

На правах рукописи

Проватар Алексей Геннадиевич

**Повышение энергетической эффективности судовых малоразмерных
дизелей путем совершенствования конструкции цилиндропоршневой группы.**

Автореферат диссертации на соискание учёной степени
кандидата технических наук

Специальность 05.08.05 – судовые энергетические установки и их элементы
(главные и вспомогательные)

Астрахань 2017 г.

Диссертация выполнена на кафедре «Судостроение и энергетические комплексы морской техники»
ФГБОУ ВО «Астраханский государственный технический университет»

Научный руководитель

Доктор технических наук., профессор
Юрий Иванович Матвеев
заведующий кафедрой
«Эксплуатация СЭУ» ФГБОУ ВО «Волжский
государственный университет водного транспорта»

Официальные оппоненты:

Доктор технических наук, профессор
Захаров Лев Анатольевич
ФГБОУ ВО «Нижегородский государственный технический
университет им. Р.Е. Алексеева»

Кандидат технических наук
Андрусенко Сергей Евгеньевич
ведущий специалист
ООО «Энерго-Резерв» г. Нижний Новгород

Ведущая организация:

ФГБОУ ВО «Сибирский государственный университет вод-
ного транспорта» г. Новосибирск

Защита диссертации состоится «26» декабря 2017 года в ____ на заседании диссертационного
совета Д223.001.02 при ФГБОУ ВО «Волжский государственный университет водного транспорта»
по адресу: 603950, г. Нижний Новгород, ул. Нестерова, 5, e-mail: ptps@vgavt-nn.ru

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ФГБОУ ВО «Волжский государственный
университет водного транспорта»

Автореферат разослан «__» _____ 2017 г.

Учёный секретарь Диссертационного совета,
кандидат технических наук, доцент

А.А. Кеслер

Общая характеристика работы

Актуальность. На современном этапе научно-технического развития с учётом всё возрастающих требований к качеству двигателей, созданию новых прогрессивных конструкций, в соответствии со стратегией развития поршневого дизелестроения в России до 2020 г., по-новому следует трактовать и научные основы прогрессивного проектирования, конструирования и технологического развития дизелестроения. Поэтому, научной основой современного и перспективного дизелестроения является такой комплекс теоретических, расчётно-аналитических и экспериментальных исследований, который, базируясь на общих принципах фундаментальной науки и научных основах прогрессивной техники и технологии, имеет своей конечной целью решение конкретных производственных задач изготовления двигателей высокого качества, в необходимом количестве. Всё это обосновывает актуальность исследований, направленных на разработку и внедрение в практику конструирования и производства дизельных двигателей теоретических, расчётно-аналитических и экспериментальных принципов обоснования их качественных показателей, исходя из их функционального назначения.

Объект исследования – судовые дизельные двигатели.

Предмет исследования – процессы конструкторской и технологической модернизации.

Целью диссертационной работы повышения энергетической эффективности и работоспособности судовых форсированных малоразмерных дизелей.

В соответствии с поставленной целью было необходимо решить ряд научно-технических задач, а именно:

1. Обосновать основные принципы повышения функциональных показателей судовых малоразмерных дизелей.
2. Провести теоретические исследования по совершенствованию эксплуатационных показателей судового дизеля за счет форсирования по частоте вращения коленчатого вала.
3. Обосновать оптимальную компоновку камеры сгорания малоразмерного дизеля.
4. Разработать практические рекомендации по модернизации камеры сгорания малоразмерных дизелей типа Ч9,5/11.
5. Разработать методику снижения теплонапряженности деталей цилиндропоршневой группы судовых дизелей.
6. Разработать конструкторские мероприятия, позволяющие на стадии производства судовых малоразмерных дизелей повысить их эксплуатационные характеристики.
7. Разработать мероприятия по повышению работоспособности деталей цилиндропоршневой группы судовых малоразмерных дизелей с использованием высокоорганизованных форм углерода.
8. Разработка методик проведения экспериментальных исследований по снижению погрешностей монтажа втулок цилиндра судовых малоразмерных дизелей.

Объектом исследования является судовой малоразмерный двигатель. Предметом исследования являются процессы, протекающие в камере сгорания двигателя.

Методы исследования. В проведенных исследованиях применялись теоретический и расчётно-аналитический методы. Методологической базой диссертационной работы являются работы В.А. Ваншейдта, Н.Н. Иванченко, П.А. Истомина М.Г. Круглова, А.С. Орлина, Л.И. Погодаева, В.Н. Половинкина, Ю.Г. Шнейдера, Ю.И. Матвеева, В.Н. Бочкарёва, А.Ф. Дорохова, Н.Я. Яхьяева и др.

Личное участие автора состоит в комплексном решении проблемы повышения надежности и функциональных характеристик дизелей типа Ч9,5/11 и получения научных результатов, отраженных в опубликованных работах, разработке рекомендаций по совершенствованию конструкции и технологии выпускаемых судовых дизелей.

Достоверность и обоснованность работы обеспечивалась комплексом теоретических и расчётно-аналитических исследований, который, базируется на общих принципах фундаментальной науки и научных основах прогрессивной техники и технологии. Экспериментальные исследования проводились на действующих стендах специализированных лабораторий ФГБОУ ВО «АГТУ» и «КИМРТ».

Научная новизна:

1. На основании расчётно-аналитических исследований для форсирования малоразмерных дизелей типа Ч9,5/11 определен оптимальный угол расположения отверстий распылителя форсунки в камере сгорания.
2. Теоретическими исследованиями обоснована оптимальная компоновка камеры сгорания и форсуночного узла малоразмерного дизеля.
3. Установлено что основными направлениями форсирования дизелей типа Ч9,5/11 является интенсификация процессов смесеобразования за счет закрутки воздушного заряда.

3. Доказано, что формирование регулярных микрорельефов на «зеркале» цилиндра повышает работоспособность форсированных малоразмерных дизелей.

4. Разработана методика формирования регулярного микрорельефа для различных зон цилиндра судовых дизелей.

5. Предложена методика формирования многокомпонентного приработочного покрытия на «зеркале» цилиндра.

6. Разработана методика снижения теплонапряженности деталей цилиндропоршневой группы для форсированных дизелей.

Практическая значимость:

1. Даны практические рекомендации по модернизации камеры сгорания форсированных малоразмерных дизелей.

2. Предложены конструкторские разработки, позволяющие повысить энергетическую эффективность судовых малоразмерных дизелей.

3. Разработан комплекс мероприятий, позволяющий на стадии производства малоразмерных дизелей повысить их эксплуатационные показатели.

4. На основании разработанной методики даны практические рекомендации по снижению погрешности базирования при монтаже втулок цилиндров.

5. Результаты работы получили одобрение Российского морского регистра судоходства, используются в учебном процессе в ФГБОУ ВО «Астраханский государственный технический университет» и в «Каспийском институте морского и речного транспорта» - филиал ФГБОУ ВО «ВГУВТ»

Положения выносимые на защиту:

1. Результаты теоретических исследований и рекомендации по повышению энергетической эффективности судовых малоразмерных дизелей.

2. Теоретические исследования по совершенствованию эксплуатационных показателей судового дизеля за счет форсирования по частоте вращения коленчатого вала.

3. Методики снижения теплонапряженности деталей цилиндропоршневой группы судовых дизелей.

4. Результаты исследований формирования регулярных микрорельефов на зеркале цилиндров для повышения работоспособности форсированных малоразмерных дизелей.

5. Теоретические исследования обоснования оптимальной компоновки камеры сгорания и форсуночного узла малоразмерных дизелей.

6. Методика использования высокоорганизованных форм углерода для повышения работоспособности деталей цилиндропоршневой группы судовых малоразмерных дизелей.

7. Конструкторские разработки для формирования регулярных микрорельефов на зеркале цилиндра судовых малоразмерных дизелей. Технические решения по снижению погрешностей монтажа втулок цилиндров.

Апробация работы. Основные положения диссертационной работы докладывались, обсуждались и были одобрены на международной научно-практической конференции «Инновационное развитие транспортно-логистического комплекса Прикаспийского макрорегиона» (г. Астрахань, 2013 г.-2016 г.), международной научно-практической конференции «Современное состояние и перспективы развития технических наук» Научный центр «Аэстерна» (г. Уфа, 2015 г.), международной научно-практической конференции Агентство международных исследований (г. Сургут, 2016 г.). А так же на ежегодных семинарах научных работников специализированных кафедрах ФГБОУ ВО «АГТУ» и «КИМРТ» (2014 г.-2017 г.)

Личный вклад. В диссертации представлены результаты исследования, полученные автором самостоятельно.

Автору принадлежит:

- постановка задачи исследования;
- анализ литературных источников;
- разработка методик и проведение экспериментальных исследований;
- обработка полученных результатов и их обобщение;
- выработка практических рекомендаций.

Публикации. Основные результаты диссертационной работы опубликованы в одиннадцати печатных работах, в том числе в шести научных изданиях рецензируемых ВАК Российской Федерации.

Объем работы. Диссертация состоит из введения. Четырех глав, заключения и списка использованной литературы. Работа изложена на 130 страницах машинописного текста, содержит 8 таблиц, 34 рисунка и список литературы, включающий 127 наименований.

Основное содержание работы

Введение. Во введении обоснована актуальность диссертационной работы.

Первая глава, «Принципы повышения показателей надёжности судовых ДВС и их элементов». Разнообразие факторов, влияющих на характеристики работы цилиндропоршневой группы (ЦПГ) и, в свою очередь, на процессы изнашивания в ней, создает определённые трудности в выявлении наиболее важных из них, действие которых наиболее эффективно проявляется в тех или иных условиях работы двигателей. В этом плане представляют интерес работы профессоров Ю.И. Матвеева А.Ф. Дорохова, Н.Я.Яхьяева, Ю.Г. Шнейдера, М.Н. Гребенюка, В.П. Булатова и других авторов. В.Н. Половинкин показал, что фуллерены в составе конструкционных материалов существенно (в несколько раз) повышают износостойкость и снижают потери мощности на преодоление сил трения. Ю. Г. Шнейдер считает, что проблема обеспечения оптимального качества поверхностного слоя деталей машин с точки зрения износостойкости и трибологических свойств осуществляется холодной обработкой давлением с образованием на поверхности деталей регулярных микрорельефов. О связи величин износа цилиндрических поверхностей деталей машин с их исходной макро - и микрогеометрией говорится в работах В. П. Булатова, Ш. М. Билика; Д.Г. Точильникова, Л.И. Погодаева и др.

Работы по прогнозированию интенсивности изнашивания являются важными и актуальными научными исследованиями, так как на основе результатов фундаментальных трудов и последних научных разработок возможна формализация описания процессов изнашивания и представление уравнений и математических моделей, которые позволяют рассчитывать величины предельных износов и в процессе проектирования машин назначать обоснованные ресурсы работы. Какие факторы наибольшим образом влияют на скорость изнашивания цилиндрической втулки судового дизельного двигателя: боковая сила N в виде её среднеинтегрального значения за цикл на каждом эксплуатационном режиме работы двигателя; средняя скорость поршня C_m , м/с (при работе двигателя по винтовой характеристике – для каждого рабочего режима); динамическая вязкость масла η , Па с – при рабочей температуре; температура выходящей из дизеля воды t , °С; эксплуатационный зазор в ЦПГ δ , м; твёрдость поверхностного слоя $HRC\delta$. Тогда, скорость изнашивания цилиндрической втулки, U (мм/1000 ч) можно представить в виде следующего трансцендентного уравнения,

$$U = K (N_{\Sigma}^x C_{m\text{cp}}^y \delta^n \eta^z) / (t^m HRC\delta^k), \quad (1)$$

где в числителе приведены факторы прямо пропорциональные скорости изнашивания ($N_{\Sigma}^x C_{m\text{cp}}^y \delta^n \eta^z$), а в знаменателе – обратно пропорциональные ($t^m HRC\delta^k$). Значения x, y, z, m, n, k – показатели степени, характеризующие уровень влияния соответствующего фактора на скорость изнашивания; K – коэффициент пропорциональности.

Уравнение (1) даёт возможность определения значения U для одного определённого режима работы двигателя. Однако в течение срока службы двигатель, эксплуатируемый по нагрузочной характеристике, работает на различных рабочих режимах, от холостого хода до перегрузки и определяющим фактором в этом случае будет являться значение N_{Σ} для каждого рабочего режима. Для того, чтобы не производить расчёты значений U для каждого рабочего режима в зависимости от значений N_{Σ} рациональным будет определить какое то среднее значение этой величины за период (ресурс) до переборки. Среднее значение N_{Σ} , как $N_{\Sigma\text{cp}}$ можно представить в виде,

$$N_{\Sigma\text{cp}} = \sum_{i=1}^n N_{\Sigma i} t_i / P, \quad (2)$$

где $N_{\Sigma i}$ – значения N_{Σ} на i -том режиме работы двигателя; t_i – время работы двигателя на i -том режиме работы; P – период работы (ресурс) двигателя за который оценивается скорость изнашивания U .

Для главного двигателя в составе СЭУ в формуле (1) необходимо будет учитывать и изменения C_m , как функции n . Тогда необходимо определять значение средней скорости поршня $C_{m\text{cp}}$ за период P до переборки двигателя в виде,

$$C_{m\text{cp}} = S n_{\text{cp}} / 30, \quad (3)$$

где n_{cp} – среднее значение частоты вращения коленчатого вала двигателя на всех эксплуатационных режимах за период до переборки.

После установления средней скорости изнашивания цилиндрической втулки U_{cp} по формуле (1) путём подстановки значений $N_{\Sigma\text{cp}}$ и, при необходимости, $C_{m\text{cp}}$ возможно определение абсолютной величины износа \dot{I} как:

$$\dot{I} = U_{\text{cp}} P^*, \quad (4)$$

где P^* - назначенный ресурс до переборки в тысячах единиц, т.е. при $P=5000$ ч., P^* будет равен 5-ти.

И здесь надо исходить из сравнения расчётного износа, полученного по формуле (1) и пре-

дельного (допускаемого) износа $[\dot{I}]$, при достижении которого эксплуатация двигателя должна быть остановлена. При этом должна решаться оптимизационная задача – обеспечение достигнутого износа, равного предельному, при заданном ресурсе или достижение максимального ресурса путём варьирования аргументами скорости изнашивания в уравнении (1). В уравнении (1) аргументы N_{Σ} , C_m , η , t , δ не являются факторами воздействия на функцию U в правильно сконструированном двигателе при заданных значениях мощности и частоты вращения коленчатого вала. И только аргумент HRC_{Σ} – твердость зеркала цилиндровой втулки является тем конструктивно-технологическим фактором, позволяющим регулировать скорость изнашивания.

В обычной практике двигателестроения этим фактором активно пользуются для повышения износостойкости и соответственно ресурса, энергетической эффективности, экологической безопасности, топливной и масляной экономичности. Следовательно, для определения значения HRC_{Σ} , при принятых остальных факторах, можно воспользоваться уравнением (1) и получить результат в виде

$$HRC_{\Sigma} = [K (N_{\Sigma}^x C_m^y \delta^n \eta^z) / (t^m U)]^{1/y}. \quad (5)$$

Здесь опять таки необходимо искать определённый консенсус, а именно: для принятых значений факторов N_{Σ} , C_m , η , t , δ достигать установленного значения твёрдости либо по реально достижимому значению твёрдости (HRC_{Σ}), варьируя принятыми факторами добиваться приемлемого значения ресурса.

Потери мощности на преодоление сил трения в цилиндропоршневой группе (ЦПГ) являются наибольшей составляющей всех внутренних потерь двигателя – $48 \div 53 \%$, хотя некоторые исследователи приводят значения до 70% . При этом внутренние потери, выражающиеся значением механического КПД, в отечественных двигателях достигают $20 \div 25 \%$ от индикаторной мощности двигателя (безнаддувных и наддувных), тогда как двигатели лучших зарубежных производителей имеют этот показатель на уровне 15% . Теоретические основы задач трения в ЦПГ базируются на гидродинамической теории смазки для поверхностей конечной длины и бесконечной ширины, наклонённых под малым углом и перемещающихся друг относительно друга со скоростью V в разработку которой внесли большой вклад Р.М. Петриченко и М.Р. Петриченко. В результате вибрационного раскатывания на поверхности металла образуется текстура (микрорельеф) с точными размерениями канавок (Рисунок 1). Достоинства данного метода в том, что такие канавки имеют больший объём, в сравнении с углублениями, получаемыми хонингованием, и соответственно удерживают большее количество масла, тем самым улучшают смазывающую способность пар трения. Также, при использовании этого метода, уменьшается контактная площадь поверхности, имеющая данную текстуру, тем самым снижаются потери мощности на преодоление сил трения. Сложность заключается в особенностях расчета и создания микрорельефа в зависимости от размеров детали и характера ее работы.



Рисунок 1 - Виброраскатанная цилиндровая втулка дизеля типа Ч9,5/11

Дополнительный объём масла внутри микрорельефа, образовавшийся в результате заполнения маслом канавок микрорельефа цилиндровой втулки (Рисунок 1), определяется по формуле:

$$\Delta V_{\text{ц}} = \frac{\pi}{4} f_{\text{оми}} \cdot L \cdot M, \text{ м}^3, \quad (6)$$

где $f_{\text{оми}} = 0,0415$ - относительная площадь микрорельефа; L - периметр цилиндра; M - высота образующей юбки поршня $M = 76,5$ мм; r – радиус закругления канавки, $4/10^{-6}$ м. Тогда, $\Delta V_{\text{ц}} = 0,149 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$.

Суммарный объём масла в зазоре опытного дизеля составит $V_{\text{м}}^{\text{он}} = V_{\text{м}}^{\text{сеп}} + \Delta V_{\text{ц}}$, или

$V_m^{on} = 0,795 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$. Отсюда новое значение «условного» масляного зазора $S_0^{on} = V_m^{on} / F_{ю}$ или $S_0^{on} = 47 \cdot 10^{-6} \text{ м}$. Итак, «условный» масляный зазор увеличился с 38 мкм до 47 мкм т.е. на 24%.



Рисунок 2 - Схема условного масляного зазора

Важной научно-технической задачей является оценка качества продукции, относительная и количественная. Разработка и развитие всех методов оценки качества как дифференциальных, так и комплексных (интегральных), прогнозирование качества, нахождение закономерностей, взаимосвязей между показателями качества, параметрами назначения — являются задачей квалиметрии. Качество изготовления дизеля на определённый момент наработки t — $X(t)$ можно представить в виде не- явно заданной функции

$$X(t) = F[f(x_n), \varphi(x_{пр}), \psi(x_{отк}), t], \quad (7)$$

где $f(x_n)$ — функция, характеризующая начальное техническое состояние дизеля обусловленное конструкцией, размерами, формой, расположением поверхностей, качеством поверхностного слоя деталей; $\varphi(x_{пр})$ — функция, характеризующая эксплуатационные условия работы дизеля (температурное состояние, режимы работы, динамические нагрузки); $\psi(x_{отк})$ — функция, характеризующая возможность возникновения отказов (износ, коррозия, кавитация).

Надёжность машин является одной из важнейших составляющих их качества. Вопрос надёжности судовых дизелей является частью общей теории надёжности машин. Однако судовые поршневые двигатели, как объекты морской техники и технологии, в отличие от наземных двигателей (транспортных и стационарных) имеют специфические особенности, связанные с эксплуатационной средой. Так дополнительные инерционные нагрузки вследствие качки судна, требуют увеличения допускаемых пределов прочности ряда элементов механизма преобразования движения (в абсолютном большинстве — кривошипно-шатунного), что регламентируется требованиями Российского морского регистра судоходства. Своё влияние на надёжность объектов морской техники оказывает достаточно химически активная эксплуатационная среда, способствующая коррозии. Несомненно, условия эксплуатации, а именно качка судна и связанные с ней силы инерции, действующие не только на твёрдые, но и на жидкие и газообразные тела, влияет на протекание рабочих процессов в двигателях и других элементах судовых энергетических установок (СЭУ) и этот вопрос мало изучен.

Глава 2. «Совершенствование эксплуатационных показателей судового дизеля за счёт форсирования по частоте вращения коленчатого вала». Российские СМД типов 4ЧСП8,5/11, 4ЧСП9,5/11, 6ЧСП9,5/11 имеют номинальные частоты вращения КВ 1800 и 1900 мин⁻¹ со средней скоростью поршня 6,6 и 7,0 м/с, номинальной мощностью 20 ÷ 40 кВт. Значения средних эффективных давлений p_e на режиме номинальной мощности близки для дизелей различных фирм и лежат в пределах 0,6 – 0,8 МПа. Отечественные дизели имеют значения этого показателя на уровне 0,64 – 0,66 МПа и находятся как бы на уровне зарубежных образцов, но необходимо учитывать, что достигнутые значения p_e относятся к скоростным режимам 1800, 1900 мин⁻¹ и по мере форсирования будут неизбежно снижаться. Поэтому поддержание значений p_e при росте оборотности является важной задачей исследований. Так, при $p_e = 0,64$ МПа и частоте вращения КВ 2800 мин⁻¹ литровая мощность составит 14,2 кВт/л, что будет соответствовать показателям современных зарубежных дизелей данного класса. Расходы топлива отечественных малоразмерных дизелей примерно на 7 – 14 г/(кВт час) выше, чем у зарубежных аналогов, при этом следует учитывать, что эти данные относятся к скоростным режимам 1800, 1900 мин⁻¹ и по мере форсирования до 3000 мин⁻¹ рост расхода топлива может составить 20 – 28 г/(кВт час), что в значительной мере ухудшит конкурентоспособность отечественных двигателей по сравнению с зарубежными. Следовательно, ещё одной важной задачей в работах по совершенствованию отечественных малоразмерных дизелей является повышение топливной экономичности.

Для предварительной оценки уровня показателей рабочего цикла рациональным приёмом будет расчётно-теоретическое исследование на основе различных математических моделей, разрабо-

таных в различных научных организациях и ВУЗах, занимающихся совершенствованием поршневых ДВС. В данном случае в качестве модели использовался метод определения показателей рабочего цикла, интенсивности сгорания и скорости тепловыделения на основе действительных индикаторных диаграмм, разработанный в Астраханском государственном техническом университете и зарегистрированный в Роспатенте как программа IPESv 1.00 под № 2016612031.

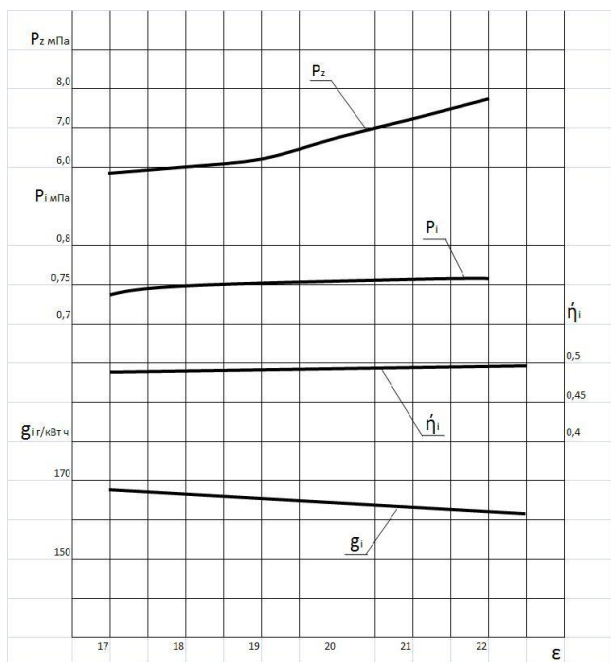


Рисунок 3 - Зависимость внутрицилиндровых показателей от степени сжатия

В ходе исследования было проведено моделирование 15 вариантов рабочего цикла. На Рисунок 3 показана зависимость показателей цикла от значения степени сжатия ϵ из которого видно, что увеличением ϵ можно улучшить экономичность рабочего цикла, хотя и незначительно. Это связано со значительным ростом максимального давления цикла, а значит и возрастанием нагрузок на кривошипно-шатунный механизм - это стимулирует рост боковой силы, прижимающей поршень к цилиндру, что приводит к увеличению потерь мощности на преодоление сил трения в цилиндропоршневой группе (ЦПГ). При увеличении ϵ от 17 до 22 удельный индикаторный расход топлива g_i уменьшается на 1,6 %, тогда как максимальное давление сгорания p_z возрастает на 22 %.

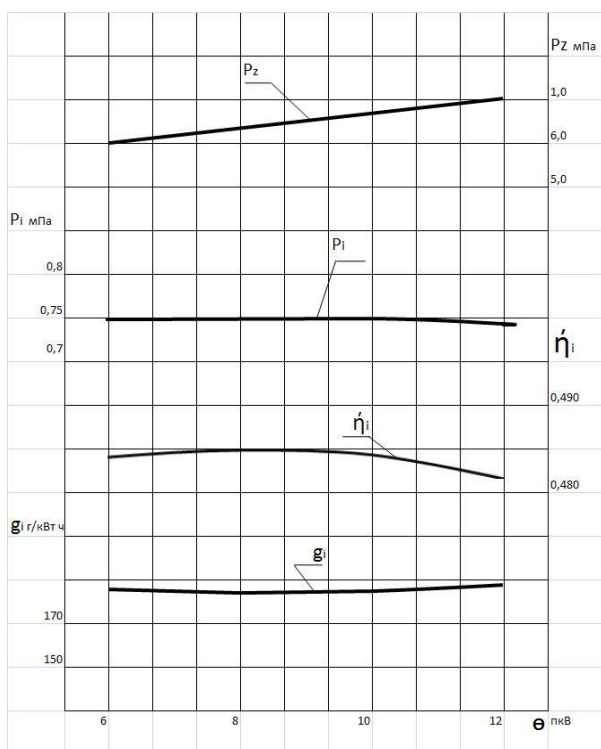


Рисунок 4 - Зависимость внутрицилиндровых показателей от угла опережения подвода теплоты

На Рисунок 4 **Ошибка! Источник ссылки не найден.** показана зависимость показателей рабочего цикла от начала подвода теплоты к рабочему телу. При этом изменение g_i незначительно и его минимум соответствует 8-ми градусам поворота КВ до ВМТ, а далее расход топлива увеличивается, что объясняется возрастанием отрицательной работы цикла при сжатии. Проведённые расчёты и анализ влияния степени сжатия и угла опережения подвода теплоты к рабочему телу на показатели рабочего цикла показали, что увеличения степени сжатия и угла опережения подвода теплоты при форсировании двигателя по n не дают существенного эффекта для повышения экономичности двигателя.

Скорость сгорания определялась параметром ϕ_a , характеризующим период сгорания рабочей смеси, выраженный углом поворота КВ, который задаётся в соответствии со способом смесеобразования (Рисунок 5). Были выбраны следующие значения параметра – 6, 8, 10, 12 градусов поворота КВ, которые соответствуют значениям ранее исследовавшихся двигателей. В этой связи применение открытых камер сгорания рационально в сочетании с различными способами завихрения заряда в КС различными методами. Априорно были заданы условия, при которых для дизеля типа Ч9,5/11, форсированного по частоте

вращения коленчатого вала, принимается цилиндрическая КС с диаметром, принимаемым по соотношению $D_{kc}/D_{ц} = 0,5$, где D_{kc} – диаметр КС, $D_{ц}$ – диаметр цилиндра.

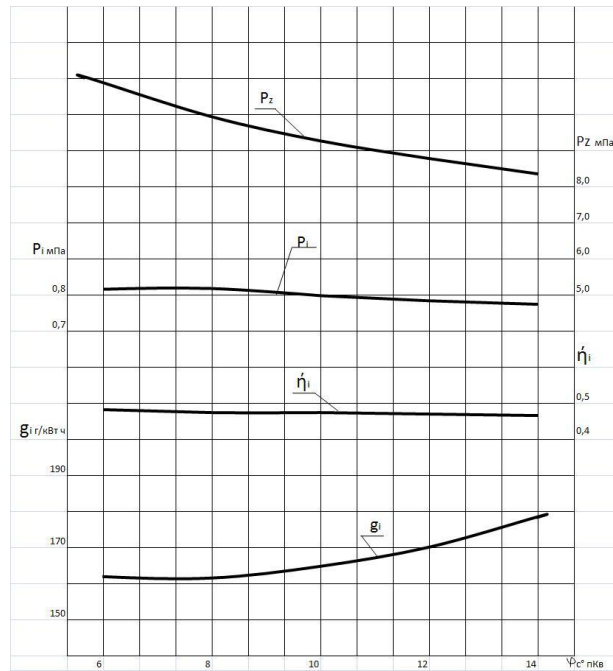


Рисунок 5 - Зависимость внутрицилиндровых показателей от скорости сгорания топлива

Для решения оптимизационной задачи по выбору параметров КС были заданы произвольные значения геометрической степени сжатия: $\varepsilon_1 = 16$; $\varepsilon_2 = 17$; $\varepsilon_3 = 18$; $\varepsilon_4 = 19$.

Геометрическая степень сжатия определяется как,

$$\varepsilon_i = (V_i + V_3 + V_h)/(V_i + V_3), \quad (8)$$

где V_i – необходимый объём КС; V_3 – объём надпоршневого пространства; V_h – рабочий объём цилиндра. $V_3 = \delta (\pi D_{ц}^2/4)$, где δ – величина надпоршневого зазора, 0,12 мм. Тогда $V_3 = 8,5 \text{ см}^3$.

V_h для двигателя Ч9,5/11 составляет 779,7 см^3 . Тогда из формулы (8) определятся расчётные объёмы камер сгорания V_i ; см^3 для указанных значений степеней сжатия.

Наиболее приемлемые значения степеней сжатия для дизелей данного типа с точки зрения экономичности, состава отработавших газов и максимальной температуры цикла (определяющую допустимую температуру распылителя форсунки против закоксовывания) находятся в пределах $\varepsilon = 17 \div 18$. Соответственно этому и следует принимать значения параметров цилиндрической КС.

Отсюда угол наклона оси симметрии отверстий распылителя, относительно оси форсунки, определится как разница,

$$\varphi' = 35 - \varphi, \text{ т.е. } 27^\circ 33'. \quad (9)$$

На Рисунок 6 показана принципиальная схема формы КС.

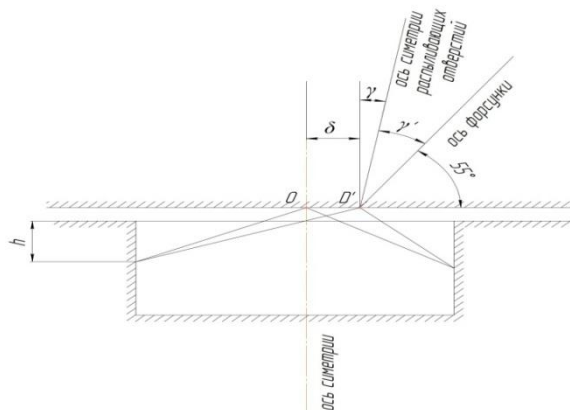


Рисунок 6 - Принципиальная схема камеры сгорания, расположения форсунки ФД22 и топливных факелов распылителя, расположения форсунки и необходимой геометрии осей отверстий распылителей, для принятой в двигателях ряда Ч9,5/11 конструкции головки цилиндров

Глава 3. «Теоретические основы и методики повышения, работоспособности деталей цилиндропоршневой группы судовых двигателей внутреннего сгорания». Аддитивные технологии (AF – AdditiveManufacturing), или технологии послойного синтеза, сегодня одно из наиболее ди-

намично развивающихся направлений "цифрового" производства. Принцип заключается в том, что изделие создается при помощи послойного добавления материала различными способами, например, наплавляя или напыляя металлический порошок, жидкий полимер, композитный материал. Данная концепция призвана дополнить традиционные методы производства, основанные на удалении первичного материала. Однако, всё большее внимание начинает уделяться созданию отдельных элементов машин, обладающих неоднородными функциональными свойствами в разных направлениях или по различным поверхностям и это становится важной и актуальной научно-технической задачей которая наиболее эффективно разрешается именно методами аддитивных технологий.

На Рисунок 7 приведена схема положения цилиндровой втулки, установленной в блок-картере двигателя, где: 1 – опорный бутик; 2 – втулка цилиндров; 3 – блок цилиндров; 4 – кольцевые прокладки; 5 – тепловоспринимающая поверхность; 6 – теплоотдающая поверхность.

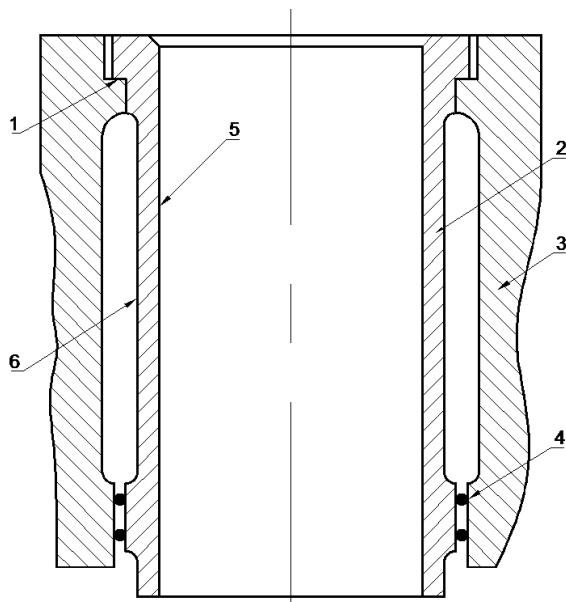


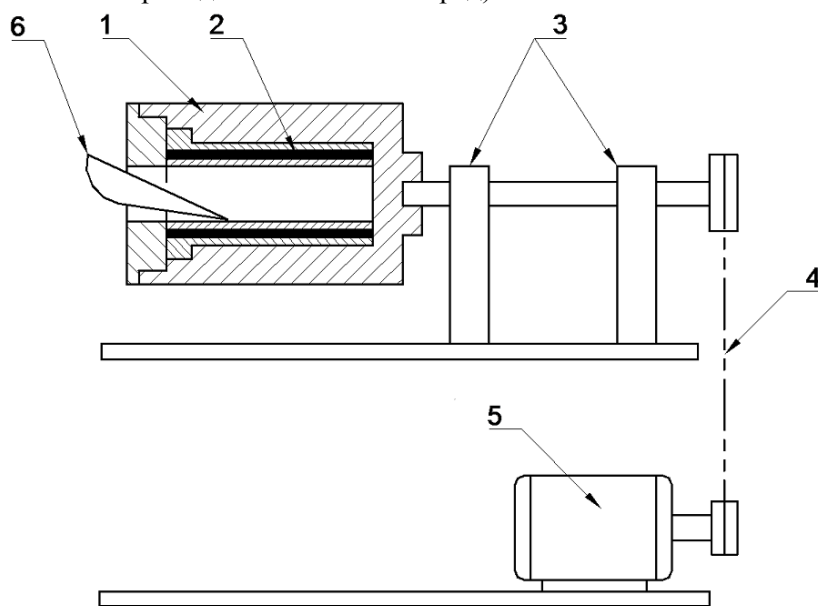
Рисунок 7 - Положение втулки цилиндров в блоке

Цилиндровая втулка – характерный элемент двигателя, который, для обеспечения заявленных функциональных характеристик машины, должен иметь требуемые свойства по различным поверхностям. Требуемые физико-механические свойства поверхностей цилиндровой втулки таковы: а) поверхность 5, является направляющей для движения поршня и подвергается интенсивному трению и изнашиванию, а также воспринимает высокое давление и температуру рабочего тела (газа) и, следовательно, должна иметь малый коэффициент трения, высокую износостойкость (а следовательно - твёрдость), прочность и жаропрочность; б) поверхность 6 интенсивно омывается теплоносителем системы охлаждения (водой или специальными жидкостями) для обеспечения теплоотвода, но при этом частым фактором является образование очагов коррозионного разрушения, а вибрация втулки, вследствие цикличности рабочего процесса и переключений поршня, способствует возникновению очагов кавитационного разрушения, в первую очередь в местах выхода на поверхность неметаллических включений (графита, при изготовлении втулки из чугуна); в) тело цилиндровой втулки 2 обеспечивает теплопередачу от газа и сил трения в охлаждающую среду и с целью повышения энергетической эффективности внутрицилиндровых процессов тело втулки должно иметь значительное термическое сопротивление теплопередаче. Наиболее распространёнными конструкционными материалами для цилиндрических втулок высокооборотных и среднеоборотных дизелей являются серые чугуны марок СЧ 20 ÷ СЧ 32 (ГОСТ 4832-95) или чугуны специального хим.состава, модифицированные никелем, хромом, вольфрамом. И, если перечисленные железоуглеродистые сплавы в основном отвечают требованиям пункта а), то пунктам б) и в) они мало соответствуют. Пункту б) хорошо может отвечать сталь, преимущественно литейная и такой принцип изготовления биметаллических цилиндрических втулок, разработанный в Мурманском государственном техническом университете вместе с украинскими коллегами, известен. Но остаётся пункт в).

Коэффициенты теплопроводности стали и чугуна близки ~ 50 Вт/(м град), так что по условиям теплопередачи чугунно-стальная стенка цилиндрической втулки не имеет никаких преимуществ перед чугунной. Отсюда вывод – стенку цилиндрической втулки надо делать многослойной, наружный слой – сталь, промежуточный слой – термоизолятор, внутренний слой – модифицированный или антифрикционный чугун. В этом случае схема изготовления цилиндрической втулки методом центробежного литья будет иметь вид, Рисунок 8.

Сначала в изложницу 1, внутренняя поверхность которой покрыта огнеупорным составом, за-

ливается сталь выбранной марки. После начала кристаллизации на внутреннюю поверхность наносится термоизолятор 2 слоем примерно $0,3 \div 0,4$ мм, например двуокись циркония - ZrO_2 (коэффициент теплопроводности $2 \div 3$ Вт/м град).



1 – изложница; 2 – отливка; 3 – опоры; 4 – механическая передача; 5 – приводной электродвигатель; 6 – желоб

Рисунок 8 - Схема центробежного литья заготовки втулки

Ошибка! Источник ссылки не найден. Нанесение термоизолятора может быть произведено посредством лазерного (SLA-технология), плазменного напыления или насыпным способом. Следующим этапом, при ещё достаточной температуре кристаллизации стали, в изложницу заливается чугун принятой марки и толщиной слоя не превышающей необходимого и достаточного припуска для последующих операций механической, термической и завершающей механической обработки. Увеличение общего термического сопротивления стенки цилиндрической втулки теплопередаче в систему охлаждения приведёт к возрастанию температурного напора (раз-

нице температур между тепловоспринимающей и теплоотдающей стенками втулки) за счёт увеличения температуры тепловоспринимающей стенки при неизменной температуре теплоотдающей стенки.

Для стенок труб небольшой толщины, по сравнению с внутренним диаметром $(d_2 - d_1)/2 \ll d_1$, расчёт теплопередачи можно проводить по формуле плоской стенки, полученной развёрткой окружности среднего диаметра цилиндрической стенки

$$Q = (T_{(d1)} - T_{(d2)}) / (1/\alpha_1 + \Sigma R_{тр} + 1/\alpha_2), \text{ Вт/м.} \quad (10)$$

$\Sigma R_{тр}$ в этом случае определяется как $\Sigma R_{тр} = \Sigma(\delta_i / \lambda_i)$, где δ и λ толщины (м) и коэффициенты теплопроводности материалов (Вт/м град) слоёв стенки.

Для одного и того же мощностного режима работы двигателя с цилиндрическими втулками по рисункам – Рисунок 7 и Рисунок 8, теплопередача будет одинаковой, т.е. значения Q по формуле 10 будут равны. Будут также равны коэффициенты теплоотдачи со стороны газов и со стороны охлаждения, т.к. скоростные режимы движения газа в цилиндре и теплоносителя в рубашке охлаждения не изменятся. Так же не изменится температура стенки цилиндра со стороны охлаждения, т.к. количество передаваемой в охлаждение теплоты останется прежним, т.е. будут соблюдаться условия,

$$Q, T_{d2}, \alpha_1, \alpha_2, \lambda - \text{const.} \quad (11)$$

Таким образом, увеличение термического сопротивления теплопередаче (формула 9), при равенстве передаваемого в охлаждение количества теплоты и других факторов теплообмена (условия 11) потребует для обеспечения тождества уравнения 9, увеличения температурного напора между тепловоспринимающей и теплоотдающей поверхностями цилиндра за счёт нового значения температуры тепловоспринимающей поверхности $T_{(d1нов)} > T_{(d1)}$.

Структура внутреннего теплового баланса двигателя,

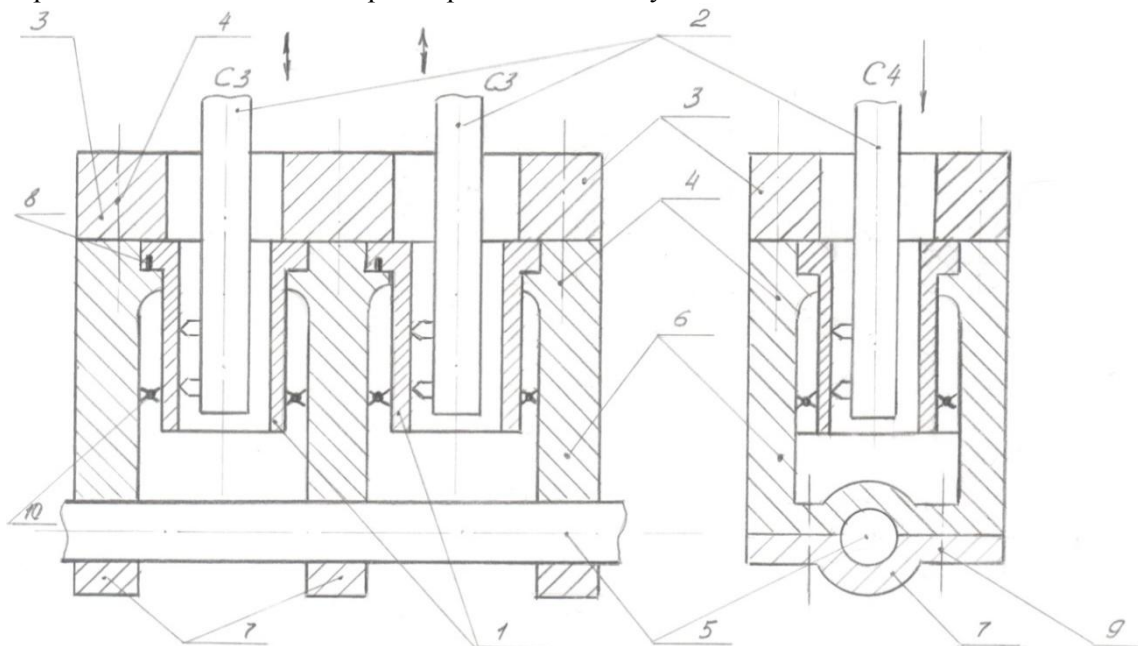
$$Q_{расп} = Q_i + Q_r + Q_{охл} + Q_{пот}, \quad (12)$$

где $Q_{расп}$ – располагаемая теплота, эквивалентная теплоте введённой в цилиндр с топливом; Q_i – индикаторная теплота, эквивалентная индикаторной работе газов в цилиндре; Q_r – теплота отведённая из цилиндра с отработавшими газами; $Q_{охл}$ – теплота отведённая в систему охлаждения; $Q_{пот}$ – потерянная теплота, в основном вследствие неполноты сгорания топлива.

Увеличение температуры тепловоспринимающей стенки при возросшем температурном напоре возможно только за счёт увеличения температуры газа в цилиндре. Увеличение температуры газа приводит к возрастанию его теплосодержания (энтальпии), что повышает работоспособность

газа за счёт роста давления в цилиндре. Следовательно имеет место увеличение индикаторной работы и, как следствие, увеличение индикаторного КПД, $\eta_i = Q_i / Q_{расп.}$. Увеличение индикаторного КПД влечёт за собой рост эффективного КПД при неизменном уровне внутренних потерь двигателя. Баланс сохраняется ввиду снижения потерь теплоты в цилиндре из-за уменьшения степени неполноты сгорания топлива, что явилось следствием повышения температуры внутрицилиндровых процессов. Это и является положительным эффектом предложенных конструктивных решений и их аддитивной технологической реализации. Посредством АФ-технологий могут изготавливаться и другие элементы двигателей, например головки цилиндров, которые по условиям эксплуатации также должны иметь разные физико-механические и теплофизические свойства по поверхностям – прочность, жаропрочность, жёсткость по огневому днищу (чугун, ещё лучше сталь).

Цилиндры поршневых двигателей внутреннего сгорания являются важными составляющими механизма преобразования движения, в котором играют роль базовых направляющих, обеспечивающих прямолинейность возвратно-поступательного движения поршня. В идеальном представлении рабочая поверхность цилиндра должна представлять собой вертикальный круговой цилиндр без наличия в любом из сечений эллипсности, бочкообразности, седлообразности, конусообразности или сочетания любых этих видов отклонения от цилиндричности. При этих условиях и при правильной геометрической форме сопрягаемых с цилиндром деталей – поршня и поршневых колец, можно ожидать работу цилиндропоршневой группы, а, следовательно, и двигателя в целом с минимальными потерями мощности на преодоление сил трения и изнашивание. Тем не менее, в условиях реального машиностроительного производства достигнуть высокой степени цилиндричности рабочей поверхности цилиндрической втулки в собранной машине чрезвычайно сложно. Так, в исследованиях В.Н. Бочкарёва и Н.Я. Яхьяева показано изменение макрогеометрии цилиндрических втулок дизелей типов Ч8,5/11 и Ч9,5/11 при их установке в блок цилиндров и при дальнейшей сборке двигателя. В этом случае предлагается использовать принцип придания правильной макрогеометрической формы рабочей поверхности цилиндрической втулки в процессе её получистовой и чистовой обработки, при окончательно обработанных наружных базовых поверхностях – посадочных поясков, буртов, торцев, в специальном приспособлении схема которого приведена на Рисунок 9.



1 – втулка цилиндра; 2 – борштанга; 3 – фальшь головка; 4 – шпильчатое крепление; 5 – фальшь вал; 6 – корпус; 7 – крышка бугеля; 8 – штифт фиксатор; 9 – болты крепления крышек подшипника; 10 – уплотнительные кольца.

Рисунок 9 - Схема приспособления для формирования геометрической формы цилиндра

Остов приспособления 6 повторяет конструкцию блока цилиндров (в данном случае двигателя Ч9,5/11). Цилиндрические втулки 1, полностью обработанные по наружным поверхностям, устанавливаются на свои посадочные места с учётом уплотнительных колец 10. На корпус приспособления устанавливают фальш-головки 3 с отверстиями для входа и выхода борштанг 2 с блоком резцов для чистового и тонкого растачивания. Фальш-головки закрепляются на корпусе приспособления силовыми шпильками 4, затяжка которых производится в порядке, предусмотренном техпроцессом на

сборку дизеля и с теми же значениями моментов затяжки. На свои посадочные места устанавливаются фальш-вал 5, имитирующий коленчатый, затяжка крышек подшипников 7 также производится болтами 9 в порядке, предусмотренном техпроцессом на сборку и с принятыми значениями моментов затяжки. На бурте каждой втулке выполнен паз, который совмещается со штифтом-фиксатором 8, расположенным в плоскости оси коленвала.

Таким образом, втулка в приспособлении лишается всех 6-ти степеней свободы, возможные сдвиги от действия сил резания не допускаются усилием прижима фальш-головкой.

Анализ расточных операций показывает, что они производятся борштангами с определённым количеством резцов, формирующих заданную поверхность. Однако расположение резцов, их количество, величина снимаемого припуска назначаются в большинстве случаев на основании опыта проектировщика технологического процесса и несёт, вследствие этого, субъективную составляющую. Это, в конечном итоге, приводит к упругим отжатию и возникновению погрешностей расположения осей отверстий. Проведённые расчёты борштанг, как консольно закреплённых балок, нагруженных сосредоточенными силами, показали, что эпюры нагрузок несимметричны и реакции в опорах отличаются значительно. Этот фактор вызывает упругие отжатию и увод оси борштанги. В образовании суммарной величины смещения оси растачиваемого отверстия действующие факторы и их удельные значения непостоянны и зависят от метода обработки (черновое или чистовое растачивание), от типа узла направления инструмента, от точности расположения отверстия в заготовке и др. Аналитические и экспериментальные исследования позволили установить зависимость, оценивающую диаметрально погрешность растачиваемого отверстия

$$\Delta = (s/2 + s/2 * l_x / (l_0 + l_x)) + C_y * HB^{1.3} * S^{0.75} (t^{0.9} * W_{max} - (t + 0,05 * l_0 / 2000)^{0.9} * W_{min}) \quad (13)$$

где s – зазор в направляющей опоре борштанги; l_x – расстояние от точки опоры до контакта инструмента с деталью; l_0 – длина опоры борштанги; C_y – коэффициент, характеризующий условия обработки; S – подача инструмента; t – глубина резания; W_{max} , W_{min} – максимальная и минимальная податливости технологической системы. Погрешность формы отверстий может быть рассчитана путём получения уравнений перемещения координат вершины режущего инструмента.

После обработки по предложенной схеме цилиндрическая втулка будет иметь правильную геометрическую форму до тех пор, пока она находится в приспособлении под нагрузкой. После снятия нагрузки и выемки втулки из приспособления она потеряет правильную геометрическую форму под действием внутренних упругих напряжений. В дальнейшем втулка будет подвержена финишным методам обработки, например хонингованию, а в последующем, возможно и нанесению антифрикционных покрытий, но эти методы обработки не исправляют макрогеометрию, а влияют только на окончательный размер и шероховатость. Однако при установке уже в реальный собираемый двигатель втулка, ориентированная по имеющемуся пазу, обращённому к носовому концу двигателя и расположенному в плоскости оси коленчатого вала, после всех видов нагружений будет максимально соответствовать правильной геометрической форме рабочей поверхности. Это позволит сохранить регламентный уровень сопряжения зеркала цилиндра с ответными деталями – поршнем и кольцами, обеспечить заданные показатели рабочего процесса и назначенный ресурс до переборки.

Открытие новых форм углерода - фуллеренов и изучение их свойств дало направление развитию микромеханики трения и износа на основе формирования новых свойств поверхностного слоя в парах трения путём насыщения его кристаллической структуры выпуклыми многогранными молекулами фуллеренов, преимущественно C_{60} и C_{70} , которые в их твёрдом состоянии получили название фуллериты. Уже первые эксперименты из исследования механических свойств фуллерита подтвердили надежды исследователей на создание высокоэффективного твердого смазывания на основе фуллеренов. Согласно исследованиям поверхность твердых материалов, покрытых фуллереновой пленкой, имеет аномально низкий коэффициент трения, повышенную долговечность и износостойкость. Если технология производства такого покрытия будет настроена, и будет обеспечиваться возможность его практического использования, износостойкость деталей повысится в 1,5 – 2,5 раза, расходы топлива сократятся на 2 – 7% и мощность ДВС возрастёт на 2 – 4%. Важным и новым в этом направлении является то, что в данном случае преследуется цель внедрения фуллеренов, посредством их диффузии, в кристаллическую решётку поверхностного слоя детали, подвергающейся трению и изнашиванию. Важнейшими законами диффузии являются 1-й и 2-й законы Фика. В рассматриваемом случае необходимо диффундировать молекулы фуллерена из состава безабразивных хонинговальных брусков (безабразивный состав – БА) в поверхностный слой обрабатываемого зеркала цилиндра. Безабразивные бруски для такого вида обработки получают спеканием многокомпонентного состава из 20% фуллерена C_{60} , 5% меди и 75% политетрафторэтилена (фторопласт-4). Предполагается использовать для диффундирования в поверхностный слой обрабатываемого изделия такие формы диффузии,

как термодиффузия и бародиффузия. Скорость термодиффузии, выражаемая коэффициентом диффузии D_T и определяется уравнением Аррениуса,

$$D_T = D_0 \exp \left[- \frac{Q}{k_B T} \right], \text{ м}^2/\text{с} \quad (14)$$

где D_0 – частотный фактор, $\text{м}^2/\text{с}$; Q – энергия активации процесса диффузии, эВ; k_B – постоянная Больцмана, $1,380\ 648\ 52(79) \cdot 10^{-23}$ Дж К⁻¹. Экспериментальные значения при диффундировании углерода в железоуглеродистый сплав: $D_0 = 2,0 \cdot 10^{-5}$; $Q = 0,9$. Обеспечение термодиффузии требует создания температурного градиента, что возможно при нагреве обрабатываемого изделия до значений температур, соответствующих его эксплуатационным температурам. Аналогично коэффициенту термодиффузии определяется коэффициент бародиффузии, D_p .

$$D_p = D_0 \exp \left[- \frac{Q}{k_B p} \right], \text{ м}^2/\text{с}, \quad (15)$$

где p – давление в зоне диффундирования, Па. Давление в зоне диффундирования будет определяться давлением разжима хонинговальных брусков. В данном случае предполагается, что, в следствие принципа аддитивности, направленность обеих форм диффузии будет одинакова и тогда общий суммарный коэффициент диффузии будет представлять собой сумму выражений 1 и 2, т.е.

$$D_{\Sigma} = D_T + D_p. \quad (16)$$

При этом надо учитывать то, что D определяет количество вещества (кг), проходящего через единичную площадь (1 м^2) в 1 секунду – $\text{м}^2/\text{с}$. И тогда значение D_{Σ} необходимо привести к площади поверхности зеркала цилиндра, т.е. $D_{\text{общ}} = D_{\Sigma} \cdot K_{\text{з.ц}}$, где $K_{\text{з.ц}}$ – коэффициент, характеризующий соотношение площади поверхности зеркала конкретного цилиндра (в м^2) к поверхности в 1 м^2 . Окончательно, количество диффундированного вещества будет определяться временем обработки цилиндровой втулки t_0 , где t_0 – основное время шаржирования, мин. Система уравнений 14, 15 и 16 будет представлять собой математическую модель диффузионного насыщения. Фактором, усиливающим диффузионное проникновение фуллера в поверхностный слой, будет ситуация при которой будут более явно выделены дислокации и свободные вакансии в кристаллической решётке. Такая ситуация может быть создана за счёт организации напряжений растяжения поверхностного слоя изделия, в который будет диффундировать фуллерен. С учётом всех вышеизложенных факторов предлагается конструктивная схема приспособления для насыщения поверхностного слоя зеркала цилиндровой втулки фуллереном путём безабразивного хонингования (Рисунок 10).

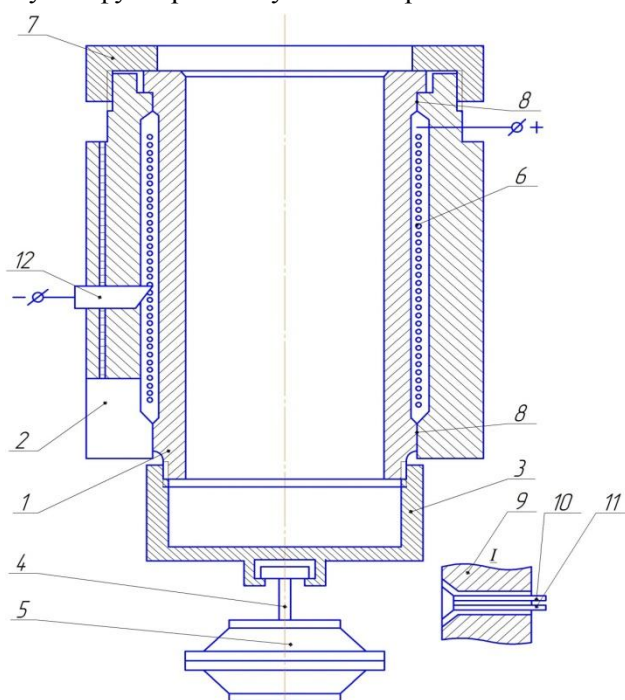


Рисунок 10 - Конструктивная схема приспособления

растяжения $\sigma_p = E \epsilon$, где E – модуль упругости для материала цилиндра, МПа.

Таким образом, создаются условия способствующие проникновению фуллеренов в поверхностный слой зеркала цилиндра, в результате чего ожидается повышение его износостойкости и трибологических характеристик. Сочетание трёх факторов при внедрении имплантата в поверхностный слой – температурного, барометрического и напряжённого даёт возможность избежать при работе двигателя возникновения термоупругих сил, стремящихся вытолкнуть БС из впадин микрорельефа, и

Здесь 1 – цилиндровая втулка; 2 – корпус приспособления; 3 – стакан, навинчиваемый на резьбу на нижней части втулки; 4 – шток пневмокамеры; 5 – пневмокамера; 6 – индукторная обмотка; 7 – прижимная гайка приспособления; 8 – места установки термопар в приспособлении; 9 – спай термопары; 10, 11 – термоэлектроды; 12 – подвижный контакт в пазе корпуса приспособления. Цилиндровая втулка, установленная в приспособлении, базируется по верхнему посадочному пояску и торцу бурта, фиксируется прижимной гайкой 7, а на её нижнюю часть навинчивается стакан 3. В индукторную обмотку подаётся ток, посредством чего втулка разогревается. В теле втулки создаётся температурное поле аналогичное или близкое к её действительному температурному полю в эксплуатации, показатели которого определены расчетно или экспериментально. Значения температурного поля регулируются силой тока путём перемещения подвижного контакта 12 по показаниям термопар 8. Пневмокамеры в поверхностном слое зеркала цилиндра создают упругие напряжения

он будет там находиться, удерживаемый силами разжима поршневых колец и силами трения покоя. Таким образом, диффузионное проникновение фуллерена в поверхностный слой зеркала цилиндра будет продолжаться ещё какое-то время после начала эксплуатации двигателя под действием тех же факторов – температуры, давления и напряжённого состояния. Ввиду ожидаемого повышения твёрдости поверхностного слоя зеркала цилиндра может быть рассмотрен вопрос об исключении термической обработки зеркала цилиндра – закалки ТВЧ.

Помимо прочности и жесткости к втулке цилиндра предъявляют достаточно высокие требования по её износостойкости и кавитационной стойкости. Износостойкость зеркала цилиндра, в свою очередь, зависит от способности втулки сохранять правильную геометрическую форму под действием механических и термических нагрузок, качества рабочей поверхности втулки, её микрорельефа и степени использования средств, способствующих более быстрой прирабатываемости. Физико-механические и химико-термические процессы, используемые для достижения указанных целей, достаточно известны. Интенсивность кавитации наружной поверхности втулки цилиндра, приводящей к её разрушению, снижают путём: уменьшения зазора между поршнем и втулкой; специальным профилированием юбки поршня (овально-бочкообразная форма тронка); химико-термической обработки; увеличением проходного сечения охлаждающей полости; повышением жесткости втулки цилиндра. Влияние жесткости втулки цилиндра на её кавитационный износ связан с тем, что, чем больше радикальная жесткость втулки (толщина стенки), тем меньше её высокочастотная вибрация, в результате которой возникают очаги сверхвысоких микроразмерных (по охвату поверхности) напряжений. В практике дизелестроения применяются следующие пути повышения кавитационной стойкости чугуна:

1) Устранение выхода графита на поверхность детали путем нанесения различного рода защитных покрытий (гальванических, химических, диффузионных, плазменных и т.д.), которые должны быть прочно связаны с основным металлом, иметь однородную структуру и высокие прочностные показатели, в частности сопротивление микроударному разрушению.

2) Создание под покрытием зоны значительной толщины, частично или полностью лишенной графитовых включений и обладающей более высокими механическими свойствами, чем основа, что гарантирует повышенное сопротивление кавитационному разрушению в случае нарушения сплошности защитного покрытия.

3) Обеспечение в поверхностных слоях благоприятной схемы напряженного состояния.

Первые два пути повышения кавитационной стойкости чугуна предполагают значительные материальные и финансовые затраты для их внедрения и поэтому могут быть рекомендованы в тех случаях, когда речь идет о сверх высоких ресурсах работы двигателя порядка 15-20 тыс. часов.

В то же время борьба с кавитационным разрушением деталей машин может осуществляться не только выбором соответствующего материала, его специальной антикавитационной термообработкой, нанесением специальных защитных покрытий и изменением их виброактивности, но и путем воздействия на свойства жидкости с использованием для этой цели специальных добавок, т.е. путем реализации третьего из вышеназванных путей повышения кавитационной стойкости.

Глава 4. «Конструкция и технология формирования износостойких рабочих поверхностей». Соединения цилиндр – поршневое кольцо, кольцо – поршень, поршневой палец — бобышки поршня и втулка поршневой головки шатуна работают в экстремальных условиях, не имеющих аналогов в других машинах. В этой связи ведётся исследование и выбор направлений уменьшения потерь мощности на преодоление сил трения в сопряжениях и снижение износов их элементов. Данные задачи, в их различной постановке, исследовались и решались многими авторами – Р.М. Петриченко, Л.И. Погодаевым, В.Н. Половинкиным, В.И. Одинцовым и другими. Автор считает заслуживающими внимания работы в этом направлении П.А. Дорохова, А.Ф. Дорохова, А.А. Шуаипова, основные положения которых положены в основу данного раздела и были включены в собственное исследование. В работах ряда исследователей аналитически и экспериментально установлены соотношения потерь мощности на трение в ЦПГ с внутренними потерями в двигателе. Так в работах Шуаипова А.А., Дорохова П.А., Колосова К.К. приводится, что работа трения в цилиндропоршневой группе составляет 47 % от работы всех внутренних потерь двигателя, в работах Путинцева С.В., Кулешова А.С., Агеева А.Г. – 50%, в работах Петриченко Р.М. – 53 ÷ 54%. В результате произведённых расчётов возможно получить функцию значений силы N за цикл от угла поворота коленчатого вала. Планиметрирование этого графика даст суммарное значение силы N за цикл или N_{Σ} .

Действие силы N вызывает появление силы трения F , направленной в сторону, противоположную движению поршня и приложенной в плоскости контакта поршня с цилиндром, которая определяется в соответствии с законом Кулона – Амонтона,

$$F = Nf, H, \quad (16)$$

где f – коэффициент пропорциональности или коэффициент трения (в данном случае трения скольжения), зависящий от материалов пары трения, их геометрии, параметров трущихся поверхностей, наличия и свойств смазки и др.

Алюминиевый поршень с чугунными поршневыми кольцами движется в чугунной цилиндрической втулке, прижимаемый к ней силой N . Высота каждого из n колец составляет l_1 . Длина поршня, контактирующего с цилиндром – l_2 . Общая длина контакта поршневой группы с цилиндром, $l = nl_1 + l_2$. Поршень и цилиндр находятся в контакте и, согласно теории механизмов и машин, контакт осуществляется по линии. Сделав такое допущение можно определить удельное линейное давление в зоне контакта, как $p = N_{\Sigma}/l$, Н/м. Отсюда можно определить доли силы N_{Σ} , приходящиеся на кольца и на поршень,

$$N_{\Sigma k} = pn l_1, \quad N_{\Sigma n} = p l_2, H. \quad (17)$$

Тогда, сила трения в контакте поршня с цилиндром будет

$$F_n = N_{\Sigma n} f_{a-ч}, H \quad (18)$$

где $f_{a-ч}$ – коэффициент трения скольжения алюминия по чугуну с учётом смазки,

$$F_k = N_{\Sigma k} f_{ч-ч}, H \quad (19)$$

где $f_{ч-ч}$ – коэффициент трения скольжения чугуна по чугуну с учётом смазки.

Коэффициенты трения скольжения указанных пар трения могут быть приняты по справочным данным. Суммарная работа трения в цилиндропоршневой группе за цикл будет,

$$L_{\Sigma} = (F_n + F_k) 4 S, \text{ Нм, где } S \text{ – ход поршня, м.} \quad (20)$$

Наибольшего своего значения сила N достигает при такте «рабочий ход», от ~ 420 до ~ 500 градусов угла поворота кривошипа коленчатого вала, если считать от начала цикла. Поэтому автором было предложено на участке внутренней рабочей поверхности цилиндрической втулки, по ходу поршня, соответствующего вышеозначенному углу поворота кривошипа, нанести более частый вид микрорельефа, чем тот, который предполагается нанести на участок рабочей поверхности втулки выше и ниже обозначенного участка (Рисунок 11).

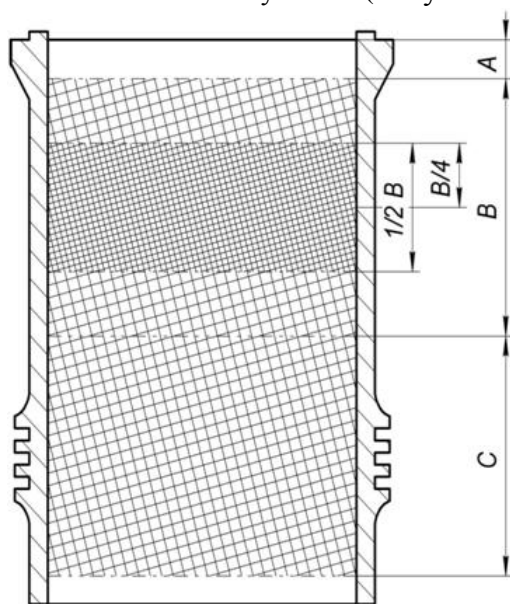


Рисунок 11 - Зоны обработки зеркала цилиндра

Зона А – площадь поверхности от края втулки до первого поршневого кольца при нахождении поршня в верхней мёртвой точке (ВМТ); зона В – площадь поверхности от первого поршневого кольца при нахождении поршня в ВМТ до последнего поршневого кольца при нахождении поршня в нижней мёртвой точке (НМТ); зона С – площадь поверхности от последнего поршневого кольца до края юбки при нахождении поршня в НМТ. Конкретные виды микрорельефа должны определяться в зависимости от типа двигателя и, соответственно, от значений сил, действующих в кривошипно-шатунном механизме. В зоне А цилиндрической втулки предполагается достичь минимально возможных параметров шероховатости (R_a), для того чтобы масло не удерживалось на данном участке и не пригорало, так как эта зона характеризуется высокими температурой и давлением. Предлагаемый технологический метод – алмазное выглаживание. Зона В, разделена на четверти своей площади. От ее середины вверх и вниз, мы предлагаем наносить более мелкий вид регулярного микрорельефа в виду того, что в этой области поршень создает максимальное давление на стенки цилиндрической втулки и скорость прохождения этого участка поршнем выше. При помощи учащения сетки регулярного микрорельефа уменьшается площадь контакта поршневых колец и юбки поршня с зеркалом цилиндрической втулки в данной зоне и снижается обобщённый коэффициент трения на данном участке. Зона С предполагает нанесение микрорельефа другого вида, с меньшей частотой пересекающихся канавок, но способствующего повышению маслостойкости поверхности, в основном для работы юбки поршня в условиях гидродинамического трения. При таком зональном нанесении регулярного микрорельефа методом вибрационного раскатывания на внутреннюю рабочую поверхность цилиндрической втулки, нам потребуется варьировать таким значением как длина хода деформирующего элемента виброголовки (ее возвратно-поступательное движение). Оперативно воздействовать, по мере необходимости и в широком диапазоне значений, на известном типе виброголовки чрезвычайно сложно. Для этого необходимо произ-

вести ручную смену эксцентрика, определяющего своими геометрическими параметрами амплитуду движения шариковой головки (деформирующего элемента), что негативно сказывается на применении метода вибрационного раскатывания в условиях производства. Предлагается изменить конструкцию узла изменения амплитуды движения данной виброголовки, взамен эксцентрикового метода. На Рисунок 12 показан предлагаемый вид узла изменения амплитуды движения виброголовки, основанный на вариаторной схеме изменения диаметра окатываемой поверхности полуконуса головкой. Путем смещения вдоль эксцентричной оси вращения полуконуса, мы задаем необходимое нам значение амплитуды. Такая схема способна управлять ею максимально быстро, а также имеет множество вариантов значений амплитуд движения деформирующего элемента виброголовки для разнообразного вида регулярного микрорельефа, наносимого на зеркало цилиндрических втулок. При внесении изменений в конструкцию узла изменения амплитуды движения деформирующего элемента виброголовки, потребовалось изменить некоторые другие ее детали. В частности была удлинена направляющая и скользящая втулка виброголовки и применена прижимная пружина, для того чтобы головка имела постоянный контакт с поверхностью эксцентричного полуконуса.

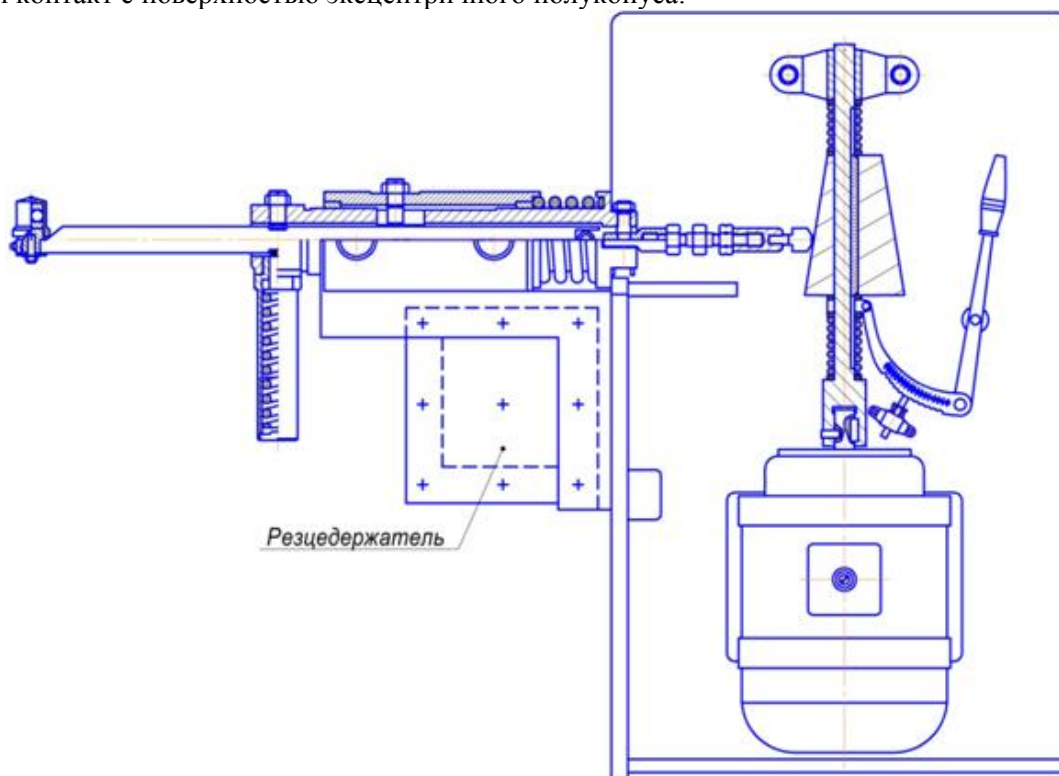


Рисунок 12 - Схема приспособления с механизмом изменения амплитуды нанесения микрорельефа

Метод позволяет снизить потери мощности после обработки зеркала цилиндрической втулки на 20% по сравнению с серийным двигателем, уменьшить износ рабочей поверхности цилиндрической втулки в 1,5 раза, за счет повышения маслостойкости зеркала цилиндра и сокращения его контактной поверхности, а также обеспечивает упрочнение поверхностного слоя цилиндрической втулки за счет наклепа, который образуется в процессе обработки цилиндрической втулки данным методом.

Заключение

1. На основании аналитического обзора обоснованы основные принципы повышения функциональных показателей судовых малоразмерных дизелей.
2. На основании расчетно-аналитических исследований для формирования малоразмерных дизелей типа Ч9,5/11 определен оптимальный угол наклона оси симметрии отверстий распылителя, относительно оси форсунки $27^{\circ} 30'$.
3. Теоретическими исследованиями обоснованно оптимальная компоновка камеры сгорания. Выявлено, что основными направлениями форсирования дизелей типа Ч9,5/11 является интенсификация процессов смесеобразования за счет «закрутки» воздушного заряда.
4. В ходе исследований установлено, что наиболее целесообразно для высокооборотного дизеля является открытая камера в поршне в совокупности с рядом технических решений по организации «закрутки» воздушного заряда на впуске и при сжатии рабочей смеси.
5. Установлено, что формирование регулярных микрорельефов на «зеркале» цилиндра

повышает работоспособность форсированных малоразмерных дизелей.

6. Для формирования микрорельефа на «зеркале» цилиндра предложены конструкторские решения.

7. Показано, что биметаллические втулки с теплоизоляционным слоем двуокиси циркония толщиной 0,4-0,5 мм существенно снижают их теплонапряженность.

8. Установлено, что использование высокоорганизованных форм углерода на «зеркале» цилиндра повышает работоспособность судовых малоразмерных дизелей; разработана методика их нанесения на «зеркало» втулок цилиндров.

9. Разработана методика снижения упругих деформаций при монтаже втулок цилиндров.

10. Результаты работы одобрены Российским морским регистром судоходства и используются в учебном процессе в АГТУ и КИМРТ (акты внедрения даны в приложении диссертации).

Публикации по теме диссертации.

Публикации в изданиях по списку ВАК.

1. Проватар А.Г. Качество и надежность судовых дизелей. / А.Ф. Дорохов, А.Г. Проватар, А.В. Воробьев // Журнал Вестник Астраханского государственного технического университета. Серия: Морская техника и технология. – 2015. – № 2. – С.48-55.

2. Проватар А.Г. Регуляризация микрорельефа, внутренний рабочих поверхностей цилиндрических втулок при мелкосерийном ремонте судовых дизельных двигателей. / А.Г. Проватар, А.Ф. Дорохов, Ю.И. Матвеев, А.М. Никулин // Журнал «Современные технологии. Системный анализ. Моделирование» / Иркутский государственный университет путей сообщений. – 2015. – №3 – С.42-49.

3. Проватар А.Г. Уменьшение потерь мощности на преодоление сил трения в цилиндропоршневой группе судовых ДВС регуляризацией микрорельефа сопрягаемых поверхностей. / А.Г. Проватар, А.Ф. Дорохов, Ю.И. Матвеев // Журнал «Современные технологии. Системный анализ. Моделирование» / Иркутский государственный университет путей сообщений. – 2015 – №4 – С.50-55.

4. Проватар А.Г. Насыщения поверхностного слоя «зеркала» рабочего цилиндра поршневых двигателей внутреннего сгорания высокоорганизованными формами углеродов. / Дорохов А.Ф., Проватар А.Г., Санаев Н.К. // Журнал вестник Дагестанского государственного технического университета. Серия: технические науки. – 2016 – №3 – С.27 – 33.

5. Проватар А.Г. Задачи обеспечения износостойкости зеркала цилиндрических втулок судовых двигателей внутреннего сгорания. / А.Ф. Дорохов, А.Г. Проватар // Журнал Вестник Астраханского государственного технического университета. Серия: Морская техника и технология – 2016. – № 3 – С.43-49.

6. Проватар А.Г. Задачи совершенствования внутрицилиндрических показателей и конструктивных элементов судового дизеля при форсировании по частоте вращения коленчатого вала. / А.Г. Проватар // Журнал Вестник Астраханского государственного технического университета. Серия: Морская техника и технология. – 2016. – № 3. – С.57-66.

Публикации в остальных изданиях.

7. Проватар А.Г. Качество и надежность поршневых ДВС в судостроении. / А.Г. Проватар // Сборник статей Международной научно-практической конференции «Современное состояние и перспективы развития технических наук» / Научный центр «Аэтерна». – 2015. – С.106-112.

8. A. Provatar. Additive technologies in engine – building / A. Provatar // Austrian Journal of Technical and Natural Sciences. – 2015, September – October. – №9-10 – P 78–82.

9. Проватар А.Г. Коррозионная и кавитационная стойкость цилиндрических втулок судовых дизелей. / А.Г. Проватар, А.А. Будин // Агентство международных исследований г. Сургут Материалы международной научно-практической конференции 29 мая 2016 года. – 2016. – С.194-205.

10. Проватар А.Г. Повышения качества поверхностного слоя зеркала рабочего цилиндра поршневых ДВС. / А.Г. Проватар, А.Ф. Дорохов, Матвеев Ю.И. // Материалы пятой международной научно-практической конференции «Инновационное развитие транспортно-логистического комплекса прикаспийского региона». – 2016. – С.102-105.

11. Проватар А.Г. Минимизация потерь мощности на преодоление сил трения в цилиндропоршневой группе судовых ДВС приданием сопрягаемых поверхностей специальных свойств / А.Ф. Дорохов, А.Р. Исмаилов, А.Г. Проватар // Материалы ежегодной научно-практической конференции "Технологии упрочнения, нанесения покрытий и ремонта: теория и практика "НПФ "Плазмацентр" и Санкт-Петербургский государственный политехнический университет. – 2015. – С.228 – 234.

12. Проватар А.Г. Повышения надежности и качества поверхностного слоя зеркала рабочего цилиндра поршневых ДВС. / А.Г. Проватар, А.Ф. Дорохов, Ю.И. Матвеев // Материалы международной научно-практической конференции / Санкт-петербургский политехнический университет Петра великого НПФ «Плазмоцентр». – 2016. – С. 287-295.