиб достиг 20–24 мкм.

Изменение выступания h и распрямления $D_{св}$, а также диаметр кривошипной головки шатуна $D_{п}$ по ходу испытаний представлены на рис. 9.

До 200 часов происходит изменение геометрии вкладышей в свободном состоянии. Начиная с 200...300 часов процесс изменения геометрии прекращается, и параметры стабилизируются.

Предотвратить развитие формоизменения с образованием корсетности возможно, исключив пластические

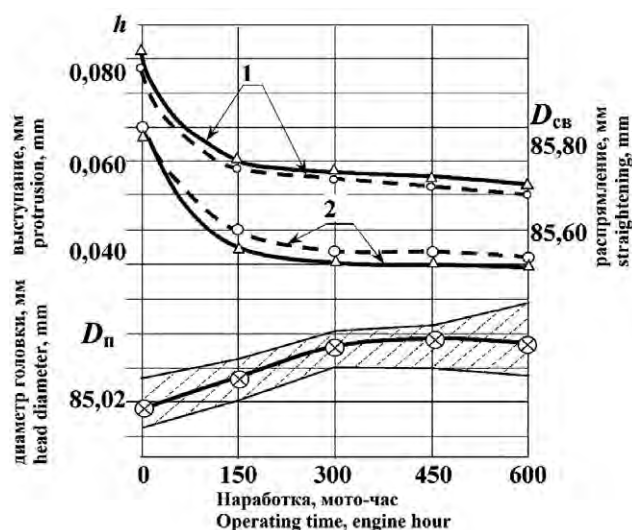


Рис. 9. Усадка геометрических параметров шатунных подшипников по ходу испытаний: Δ — Δ — верхний вкладыш; $\circ$ — $\circ$ — нижний вкладыш; 1 — выступание h ; 2 — распрямление $D_{св}$.

Fig. 9. Shrinkage of geometric parameters of connecting rod bearings during testing: Δ — Δ : upper liner; $\circ$ — $\circ$: lower liner; 1: protrusion h ; 2: straightening $D_{св}$.

деформации стальной основы вкладыша. Общее напряжённое состояние стальной основы вкладыша (суммарные напряжения) складываются из напряжений двух типов: монтажных — от сжатия (выступания) и изгиба (распрямления) (рис. 10), и рабочих (тепловых) — от перепада температур (рис. 11).

Исходные монтажные параметры h и $D_{св}$ необходимо задавать таким образом, чтобы суммарные напряжения стальной основы не превышали предела текучести стальной основы из Ст08кп $\sigma_T = 500$ МПа (определено экспериментально на сжатие) [2].

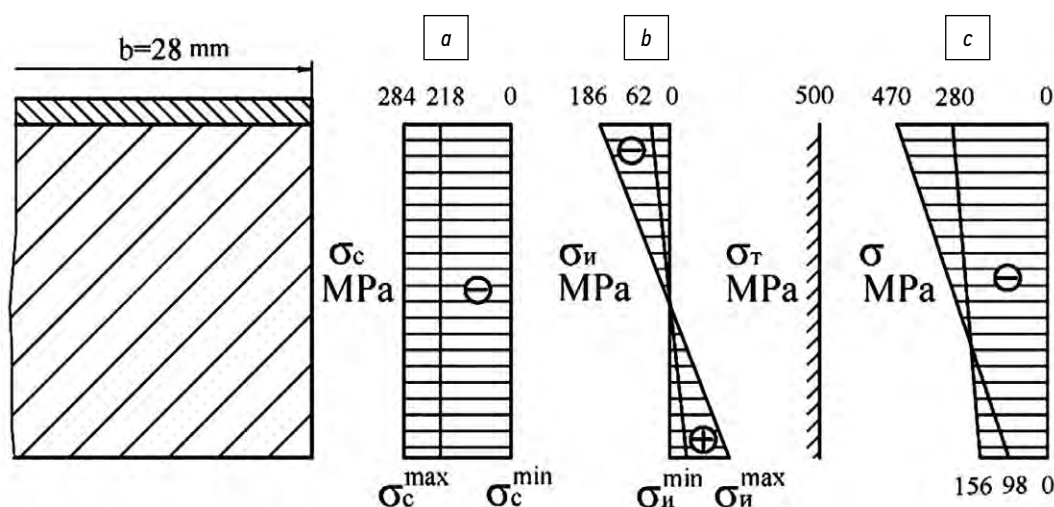


Рис. 10. Эпюры напряжений в поперечном сечении вкладыша от натяга вкладыша (a), от снижения распрямления (b) и суммарные монтажные и тепловые (c); σ_c — напряжения от сжатия; $\sigma_{и}$ — напряжения от изгиба; σ_T — тепловые напряжения; σ — суммарные напряжения; b — ширина вкладыша.

Fig. 10. Stress diagrams in the cross-section of the liner due to the liner tension (a), from the reduction in straightening (b) and the total assembly and thermal stresses (c); σ_c : stresses from compression; $\sigma_{и}$: stresses from bending; σ_T : thermal stresses; σ : total stresses; b : liner width.

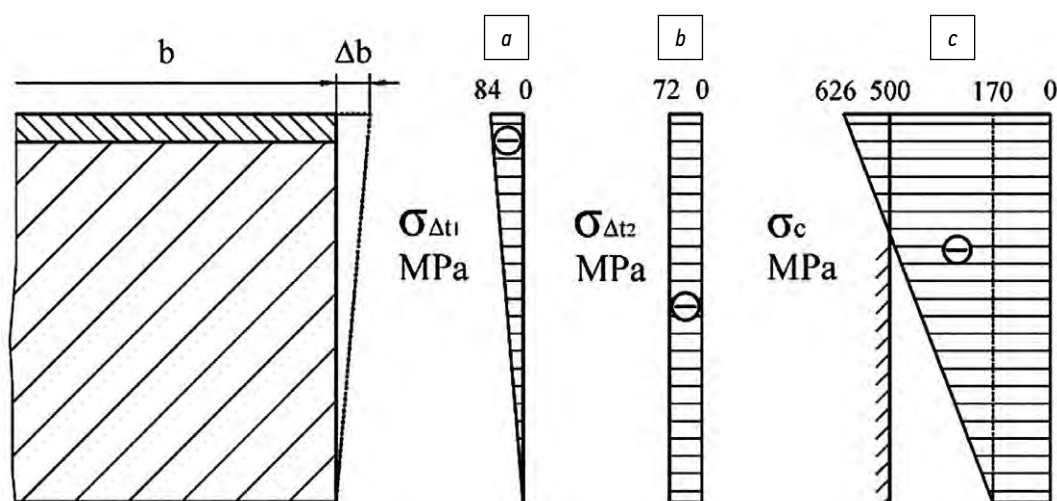


Рис. 11. Эпюры напряжений во вкладыше от перепадов температур (а, б) и суммарные монтажные и тепловые (с); σ_{Dt1} , σ_{Dt2} — напряжения соответственно от градиента температуры по толщине вкладыша и между вкладышем и постелью; σ_c — напряжения от сжатия; σ_T — тепловые напряжения; b — ширина вкладыша; Δb — удлинение вкладыша по ширине.

Fig. 11. Diagrams of stresses in the liner due to temperature changes (a, b) and total assembly and thermal stresses (c); σ_{Dt1} , σ_{Dt2} : stresses, respectively, from the temperature gradient along the thickness of the liner and between the liner and the bed; σ_c : compressive stress; σ_T : thermal stresses; b : liner width; Δb : liner width extension.

Напряжения сжатия в сечении:

$$\sigma_c = \frac{T_\Sigma}{b \cdot S} = \frac{15500}{28 \cdot 2,5} = 221 \text{ МПа}, \quad (2)$$

где T_Σ — сила, потребная для осадки величины выступания, $T_\Sigma = 15500$ Н, определялась на лабораторной установке Instron [5]; b — ширина вкладыша, $b = 28$ мм; S — толщина вкладыша, $S = 2,5$ мм.

При установке в шатун вкладыша его диаметр $D_{св}$ уменьшается с размера в свободном состоянии $D_{св}$ до диаметра расточки в нижней головке шатуна $D_{п}$, что приводит к появлению боковой силы R и напряжения изгиба $\sigma_{и}$ в поперечном сечении вкладыша. Максимальные напряжения изгиба возникают по оси симметрии вкладыша на внутренней (рабочей) поверхности [1]:

$$\sigma_{и} = \frac{Rr}{W}, \quad (3)$$

где R — боковая сила, которую необходимо приложить к вкладышу для уменьшения его размера до диаметра по-

стели; r — радиус вкладыша, $r = 42,5$ мм; $W = \frac{bS^2}{6}$ — момент сопротивления вкладыша на изгиб.

Используя геометрические параметры вкладыша и его жёсткость на изгиб при среднем значении распрямления $\delta = 1,0$ мм, изгибающие напряжения в сечении вкладыша составят $\sigma_{и} = 124$ МПа. Во внутренних слоях вкладыша при изгибе появляются напряжения сжатия, а в наружных — растяжения. Средняя величина суммарных напряжений сжатия на внутренней поверхности составляет $\sigma = 350$ МПа.

С учётом того, что параметры вкладыша — выступание и распрямление — могут отличаться от средних значений в большую или меньшую сторону, а также с учётом

допуска по ширине вкладыша $b = 28_{-0,28}$ мм и толщины $S = 2,5$ мм, напряжения сжатия и изгиба в стальной основе вкладыша могут принимать значения в интервале: $\sigma_c = 218...284$ МПа, $\sigma_{и} = \pm 62...186$ МПа.

Поскольку в процессе работы двигателя возникают тепловые напряжения в стальной основе вкладыша, то происходит превышение предела текучести и накопление остаточных деформаций. Рассмотрим влияние интенсифицирующих факторов на напряжённое состояние.

При работе двигателя, особенно на переходных режимах, возможны два вида перепадов температур в шатунном подшипнике: Δt_1 — перепад по толщине вкладыша между внутренним t_1 и наружным t_2 слоями вкладыша ($\Delta t_1 = t_1 - t_2$); Δt_2 — между вкладышами t_3 и телом шатуна t_4 ($\Delta t_2 = t_3 - t_4$). Часть выделившейся в подшипнике теплоты отводится от вкладыша в шатун. По закону Фурье перепад температур на плоской стенке толщиной S зависит от теплового потока Q (количества теплоты, проходящей в единицу времени через единицу площади):

$$\Delta t_1 = \frac{\kappa QS}{\lambda}, \quad (4)$$

где κ — коэффициент, учитывающий отвод теплоты через вкладыш; λ — коэффициент теплопроводности системы «вкладыш-шатун».

Ранее показано, что температура рабочей поверхности вкладышей двигателей находится в пределах от 120°C до 150°C (в среднем 135°C), температура шатуна при этом равна температуре масла от 80°C до 90°C (в среднем 85°C). С учётом этого средний перепад температур между внутренней и наружной поверхностями вкладыша $\Delta t_1 = 35^\circ\text{C}$, а перепад температур между серединой вкладыша и шатуном $\Delta t_2 = 30^\circ\text{C}$. Более нагретые внутренние

слои вкладыша стремятся удлиниться на величину Δl по окружности и Δb по ширине вкладыша:

$$\Delta l = l\alpha\Delta t_1, \quad (5)$$

$$\Delta b = b\alpha\Delta t_1, \quad (6)$$

где α — температурный коэффициент расширения, $\alpha = 12 \cdot 10^{-6} \text{ } 1/^\circ\text{C}$ [5].

Поскольку удлинению вкладыша по окружности препятствует сопряженный вкладыш, то в нем возникают дополнительные напряжения сжатия:

$$\sigma_{\Delta t_1} = \alpha\Delta t_1 E = 84 \text{ МПа}. \quad (7)$$

Под действием перепада температур середины вкладыша и шатуна Δt_2 вкладыш стремится удлиниться, и в нем появляются дополнительные напряжения сжатия по всему поперечному сечению:

$$\sigma_{\Delta t_2} = \alpha\Delta t_2 E = 72 \text{ МПа}. \quad (8)$$

Подсчитанные по средним значениям суммарные напряжения во внутренних слоях вкладыша при работе двигателя достигают предел текучести, а по максимальным — превышают предел текучести, что приводит к остаточным деформациям этих слоев.

Полученные данные свидетельствуют о том, что вкладыш в начальный период работы деформируется до тех пор, пока в рабочем состоянии стальной основы напряжение по всему поперечному сечению вкладыша не станет ниже предела текучести на сжатие. При известном значении параметров вкладыша и установившегося уровня напряжений в стальной основе неизбежны пластические деформации, которые выражаются в изменении не только геометрических параметров, заданных чертежом, но и формы с образованием корсетности.

Нарушение сплошности масляного потока к шатунным подшипникам из-за недостаточного давления может стать причиной образования прогиба у вкладышей. В нормальных условиях существует равенство расходов масла, поступающего по каналам в шатунную полость и вытекающего через зазор в шатунном подшипнике. Однако, баланс прихода и расхода неустойчив — в течение продолжительного времени поток либо сплошной, либо разорванный, а переходные режимы сопровождаются пульсациями. При разрыве потока или пульсациях к шатунным подшипникам подводится меньше масла, ухудшается отвод тепла, растёт температура рабочей поверхности шатунного вкладыша и градиент температур по толщине, растут напряжения от суммарного воздействия с монтажными напряжениями. Вследствие этого происходит сначала упругая деформация, а затем возможна пластическая деформация из-за превышения предела текучести на сжатие, что приводит к нарушению геометрии

с изменением размеров, образуется формоизменение в виде прогиба.

Когда подвод масла к подшипнику возрастает, то улучшается теплоотвод от вкладыша, он стремится принять исходную форму — прогиб снижается. Мы наблюдаем процесс взаимовлияния условий смазки и температурного состояния вкладыша на формоизменение шатунных вкладышей, и что особенно важно из этого вытекает требование к давлению в системе смазки в процессе эксплуатации, которое не должно снижаться ниже критических значений.

РЕЗУЛЬТАТЫ

Полученные в ходе разноплановых экспериментов результаты раскрывают физическую сущность процесса формоизменений шатунных вкладышей подшипников коленчатого вала автомобильных дизелей.

Определяющим фактором формоизменений вкладыша является напряженное состояние его стальной основы. Напряжения возникают уже на этапе изготовления и дополняются напряжениями от монтажа и условий работы. Напряжения и геометрические параметры (выступление и распрямление) вкладыша изменяются в результате усадки в начальные 200 часов работы двигателя, стабилизируясь в устойчивом состоянии при дальнейшей работе.

Установлено, что температурное состояние шатунных подшипников коленчатого вала, а также способствующие этому параметры системы смазки являются факторами, интенсифицирующими деформации стальной основы вкладышей.

Перепад температур между внутренней и наружной поверхностями вкладыша, а также между средней линией вкладыша и шатуном провоцирует рост напряжений сжатия и деформаций стальной основы вкладышей, что, суммируясь с монтажными напряжениями, приводит к более интенсивным усадке и формоизменениям, прямому контакту вкладыша с шейкой из-за выборки зазора при одновременном нарушении гидродинамики в масляном слое из-за утраты прямолинейности образующей. Завершающим и видимым результатом этого являются надиры, прижоги, схватывание и проворачивание вкладышей, что и является причиной снижения работоспособности.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Полученные новые результаты о процессе снижения работоспособности шатунных вкладышей из-за формоизменения дают возможность оптимизации конструктивных и эксплуатационных параметров подшипников коленчатого вала и системы смазки автомобильных дизелей.

В работе [2] описаны оригинальные подходы к способам предотвращения формоизменений вкладышей для повышения надежности подшипников коленчатого вала. В работе [15] предложена конструкция подшипника скольжения двигателя внутреннего сгорания, который содержит

два биметаллических вкладыша, площадь стыка каждого из которых меньше площади поперечного сечения вкладыша (равна от 69% до 77% от площади поперечного сечения). В результате снижения площадки контакта предел текучести материала вкладышей в месте их контакта наступает раньше, чем формоизменения вкладышей. За счёт усадки уменьшенного сечения вкладыша в зоне площадки контакта происходит снижение напряжений по остальным сечениям вкладыша. Рассматриваемый в работе [16] подшипник скольжения двигателя внутреннего сгорания содержит два биметаллических вкладыша, стальная основа каждого из них снабжена предохранительными средствами в виде взаимно пересекающихся пазов, выполненные на внешней поверхности основы. Паза предлагается выполнить на глубину порядка 60% от толщины основы.

Авторами статьи для снижения напряженного состояния в стальной основе и антифрикционном слое вкладыша и повышения надежности шатунного подшипника предлагается новый способ его установки (монтажа) в постель блока или расточку шатуна [17]. Для этого вкладыш подшипника двигателя внутреннего сгорания должен быть спроектирован и изготовлен из стальной основы с антифрикционным слоем, в виде полукольца со сжатыми к центру краями, с возможностью растяжения рабочей поверхности вкладыша при установке. Вкладыш в свободном состоянии сжат на величину от 0,5% до 2% диаметра постели коленчатого вала или расточки нижней головки шатуна (отрицательное распрямление). В процессе монтажа вкладыш раскрывается до прилегания к поверхности постели с образованием напряжения растяжения со стороны рабочей поверхности. Образовавшиеся напряжения растяжения затем суммируются и гасят напряжения сжатия от выступления, а также от нагрева со стороны рабочей поверхности и градиента между вкладышем и постелью. Благодаря этому суммарные напряжения в поверхностных слоях стальной основы не достигают предела текучести на сжатие материала, не происходит пластическая деформация сжатия поверхностных слоев в окружном направлении и расширения слоев вдоль образующей с образованием характерной седлообразности и прогиба.

Внедрение перечисленных инновационных способов в производство позволит исключить формоизменение шатунных вкладышей и уменьшить риск задиоров в подшипнике, тем самым увеличить их надёжность и ресурс двигателя в целом.

ДОПОЛНИТЕЛЬНАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Вклад авторов. В.Н. Никишин — проведение экспериментальных исследований, разработка методик испытаний, подготовка отчёта по испытаниям, первичная обработка данных экспериментов; Р.Ф. Калимуллин — сбор и анализ литературных источников, правка текста и редактирование статьи, изготовление рисунков и графиков, доработка под требования оригинальности и издательства; А.Т. Кулаков — обзор литературы, сбор и анализ данных, проведение экспериментальных исследований, первичная обработка данных экспериментов, разработка теоретических

предпосылок, написание текста статьи. Все авторы одобрили рукопись (версию для публикации), а также согласились нести ответственность за все аспекты работы, гарантируя надлежащее рассмотрение и решение вопросов, связанных с точностью и добросовестностью любой её части.

Этическая экспертиза. Неприменимо.

Источники финансирования. Отсутствуют.

Раскрытие интересов. Авторы заявляют об отсутствии отношений, деятельности и интересов за последние три года, связанных с третьими лицами (коммерческими и некоммерческими), интересы которых могут быть затронуты содержанием статьи.

Оригинальность. При создании настоящей работы авторы использовали фрагменты ранее опубликованных собственных сведений (текст, иллюстрации, данные), отмеченные ссылками на источники в списке литературы.

Доступ к данным. Редакционная политика в отношении совместного использования данных к настоящей работе не применима, новые данные не собирали и не создавали.

Генеративный искусственный интеллект. При создании настоящей статьи технологии генеративного искусственного интеллекта не использовали.

Рассмотрение и рецензирование. Настоящая работа подана в журнал в инициативном порядке и рассмотрена по обычной процедуре. В рецензировании участвовали два внешних рецензента, член редакционной коллегии и научный редактор издания.

ADDITIONAL INFORMATION

Author contributions: V.N. Nikishin: conducting experimental studies, development of test procedures, preparation of test reports, primary processing of experimental data; R.F. Kalimullin: collection and analysis of literary sources, writing the text and editing the manuscript, creating images and graphs, adaptation to the requirements of originality and publishing house; A.T. Kulakov: literature review, data collection and analysis, conducting experimental studies, primary processing of experimental data, development of theoretical assumptions, writing the text of the manuscript. Thereby, all authors made a substantial contribution to the conception of the work, acquisition, analysis, interpretation of data for the work, drafting and revising the work, final approval of the version to be published and agree to be accountable for all aspects of the work.

Ethics approval: Not applicable.

Funding sources: No funding.

Disclosure of interests: The authors have no relationships, activities or interests for the last three years related with for-profit or non-profit third parties whose interests may be affected by the content of the article.

Statement of originality: When creating this work, the authors used fragments of previously published personal information (text, illustrations, data), marked with links to sources in the list of references.

Data availability statement: Editor's policy in terms of collective use of data is not applicable to this paper, any new data are neither collected nor created.

Generative AI: Generative AI technologies were not used for this article creation.

Provenance and peer-review: The paper was submitted to the journal in a proactive way and was reviewed according to the standard procedure. Two external reviewers, a member of the editorial board and the scientific editor of the journal took part in the review.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ | REFERENCES

1. Denisov AS, Kulakov AT. Analysis of the causes of operational destruction of connecting rod bearings of KamAZ–740 engines. *Dvigatelistroenie*. 1981;9:37–40. (In Russ.)
2. Kulakov AT, Denisov AS. *Ensuring the reliability of automobile and tractor engines*. Saratov: Saratov State technical university; 2007. (In Russ.) EDN: QNUBXL
3. Bykov VG, Saltykov MA, Gorbunov MN. Reasons for irreversible changes in thin-walled bearings and ways to improve the reliability of bearings in highly loaded diesel engines. *Dvigatelistroenie*. 1980;6:54–57. (In Russ.)
4. Antropov BS, Yanovsky MA, Nesterov DA. Improving the performance of crankshaft bearings. *Tractors and agricultural machinery*. 2007;12:35–36. (In Russ.)
5. Bykov VG, Saltykov MA, Gorbunov MN. A new way to ensure stability of the geometric parameters of liners for highly loaded diesel bearings. *Dvigatelistroenie*. 1985;8:32–36. (In Russ.)
6. Kulakov AT, Kulakov OA, Kalimullin RF, Barylnikova EP. Study of the process of connecting rod liners' shape changing in the pre-failure operation period of transport and technological machines and equipment. *Tractors and agricultural machinery*. 2023;90(5):469–475. (In Russ.) doi: 10.17816/0321-4443-462805 EDN: GHNFTS
7. Nikishin VN, Belokon KG, Sibiryakov SV. *Sliding bearings in automobile and engine construction*. Nab. Chelny: Publishing House Kam. state ing.–econ. acad.; 2012. (In Russ.) EDN: WMHYHH
8. Gafiyatullin AA. *Obespechenie rabotosposobnosti shatunnykh podshipnikov avtotraktornykh digateley putem sozdaniya nerazryvnoy maslyanogo potoka* [dissertation] Saratov; 2005. (In Russ.) EDN: NNDPTV
9. Grigoriev MA, Doletsky VA. *Ensuring engine reliability*. Moscow: Izd-vo standartov; 1978. (In Russ.)
10. *Research, design and calculation of internal combustion heat engines: Proceedings of NAMI*. Moscow: NAMI; 1979;176. (In Russ.)
11. Kulakov AT, Barylnikova EP, Kalimullin RF. The influence of balanced oil supply to connecting rod bearings on their failures in operation. *Intellect. Innovation. Investments*. 2019;8:106–115. doi: 10.25198/2077-7175-2019-8-106 (In Russ.) EDN: PPTJAL
12. Kulakov AT, Barylnikova EP, Talipova IP, et al. Off-design modes of the lubrication system of the KAMAZ–740.10 engine. *Natural and technical sciences*. 2021;4(155):211–214. (In Russ.) EDN: BY00QZ
13. Smirnov VG, Luchinin BN. *Increasing the durability of automotive engine parts by improving the design of lubrication systems*. Moscow: NIINavtoprom; 1980. (In Russ.)
14. Nikishin VN, Kulakov AT, Barylnikova EP, et al. Features of the formation of oil pressure in the lubrication system of KAMAZ engines. In: *XVI International Scientific and Practical Conference «Progressivnyye tekhnologii v transportnykh sistemakh»; 2021 Nov 11–13*. Orenburg; 2021. (In Russ.) EDN: TMRXDZ
15. Patent RUS 1810640/23.04.93. Bull. № 15. Denisov AS, Kulakov AT, Neustroev VE. Podshipnik skol'zheniya. (In Russ.) EDN: CVA0ZZ
16. Patent RUS № 90511/10.01.10. Byull. № 1. Denisov AS, Sakhapov IA, Kulakov AT, Khabibullin RG. Podshipnik skol'zheniya. (In Russ.) EDN: VREVUS
17. Patent RUS № 225369/18.04.2024. Byull. № 11. Kulakov AT, Shchigartsov IM, Gafiyatullin AA, et al. Podshipnik skol'zheniya dvigatelya vnutrennego sgoraniya. (In Russ.) EDN: JCBYLD

ОБ АВТОРАХ

* Калимуллин Руслан Флюрович,

д-р техн. наук, профессор,
заведующий кафедрой автомобилей Набережночелнинского института;

адрес: Россия, Республика Татарстан, 423812,
Набережные Челны, пр-кт Сююмбике, д. 10А.;
ORCID: 0000-0003-4016-2381;
eLibrary SPIN: 3492-4311;
e-mail: rkalimullin@mail.ru

Никишин Вячеслав Николаевич,

д-р техн. наук, профессор,
профессор кафедры автомобилей Набережночелнинского института;

ORCID: 0009-0004-3880-9419;
eLibrary SPIN: 6978-1196;
e-mail: VNNikishin@kpfu.ru

Кулаков Александр Тихонович,

д-р техн. наук, профессор,
профессор кафедры автомобилей Набережночелнинского института;

ORCID: 0000-0002-6443-0136;
eLibrary SPIN: 6745-0764;
e-mail: alttrak09@mail.ru

AUTHORS' INFO

* Ruslan F. Kalimullin,

Dr. Sci. (Engineering), Professor,
Head of the Automobiles Department of the Naberezhnye Chelny Institute;

address: 10A Syuyumbike ave, Naberezhnye Chelny, Republic
of Tatarstan, Russia, 423812;
ORCID: 0000-0003-4016-2381;
eLibrary SPIN: 3492-4311;
e-mail: rkalimullin@mail.ru

Vyacheslav N. Nikishin,

Dr. Sci. (Engineering), Professor,
Professor of the Automobiles Department of the Naberezhnye Chelny Institute;

ORCID: 0009-0004-3880-9419;
eLibrary SPIN: 6978-1196;
e-mail: VNNikishin@kpfu.ru

Alexander T. Kulakov,

Dr. Sci. (Engineering), Professor,
Professor of the Automobiles Department of the Naberezhnye Chelny Institute;

ORCID: 0000-0002-6443-0136;
eLibrary SPIN: 6745-0764;
e-mail: alttrak09@mail.ru

* Автор, ответственный за переписку / Corresponding author