

На правах рукописи

АГЕЕВ Артём Геннадьевич

СНИЖЕНИЕ МЕХАНИЧЕСКИХ ПОТЕРЬ В БЫСТРОХОДНОМ ДИЗЕЛЕ
ВОЗДУШНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕМ
КОНСТРУКЦИИ ДЕТАЛЕЙ ЦПГ

Специальность 05.04.02-Тепловые двигатели

АВТОРЕФЕРАТ
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук



Москва, 2017 г.

Работа выполнена в Федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего образования Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет) (МГТУ им. Н.Э. Баумана)

Научный руководитель: Путинцев Сергей Викторович, доктор технических наук, профессор кафедры поршневых двигателей МГТУ им. Н.Э. Баумана

Официальные оппоненты: Васильев Александр Викторович, доктор технических наук, профессор кафедры теплотехники и гидравлики ФГБОУ ВО Волгоградского государственного технического университета

Вальехо Мальдонадо Пабло Рамон, кандидат технических наук, доцент кафедры департамента машиностроения и приборостроения Инженерной академии Российского университета дружбы народов

Ведущая организация: Владимирский государственный университет им. А.Г. и Н.Г. Столетовых

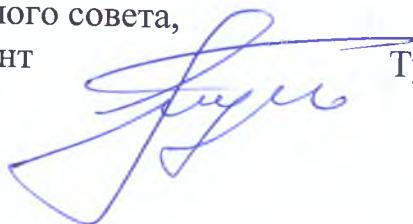
Защита диссертации состоится « 20 » июня 2017 г. в 14:00 ч. на заседании диссертационного совета Д212.141.09 при ФГБОУ ВО МГТУ им. Н.Э. Баумана по адресу: 105082, г. Москва, Рубцовская наб., д. 2/18, Учебно-лабораторный корпус, ауд. 947.

Ознакомиться с диссертацией можно в библиотеке МГТУ им. Н.Э. Баумана и на сайте www.bmstu.ru.

Ваши отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенные печатью учреждения, просим направлять по адресу: 105005, г. Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, МГТУ им. Н.Э. Баумана, ученому секретарю диссертационного совета Д 212.141.09.

Автореферат разослан «___» 2017 г.

Ученый секретарь диссертационного совета,
кандидат технических наук, доцент



Тумашев Р.З.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. Известно, что цилиндропоршневая группа (ЦПГ) практически во всех типах двигателей внутреннего сгорания (ДВС) является средоточием потерь на трение и изнашивание деталей. Однако особое место в этом ряду занимают быстроходные дизели с воздушным охлаждением, у которых проблема повышенных механических потерь и изнашивания деталей вообще, а деталей ЦПГ, в особенности, проявляется в наибольшей степени.

Это обусловлено как спецификой крепления оребренных цилиндров на блоке, так и условиями их охлаждения. В работах известных исследователей конструкций ДВС обращалось внимание на высокий уровень деформаций цилиндра и поршня в ДВС с воздушным охлаждением, вызываемых монтажными, температурными и динамическими факторами.

Анализ конструкции и опыта эксплуатации универсальных малоразмерных быстроходных дизелей с воздушным охлаждением производства ОАО АК «Туламашзавод» (далее то тексту - ТМЗ) показал, что эти силовые агрегаты имеют резервы снижения механических потерь и износа.

Устранение отставания в уровне конструкционного совершенства и повышение за счет этого конкурентоспособности указанных выше изделий отечественного двигателестроения обусловили актуальность темы данной работы.

Цель исследования состоит в разработке и проверке эффективности применения ряда рациональных с точки зрения снижения механических потерь технических решений для основных деталей ЦПГ быстроходного дизеля с воздушным охлаждением.

Для достижения поставленной цели предусматривается решение следующих **задач**:

1. Анализ тенденций конструирования деталей ЦПГ современных быстроходных ДВС и оценка соответствия этим тенденциям конструкций соответствующих деталей дизелей ТМЗ.

2. Процедура применения принципа согласования для получения численных значений параметров трибологически рациональных профилей для юбки поршня, поршневых колец и цилиндра двигателя-объекта исследования.

3. Расчетно-аналитическая оценка влияния типичных искажений профиля юбки поршня на гидродинамическую несущую способность юбки (ГНС).

4. Моделирование деформации юбки поршня и цилиндра при нагружении юбки гидродинамической реакцией со стороны масляного слоя, а цилиндра усилиями анкерных связей.

5. Разработка новых технических решений для поршня, поршневого кольца и цилиндра на уровне изобретений, конструкторской документации и

(выборочно) опытных образцов с последующей сравнительной расчетной и экспериментальной проверками эффективности их применения с точки зрения снижения механических потерь.

Положения, содержащие научную новизну:

1. Процедура и результаты применения принципа согласования для конструкционной модернизации поршня, верхнего компрессионного поршневого кольца и цилиндра для обеспечения снижения механических потерь в ЦПГ двигателя-объекта исследования.

2. Метод и результаты расчетно-аналитической оценки влияния типичных искажений бочкообразного профиля юбки поршня на ее ГНС.

3. Постановка и результаты численного моделирования деформации юбки поршня и цилиндра при нагружении поршня гидродинамической реакцией со стороны масляного слоя, а цилиндра - сжимающими силами анкерных связей.

Методы исследования:

1) расчетно-теоретический анализ ГНС бочкообразного профиля юбки поршня;

2) численное моделирование деформации, а также динамики, гидродинамики и трибологии поршня, цилиндра и поршневого кольца;

3) эксперимент на макетной установке, выполненной на базе двигателя-объекта исследования.

Достоверность и обоснованность научных положений и результатов работы обусловлены применением классической теории гидродинамической смазки и граничного трения; использованием апробированных расчетных средств; подтверждением результатов расчета в ходе экспериментов, выполненных на типовом, метрологически аттестованном оборудовании с учетом погрешностей измерений контрольных показателей при обработке и сопоставлении результатов.

Практическая ценность результатов работы состоит в:

1. Технических эскизах, рабочих чертежах и выполненных в металле образцах энергосберегающих деталей ЦПГ для двигателя-объекта исследования.

2. Процедуре применения принципа согласования для проектирования деталей ЦПГ с пониженным трением.

3. Устройствах и методиках экспериментальной оценки малых изменений механических потерь и условий маслоснабжения сопряжения «цилиндр-поршень».

Работа выполнена на кафедре поршневых двигателей Московского государственного технического университета им. Н.Э. Баумана. Эксперименты проведены в лаборатории двигателей кафедры тепловых двигателей и энергетических установок Владимирского государственного университета им. А.Г. и Н.Г. Столетовых. Полученные в результате исследования технические рекомендации и объекты, в том числе защищенные соответствующими па-

тентами на полезные модели и изобретения детали ЦПГ быстроходного двигателя-объекта исследования - дизеля с воздушным охлаждением 1Ч 8,5/8,0 (ТМЗ-450Д), расчетные модели и результаты их применения используются в учебном процессе кафедры поршневых двигателей МГТУ им.Н.Э. Баумана и отделе дизелей ТМЗ.

Апробация работы. Материалы диссертации докладывались на НТК: «Студенческая весна» МГТУ им. Н.Э. Баумана (г. Москва, 2012-2013 г.); МНТК «Актуальные проблемы автомобильного транспорта» (г. Владимир, 2013 г.), ВНТК «Будущее машиностроения России» (г. Москва, 2013 г.); МНПК «Актуальные проблемы эксплуатации автотранспортных средств» (г. Владимир, 2015-2016 г.).

Публикации. По теме диссертации опубликовано 16 печатных работ, из них 7 в изданиях по списку ВАК РФ; получено два патента на полезные модели; в стадии оформления положительного решения экспертизы находится заявка на изобретение.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из оглавления, введения, четырех глав, общих выводов, списка литературы и приложения. Она включает 146 страниц основного текста, содержащего 15 таблиц и 77 рисунков, а также 15 страниц списка литературы из 158 наименований и 16 страниц приложения.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснован выбор темы, сформулированы цель и задачи работы, изложены методы исследования, приведены выносимые на защиту научные положения.

В первой главе обсуждены режимы трения и баланс механических потерь в ДВС, показана актуальность снижения механических потерь в ЦПГ, обсуждены современные тенденции конструирования деталей указанной группы в этом направлении, проанализировано соответствие этим тенденциям конструкции дизелей ТМЗ.

Вклад в разработку научных основ рационального конструирования, снижения и оценки механических потерь ЦПГ ДВС внесли Гинцбург Б.Я., Никишин В.Н., Петриченко Р.М., Путинцев С.В., Рождественский Ю.В., Рык Г.М., Furuhama S., Ricardo H., Todsen U. и др.

Из результатов работ этих исследователей, а также анализа мировых современных направлений конструирования быстроходных ДВС следует, что одним из эффективных путей решения задачи снижения механических потерь на трение является научно обоснованная модернизация трущихся деталей, связанная с адаптацией конструкции к условиям внешних силовых и температурных воздействий, разработкой не только новых методов профилирования поверхностей трения, но и обеспечения сохранения рациональных значений профиля во время работы двигателя.

Решение указанных аспектов проблемы снижения механических потерь составило вышеупомянутые цель и задачи диссертации.

Во второй главе получена и проанализирована эмпирическая зависимость общих механических потерь (давления трения) от основных показателей конструкции и режима работы современных быстроходных ДВС, позволившая установить доминирующее влияние на механические потери не только скоростного режима, но и температуры моторного масла, что указало на важную роль профилирования смазываемых деталей; представлено описание сути принципа согласования и его применения для рационального проектирования трущихся деталей ЦПГ дизеля 1Ч 8,0/8,5; выполнен гидродинамический анализ влияния типичных искажений профиля юбки поршня на ее ГНС;

Для обоснования эффективности профилирования поверхностей трения деталей ЦПГ было целесообразно выяснить роль влияющих факторов конструкции и режима работы на общие механические потери ДВС.

Анализ, в котором использовалась представительная выборка экспериментальных данных по современным отечественным и зарубежным быстроходным дизелям, позволил на основе применения метода наименьших квадратов получить эмпирическую зависимость (1), связывающую давление трения с указанными выше факторами:

$$p_m(c_n, p_i, \nu_t) = 0,349 + 0,066c_n + 0,031p_i + 0,016\nu_t, \quad (1)$$

где p_m – давление механических потерь на трение, бар; c_n – средняя скорость поршня, м/с; p_i – среднее индикаторное давление, бар; ν_t – кинематическая вязкость моторного масла при заданной температуре в картере, сСт.

Главное отличие формулы (1) от других, ранее применявшихся, состоит не столько в добавлении нового «вязкостного» аргумента, сколько в более адекватной оценке механических потерь на пусковых и низкотемпературных режимах работы двигателя.

Оценка весового вклада аргументов в значение целевой функции (1) позволила скорректировать рейтинг влияния (в порядке убывания) на механические потери основных показателей двигателя, а именно: поставить на первое и второе места соответственно вязкость моторного масла и среднюю скорость поршня (2).

$$\nu_t, c_n, p_i. \quad (2)$$

Доказательство решающей роли в формировании механических потерь вязкости моторного масла и скоростного режима согласно соотношению (2) прямо указали на преобладание гидродинамического режима и, как следствие, эффективность профилирования смазываемых деталей ЦПГ.

Универсальное решение задачи снижения механических потерь следует искать в применении разработанного в трудах ряда известных исследователей общего принципа рационального конструирования трущихся деталей ЦПГ. Этот подход, называемый принципом согласования, активно применяется особенно в последние годы для конструирования деталей ЦПГ с целью

снижения их трения и изнашивания и подразумевает выбор ключевых значений внутренних факторов трущейся детали (например, формы, профиля, твердости, зон нанесения микрорельефа и др.) с учетом характера действующих на нее внешних факторов (нагрузки, температуры, скорости, ускорения и т.п.). Сложность реализации данного принципа на количественном уровне состоит в установлении необходимых взаимосвязей между параметрами конструкции и определяющей трение и износ внешней нагрузкой на деталь.

Анализ характера изменения боковой силы поршня N и производной от нее относительной нагруженности (отношение суммы значений боковой силы на текущем такте к среднему значению этой силы на первом такте) юбки поршня \bar{N} , указал на наличие значительной неравномерности их изменения по углу поворота коленчатого вала (ПКВ) и тактам рабочего цикла дизеля (Рисунок 1).

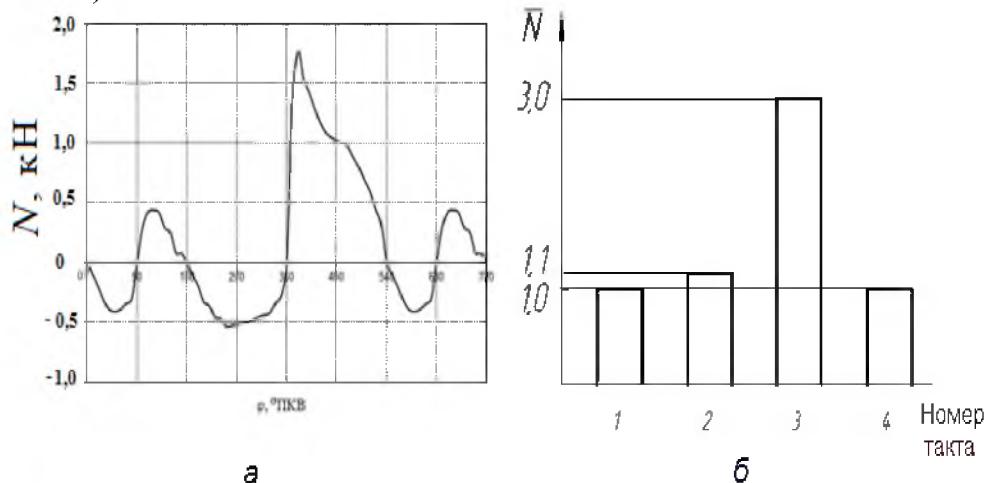


Рисунок 1. Изменение боковой силы поршня (а) и производной от этой силы относительной нагруженности юбки поршня (б) в течение рабочего цикла дизеля 1Ч 8,0/8,5 на номинальном режиме работы

Из положений классической гидродинамики известно, что несущая способность P слоя смазочного материала в зазоре между ползуном и опорой при прочих равных условиях пропорциональна квадрату длины сужающегося (несущего) участка профиля ползуна l :

$$P \sim l^2. \quad (3)$$

Для создания благоприятных с точки зрения снижения трения и износа условий гидродинамического режима смазки в сопряжении «юбка поршня – цилиндр» необходимо, чтобы значение реакции со стороны слоя масла P уравновешивало величину боковой силы N , действующей на поршень:

$$P = N. \quad (4)$$

С учетом принципа согласования для получения обеспечивающих максимизацию ГНС длин несущих участков профиля юбки выбор последних необходимо ставить в соответствие с нагруженностью поршня боковой силой по правилу: большее значение боковой силы должна воспринимать большая длина несущего участка профиля юбки поршня.

Учитывая, что такты «Сжатие» и «Рабочий ход» являются наиболее нагруженными, а также принимая во внимание формулы (3) и (4), соотношение относительных нагруженностей юбки на 1,1:3,0 и связь признаков хода поршня с номером такта (2 и 3 соответственно), найдем искомую взаимосвязь длин несущих участков с относительной нагруженностью:

$$\frac{l_1^2}{l_2^2} = \frac{N_3}{N_2} = \frac{3,0}{1,1}.$$

Откуда

$$\frac{l_1}{l_2} = \sqrt{\frac{3,0}{1,1}} = 1,65. \quad (5)$$

Общая длина бочкообразного профиля юбки L (Рисунок 2):

$$L = l_1 + l_2. \quad (6)$$

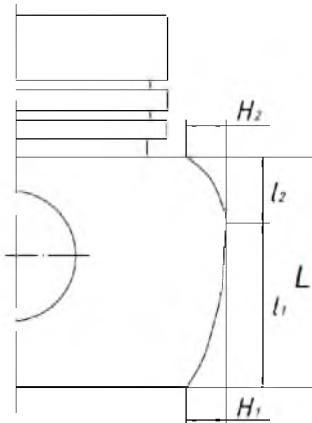


Рисунок 2. Ключевые шаго-высотные параметры бочкообразного профиля юбки поршня

На основе (5) и (6) получаем искомые выражения для назначения рациональных длин несущих участков профиля юбки

$$l_1 = 1,65l_2; \quad (7)$$

$$l_2 = L - l_1. \quad (8)$$

С учетом (5) и (6) для серийного поршня дизеля 1Ч 8,5/8,0 с длиной юбки $L=52$ мм длины l_1 и l_2 составят соответственно 32 и 20 мм.

Рациональные значения высот профиля на краях юбки поршня: H_1 и H_2 (Рисунок 2) назначаются в соответствии с известным гидродинамическим условием максимизации ГНС профиля:

$$H_{1,2} = 1,2h_c, \quad (9)$$

где h_c - критическая (минимальная) толщина слоя масла в зазоре сопряжения «юбка поршня – цилиндр». При отсутствии информации о значении параметра h_c в качестве приемлемой оценки может быть использовано значение минимального радиального зазора сопряжения юбки поршня с цилиндром в нагретом состоянии деталей Δ .

Задавая из результатов предварительных расчетов для конструкции и условий работы двигателя-объекта исследования значение параметра $\Delta=38$

мкм, из соотношения (9) определим рациональные значения высот бочкообразного профиля на краях юбки поршня дизеля 1Ч 8,5/8,0:

$$H_1 = H_2 = 46 \text{ мкм.}$$

С учетом имеющихся данных о характере распределения газовой силы по тактам рабочего цикла дизеля 1Ч 8,5/8,0, после применения аналогичной профилированию поршня последовательности действий, а также принятия во внимание необходимости обеспечения скребкового эффекта профилем кольца на прямом ходе поршня и глиссирования на слое масла - на обратном ходе, искомое выражение для определения рациональных длин несущих участков рабочего профиля поршневого верхнего компрессионного кольца (РПК) на отмеченных выше ходах поршня l_1 и l_2 получаем в виде:

$$\frac{l_2}{l_1} = \sqrt{\frac{67,5}{6,2}} = 3,3. \quad (10)$$

Выбор значений $\Delta H_{1,2}$ зависит в условиях смазки поршневого кольца от минимальной толщины слоя масла h_m в зазоре сопряжения «поршневое кольцо-цилиндр»:

$$\Delta H_{1,2} = 1,2 h_{kp}, \quad (11)$$

где h_{kp} – критическое значение минимальной толщины слоя масла в зазоре, которое для поршневого кольца может быть оценено по выражению $h_{kp} = 1,5 \sqrt{R_{\max_1}^2 + R_{\max_2}^2}$, включающему R_{\max_1} и R_{\max_2} - максимальные выступы шероховатых поверхностей кольца и цилиндра соответственно (в качестве R_{\max} рекомендуется использовать известный высотный показатель топографии поверхности R_z).

Задавая из конструкционных соображений осевую высоту указанного поршневого кольца $L = l_1 + l_2 = 1,4$ мм и $h_{kp} = 6$ мкм, на основании вышеприведенных соотношений (10) и (11) определяли рациональные шаго-высотные параметры РПК l_1 ; l_2 и $H_{1,2}$, а именно: $l_1 = 0,33$ мм; $l_2 = 1,07$ мм; $\Delta H_{1,2} = 7$ мкм.

Нанесение традиционного, т.е. регулярного, с постоянным шагом и глубиной по всей высоте цилиндра, микрорельефа, рекомендованного для дизеля 1Ч 8,5/8,0, не согласуются с хорошо известным из кинематики КШМ неравномерным характером изменения ускорения поршня и поршневых колец при их привязке к осевой высоте цилиндра. Так, локализация максимальных значений ускорения поршня в ВМТ и НМТ, а минимальных - примерно в середине высоты цилиндра, приводит к увеличению количества безвозвратно потерянного масла за счет его съема кольцами из канавок микрорельефа и последующего инерционного выброса в зону камеры сгорания при достижении поршнем ВМТ.

Применение принципа согласования к конструкции цилиндра дизеля 1Ч 8,5/8,0 указывает на необходимость увязывания зоны нанесения микрорельефа Z , а также собственного профиля образующей внутренней поверхности цилиндра C в продольном направлении с характером изменения основных показателей кинематики поршня S, V, J и распределения температур T по

высоте цилиндра (Рисунок 3). С учетом этого требования, микрорельеф, выполненный в виде расположенных по винтовым линиям чередующихся канавок и сопряженных с ними плоских, параллельных оси цилиндра участков, наносится на внутреннюю поверхность цилиндра не по всей его высоте, а только в центральной зоне, соответствующей достижению максимальной скорости поршня и составляющей около 1/3 высоты цилиндра; при этом глубина канавок микрорельефа выполняется переменной, с максимумом значений в центральном поясе по высоте цилиндра и уменьшением глубины по обе стороны в направлениях от этого пояса к ВМТ и НМТ. Техническая новизна предложенного решения подтверждена положительным решением Федеральной службы по интеллектуальной собственности от 06.02.2017 г. на выдачу патента на изобретение по заявке № 2015154917.

В отношении продольной образующей внутренней поверхности цилиндра C принцип согласования предполагает адаптацию профиля в холодном (исходном, чертежном) состоянии к характеру установившегося температурного поля по высоте цилиндра T таким образом, чтобы минимизировать ее искажение и обеспечить тем самым снижение трения и износа в нагретом состоянии. Моделированием в программе PISTON-DHT было обнаружено существенное с 0,98 до 0,26 мкм (на 74%) снижение износа юбки поршня при небольшом с 592 до 574 Вт (на 3%) снижении мощности механических потерь в случае использования предлагаемого опытного варианта цилиндра, отличающегося от серийного исполнения сужающейся к верху холодной (задаваемой чертежом на изготовление) образующей внутренней поверхности C до максимального значения радиального сужения $\Delta=8$ мкм (Рисунок 3).

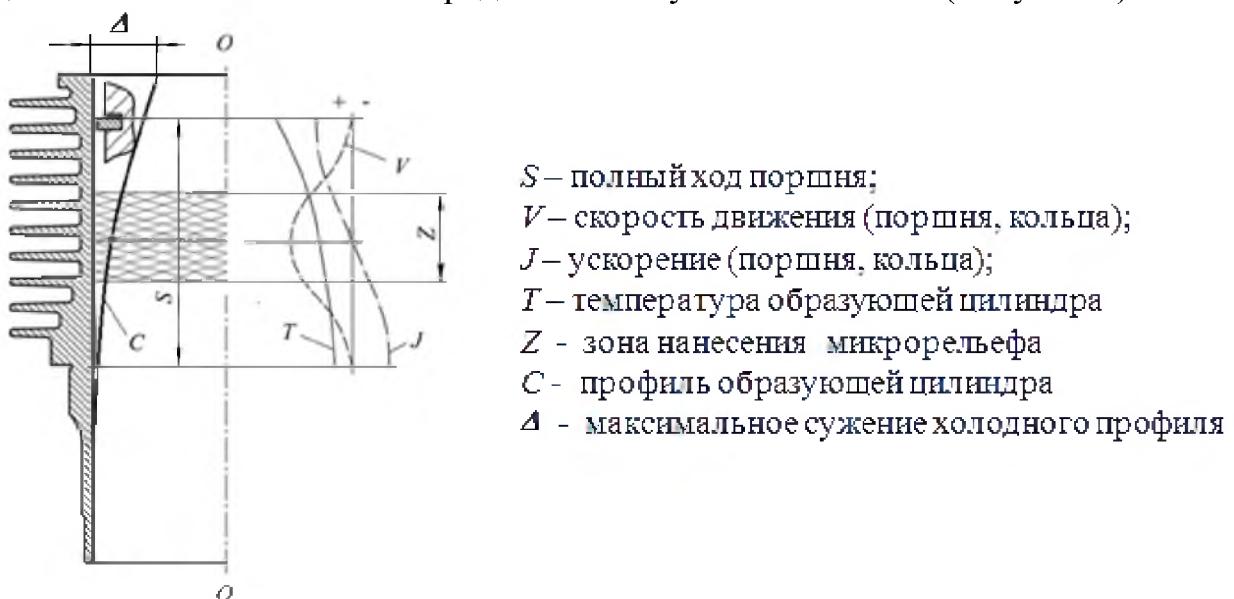


Рисунок 3. Предлагаемые локальное нанесение микрорельефа и изменение исходного (холодного) профиля цилиндра дизеля 1Ч 8,5/8,0

Как показал специальный расчет по программе PISTON-DHT, отмеченное выше снижение износа юбки поршня при работе в опытном ци-

линдре с таким значением холодного сужения макропрофиля в зоне верхнего торца цилиндра достигается за счет повышения с 14 до 17 мкм (на 21%) минимальной толщины масляного слоя между поверхностями юбки поршня и цилиндра в рабочем (горячем) состоянии трущихся поверхностей этих деталей.

Для выполнения расчетно-теоретического исследования влияния типичных искажений бочкообразного профиля юбки поршня на ее ГНС использовали кусочно-линейную аппроксимацию и прием целочисленного задания шаго-высотных параметров профиля. Необходимое для нахождения численных значений ГНС решение уравнения Рейнольдса, получаемое в данном случае достаточно простым аналитическим путем, позволило количественно оценить влияние искажений бочкообразного профиля на ГНС в течение обоих (прямого - от ВМТ к НМТ) и обратного (от НМТ к ВМТ) ходов поршня (Таблица 1).

Таблица 1.

Значение ГНС $\bar{F} \cdot (6\mu V)$ для типичных форм (моделей)
искажения профиля юбки поршня

Тип (номер) модели	Прямой ход поршня	Обратный ход поршня	Суммарное значение
0	0,273	0,273	0,546
1	0,132	0,132	0,264
2	0,067	0,467	0,534
3	0,042	0,258	0,300

Результаты, приведенные в Таблице 1, однозначно указали на негативное влияние искажений исходного бочкообразного профиля юбки поршня на суммарную ГНС и необходимость снижения этих искажений конструкционными средствами.

В третьей главе для опытных вариантов конструкций поршня и поршневых колец с рациональными профилями трущихся поверхностей с помощью программ PISTON-DHT и RING выполнены сравнительные (по отношению к серийным вариантам исполнения этих деталей) расчеты параметров гидродинамики и трибологии; в среде SOLIDWORKS проведено моделирование деформации юбки поршня под действием гидродинамического давления со стороны слоя моторного масла на стенке цилиндра; оценено влияние изменения схемы установки цилиндра на блоке и макропрофиля внутренней поверхности цилиндра на деформацию последнего и вызванную этой деформацией изменение механических потерь.

Снижение деформации профиля юбки серийного поршня дизеля 1Ч 8,5/8,0 предлагается получать применением ребер жесткости 1, связывающих внутреннюю поверхность юбки 2 с бобышками 3 в зоне передачи боковой силы (Рисунок 4).

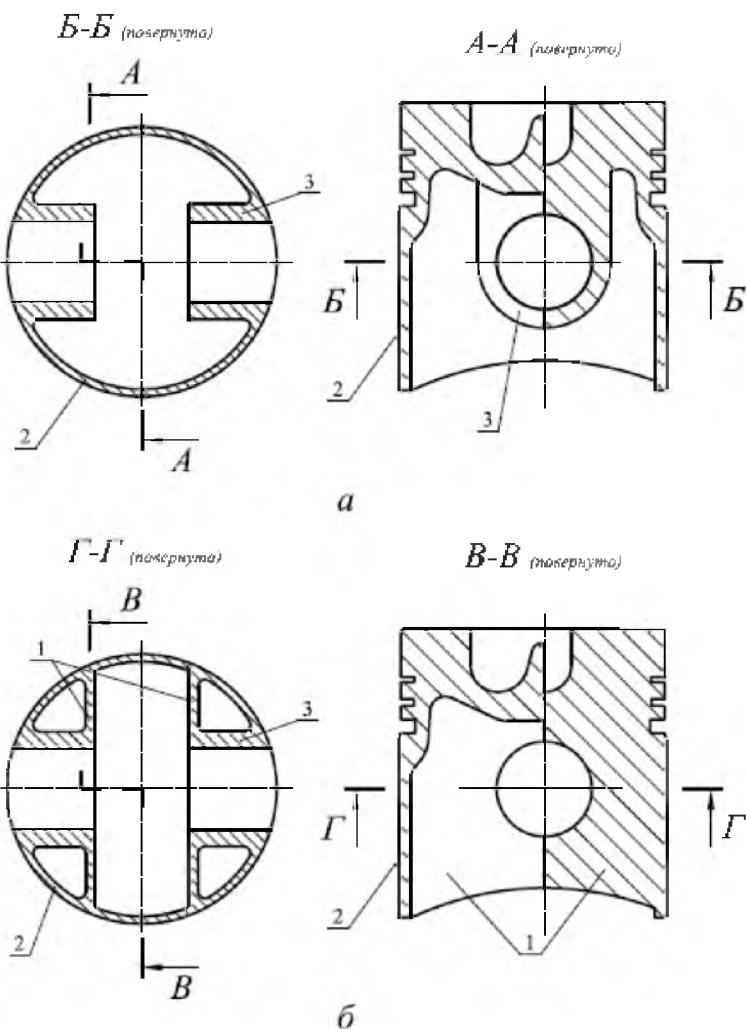


Рисунок 4. Общий вид серийного (а) и опытного (б) поршня - патент на полезную модель № 159529: 1 – ребро жесткости; 2 – юбка; 3 – бобышка

Результаты расчетного моделирования показали, что использованием ребер жесткости на юбке удается значительно (на 18...68% в зависимости от расположения и количества ребер) уменьшить деформационное искажение заданного чертежом профиля во время работы поршня. Прогнозируемое моделированием снижение механических потерь и износа юбки при использовании опытного поршня с жесткой юбкой по сравнению с серийным вариантом исполнения данной детали составило 4% и 33% соответственно.

При осуществлении моделирования деформации цилиндра ставили и решали задачу выбора и проверки эффективности конструкционных способов уменьшения искажений заданной геометрии трущихся поверхностей цилиндра от монтажных нагрузок (сжатия цилиндра при затяжке гаек анкерных шпилек).

Решение было получено за счет применения вместо серийной несущей (Рисунок 5, а) известной фланцевой (свободной) схемы крепления цилиндра на блоке, в которую, однако, были внесены улучшающие инновационные отличия в виде участков повышенной жесткости шпилек, защищенные патентом на полезную модель № 154315 (Рисунок 5, б).

Результаты выполненных с помощью программы ANSYS расчетов показали, что переход от серийной несущей к свободной фланцевой схеме крепления цилиндра на блоке с дополнительным использованием участков повышенной жесткости шпилек приводит к кардинальному (на 64...86%) снижению деформации внутренней поверхности цилиндра (Рисунок 5, в).

С помощью расчетных программ PISTON-DHT и RING была проведена раздельная оценка эффективности опытных объектов №№ 1...4: поршня с рациональным профилем юбки (№1), антифрикционным покрытием ее поверхности (№2) и ребрами жесткости (№3), верхнего компрессионного кольца с рациональным профилем рабочей поверхности (№4) по сравнению с серийными вариантами исполнения указанных деталей. В качестве антифрикционного покрытия юбки поршня было предложено применить инновационный состав Molykote D-7409 (разработка фирмы Dow Corning, официальным дистрибутором которой на территории СНГ является ЗАО «АТФ»).

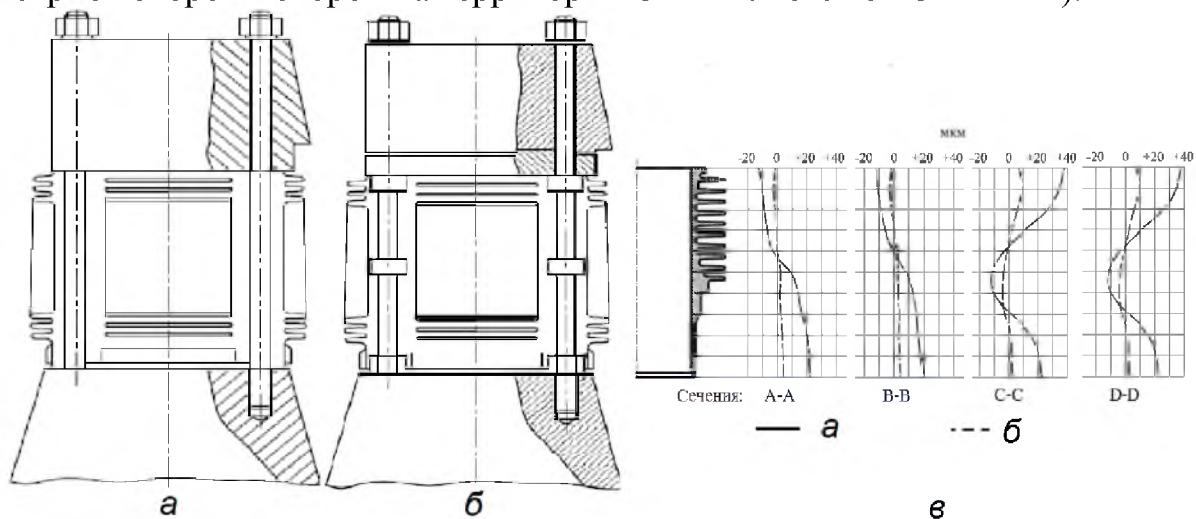


Рисунок 5. Сравнение серийной несущей (а) и опытной фланцевой свободной согласно патенту на полезную модель № 154315 (б) конструкций крепления цилиндра на блоке и результатов оценки монтажных искажений внутренней поверхности цилиндра (в) при использовании этих конструкций

Расчеты в программе PISTON-DHT, выполненные для номинального режима работы дизеля 1Ч 8,5/8,0, дали результат значимого (на 4...5%) снижения механических потерь для всех указанных выше опытных вариантов конструкций поршней № 1...3 (Таблица 2).

Таблица 2.

Механические потери на трение поршней в цилиндре

Значение и изменение показателя	Объект - поршень			
	№0 (серийный поршень)	№1	№2	№3
N_m , кВт	0,831	0,801	0,794	0,786
δ , %	0	-4	-4	-5

Моделированием с помощью программы RING для условий名义ного режима работы дизеля 1Ч 8,5/8,0 обнаружено снижение механических потерь в ЦПГ с 0,401 до 0,375 кВт (на 7%) при переходе от серийного к опытному поршневому верхнему компрессионному кольцу с рациональным профилем рабочей поверхности (объект №4).

Четвертая глава содержит методику и результаты испытаний по оценке механических потерь, а также условий маслоснабжения цилиндра дизеля 1Ч 8,5/8,0.

В рамках данной диссертационной работы из всех новых технических решений с прогнозируемым энергосбережением, предложенных для дизелей ТМЗ в Главе 3, экспериментальным сравнительным испытаниям был подвергнут опытный поршень согласно патенту № 159529, который был изготовлен путем доработки серийного изделия и отличался от последнего только наличием установленных внутри юбки при помощи сварки четырех алюминиевых ребер жесткости, опирающих стенку юбки на бобышки поршневого пальца (Рисунок 6).



Рисунок 6. Общий вид серийного (слева) и опытного (справа) поршней дизеля 1Ч 8,5/8,0

На первом этапе экспериментального исследования была выполнена оценка изменений механических потерь в ЦПГ, вызванных влиянием представленной на Рисунке 6 конструкционной модернизации серийного поршня. Для решения этой задачи использовали отличающийся высокой чувствительностью к малым изменениям механических потерь калориметрический метод, заключающийся в измерении температур стенки цилиндра, обусловленных исключительно работой сил трения в ЦПГ. В дополнение к этим измерениям осуществляли контроль вызываемых трением в ЦПГ изменений температуры моторного масла в картере и момента сопротивления прокручиванию коленчатого вала (Рисунок 7).

Обработка результатов испытаний показала, что замена серийного поршня на опытный обеспечивает при прочих равных условиях испытаний по всем контрольным показателям (средней температуре стенки цилиндра в центральном по высоте поясе $t_{ц}$, температуре масла в главной масляной магистрали t_m и моменту сопротивления прокручиванию M_c) снижение механических потерь в ЦПГ на 3...9% (Рисунок 8).

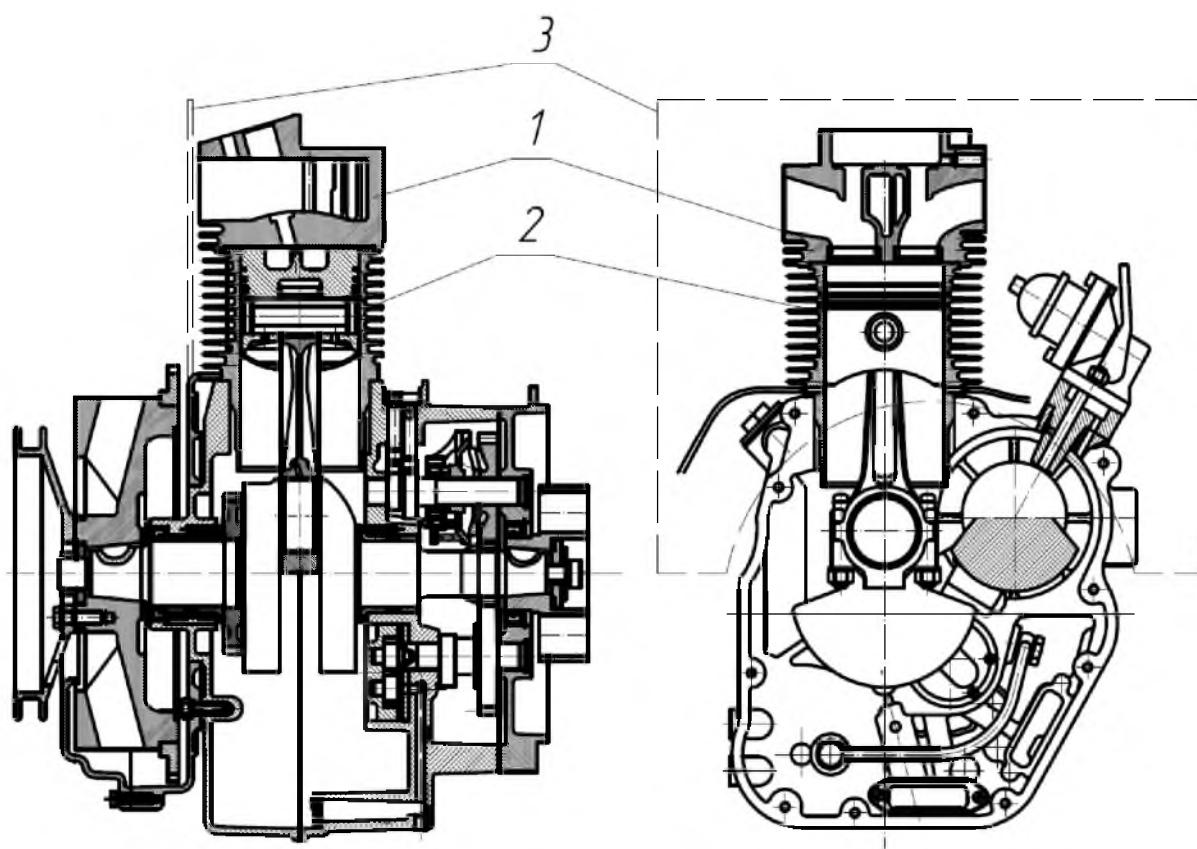


Рисунок 7. Схема экспериментальной установки на базе дизеля 1Ч 8,5/8,0: 1 - крышка цилиндра с демонтированными клапанами, форсункой и пусковой свечой; 2 - цилиндр с 12-ю термопарами по высоте и окружности стенки; 3 - щиток, блокирующий поток охлаждающего воздуха от вентилятора

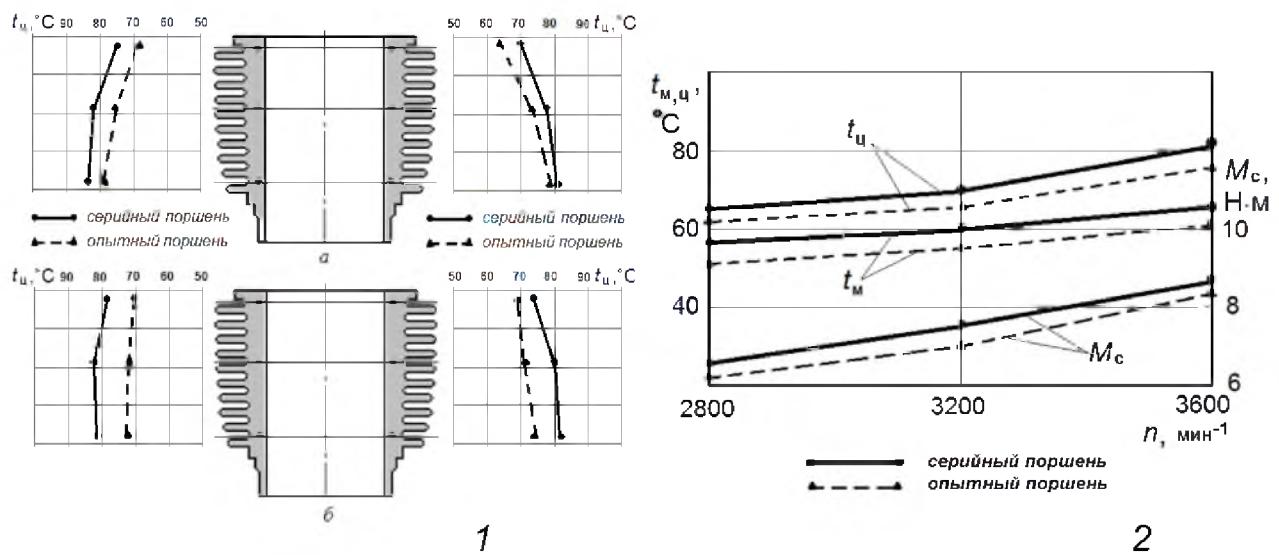


Рисунок 8. Температуры стенки цилиндра на частоте прокручивания коленчатого вала 3600 мин^{-1} (1) и зависимость контрольных показателей механических потерь в ЦПГ от скоростного режима испытаний поршней (2):
 а – плоскость качания шатуна; б – плоскость коленчатого вала

Второй этап экспериментального исследования на установке был связан с оценкой реально существующих условий маслоснабжения юбки поршня в цилиндре. Для этого в нижнем посадочном поясе цилиндра были выполнены сквозные дренажные отверстия, в которых размещались тонкостенные латунные трубы с надетыми на них прозрачными трубками-удлинителями для вывода, визуального наблюдения и измерения количества снимаемого поршневыми кольцами масла. Контрольным показателем, по которому судили об условиях смазывания сопряжения «юбка поршня-цилиндр», являлось количество (в мм длины столба в трубках) масла, снятого поршневыми кольцами при прочих равных условиях с нагруженной (*H*) и ненагруженной (*HH*) сторон стенки цилиндра (Рисунок 9).

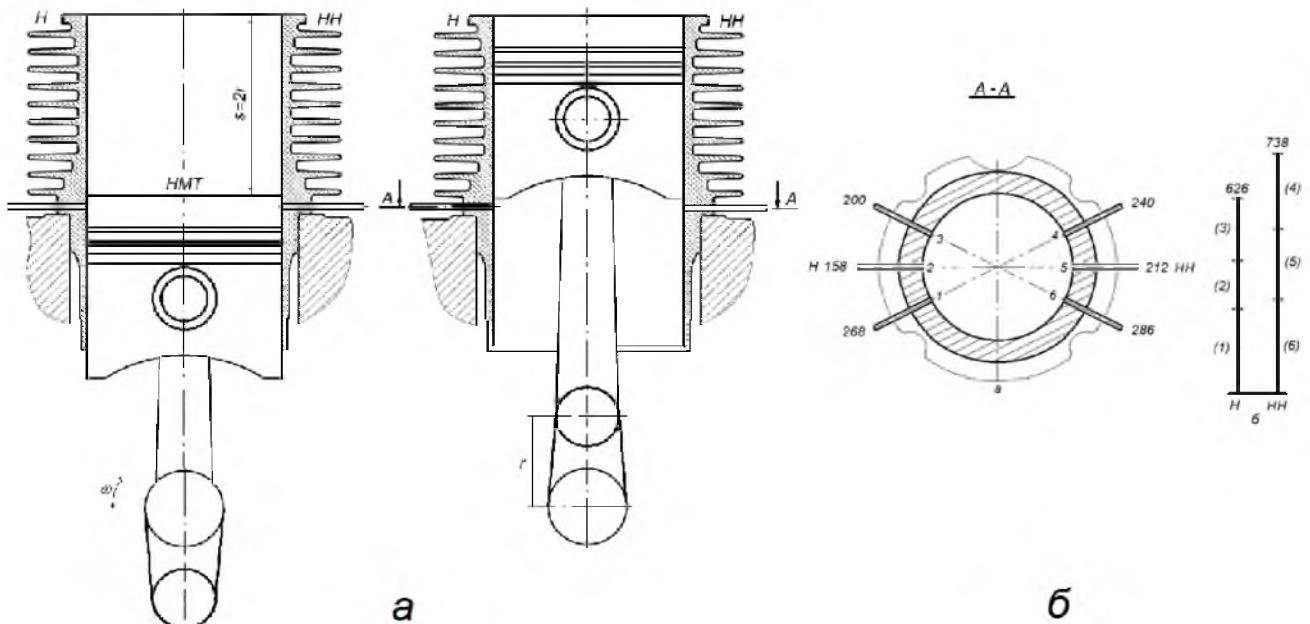


Рисунок 9. Схема размещения трубок в дренажных отверстиях нижнего посадочного пояса цилиндра дизеля 1Ч 8,5/8,0 (а) и количество масла (в мм длины столба в трубках-удлинителях), снятого поршневыми кольцами со стенки цилиндра (б)

Обработка экспериментальных данных (Рисунок 9, б) подтвердила наличие аномального маслораспределения, при котором нагруженная сторона цилиндра, а вместе с ней и соответствующая сторона боковой поверхности юбки поршня, получает значительно меньшее количество масла, чем ненагруженная. Обнаруженная в опытах разница в количестве масла, снимаемого поршневыми кольцами с указанных сторон стенки цилиндра, в зависимости от условий проведения опытов (с сжатием или без сжатия в цилиндре) и скоростного режима прокрутки составила от 18% до трех раз.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Обзор состояния проблемы указал на актуальность снижения потерь на трение в ЦПГ двигателей с воздушным охлаждением и позволил определить перспективные направления снижения этих потерь применительно к двигателю-объекту исследования: дизелю 1Ч 8,5/8,0.

2. Расчетно-аналитическим исследованием гидродинамики и моделированием деформации юбки поршня в цилиндре установлено, что искажения заданного чертежом бочкообразного профиля юбки поршня снижают ее гидродинамическую несущую способность, а компенсация этого искажения может быть достигнута повышением жесткости юбки.

3. В результате применения принципа согласования к конструкции и условиям работы деталей ЦПГ дизеля 1Ч 8,5/8,0 получены рациональные с точки зрения снижения трения параметры профиля юбки поршня, верхнего поршневого компрессионного кольца и образующей цилиндра, а также разработаны семь опытных технических решений с ожидаемым эффектом энергосбережения.

4. Расчеты с применением программ PISTON-DHT и RING указали на снижение механических потерь в ЦПГ дизеля 1Ч 8,5/8,0 на 4...7 % при использовании опытных конструкций поршня и поршневых колец; моделирование деформации цилиндра под действием монтажной нагрузки выявило уменьшение на 64...86% искажений исходной геометрии цилиндра в результате перехода с серийной несущей на опытную свободную схему крепления цилиндра на фланцевых шпильках с участками повышенной жесткости.

5. Экспериментальная проверка, выполненная с использованием калориметрического метода оценки малых изменений механических потерь, подтвердила эффективность применения для дизеля 1Ч 8,5/8,0 поршня с ребрами жесткости юбки, снижение энергетических затрат на трение которого по сравнению с серийным вариантом исполнения этой детали составило от 3 до 9%.

6. В ходе проведения опытов была выявлена аномалия маслоснабжения цилиндра дизеля 1Ч 8,5/8,0, при которой так называемая нагруженная сторона стенки цилиндра получает как минимум на 18% меньшее количество моторного масла, чем ненагруженная.

Основные публикации, отражающие содержание диссертации:

1. Агеев А. Г. Влияние сужения профиля внутренней поверхности цилиндра на механические потери и износ // Будущее машиностроения России: сб. тр. VI Всерос. конф. молодых ученых и специалистов. М. 2013. С. 195-200. (0,4 п.л. / 0,4 п.л.).
2. Путинцев С.В., Кулешов А.С., Агеев А.Г. Эмпирическая зависимость для исследования механических потерь в четырехтактных дизелях // Двигателестроение. 2014. № 3 (257). С. 3-7. (0,6 п.л. / 0,2 п.л.).
3. Путинцев С.В., Агеев А.Г. Экспериментальная оценка малых изменений механических потерь в условиях стендовых моторных испытаний // Известия вузов. Машиностроение. 2014. № 7 (652). С. 69-75. (0,8 п.л. / 0,4 п.л.).
4. Путинцев С.В., Агеев А.Г. Результаты моделирования деформации юбки поршня быстроходного дизеля от действия гидродинамического давления масла // Двигателестроение. 2015. № 3 (261). С. 18-21. (0,5 п.л. / 0,3 п.л.).
5. Путинцев С.В., Аникин С.А., Агеев А.Г. Применение принципа трибоадаптивности для профилирования юбки поршня быстроходного дизеля // Известия вузов. Машиностроение. 2015. № 5 (662). С. 18-24. (0,8 п.л. / 0,3 п.л.).
6. Устройство для измерения силы трения в цилиндропоршневой группе двигателя быстроходного двигателя внутреннего сгорания с воздушным охлаждением: пат. на полезн. модель 154315 / С.В. Путинцев, А.Г. Агеев; опубл. 20.08.15. Бюлл. № 23. (0,6 п.л. / 0,3 п.л.).
7. Путинцев С.В., Агеев А.Г., Аникин С.А. Влияние деформации поршня на механические потери и износ в ЦПГ быстроходного дизеля // Актуальные проблемы эксплуатации автотранспортных средств: материалы XVII международ. науч. практ. конф. Владимир. 2015. С. 277-280. (0,5 п.л. / 0,2 п.л.).
8. Путинцев С.В., Агеев А.Г. Экспериментальное исследование условий маслоснабжения цилиндра быстроходного четырехтактного двигателя внутреннего сгорания // Тракторы и сельхозмашины. 2016. № 10. С. 45-49. (0,7 п.л. / 0,35 п.л.).
9. Путинцев С.В., Агеев А.Г. Проверка эффективности применения ребер жесткости юбки поршня малоразмерного дизеля // Тракторы и сельхозмашины. 2016. № 11. С. 35-39. (0,75 п.л. / 0,4 п.л.).
10. Поршень для двигателя внутреннего сгорания: пат. на полезн. модель 159529 / С.В. Путинцев, А.Г. Агеев; опубл. 10.02.16. Бюлл. № 4. (0,7 п.л. / 0,35 п.л.).