

## ВЛИЯНИЕ СБАЛАНСИРОВАННОСТИ ПОДАЧИ МАСЛА К ШАТУННЫМ ПОДШИПНИКАМ НА ИХ ОТКАЗЫ В ЭКСПЛУАТАЦИИ

А.Т. Кулаков<sup>1</sup>, Е.П. Барыльникова<sup>2</sup>

Казанский (Приволжский) федеральный университет, Набережные Челны, Россия

<sup>1</sup>e-mail: alttrak09@mail.ru

<sup>2</sup>e-mail: 692401@mail.ru

Р.Ф. Калимуллин

Оренбургский государственный университет, Оренбург, Россия

e-mail: rkalimullin@mail.ru

**Аннотация.** Актуальность исследования обусловлена необходимостью изучения закономерностей процессов и явлений, приводящих к нарушению нормального функционирования шатунных подшипников автомобильных двигателей в эксплуатации и вызывающих внезапные дорогостоящие отказы.

Цель – обеспечение надежности автомобильных двигателей за счет минимизации в эксплуатации влияния факторов, способствующих возникновению такого опасного отказа, как проворачивание шатунных вкладышей.

Методический аппарат исследования – натурные наблюдения и микрометрирование шеек и вкладышей коленчатого вала по ГОСТ 14846–81; экспериментальные исследования на основе авторской методики с использованием созданной оригинальной испытательной установки на базе автомобильного двигателя КАМАЗ–740 и моторного стенда «AVL».

Основные результаты – описаны факторы и механизм проворачивания шатунных вкладышей. По результатам натурных наблюдений и стендовых испытаний установлено, что при эксплуатации двигателя имеет место формоизменение вкладышей как следствие несоответствия реальных режимов функционирования шатунных подшипников проектным режимам гидродинамической смазки. Определены критическое и необходимое давление масла для надежного смазывания шатунных подшипников в эксплуатации; выявлены режимы работы двигателя КАМАЗ, на которых может наступить масляное голодание его шатунных подшипников, а также режимы устойчивой работы всей смазочной системы.

Научная новизна – получены новые знания о закономерностях кинетики подвода масла к шатунным подшипникам в эксплуатации, отличающиеся учетом взаимного влияния саморегулируемого процесса изменения геометрии шатунного вкладыша и механизма пульсаций потока масла в маслоподводящих каналах, позволяющие определять безопасные параметры функционирования смазочной системы.

Практическая значимость – результаты исследования реализуются в ПАО «КАМАЗ» на двигателях КАМАЗ путем увеличения производительности масляного насоса и номинального давления в смазочной системе, оптимизации проходных сечений каналов и их расположения.

Направления дальнейших исследований и рекомендации – представляет интерес теоретическое обоснование и математическое описание процесса подачи масла к шатунным подшипникам в режиме повторяющихся пульсаций и слива от них, а также оценки живучести шатунных подшипников.

**Ключевые слова:** автомобильные двигатели, шатунные подшипники, смазочная система, расход масла, давление масла, проворачивание вкладышей.

**Для цитирования:** Кулаков А. Т., Барыльникова Е. П., Калимуллин Р. Ф. Влияние сбалансированности подачи масла к шатунным подшипникам на их отказы в эксплуатации // Интеллект. Инновации. Инвестиции. – 2019. – № 8. – С. 106-115. DOI: 10.25198/2077-7175-2019-8-106.

## INFLUENCE OF THE BALANCING OF THE OIL SUPPLY TO THE CONNECTING BEARINGS ON THEIR OPERATIONS FAILURES

A.T. Kulakov<sup>1</sup>, E.P. Barylnikova<sup>2</sup>

Kazan (Volga Region) Federal University, Naberezhnye Chelny, Russia

<sup>1</sup>e-mail: alttrak09@mail.ru

<sup>2</sup>e-mail: 692401@mail.ru

**R.F. Kalimullin**

Orenburg State University, Orenburg, Russia

e-mail: rklimullin@mail.ru

**Abstract.** The relevance of the study is due to the need to study the laws of processes and phenomena leading to disruption of the normal functioning of the connecting rod bearings of automobile engines in operation and causing sudden costly failures.

The goal is to ensure the reliability of automobile engines by minimizing in operation the influence of factors contributing to the occurrence of such a dangerous failure as cranking the connecting rod bearings.

Methodical apparatus of the study – field observations and micrometry of the necks and liners of the crankshaft according to GOST 14846–81; experimental studies based on the author's methodology using the created original test setup based on the KAMAZ–740 automobile engine and the AVL motor stand.

The main results – factors and a mechanism for cranking the connecting rod bearings are described. According to the results of field observations and bench tests, it was established that during engine operation there is a shape change of the bearings as a result of a mismatch between the real operating modes of the connecting rod bearings and the design modes of hydrodynamic lubrication. The critical and necessary oil pressure for reliable lubrication of the connecting rod bearings in operation is determined; modes of operation of the KAMAZ engine were identified, at which oil starvation of its connecting rod bearings may occur, as well as modes of stable operation of the entire lubrication system.

Scientific novelty: new knowledge has been obtained on the laws of the kinetics of oil supply to connecting rod bearings in operation, which are distinguished by the mutual influence of the self-regulating process of changing the geometry of the connecting rod bearing and the mechanism of pulsations of the oil flow in the oil supply channels, which make it possible to determine safe functioning parameters of the lubricating system.

Practical significance: the results of the study are implemented in KAMAZ PJSC on KAMAZ engines by increasing the performance of the oil pump and the nominal pressure in the lubrication system, optimizing the passage sections of the channels and their location.

Directions for further research and recommendations: theoretical interest and a mathematical description of the process of supplying oil to connecting rod bearings in the mode of repeated pulsations and draining from them, as well as assessing the survivability of connecting rod bearings.

**Keywords:** car engine, connecting rod bearings, lubrication system, oil consumption, oil pressure, turning of loose leaves.

**Cite as:** Kulakov, A.T., Barylnikova, E.P., Kalimullin, R.F. (2019) [Influence of the balancing of the oil supply to the connecting bearings on their operations failures]. *Intellekt. Innovatsi. Investitsii* [Intellect. Innovation. Investments]. Vol. 8, pp. 106-115. DOI: 10.25198/2077-7175-2019-8-106.

## Введение

Среди основных причин снижения показателей надежности и внезапных дорогостоящих отказов автомобильных двигателей – отказы подшипников коленчатого вала [1, 2]. В структурах отказов и затрат на восстановление основных элементов силовых агрегатов автомобилей КАМАЗ на эти подшипники приходится около 18% количества отказов всех элементов, средняя наработка на отказ составляет 12% от ресурса двигателя до капитального ремонта, а доля затрат на ремонт составляет свыше 45 % [6].

Значительная часть двигателей КАМАЗ–740 поступает в ремонт из-за такого отказа, как проворачивание шатунных вкладышей [2, 9]. Это явление на завершающей фазе проявляется в срезании фиксирующего выступа, в результате чего вкладыш начинает вращаться совместно с шейкой коленчатого вала. Процесс сопровождается снижением давления масла, образованием натиров и прижогов на поверхностях трения, что приводит к увеличению диаметрального зазора в сопряжении и возрастанию динамических нагрузок. Для предотвращения

в эксплуатации проворачивания вкладышей важно знать причины и закономерности развития этого явления во всех взаимосвязях. Поэтому, исследования, направленные на повышение надежности шатунных подшипников автомобильных двигателей за счет исключения в эксплуатации явления проворачивания вкладышей, являются актуальными.

## Состояние изученности проблемы

В работе [7] установлено, что проворачивание вкладышей происходит из-за их деформаций, а закономерности деформаций определяются как параметрами самих вкладышей (рисунок 1), так и факторами, влияющими на их тепловое состояние – в первую очередь смазочной системой [10, 11, 14].

Конструктивно прямолинейный по образующей вкладыш 2 (рисунок 2) из-за недостаточного теплоотвода в нижнюю головку шатуна и под действием интенсивного теплоподвода в момент образования полусухого трения на рабочей поверхности деформируется, при этом величина непрямолинейности непрерывно увеличивается от нуля до величины,

постоянно нарастающей от цикла к циклу. В качестве рабочей гипотезы рассматривается механизм образования разрыва и пульсаций потока масла, подводимого к шатунным подшипникам.

Следствием этого является необратимое циклическое нарастание прогибов до момента, когда

зазор уменьшается до нуля, при этом маслоподводящий канал  $I$  оказывается перекрытым, и тогда наступают масляное голодание, резкое увеличение температуры поверхности трения, схватывание и проворачивание вкладышей.



Рисунок 1. Вид вкладыша перед проворачиванием с измененной геометрической формой в предотказном состоянии: а) рабочая поверхность; б) тыльная сторона; в) параметры деформации и расположение пятна натиров и прижогов

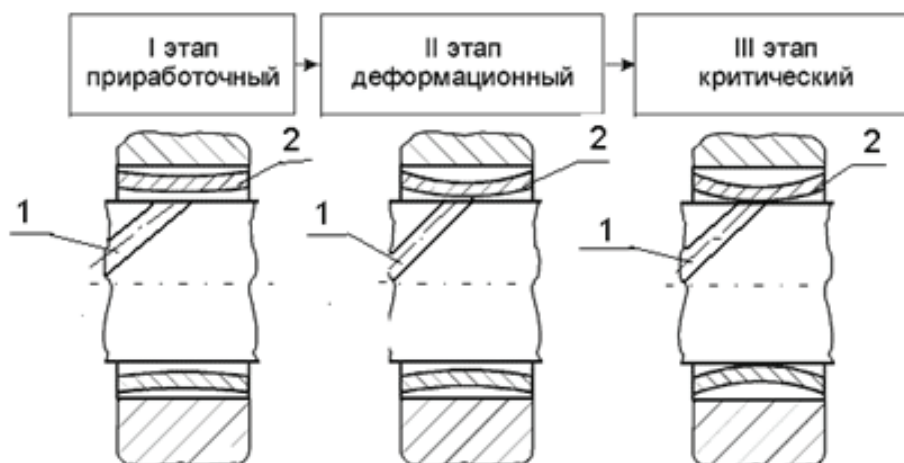


Рисунок 2. Этапы деформации шатунных вкладышей

Результаты экспериментов [3] подтвердили наличие явления формоизменения вкладышей в процессе работы двигателя, а также несоответствия реальных режимов работы шатунных подшипников проектным, полученным на основе положений гидродинамической теории, и их связи с процессами и параметрами в смазочной системе двигателя.

Установлено, что закономерность увеличения прогиба вкладыша по образующей в процессе эксплуатации двигателя описывается экспоненциальной зависимостью от наработки, а предельная величина прогиба шатунных вкладышей составляет 48 мкм, и наступает при наработке в среднем 220–240 тыс. км при третьей категории эксплуатации автомобилей.

На интенсивность формоизменения вкладышей влияют как конструктивно-технологические пара-

метры вкладышей, отверстий и канавок для смазывания в коленчатом вале, так и изменение давления в смазочной системе [8, 10, 11, 13–15].

Исследованиями установлено, что кинетика подвода масла обусловлена развивающимся саморегулируемым процессом изменения геометрии шатунного вкладыша при наступлении разрыва потока в маслоподводящих каналах. Изменение геометрии вкладыша подтверждено в экспериментах по измерению зазора в шатунном подшипнике на работающем двигателе [3].

Механизм пульсаций потока масла объясняется тем, что уменьшение расхода на слив приводит к образованию сплошного потока и ликвидации разрыва потока в каналах; следом за этим нарастает расход от воздействия центробежных сил на всасы-

вание, отчего температура и деформации вкладышей снижаются, зазор увеличивается. Затем снова наступает разрыв потока. Таким образом, на сливе из шатунной шейки наблюдается переменный расход масла – периодическое его прекращение и возобновление. Это явление происходит, очевидно, при знакопеременном балансе расхода масла из шатунной полости через подшипники и подачи в нее, который определяется формоизменением вкладышей и регулируемым разрывом потока внутри каналов. Особо следует отметить, что это происходит даже при номинальных зазорах в шатунных и коренных подшипниках.

### Методика и результаты экспериментального исследования

Известно, что условия функционирования подшипников коленчатого вала определяются большим числом конструктивных, технологических и эксплуатационных факторов. Существующие методы расчетов не позволяют точно определить требуемое давление масла в смазочной системе, гарантированно исключающее масляное голодание шатунных подшипников на рабочих режимах работы двигателя. Поэтому, для экспериментального исследования закономерностей процесса смазки подшипников коленчатого вала авторами была разработана оригинальная методика.

Основная идея экспериментов заключалась в измерении потребного расхода масла через 1-ую шатунную шейку с односторонним подводом (2 отверстия по одному на шатун), и сравнении его с располагаемым количеством масла, которое могут пропустить коренной подшипник и каналы 1-й коренной шейки при номинальном зазоре и при различной степени изнашивания.

Создана экспериментальная установка на базе автомобильного двигателя КамАЗ–740 (после модернизации коленчатого вала с односторонним подводом масла – 2 отверстия на шатунной шейке вместо четырех, в целях снижения потребного расхода масла с одной шатунной шейки) и испытательного стенда «AVL». Установка была укомплектована необходимым аттестованными и тарированными оборудованием и приборами, точность которых удовлетворяла требованиям ГОСТ 14846–81.

В экспериментальном двигателе доработали модернизированный коленчатый вал путем перекрытия масляного канала 1-й коренной шейки установкой заглушки 1 (рисунок 3). На переднем конце коленчатого вала по его оси установили полумуфту 2 и резьбовой штуцер для обеспечения подвода масла к шатунным подшипникам 1-й шейки снаружи. Для создания максимально возможного давления масла в масляном насосе был заблокирован дифференциальный клапан.

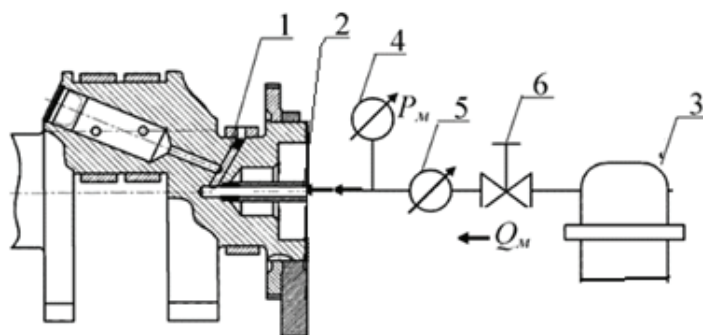


Рисунок 3. Схема измерения потребного расхода масла через 1-ую шатунную шейку с двумя выходными отверстиями

От фильтра тонкой очистки масла 3 был выведен штуцер с краном 6, к которому соединён манометр давления масла 4 (рисунок 4). От крана к полумуфте проведен маслопровод, в который вмонтирован счетчик расхода масла 5 ШЖУ–25М–15 (рисунок 5).

Методика экспериментальных исследований заключалась в следующем. Для определения величин зазоров в первых шатунном и коренном подшипниках перед сборкой двигателя проводилось микрометрирование шеек и вкладышей по ГОСТ 14846–81.

Определялся потребный расход масла через 1-ую шатунную шейку для двух подшипников. На прогревом и работающем двигателе регулиров-

кой вентиля крана устанавливали первоначальное минимальное давление в смазочной системе  $p_m = 0,2$  МПа, и снимали внешнюю скоростную характеристику двигателя, фиксируя необходимые показания приборов и датчиков. Далее повторяли испытания, постепенно увеличивая давление с шагом  $0,1$  МПа до  $p_m = 0,7$  МПа. Двигатель испытывался в трех состояниях: с номинальными зазорами в исследуемых подшипниках  $S_{ш.п} = 0,12$  мм,  $S_{к.п} = 0,14$  мм; со средними эксплуатационными зазорами  $S_{ш.п} = 0,18$  мм,  $S_{к.п} = 0,19$  мм; с предельными зазорами  $S_{ш.п} = 0,39$  мм,  $S_{к.п} = 0,42$  мм.



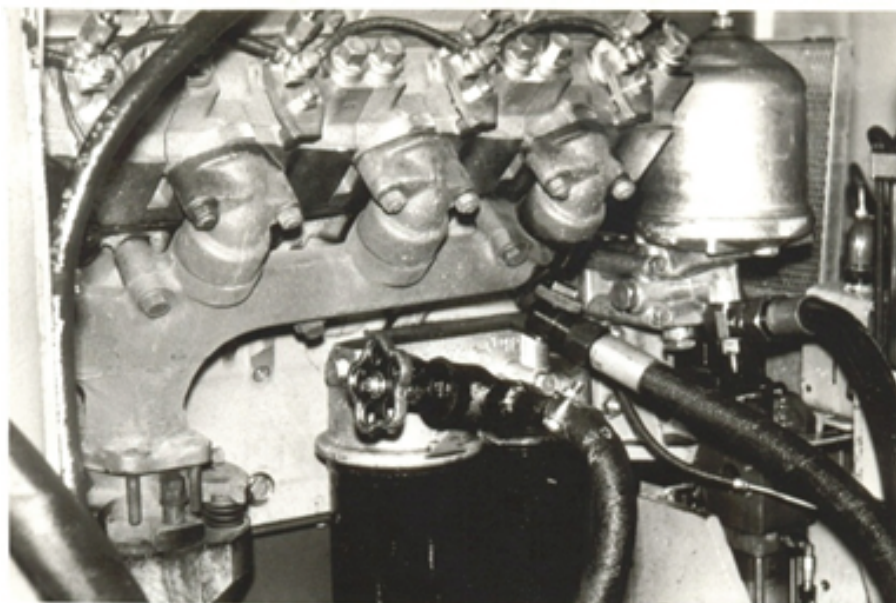


Рисунок 4. Забор масла с фильтра тонкой очистки масла для его подвода к подшипнику 1-й шатунной шейки по оси коленчатого вала

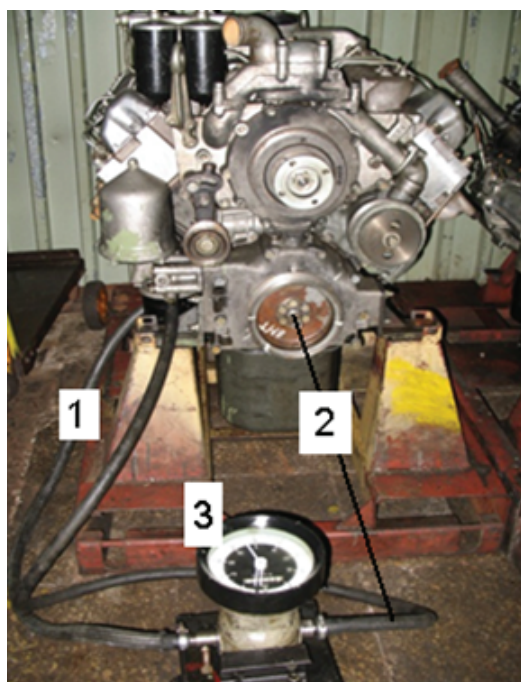


Рисунок 5. Соединение маслопроводов от фильтра (1) к муфте (2) по оси коленчатого вала и расходомера ШЖУ–25М (3) с двигателем КамАЗ–740 до монтажа на стенд

Результаты экспериментальных исследований потребного расхода масла через 1-ю шатунную шейку с односторонним подводом масла (2 отв. на шейке по одному на шатун) с номинальным зазором приведены на рис. 6, кривая 2. Полученные ранее данные [3] позволили сравнить потребный и фактический расходы масла через подшипники одной шатунной шейки (рис. 6). Результаты свидетельствуют, что при одностороннем подводе масла (2 от-

верстия на шейке) потребный расход приблизился к располагаемому, однако баланс расходов едва заметен, и при низком давлении образуется дефицит в точке их пересечения, разрыв и пульсации потока. Это позволяет сделать вывод о необходимости дальнейших исследований по определению необходимого давления масла для надежного смазывания шатунных подшипников в эксплуатации, выявлению режимов работы двигателя КамАЗ, на которых

может наступить масляное голодание его шатунных подшипников, а также режимы устойчивой работы всей смазочной системы.

Исследованиями установлено, что потребный

расход масла возрастает с 1,0 л/мин (кривая 1) при номинальных зазорах в шатунных и коренных подшипниках до 6 л/мин (кривая 1.2) при предельных зазорах (рисунок 7).

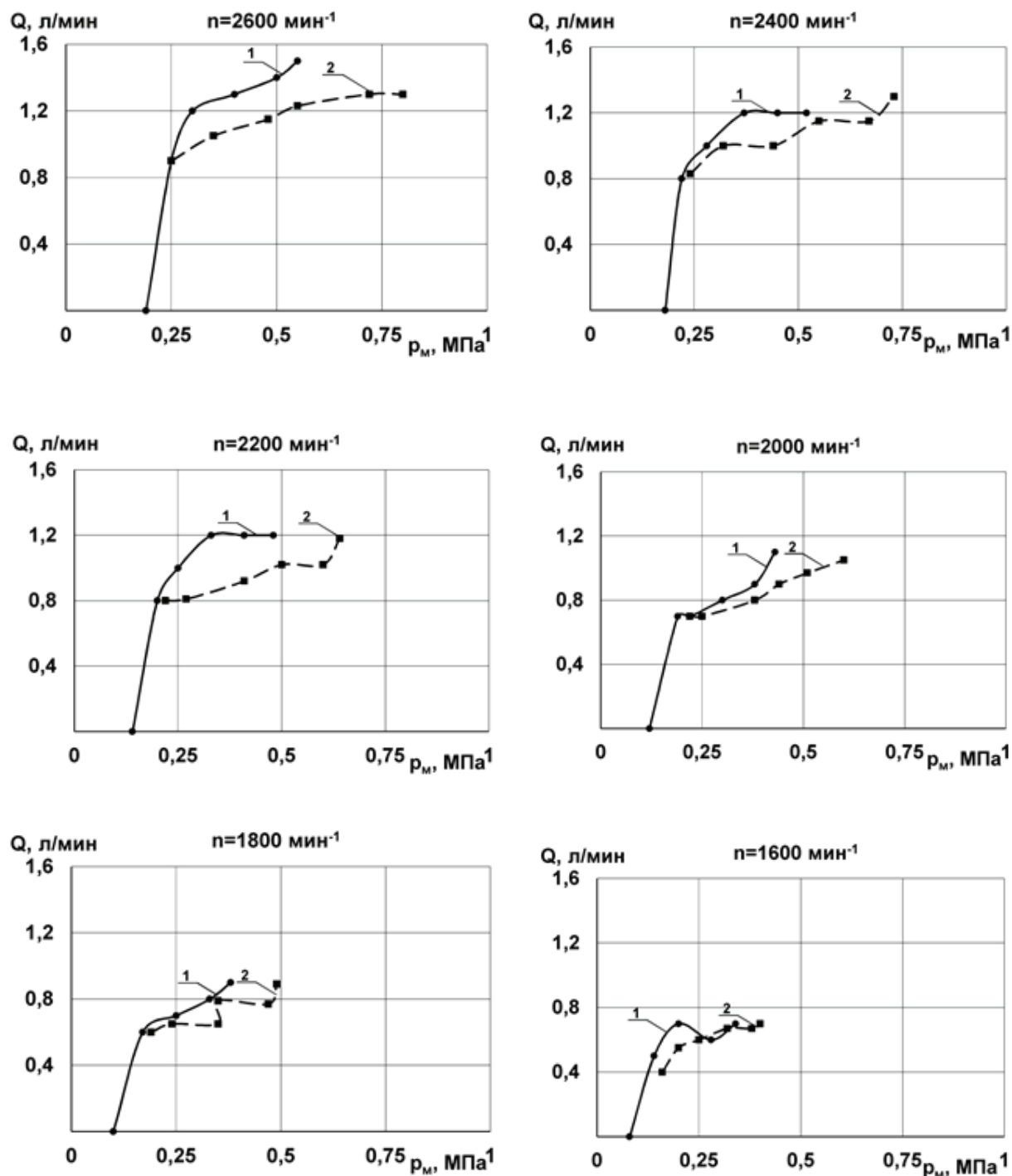


Рисунок 6. Зависимости фактического располагаемого (кривая 1) и потребного (кривая 2) расхода масла через 1-ю шатунную шейку на два подшипника с номинальным зазором от давления в смазочной системе и частоты вращения коленчатого вала

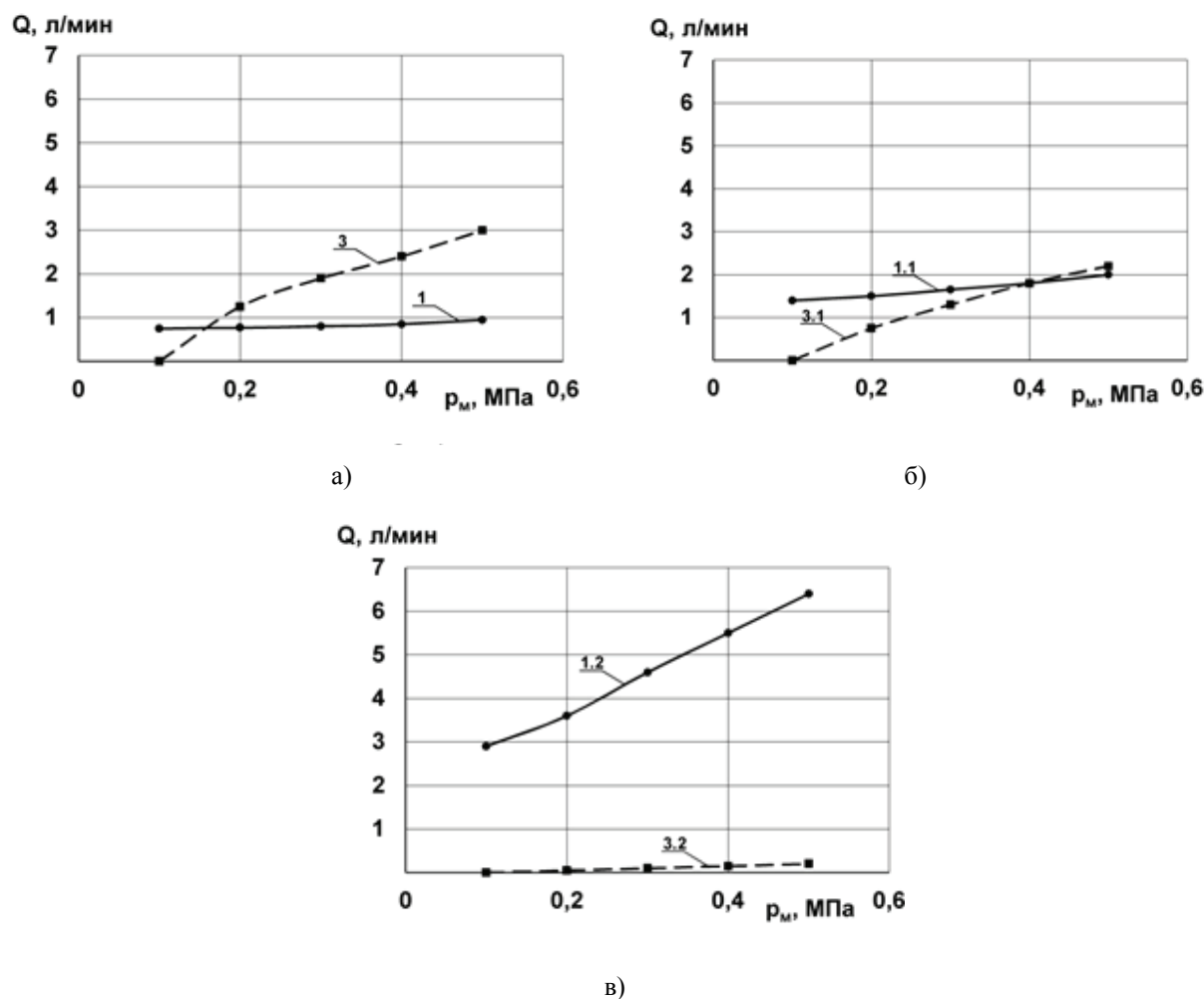


Рисунок 7. Соотношение потребного (кривые 1, 1.1, 1.2) и располагаемого расходов масла (кривые 3, 3.1, 3.2) для 1-й шатунной шейки на номинальном режиме работы: а) с номинальными зазорами  $S_{ш.п} = 0,12$  мм,  $S_{к.п} = 0,14$  мм; б) со средними эксплуатационными зазорами  $S_{ш.п} = 0,18$  мм,  $S_{к.п} = 0,19$  мм; в) с предельными зазорами  $S_{ш.п} = 0,39$  мм,  $S_{к.п} = 0,42$  мм

Располагаемая подача масла для 1-й шатунной шейки от коренного подшипника на смазку шатунных уменьшается с 3 л/мин (кривая 3) при номинальных зазорах до 0,2 л/мин (кривая 3.2 рисунок 7 в) при предельных зазорах из-за больших утечек в зазор коренного подшипника. Очевидно, что при изнашивании разбалансировка происходит еще раньше по величине давления в смазочной системе при давлениях 0,35–0,40 МПа (см. рисунок 7 б). С этого момента и начинается режим пульсации масла на подводе к шатунным подшипникам.

### Заключение

В статье описаны факторы и механизм проворачивания шатунных вкладышей автомобильного двигателя. По результатам натурных наблюдений и стендовых испытаний установлено, что при эксплуатации двигателя имеет место формоизменение вкладышей как следствие несоответствия реальных режимов функционирования шатунных подшипни-

ков проектным режимам гидродинамической смазки. Определены критическое и необходимое давление масла для надежного смазывания шатунных подшипников в эксплуатации; выявлены режимы работы автомобильного двигателя КамАЗ-740, на которых может наступить масляное голодание его шатунных подшипников, а также режимы устойчивой работы всей смазочной системы.

Научная новизна результатов обусловлена тем, что получены новые знания о закономерностях кинетики подвода масла к шатунным подшипникам автомобильного двигателя в эксплуатации, отличающиеся учетом взаимного влияния саморегулируемого процесса изменения геометрии шатунного вкладыша и механизма пульсаций потока масла в маслоподводящих каналах, позволяющие определять безопасные параметры функционирования смазочной системы.

Результаты настоящего исследования последовательно реализуются в мероприятиях по повыше-

нию надежности шатунных подшипников двигателей КамАЗ путем увеличения производительности масляного насоса и номинального давления в системе смазки [12], оптимизации проходных сечений каналов и их расположения.

В дальнейшем представляет интерес теоретическое обоснование и математическое описание процесса подачи масла к шатунным подшипникам в режиме повторяющихся пульсаций и слива от них, а также оценки живучести шатунных подшипников.

### Литература

1. Антропов Б. С., Слабов Е. П., Крайнов А. А., Шкорин С. Г. Обеспечение работоспособности подшипников коленчатого вала автомобильных дизелей // *Двигателестроение*. – 2004. – № 3. – С. 29–32.
2. Барун В. Н., Григорьев М. А. и др. Причины и устранение случаев задира и проворачивания вкладышей подшипников коленчатого вала автомобильного дизеля КамАЗ // *Двигателестроение*. – 1983. – № 4. – С. 3–5.
3. Барыльникова Е. П., Ковриков И. Т., Коваленко С. Ю. Повышение ресурса автомобильных двигателей стабилизацией режима смазывания шатунных подшипников в эксплуатации // *Вестник Оренбургского государственного университета*. – 2014. – № 10 (171). – С. 15–22.
4. Буравцев С. К., Буравцев Б. К. Повышение надежности шатунных подшипников коленчатых валов двигателей // *Двигателестроение*. – 1983. – № 3. – С. 3–7.
5. Быков В. Г., Салтыков М. А., Горбунов М. Н. Причины необратимых формоизменений тонкостенных вкладышей и пути повышения подшипников высоконагруженных дизелей // *Двигателестроение*. – 1980. – № 6. – С. 34–37.
6. Денисов А. С. Основы формирования эксплуатационно-ремонтного цикла автомобилей. – Саратов: СГТУ, 1999. – 352 с.
7. Кулаков А. Т., Денисов А. С. Анализ причин эксплуатационных разрушений шатунных вкладышей двигателей КамАЗ-740 // *Двигателестроение*. – 1981. – № 9. – С. 37–40.
8. Никишин В. Н., Белоконов К. Г., Сибириков С. В. Некоторые аспекты обеспечения надежности подшипников коленчатого вала // *Известия Московского государственного технического университета МАМИ*. – Т. 2. – 2012. – № 2(14). – С. 177–184.
9. Никишин В. Н., Светличный Н. И., Загородских Б. П. Стабилизация геометрических параметров шатунных вкладышей двигателя КамАЗ-740 в эксплуатации // *Восстановление и упрочнение деталей машин: Межвуз. науч. сб. Саратов. госуд. техн. ун-т*. – 2000. – С. 58–65.
10. Смирнов В. Г., Лучинин Б. Н. Повышение долговечности деталей автомобильных двигателей за счет совершенствования конструкции систем смазки. – М.: НИИНавтопром. – 1980. – 59 с.
11. Holmberg K., Andersson P., Nylund N.-O., Mäkelä K., Erdemir A. Global energy consumption due to friction in trucks and buses // *Tribology International*. – 2014. – V. 78. – P. 94–114.
12. Kulakov A. T., Barylnikova E. P., Kulakov O. A. Adaptive system of supplying lubricant to the internal combustion engine // *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. – 2017. – V. 240 – P. 012010.
13. Priest M., Taylor C.M. Automobile engine tribology – approaching the surface // *Wear*. – 2000. – V. 241(2). – P. 193–203.
14. Stachowiak Gwidon W., Batchelor Andrew W. Hydrodynamic Lubrication // *Engineering Tribology: Third Edition*. – 2006. – P. 103–204.
15. Tung S.C., McMillan M.L. Automotive tribology overview of current advances and challenges for the future // *Tribology International*. – 2004. – V. 37. – № 7. – P. 517–536.

### References

1. Antropov, B.S., Slabov, E.P., Krajnov, A.A., SHkorin, S.G. (2004) [Ensuring the health of the crankshaft bearings of automotive diesel engines] *Dvigatelistroenie* [Engine building]. Vol. 3, pp. 29-32. (In Russ.).
2. Barun, V.N., Grigor'ev, M.A. (1983) [Causes and elimination of seizure and cranking of the bearings of the crankshaft of a KamAZ automobile diesel engine]. *Dvigatelistroenie* [Engine building]. Vol. 4, pp. 3-5. (In Russ.).
3. Baryl'nikova, E.P., Kovrikov, I.T., Kovalenko, S.YU. (2014) [Increasing the resource of automobile engines by stabilizing the lubrication mode of connecting rod bearings in operation]. *Vestnik Orenburgskogo gosudarstvennogo universiteta* [Bulletin of Orenburg State University]. Vol. 10 (171), pp. 15-22. (In Russ.).
4. Buravcev, S.K., Buravcev, B.K. (1983) [Improving the reliability of connecting rod bearings of engine crankshafts]. *Dvigatelistroenie* [Engine building]. Vol. 3, pp. 3-7. (In Russ.).
5. Bykov, V.G., Saltykov, M.A., Gorbunov, M.N. (1980) [Reasons for irreversible changes in thin-walled liners and ways to increase bearings of highly loaded diesel engines]. *Dvigatelistroenie* [Engine building]. Vol. 6, pp. 34-37. (In Russ.).



6. Denisov, A.S. (1999) *Osnovy formirovaniya ekspluatatsionno–remontnogo tsikla avtomobiley* [Fundamentals of the formation of the maintenance cycle of cars]. Saratov: Publishing House of the Saratov State Technical University, 352 p.
7. Kulakov, A.T., Denisov, A.S. (1981) [Analysis of the causes of operational damage to the connecting rod bearings of KamAZ–740 engines]. *Dvigatelistroenie* [Engine building]. Vol. 9, pp. 37-40. (In Russ.).
8. Nikishin, V.N., Belokon', K.G., Sibiryakov, S.V. (2012) [Some aspects of ensuring the reliability of crankshaft bearings]. *Izvestiya Moskovskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta MAMI* [News of Moscow State Technical University MAMI]. Vol. 2, No. 2(14), pp. 177-184. (In Russ.).
9. Nikishin, V.N., Svetlichnyj, N.I., Zagorodskih, B.P. (2000) [Stabilization of the geometric parameters of the connecting rod bearings of the KamAZ–740 engine in operation]. *Trudy SGTU «Vosstanovlenie i uprochnenie detalej mashin»* [Proceedings of the SGTU «Recovery and hardening of machine parts»], pp. 58-65. (In Russ.).
10. Smirnov, V.G., Luchinin, B.N. (1980) *Povyshenie dolgovechnosti detalej avtomobil'nyh dvigatelej za schet sovershenstvovaniya konstrukcii sistem smazki* [Improving the durability of automotive engine parts by improving the design of lubrication systems]. Moscow: NIIN autoprom, 59 pp.
11. Holmberg, K., Andersson, P., Nylund, N.O., Mäkelä, K., Erdemir, A. (2014) Global energy consumption due to friction in trucks and buses. *Tribology International*. Vol. 78, pp. 94-114. (In Engl.).
12. Kulakov, A.T., Barylnikova, E.P., Kulakov, O.A. (2017) Adaptive system of supplying lubricant to the internal combustion engine. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. Vol. 240. pp. 012010. Available at: <http://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/240/1/012010>.
13. Priest, M., Taylor, C.M. (2000) Automobile engine tribology – approaching the surface. *Wear*. Vol. 241(2), pp. 193–203. (In Engl.).
14. Stachowiak, Gwidon W., Batchelor, Andrew W. (2006) Hydrodynamic Lubrication. *Engineering Tribology: Third Edition*, pp. 103-204. (In Engl.).
15. Tung, S.C., McMillan, M.L. (2004) Automotive tribology overview of current advances and challenges for the future. *Tribology International*. Vol. 37. No 7, pp. 517-536. (In Engl.).

#### Информация об авторах:

**Александр Тихонович Кулаков**, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой эксплуатации автомобильного транспорта, Набережночелнинский институт Казанского (Приволжского) федерального университета, Набережные Челны, Россия

**ORCID ID:** 0000–0002–6443–0136, **Researcher ID:** O–2303–2015, **Scopus Author ID:** 56803480100

e-mail: alttrak09@mail.ru

**Елена Петровна Барыльникова**, кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры эксплуатации автомобильного транспорта, Набережночелнинский институт Казанского (Приволжского) федерального университета, Набережные Челны, Россия

**ORCID ID:** 000–0002–1457–1598, **Researcher ID:** M–4914–2015, **Scopus Author ID:** 6454440300

e-mail: 692401@mail.ru

**Руслан Флюрович Калимуллин**, доктор технических наук, доцент, профессор кафедры автомобильного транспорта, Оренбургский государственный университет, Оренбург, Россия

**ORCID ID:** 0000–0003–4016–2381, **Researcher ID:** E–9031–2015, **Scopus Author ID:** 6602711766

e-mail: rkalimullin@mail.ru

Статья поступила в редакцию 14.10.2019; принята в печать 29.11.2019.

Авторы прочитали и одобрили окончательный вариант рукописи.

#### Information about the authors:

**Alexander Tikhonovich Kulakov**, Doctor of Technical Sciences, Professor, head of the Department of road transport operation, Naberezhnye Chelny Institute of Kazan (Volga region) Federal University, Naberezhnye Chelny, Russia

**ORCID ID:** 0000–0002–6443–0136, **Researcher ID:** O–2303–2015, **Scopus Author ID:** 56803480100

e-mail: alttrak09@mail.ru

**Elena Petrovna Baryshnikova**, Candidate of Technical Sciences, associate Professor of the Department of road transport exploitation, Naberezhnye Chelny Institute of Kazan (Volga region) Federal University, Naberezhnye Chelny, Russia

**ORCID ID:** 000–0002–1457–1598, **Researcher ID:** M–4914–2015, **Scopus Author ID:** 6454440300

e-mail: 692401@mail.ru

**Ruslan Flyurovich Kalimullin**, Doctor of Technical Sciences, associate Professor, Professor, Department of automobile transport, Orenburg state University, Orenburg, Russia

**ORCID ID:** 0000–0003–4016–2381, **Researcher ID:** E–9031–2015, **Scopus Author ID:** 6602711766  
e–mail: rkalimullin@mail.ru

The paper was submitted: 14.10.2019.

Accepted for publication: 29.11.2019.

The authors have read and approved the final manuscript.