

МЕТОДИКА И РЕЗУЛЬТАТЫ ТРИБОМЕТРИИ ВАРИАНТОВ ЦИЛИНДРОПОРШНЕВЫХ ГРУПП БЫСТРОХОДНОГО ДИЗЕЛЯ

С.В. Путинцев, д.т.н., проф., С.С. Пилацкая, инж.
МГТУ им. Н.Э. Баумана

А.С. Ратников, ассист. ВлГУ им. А.Г. и Н.Г. Столетовых

Представлены результаты экспериментальной проверки трибологической эффективности применения гладкой трущейся поверхности цилиндра в сравнении с шероховатой и влияние условий маслоснабжения деталей цилиндропоршневой группы (ЦПГ) на трение в сопряжении цилиндр–поршень. Экспериментально установлены потери на трение ряда конструктивных вариантов деталей ЦПГ универсального быстроходного дизеля типа 1С48,5/8,0 (ТМЗ-450Д) в зависимости от времени и скоростного режима испытаний с учетом погрешностей результатов прямых измерений контрольных величин. Показано, что применение опытной ЦПГ, включающей цилиндр с гладкой полированной поверхностью и модернизированные шатун с поршнем обеспечивают улучшение условий маслоснабжения цилиндра и снижение потерь на трение на 12–25 %.

В работах [1, 2] была поставлена и аналитико-расчетным путем решена задача сравнения трибологической эффективности по критериям снижения трения и изнашивания шероховатой (хонингованной) и гладкой (полированной) смазываемых трущихся поверхностей цилиндра ДВС.

Цель данного исследования состояла в экспериментальной проверке эффективности практического применения рекомендаций этих работ, а также в изучении влияния условий маслоснабжения деталей ЦПГ на трение в сопряжении цилиндр–поршень.

Для достижения указанной цели к решению ставились следующие задачи:

- выбор и изготовление объектов сравнительных испытаний;
- разработка методики эксперимента, отвечающей достижению поставленной цели с максимально возможными оперативностью, надежностью и точностью;
- выбор или изготовление средства испытаний;
- проведение отладочных работ с оценкой погрешностей измеряемых величин;
- выполнение основных экспериментов и обработка полученных результатов.

С учетом информации, представленной в других работах по данной тематике [3–5], для проведения сравнительного тестирования были выбраны, спроектированы и изготовлены объекты испытаний (табл. 1) — ЦПГ для универсального быстроходного дизеля с воздушным охлаждением 1С48,5/8,0 (ТМЗ-450Д). Особенностью условий смазки деталей ЦПГ этого дизеля является подача струи масла в зону сопряжения поршневой палец–бобышка поршня по схеме, аналогичной конструкции автомобильных двигателей FIAT, в которой маслоподающее отверстие, выполненное в стержне шатуна, лежит в плоскости оси коленчатого вала [6, 7].

Из сопоставления описаний объектов испытаний можно видеть, что серийный объект № 0 отличается от опытного объекта № 1 измененной топографией трущейся поверхности цилиндра, способствующей (согласно результатам работы [2]) более благоприятному протеканию режима гидродинамического трения в сопряжении цилиндр–поршень. Опытные объекты № 2 и 3 по расчетным и экспериментальным данным работ [8, 9] обеспечивали более рациональное с точки зрения снижения трения маслоснабжение указанного сопряжения.

Рабочая гипотеза, основанная на результатах исследования [2], содержала предположение о том, что замена регулярно-шероховатой хонингованной внутренней поверхности цилиндра на гладкую полированную поверхность, при условии гарантированного маслоснабжения последней, приведет к повышению гидродинамической несущей способности масляного клина, что в итоге вызовет снижение силы трения и, следовательно, потерь на трение поршня с кольцами в цилиндре.

Методика эксперимента базировалась на моделировании процессов смазки и трения, протекающих в реальной ЦПГ дизеля. С учетом сравнительного характера испытаний и стремления повысить чувствительность измерений прогнозируемо малых изменений показателей трения сравниваемых объектов, режимом проведения опытов была выбрана холодная прокрутка дизеля без сжатия, сгорания и охлаждения. В качестве контрольных показателей или величин, прямым образом характеризующих трение, были

Таблица 1

Обозначение, характеристики и отличительные признаки объектов сравнительных испытаний

№	Обозначение объекта испытаний	Характеристики и отличительные признаки объекта испытаний
1	Объект № 0 — серийный	ЦПГ, включающая цилиндр с хонингованной регулярно-шероховатой трущейся поверхностью 8-го класса чистоты ($R_z = 3-4$)
2	Объект № 1 — опытный	ЦПГ, отличающаяся от объекта № 0 наличием у цилиндра полированной гладкой трущейся поверхности 11-го класса чистоты ($R_z = 0,3-0,6$)
3	Объект № 2 — опытный	ЦПГ, отличающаяся от объекта № 1 наличием модернизированного шатуна, имеющего измененное количество и расположение маслоподающих отверстий, а также обладающего маслораспределительными канавками на втулке и верхнем шатунном вкладыше
4	Объект № 3 — опытный	ЦПГ, отличающаяся от объекта № 2 наличием сквозных маслдренажных отверстий на ненагруженной стороне стенки поршня в зоне верхней кромки юбки

использованы: температура стенки в среднем по высоте поясе цилиндра t_c , температура моторного масла в главной масляной магистрали t_M и сила тока I в цепи приводного электродвигателя коленчатого вала, обеспечивающего вращение последнего.

Методика включала два последовательных режима испытаний: прокрутку на постоянной частоте вращения коленчатого вала $n = 1000$ об/мин (прогрев) до стабилизации значений контрольных величин трения; измерение значений контрольных величин трения при ступенчатом повышении частоты вращения коленчатого вала от 1000 до 2000 об/мин с шагом 200 об/мин.

Отладочные опыты позволили установить, что режим стабилизации значений контрольных величин трения наступает приблизительно к 45–50 мин прокрутки, что позволило ограничить время испытаний на указанном режиме до 60 мин без риска потери информации. В ходе отладки методики испытаний время измерений трех контролируемых величин составило не более 2 мин. Поэтому при использовании шага контрольных точек скоростной характеристики, равном 200 об/мин, получение достаточно информативного количества данных (конкретно шесть точек измерения в указанном диапазоне частот вращения коленчатого вала) обеспечивается за время не более 12 мин. Таким образом, общее время испытаний одного объекта с использованием принятой методики испытаний составило 72 мин, что соизмеримо с продолжительностью проведения типовых испытаний по определению механических потерь по ГОСТ 14846-81.

Методическая надежность экспериментов, реализуемая как повторяемость и воспро-

изводимость получаемых результатов при параллельных опытах, базировалась:

- на фундаментальном положении физики, согласно которому практически вся энергия (за исключением около 1 % потерь энергии на молекулярные превращения), затраченная на преодоление сопротивления движению, превращается в тепло, контролируемое в данном случае как приращение температуры трущихся тел и смазочного материала;

- соблюдении принципа прочих равных условий при сравнительных испытаниях объектов;

- отсутствию искажающего влияния на результаты измерения контролируемых величин, не связанных с трением факторов, таких как тепло, выделяемое при сжатии и сгорании топливовоздушной смеси в цилиндре и тепло, принудительно отводимое от цилиндра рабочим телом системы охлаждения;

- высокой точности измерений значений контролируемых величин, обусловленных трением в ЦПГ.

Методика предполагала испытание объектов в порядке их перечисления в табл. 2, при этом переход от объекта № 1 к объекту № 2 требовал разборки кривошипно-шатунного механизма (КШМ) и шатунно-поршневой группы (ШПГ) дизеля, что было вызвано необходимостью замены шатуна.

Средство испытаний специально не изготавливали, поскольку для достижения указанной выше цели наилучшим образом подходила имеющаяся макетная установка, описание которой приведено в работах [10, 11], и детали ЦПГ и ШПГ которой при выполнении данного исследования заменялись на объекты, указанные в табл. 1.

В качестве смазочного материала, обладающего в условиях прокрутки соизмеримой с «горячим» моторным маслом вязкостью, использовалась смесь рекомендованного для данного двигателя минерального моторного масла с дизельным топливом в соотношении 2:1.

В результате выполнения пробных опытов было установлено, что прокрутка коленчатого вала в области частот вращения свыше 1000 об/мин с реальными парами трения ЦПГ требует применения более мощного приводного электродвигателя и, соответственно, повышения жесткости упругой армированной муфты соединительного вала (рис. 1). В ходе отладочных прокруток было выявлено существенное влияние несоосности вала электропривода и двигателя на контрольные показатели, особенно на силу тока в цепи приводного электродвигателя. Влияние этого фактора было минимизировано до уровня погреш-

Таблица 2

Погрешности измерений контролируемых величин

№	Наименование, обозначение и размерность контролируемой величины	Относительная погрешность измерений, %	Доверительный интервал погрешности измерения, % (°С или А)
1	Температура стенки цилиндра в среднем по высоте пояса t_c , °С	$\pm 0,5$	1 (0,7)
2	Температура моторного масла в главной масляной магистрали t_M , °С	$\pm 0,5$	1 (0,7)
3	Сила тока в цепи приводного электродвигателя коленчатого вала I , А	$\pm 0,2$	0,4 (0,01)

ности его измерения, что открыло возможность проведения высокоточных сравнительных испытаний объектов с погрешностью измерений контролируемых величин, приведенной в табл. 2.

Результаты расчета представленных в табл. 2 относительных и абсолютных значений погрешности измерений получены с использованием максимальных значений соответствующих контрольных величин, определенных в ходе выполнения пробных и отладочных прокруток, а именно для температур t_c и t_M , равных 70 °С; силы тока I , равной 2,7 А.

Обеспечение требуемой точности измерений достигалось применением соответствующих первичных преобразователей и приборов:

➤ для измерения температур t_c и t_M — термопар класса Х-К, связанных с двухканальным измерителем марки ОВЕН 2ТРМОА (класс точности 0,5);

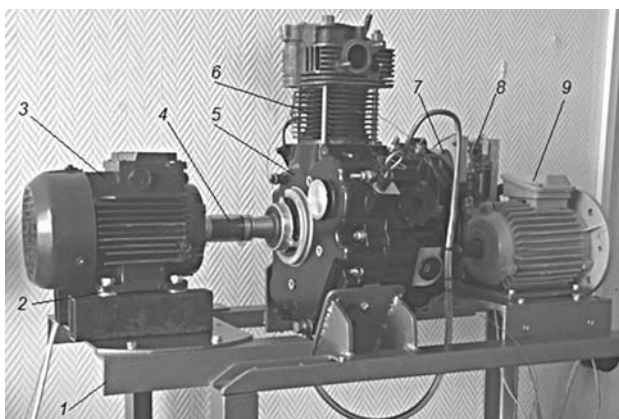


Рис. 1. Общий вид макетной установки на базе дизеля 1C8,5/8,0:

1 — рама; 2 — регулируемая опора; 3 — приводной электродвигатель коленчатого вала; 4 — гибкая армированная муфта; 5 — картер дизеля; 6 — цилиндр с уставленной в нем ШПГ и термопарами; 7 — манометр для измерения давления моторного масла; 8 — регистратор температур цилиндра и масла; 9 — приводной электродвигатель масляного насоса

➤ для измерения силы тока I — амперметра лабораторного электродинамического марки Д5017 со встроенным трансформатором тока с пределом измерения 5 А и классом точности 0,2.

Контроль режимов испытаний осуществлялся на основе измерения показаний:

➤ давления масла в главной масляной магистрали манометром марки ТМ-510 М2 класса точности 1,5 с пределом измерения 1 МПа;

➤ частоты вращения приводных валов масляного насоса и коленчатого вала комбинированным тахометром марки ТНМ-30 с точностью в диапазоне измерений ± 1 об/мин.

Результат снижения силы трения считали значащим и принимали во внимание при анализе только в том случае, когда разница значений сравниваемых контрольных величин превосходила значение, приведенное в табл. 2.

Анализ результатов испытаний объектов № 0–3 как на первом (рис. 2), так и на втором (рис. 3) режимах прокрутки без сжатия, сгорания и охлаждения показал, что:

➤ характер изменения контрольных показателей при испытаниях сравниваемых объектов при прочих равных условиях является в целом идентичным, что свидетельствует об отсутствии какого-либо фактора или причины, приводящих к нарушению основных механизмов трения при смене объекта испытаний;

➤ наибольшее положительное изменение в виде значимого снижения значений всех контролируемых показателей трения вызвал переход от объекта № 0 к объекту № 1, а именно при замене регулярно-шероховатой хонингованной на гладкую полированную трущуюся поверхность цилиндра;

➤ улучшающая условия маслоснабжения модернизация деталей ШПГ, реализованная в объектах № 2 и 3, проявилась в заметно меньшем (а в случае температуры масла — неоднозначном) влиянии на снижение трения в ЦПГ.

Для уточнения и выявления вклада объектов № 2 и 3 в формирование потерь на трение в ЦПГ результаты прямых измерений контролируемых показателей при постоянной частоте вращения были обработаны и представлены в виде среднеарифметических значений, которые, как известно, наиболее достоверно отражают результат при случайном характере процесса (рис. 4).

Как можно видеть из сопоставления результатов оценки среднеарифметических значений контрольных показателей трения в ЦПГ, полученных для сравниваемых объектов № 0–3, в порядке увеличения номера объекта, переход от серийного исполнения ЦПГ (объект № 0) к опытным исполнениям (объекты № 1–3) сопровождался в каждом случае снижением потерь на трение и

имел характер этого снижения, аналогичный отмеченному выше при рассмотрении рис. 2 и 3. При этом наибольшее снижение трения дал переход с шероховатой (объект № 0) на гладкую (объект № 1) трущуюся поверхность цилиндра, наименьшее — применение улучшенных условий маслоснабжения гладкой поверхности цилиндра (объекты № 2 и 3).

Анализ относительных изменений среднеарифметических значений, характеризующих трение в ЦПГ контролируемых величин, для всех испытанных объектов с учетом определенных выше доверительных интервалов погрешности измерений, показал следующие результаты (табл. 3):

- вклад всех опытных объектов как по отдельности (сочетания номеров объектов 0–1; 1–2 и 2–3), так и в сумме (сочетание номеров объектов 0–3) проявился в превосходящем доверительный интервал погрешности измерения снижении каждой из контролируемых величин t_c , t_M и I , характеризующих трение в ЦПГ, т. е. сопровождался значимым снижением потерь на трение в этом сопряжении;

- для отдельных технических решений, реализованных в опытных объектах, наибольшее снижение потерь на трение обеспечило (при прочих равных условиях) изменение топографии трущейся поверхности цилиндра с регулярно-шероховатой хонингованной на гладкую поли-

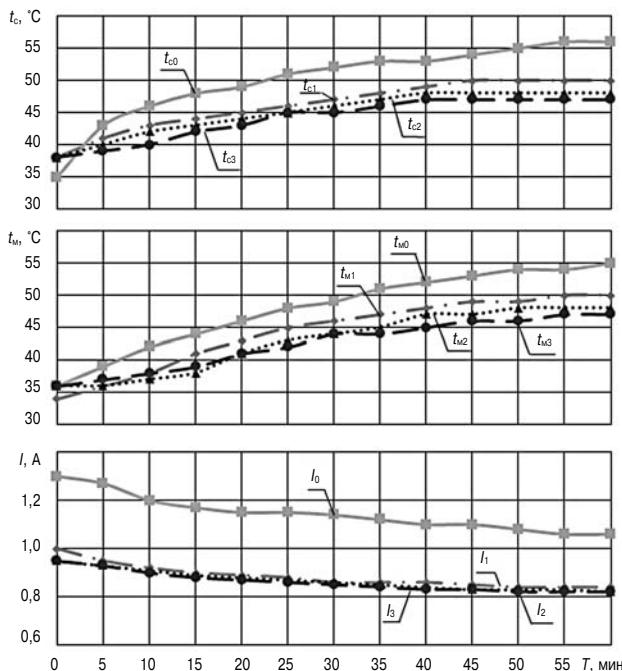


Рис. 2. Изменение контролируемых показателей трения в ЦПГ за время прокрутки при постоянной частоте $n = 1000$ об/мин (нижний индекс при обозначении контрольной величины соответствует номеру объекта испытаний согласно табл. 1)

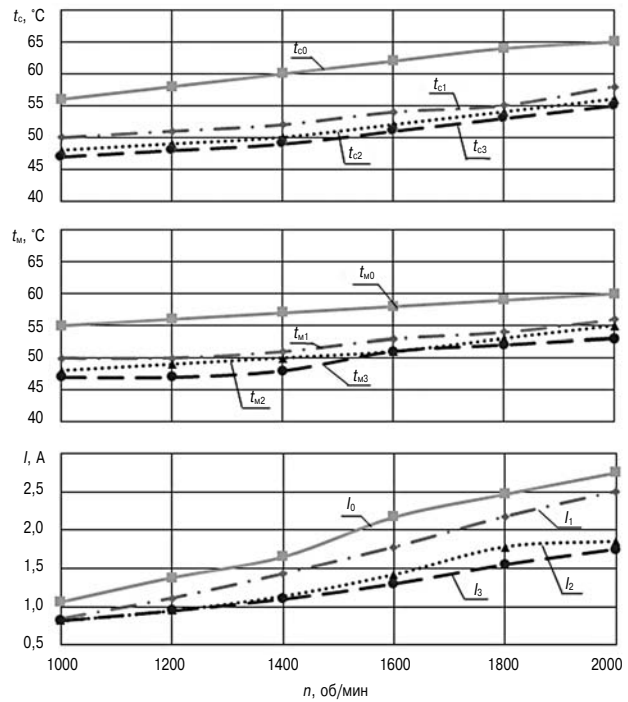


Рис. 3 Изменение контролируемых величин трения при прокрутке дизеля по скоростной характеристике для объектов испытаний № 0–3

рованную (замена объекта № 0 на объект № 1), что было зафиксировано по результатам измерения обусловленных трением температур t_c , t_M (на 8 %) и силы тока I (на 23 %) соответственно;

- улучшение условий маслоснабжения деталей ЦПГ, реализуемое в виде увеличения и более равномерного распределения по окружности цилиндра струйной подачи масла из специальных отверстий шатуна и поршня на трущуюся гладкую поверхность цилиндра (сочетания номеров объектов 1–2 и 2–3 соответственно), положительно, но при этом

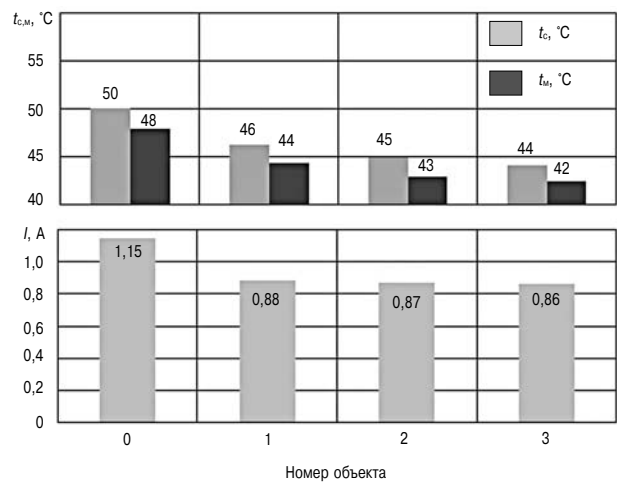


Рис. 4. Среднеарифметические значения контролируемых показателей трения в ЦПГ для объектов № 0–3 за время прокрутки на постоянной частоте вращения коленчатого вала $n = 1000$ об/мин

Таблица 3

Относительная разница среднеарифметических значений контролируемых показателей трения в ЦПГ сравниваемых объектов испытаний

№	Обозначение и размерность контрольной величины	Относительное изменение (снижение) значений контрольной величины, %				Доверительный интервал погрешности измерения контрольной величины, %
		Сочетания номеров сравниваемых объектов испытаний				
		0–1	1–2	2–3	0–3	
1	$t_c, ^\circ\text{C}$	8	2	2	12	1
2	$t_M, ^\circ\text{C}$	8	2	2	12	1
3	I, A	23	1	1	25	0,4

не так ощутимо как изменение топографии трущейся поверхности цилиндра;

➤ применением комплекса технических решений (сочетание номеров объектов 0–3) было получено максимальное для данного эксперимента снижение потерь на трение, выразившееся значениями 12 % (по температурам t_c и t_M) и 25 % (по величине силы тока I);

➤ испытания выявили существенно разную чувствительность способов оценки потерь на трение в ЦПГ, в частности: изменение топографии трущейся поверхности цилиндра привело к снижению контрольных температур t_c и t_M на 8 %, в то время как изменение силы тока I в цепи приводного электродвигателя коленчатого вала составило 23 % (т. е. измерительная чувствительность различается почти в 3 раза);

➤ в отношении изменения условий маслоснабжения способ контроля температур обнаружил, наоборот, в два раза большую чувствительность по сравнению со способом контроля силы тока (2 и 1 % соответственно);

➤ отмеченный выше характер проявления чувствительности способов измерений потерь на трение указал на то, что для оценки разных уровней изменения трения во избежание потери информации целесообразно выбирать различные способы, исходя из соответствия чувствительности способа к прогнозируемому уровню изменения потерь на трение: например, для контроля малых изменений потерь на трение (от 1 до 7 %) можно рекомендовать применение измерений обусловленных трением температур, а для измерения средних и значительных изменений этих потерь (от 8 % и выше) лучше подойдут способы, связанные с механическим и/или электрическим контролем момента сопротивления прокручивания вала.

Заключение

В результате сравнительного трибологического тестирования ряда вариантов ЦПГ быстроходного дизеля методом прокрутки коленчатого вала показана возможность снижения потерь на трение в сопряжении «цилиндр–поршень» на величину от 12 до 25 % (в зависимости от применяемого способа контроля).

При использовании опытного цилиндра с гладкой полированной трущейся поверхностью и улучшенными условиями ее маслоснабжения вместо серийного цилиндра с регулярно-шероховатой хонингованной трущейся поверхностью; показано, что для оценки прогнозируемо малых (от 1 до 7 %) изменений потерь на трение целесообразно использовать обладающий высокой чувствительностью метод контроля обусловленных трением температур деталей трущегося сопряжения.

Литература

1. Путинцев С.В., Кириллов А.Г., Ратников А.С. Обоснование и постановка задачи сравнительного анализа эффективности гладкой и шероховатой внутренних поверхностей цилиндров поршневых двигателей // Автомобильная промышленность. — 2018. — № 3. — С. 7–9.
2. Путинцев С.В., Аникин С.А., Ратников А.С. Аналитико-расчетное сопоставление гладкой и шероховатой поверхностей трения цилиндра поршневого двигателя с позиций гидродинамики и трибологии // Автомобильная промышленность. — 2018. — № 7. — С. 13–17.
3. Resource-efficient piston ring/cylinder liner pairing / K. Risse, M. Schorge, D. Bartel et al. // Industrial Lubrication and Tribology. — 2019. — Vol. 71, № 1. — P. 154–163. DOI: 10.1108/ILT-06-2018-0250.
4. Anderberg C., Dimkovski Z., Rosen B.G. Liner surface improvements for low friction piston ring packs // Surface Topography: Metrology and Properties. — 2013. — Vol. 2, № 1. — P. 014009. DOI: 10.1088/2051-672X/2/1/014009.
5. Mihalcea G.A., Mihaescu L. Structured surfaces used for improving tribological behaviour for the piston-ring cylinder-liner friction couples in internal combustion engines // The Annals of University «DUNAREA DE JOS» of Galati Fascicle VIII. — 2007. — № 13. — P. 77–87.
6. Хрулев А.Э. Ремонт двигателей зарубежных автомобилей. — М.: За рулем, 2000. — 440 с.
7. Дизели ТМЗ-450Д. Руководство по эксплуатации. 077 110 000 РЭ. URL: <https://freedocs.xyz/pdf-378051015> (дата обращения: 01.02.2019).
8. Пилацкая С.С. Анализ и предложения по модернизации элементов существующей конструкции системы смазки малоразмерного быстроходного дизеля 1Ч8,5/8,0 // Проблемы и перспективы студенческой науки. — 2018. — № 1 (3). — С. 36–39.
9. Visualization of piston engine cylinder oil-jet lubricating process / S.V. Putintsev, S.S. Pilatskaya, A.S. Ratnikov a.o. // IOP Publishing Journal of Physics: Conf. Series, Vol. 1177 (2019), 012006, P. 1–6.
10. Путинцев С.В., Бикташев А.Ф., Гуськов В.Ф. Обоснование и проект макетной установки для исследования условий маслоснабжения цилиндра четырехтактного быстроходного дизеля с воздушным охлаждением // Матер. XVIII Междунар. научно-практ. конференции «Актуальные проблемы эксплуатации автотранспортных средств»: Владимир, 24–25 ноября 2016. — С. 255–258.
11. Путинцев С.В. Экспериментальная макетная установка для исследования процессов маслоснабжения в основных сопряжениях поршневого двигателя // Вестник Чувашской ГСХА. — 2018. — № 8. — С. 107–110.