

На правах рукописи

УДК 621.436

Панкратов Сергей Александрович

**УЛУЧШЕНИЕ ПОКАЗАТЕЛЕЙ СРЕДНЕОБОРОТНОГО ДИЗЕЛЯ
ПУТЕМ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА И
ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ПЕРСПЕКТИВНОГО МЕТОДА УТИЛИЗАЦИИ
ТЕПЛОТЫ ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ**

Специальность 05.04.02 - Тепловые двигатели

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени

кандидата технических наук



Москва – 2017

Работа выполнена в федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего образования «Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет)»

Научный руководитель: **Онищенко Дмитрий Олегович**
доктор технических наук, профессор кафедры поршневых двигателей ФГБОУ ВО МГТУ им. Н.Э. Баумана

Официальные оппоненты: **Куколев Максим Игоревич**
член-корреспондент Академии военных наук РФ, доктор технических наук, старший научный сотрудник, профессор кафедры «Гидравлика и прочность» (ИСИ) ФГАОУ ВО СПбПУ

Скрипник Алексей Александрович
кандидат технических наук, руководитель по развитию бизнеса AST – руководитель отдела расчётных исследований ООО «АВЛ»

Ведущее предприятие: Государственный научный центр Российской Федерации Федеральное государственное унитарное предприятие «НАМИ»

Защита диссертации состоится «3» октября 2017 г. в 14.00 часов на заседании диссертационного совета Д 212.141.09 в Московском государственном техническом университете им. Н.Э. Баумана по адресу: 105005, Москва, Рубцовская наб., д.2/18, Учебно-лабораторный корпус, ауд. 947.

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

Ваши отзывы на автореферат в 2-х экземплярах, заверенные печатью учреждения, просим направить по адресу: 105005, Москва, 2-ая Бауманская ул., д. 5, стр. 1, МГТУ им. Н.Э. Баумана, ученому секретарю диссертационного совета Д 212.141.09.

Автореферат разослан «___» _____ 2017 г.

Ученый секретарь диссертационного совета
к. т. н., доцент



Тумашев Р.З.

Актуальность проблемы.

В настоящее время основным требованием к большинству типов поршневых двигателей является повышение эффективности и снижение токсичности отработавших газов. В тоже время, эти задачи сопряжены с необходимостью всё более возрастающего форсирования двигателей.

Основным путём достижения требуемых параметров является совершенствование рабочего процесса и эффективное использование энергии отработавших газов. Следует подчеркнуть, что в последнее время практически все ведущие производители поршневых двигателей широко развернули работы по исследованию и внедрению на практике термоэлектрических генераторов (ТЭГ), основанных на эффекте Зеебека и позволяющих преобразовать тепловую энергию отработавших газов в электрическую. Здесь, прежде всего, следует отметить разработки таких автомобильных производителей, как BMW и GM. Что касается среднеоборотных двигателей, это направление только начинает развиваться и ОАО «Коломенский завод» стал одним из первых, где вопросу создания и внедрения ТЭГ в состав комбинированного двигателя уделяется должное внимание. Необходимо заметить, бурное развитие современных технологий, в частности нанотехнологий, играет важную роль в усовершенствовании термоэлектрических батарей. Тот факт, что условие работы ТЭГ непосредственно зависит от протекания рабочего процесса, делает необходимым исследование возможности повышения эффективности работы ТЭГ при сохранении приемлемых экологических и эффективных показателей ДВС. Очевидно, что решение этой актуальной задачи лучше всего осуществить на основе современных методов трёхмерного математического моделирования сложных процессов течения, смесеобразования, сгорания и теплообмена, имеющих место в цилиндре двигателя и проточной части ТЭГ и характеризующихся высоким уровнем турбулентности.

В связи с этим **целью работы** является повышение эффективности и снижения токсичности комбинированной силовой установки путем усовершенствования рабочего процесса и использования перспективного метода утилизации энергии отработавших газов путем применения термоэлектрического генератора.

Научная новизна работы заключается в том, что:

- Разработана, верифицирована и реализована обобщенная 3D-модель теплофизических процессов, протекающих как в камере сгорания, так и в термоэлектрическом генераторе, позволяющая прогнозировать эффективные и экологические характеристики дизеля и оценить эффективность использования энергии выпускных газов.
- Исследована возможность применения ТЭГ в составе комбинированной силовой установки со среднеоборотным дизелем с целью повышения ее эффективности.
- Разработаны и реализованы алгоритм и программа расчета локального теплообмена в термоэлектрическом генераторе.

Достоверность и обоснованность научных результатов определяются:

- использованием фундаментальных законов и уравнений теплофизики, газодинамики и физической химии с соответствующими граничными условиями, современных численных методов реализации математических моделей;

- применением достоверных экспериментальных данных полученных в Научно-образовательном центре «Поршневое двигателестроение и специальная техника» МГТУ им. Н.Э. Баумана, а также в ОАО «Коломенский завод», Санкт-Петербургском политехническом университете Петра Великого, Rostock University, King's College London, Ford Motor Company Limited и Имперском колледже Лондона.

Практическая значимость состоит в том, что:

- Разработанные модели, алгоритмы и расчетно-экспериментальные методы расчета в совокупности представляют собой инструмент, позволяющие улучшить показатели среднеоборотного дизеля путём совершенствования рабочего процесса и утилизации теплоты отработавших газов в термоэлектрическом генераторе.

- Определены значения конструктивных и регулировочных параметров среднеоборотного дизеля ЧН26,5/31, обеспечивающих улучшение его эффективных и экологических показателей, а также приемлемые условия для функционирования ТЭГ.

- Проведена расчётная оценка вихревого числа двигателя ЧН26,5/31(Д500) на различных режимах его работы по нагрузочной характеристике. Получена его зависимость от давления наддува, температуры наддувочного воздуха и частоты вращения коленчатого вала.

- Определена форма тепловоспринимающей поверхности ТЭГ, позволяющая интенсифицировать теплоотдачу от отработавших газов.

Апробация работы. Основные положения диссертации докладывались на:

- XIX Школа-семинар молодых ученых и специалистов под руководством академика РАН А.И. Леонтьева (Орехово-Зуево, 2013).

- Конференция «Экологически чистый транспорт «Зеленый автомобиль» (Москва, 2014).

- 7-е Луканинские чтения. Решение энерго-экологических проблем в автотранспортном комплексе (Москва, 2015).

- XX Школа-семинар молодых ученых и специалистов «Проблемы газодинамики и теплообмена в энергетических установках» (Звенигород, 2015).

- Всероссийская конференция «XXXII Сибирский теплофизический семинар», посвящённая 80-летию со дня рождения академика В.Е. Накорякова (Новосибирск, 2015).

- 14th European Conference on Thermoelectrics (Лиссабон, 2016).

- Международная научно-техническая конференция «Двигатель-2017» (Москва, 2017).

- XX Школа-семинар молодых ученых и специалистов «Проблемы газодинамики и тепломассообмена в энергетических установках» (Санкт-Петербург, 2017).

Личный вклад. Автором разработана методика определения вихревого числа среднеоборотного двигателя путём моделирования процессов наполнения сжатия в цилиндре. Получена зависимость угловой скорости вихревого движения заряда от режимных параметров дизеля.

Автор принимал участие в проведении экспериментальных исследований дизеля ЧН26,5/31. С использованием экспериментальных данных проведена верификация математической модели рабочего процесса среднеоборотного дизеля. С помощью программного комплекса FIRE проведено исследование влияния вихревого числа и ряда конструктивных параметров на показатели дизеля.

Исследован способ утилизации теплоты отработавших газов с использованием термоэлектрического генератора. Проведено моделирование течения отработавших газов в проточной части теплообменника термоэлектрического генератора и получена оптимальная геометрия вихревых интенсификаторов теплообмена. Для моделирования теплообмена в термоэлектрическом генераторе с учётом особенностей его работы разработана программа в среде программирования MATLAB. Исследовано влияние термоэлектрического генератора на двигатель, показана возможность его использования для увеличения КПД двигателя.

Публикации. Основные положения диссертации опубликованы в 18 работах общим объёмом 2.8 п.л., из них 6 – в изданиях, входящих в перечень ВАК РФ и 2 – в базу Scopus.

Структура и объём работы. Диссертационная работа состоит из введения, четырёх глав, основных выводов и приложений. Она содержит 181 страницу машинописного текста, 97 рисунков и 34 таблицы. Список литературы включает 154 источников, из них 85 на иностранных языках.

Работа выполнена в рамках проекта RFMEFI57714X0113 Министерства образования и науки РФ.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении приведена целесообразность разработка методов снижения выбросов оксидов азота с отработавшими газами дизеля и методов утилизации теплоты отработавших газов.

В первой главе проведён анализ работ посвящённых моделированию процессов протекающих в поршневом двигателе, снижению токсичности выхлопных газов и утилизации теплоты отработавших газов. Проанализированы работы Н.А. Иващенко, Р.З. Кавтарадзе, Н. Hiroyasu, Д.О. Онищенко, В.А. Маркова, Р.М. Баширова, И.И. Габитова и других.

Представлена классификация математических моделей рабочего процесса. Существуют Традиционные, Термодинамические и трёхмерные математические модели. Данная работа посвящена трёхмерным моделям, позволяющим точно рассчитать процессы в проточной части двигателя, в том числе образование вредных веществ, а также в термоэлектрическом генераторе.

Приведены нормы выбросов вредных веществ дизелей. Рассмотрены различные методы снижения токсичности отработавших газов.

Выполнен обзор путей образования оксидов азота.

Рассмотрены методы утилизации теплоты отработавших газов: получение тепловой энергии, получение холода, преобразование теплоты в механическую энергию (циклы Брайтона, Стирлинга и Ренкина) и прямое преобразование тепловой энергии в электрическую с помощью термоэлектрического генератора.

Термоэлектрический генератор (ТЭГ) основан на эффекте Зеебека и позволяет преобразовать тепловую энергию отработавших газов в электрическую. В настоящее время ведутся разработки ТЭГ для автомобильных, а также для среднеоборотных двигателей.

На основе обзора литературы были сформулированы **основные задачи работы**:

1. Разработка и реализация обобщенной математической модели теплофизических процессов, протекающих в цилиндре и выпускной системе, оснащённом ТЭГ, среднеоборотного дизеля ЧН26,5/31(Д500).
2. Анализ влияния конструктивных параметров дизеля (вихревое число, число сопловых отверстий распылителя, форма камеры сгорания) на экологические и эффективные показатели дизеля ЧН26,5/31(Д500).
3. Проведение расчётной оценки вихревого числа двигателя ЧН26,5/31(Д500) на разных режимах по нагрузочной характеристике.
4. Совершенствование конструктивных параметров дизеля (вихревого числа, числа сопловых отверстий распылителя, формы камеры сгорания).
5. Моделирование процессов течения газа и теплообмена в проточной части термоэлектрического генератора и оценка возможности использования термоэлектрического генератора для повышения эффективных показателей среднеоборотного дизеля.

Вторая глава посвящена вопросу математического моделирования рабочего процесса дизеля.

Приведена обобщенная математическая модель теплофизических процессов, протекающих в цилиндре двигателя и в термоэлектрическом генераторе. Уравнение переноса записывается в обобщённом виде:

$$\frac{\partial}{\partial \tau}(\rho \cdot \Phi) + \text{div}(\rho \vec{W} \Phi) = \text{div}(\Gamma_{\Phi} \text{grad} \Phi) + S_{\Phi}, \quad (1)$$

В уравнении Навье-Стокса $\Phi = W_i$, $\Gamma_\Phi = \mu$, $S_\Phi = G_i - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{1}{3}\mu \cdot \text{grad}(\text{div}\vec{W})$; в уравнении Фурье-Кирхгофа $\Phi = H$, $\Gamma_\Phi = \frac{\lambda}{c_p}$, $S_\Phi = \frac{\partial p}{\partial \tau} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\tau_{ij}W_j) + \rho G_j W_j + w_r Q_r + \frac{\partial q_{Rj}}{\partial x_j}$; в уравнении неразрывности $\Phi = 1$; в уравнении Фика $\Phi = \frac{c_l}{\rho}$, $\Gamma_\Phi = D_l \rho$, $S_\Phi = \dot{m}_l$.

Уравнения типа Навье-Стокса записываются в форме Рейнольдса и замыкаются моделью турбулентности. Рассмотрены используемые при моделировании рабочего процесса в поршневом двигателе модели k - ε и k - ζ - f . Модель k - ε основана на кинетической энергии турбулентности k и скорости диссипации этой энергии ε . Модель турбулентности k - ζ - f основана на кинетической энергии турбулентности k , нормированном масштабе скорости $\zeta = \overline{v^2}/k$ и эллиптической функции релаксации f . Также рассмотрены гибридные пристеночные функции и стандартная модель теплообмена в пограничном слое.

Рассмотрены модели сгорания, применяемые для двигателей с воспламенением от сжатия: Магнуссена-Хартагера и Трёхзонная расширенная модель когерентного пламени. Модель Магнуссена-Хартагера основана на допущении о том, что скорость реакции горения определяется одним из следующих параметров: концентрация топлива, концентрация воздуха и наличие горячих продуктов сгорания. Трёхзонная расширенная модель когерентного пламени (ECFM-3Z) основана на разбиении каждого контрольного объёма на три зоны, содержащие, соответственно, воздух, топливо и топливо-воздушную смесь.

Изложен алгоритм численного интегрирования уравнений переноса, реализованный в программном комплексе FIRE австрийской фирмы AVL List GmbH, основанный на методе контрольных объёмов.

Описаны виды расчётных сеток, используемые для расчёта рабочего процесса дизеля. Также рассмотрено влияние неосисемметричной сетки на распространение струй топлива. Показано, что использование декартовой сетки из-за параллельности оси струй диагонали контрольного объёма может привести к большой разнице в геометрии струй, и как следствие, в оценке токсичности (1.5 и 1.3 раз для сажи и оксидов азота соответственно).

Приведена математическая модель дробления и испарения капель топлива.

Проведён выбор модели турбулентности путём сравнения с экспериментом по впрыску в бомбу, проводившимся в Rostock University и с экспериментом, проводившимся на одноцилиндровой установке дизеля ЧН26.5/31. Рассмотрены модели k - ε и k - ζ - f (Рис. 1). Модель турбулентности сильно влияет на кинетическую энергию турбулентности, что приводит к разным значениям длины струи топлива. Распространение струй, в свою очередь, приводит к существенным различиям характеристик

тепловыделения и индикаторных диаграмм. Хорошее соответствие с экспериментальными данными показывает модель турбулентности $k-\zeta-f$.

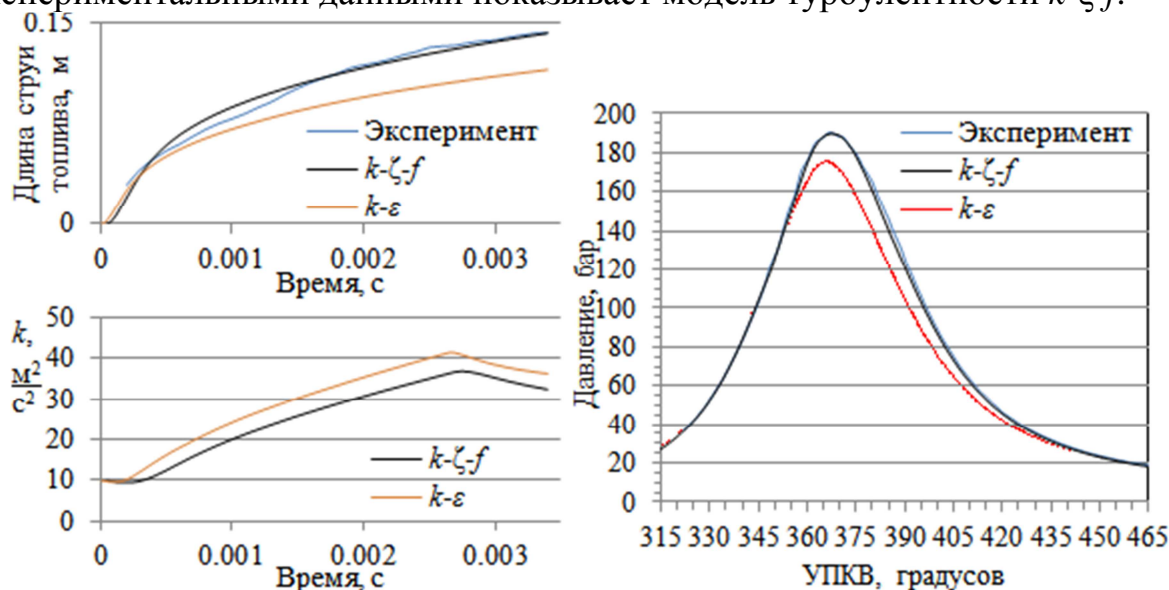


Рис. 1. Выбор модели турбулентности

Проведён выбор модели сгорания путём сравнения с экспериментом, проводившимся на одноцилиндровой установке дизеля ЧН26.5/31. Индикаторные диаграммы для моделей сгорания Магнусенна-Хартагера и Трёхзонной расширенной модели когерентного пламени (ECFM-3Z) приведены на Рис. 2. Параметр B модели сгорания Магнусенна-Хартагера практически не влияет на скорость тепловыделения и индикаторную диаграмму. Параметр смещения модели ECFM-3Z влияет на форму кривой скорости тепловыделения и соответственно на индикаторную диаграмму. Наибольшее соответствие с экспериментом достигается при использовании модели сгорания ECFM-3Z и параметра смещения равного 0.6.

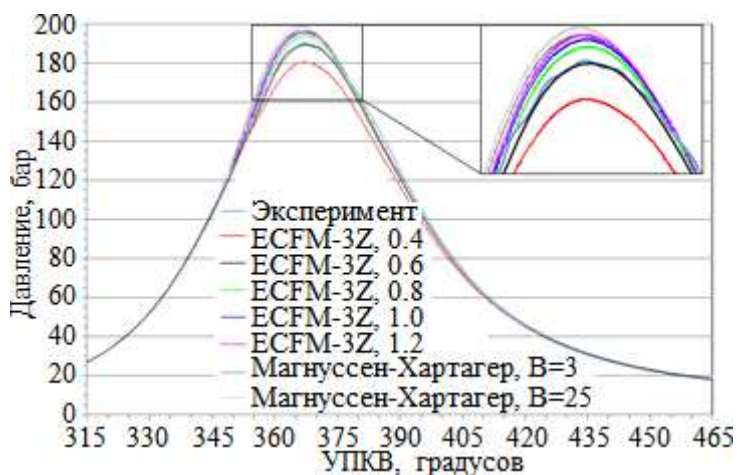


Рис. 2. Выбор модели сгорания

Третья глава содержит расчетно-экспериментальное исследование рабочего процесса среднеоборотного дизеля.

Эксперимент проводился на ОАО «Коломенский завод» под руководством В.А. Рыжова при участии автора. Объектом исследования является перспективный среднеоборотный дизель ЧН26,5/31 (ЭД500) производства ОАО «Коломенский завод», являющийся прототипом нового российского семейства двигателей для применения на флоте, железных дорогах, в качестве резервного источника питания, в том числе на атомных электростанциях. Экспериментальная установка представляет собой

одноцилиндровый среднеоборотный дизель 1ЧН26,5/31 (ЭД500) с нагружающим устройством (асинхронный динамометр), системой управления, блоком экологических измерений, фильтром твёрдых частиц и системами, обеспечивающими работу дизеля. Основные параметры дизеля: Номинальная мощность: 331 кВт при 1000 мин⁻¹, цикловая подача на номинальном режиме: 2.28 г, степень сжатия: 15.5, число и диаметр сопловых отверстий распылителя: 8х0.45 мм. Были проведены испытания на режимах номинальной мощности, 110, 75 и 50% мощности и холостого хода. Индикаторная диаграмма на режиме номинальной мощности представлена на Рис. 3.

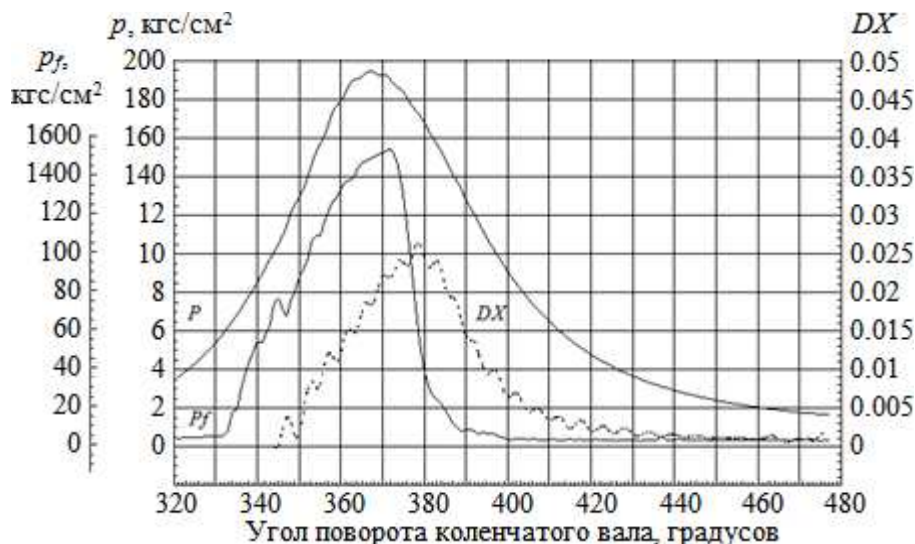


Рис. 3. Экспериментальная индикаторная диаграмма (p), давление перед форсункой (p_f), скорость тепловыделения (DX)

Для верификации модели распространения струи топлива проведён расчёт впрыска в бомбу с холодным воздухом (давление воздуха $p_a = 14, 50$ бар) и сравнение с экспериментом, проводившимся в Rostock University. Результаты сравнения приведены на Рис. 4. Видно, что параметр C_2 модели WAVE незначительно влияет на длину распространения струи топлива. Была принята модель впрыска топлива WAVE и $C_2=11$.

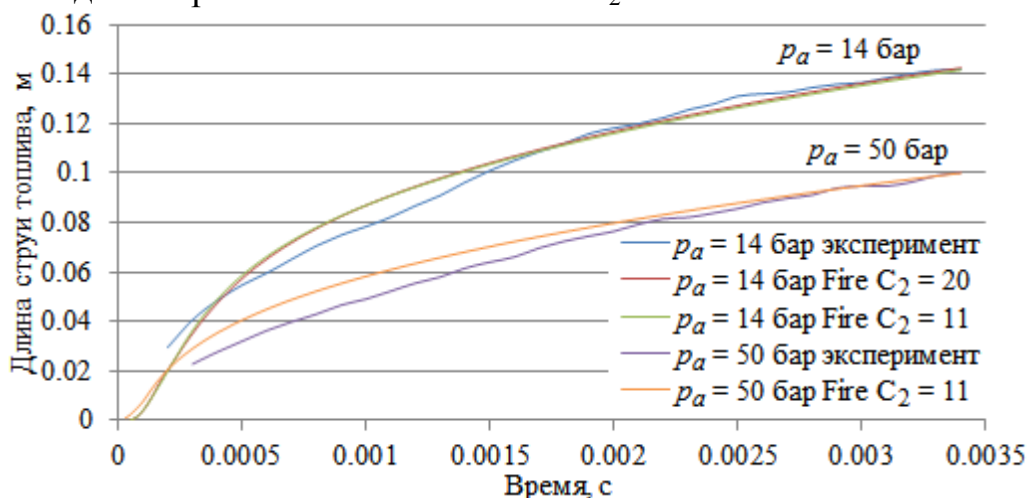


Рис. 4. Экспериментальная и расчётная дальность струи топлива в зависимости от времени при впрыске в бомбу

На основе измеренной в эксперименте зависимости давления перед форсункой от угла поворота коленчатого вала рассчитана характеристика впрыска, для чего использовался программный комплекс Injection Profile.

Проведено нульмерное моделирование рабочего процесса в программном комплексе «Дизель-РК». Из нульмерного расчёта получены исходные данные для трёхмерного моделирования процессов сжатия и сгорания (давление и температура начала сжатия); кроме того, нульмерный расчёт позволяет проверить правильность обработки экспериментальных данных и получить начальные условия для режимов, для которых нет экспериментальных данных.

Для моделирования сектора камеры сгорания надо знать вихревое число D_n . Для верификации математической модели наполнения цилиндра использовались экспериментальные данные по стационарной проливке впускного канала автомобильного двигателя, полученные А. Chen, К.С. Lee, М. Yianneskis (King's College London) и G. Ganti (Ford Motor Company Limited). Сравнение расчётных и экспериментальных эпюр скоростей показало хорошее совпадение (Рис. 6). Также была проведена верификация математической модели путём сравнения с экспериментом, проводившимся Bicen A.F., Vafidis C. и Whitelaw J.H. в Имперском колледже Лондона. В данном эксперименте измерялась продувочная характеристика клапанного канала при фиксированном перепаде давления. Результаты приведены на Рис. 6. Из рисунка видно хорошее совпадение расчётной и экспериментальной продувочных характеристик.

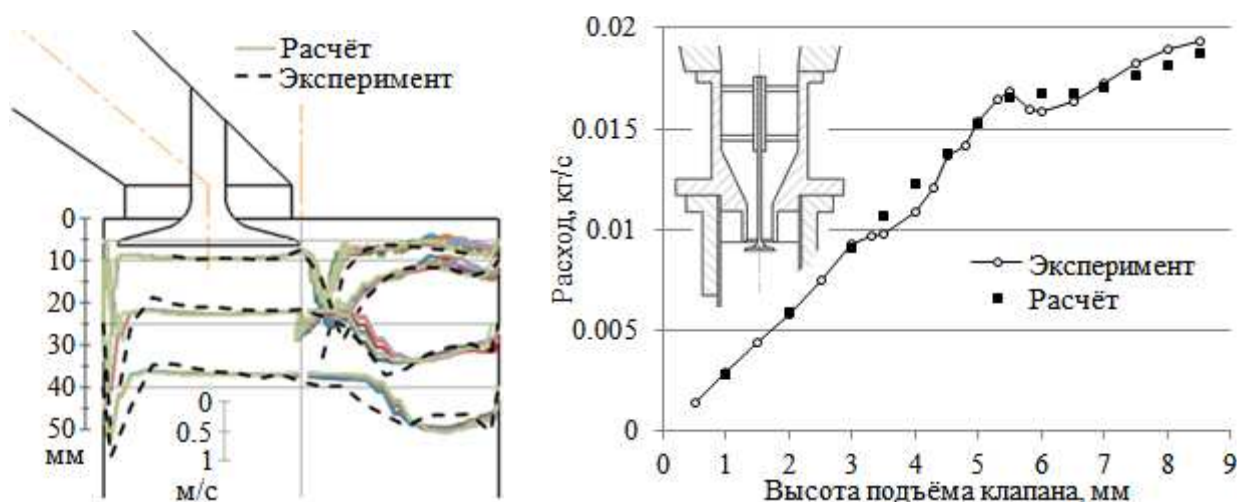


Рис. 5. Сравнение расчётных и экспериментальных значений осевой компоненты скорости в плоскости, проходящей через ось клапана при проливке канала (слева). Сравнение расчётной и экспериментальной продувочных характеристик клапанного канала (справа)

Для определения вихревого числа D_n моделировалось течение во впускном и выпускном каналах и цилиндре двигателя на тактах перекрытия клапанов, впуска и сжатия с учётом движения клапанов и поршня. Число контрольных объёмов сетки составляло от 143 тыс. до 1.92 млн. в зависимости от угла поворота коленчатого вала. Расчёт проводился с шагом

по углу поворота коленчатого вала 0.5 градуса. Использовалась модель турбулентности $k-\zeta-f$, гибридные пристеночные функции и стандартная модель теплообмена в пристеночном слое. На входе задано полное давление и температура воздуха (3.7471 бар и 336 К), а также параметры турбулентности: кинетическая энергия турбулентности $k = 5 \text{ м}^2/\text{с}^2$ и масштаб турбулентных пульсаций $l = 0.01 \text{ м}$. На выходе задано статическое давление (3.13 бар). На остальных поверхностях задавались температуры и условия прилипания. Граничные условия не меняются по углу поворота коленчатого вала. В качестве начальных условий заданы давление, температура и параметры турбулентности.

Результаты моделирования (линии тока и изменение вихревого числа в зависимости от угла поворота коленчатого вала) представлены на Рис. 7. Вихревое число в момент закрытия впускных клапанов составляет 1.209, в ВМТ – 1.121.

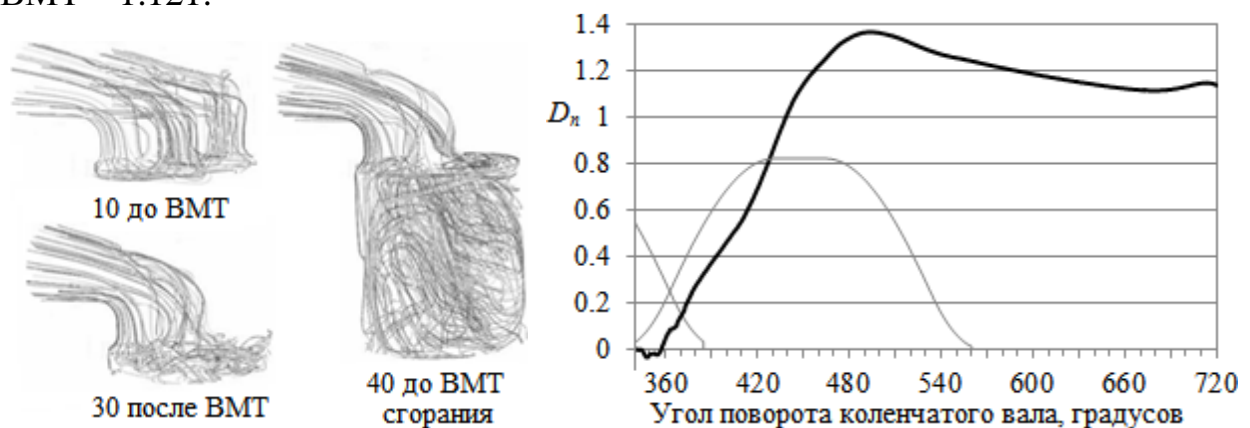


Рис. 6. Результаты моделирования процесса впуска (линии тока и вихревое число D_n).

Было проведено исследование изменения вихревого числа по нагрузочной характеристике (Рис. 7). Из рисунка видно, что вихревое число практически одинаково на режимах 100, 75 и 50% нагрузки и снижается на режиме холостого хода из-за большого противодействия на выпуске.

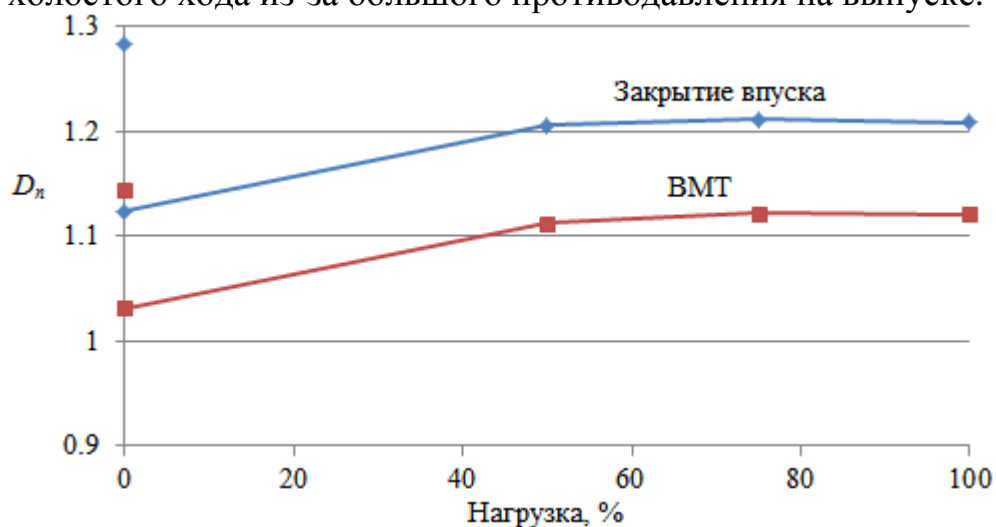


Рис. 7. Изменение вихревого числа по нагрузочной характеристике (1000 мин⁻¹). Отдельными точками показаны значения на 400 мин⁻¹.

Для определения влияния различных режимных параметров на вихревое число было проведено исследования вихревого числа при варьировании температуры и давления воздуха на впуске во впускной канал, а также частоты вращения коленчатого вала. Результаты приведены на рис. 8. Видно, что вихревое число практически не зависит от параметров наддувочного воздуха и уменьшается с ростом частоты вращения коленчатого вала n .

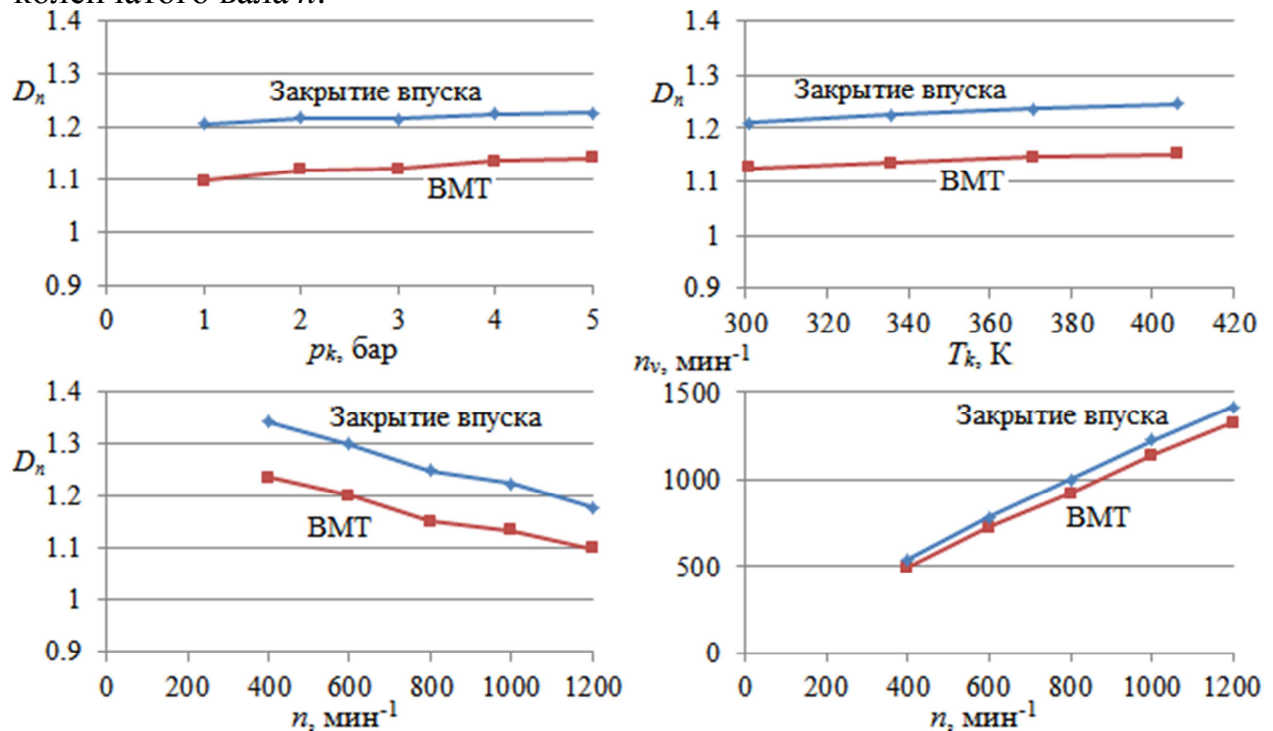


Рис. 8. Влияние давления наддува (p_k), температуры наддувочного воздуха (T_k) и частоты вращения коленчатого вала (n) на вихревое число

Зависимость вихревого движения воздуха от частоты вращения коленчатого вала можно представить в виде зависимости частоты вращения вихря n_v от n (Таблица 1).

Таблица 1

$\frac{n_v}{n_{v_nom}} = A \left(\frac{n}{n_{nom}} \right)^a$	$n = 400..1200 \text{ мин}^{-1}$		
		A	a
	ВМТ	0.99	0.89
	Закрытие впуска	0.99	0.88

Также могут быть получены зависимости скорости вихря от частоты вращения коленчатого вала и давления наддува (Таблица 2).

Таблица 2.

$\frac{n_v}{n_{v_nom}} = A \left(\frac{n}{n_{nom}} \right)^a \left(\frac{p_k}{p_{k_nom}} \right)^b$	$n = 400..1200 \text{ мин}^{-1} \quad p_k = 1.. 5 \text{ бар}$			
	A	a	b	
	ВМТ	0.99	0.88	0.026
	Закрытие впуска	1.01	0.92	0.019

Используя экспериментальные данные, а также результаты нульмерного моделирования и моделирования процесса впуска, было проведено моделирование процессов сжатия и сгорания в программном комплексе FIRE для сектора (одна восьмая) камеры сгорания. При этом использовалась модель турбулентности $k-\zeta-f$, гибридные пристеночные функции, стандартная модель теплообмена, модель распада струи Vawe модель испарения топлива Dukowitz. Индикаторная диаграмма и скорость тепловыделения представлены на Рис. 9. Распределение топлива ($1/\alpha_v$) при УПКВ 735 градусов представлено на Рис. 10.

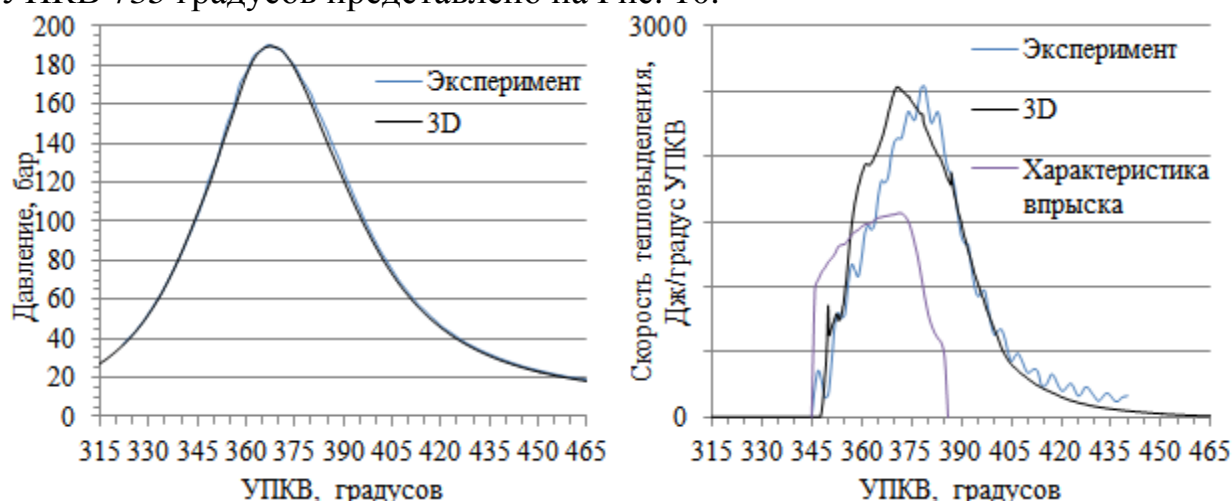


Рис. 9. Экспериментальные и расчётные индикаторные диаграммы и скорости тепловыделения на номинальном режиме работы дизеля 1ЧН26,5/31

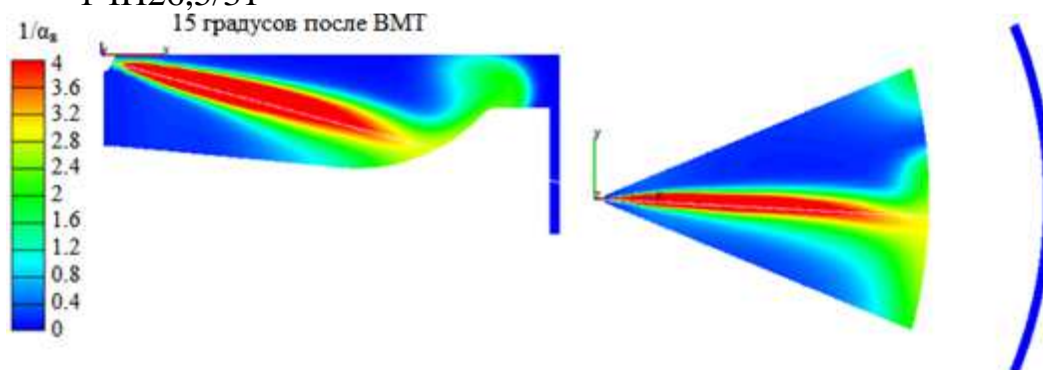


Рис. 10. Распределение топлива ($1/\alpha_v$) при УПКВ 735 градусов

Используя математическую модель рабочего процесса дизеля, проведён поиск значений вихревого числа, числа отверстий распылителя и формы камеры сгорания, позволяющих снизить выбросы оксидов азота. При этом приняты следующие ограничения: мощность на номинальном режиме не менее 334 кВт и максимальное давление в цилиндре (p_z) не более 195 атм.

Было проведено исследование влияния вихревого числа на показатели дизеля. Результаты представлены на Рис. 11. Из рисунка видно, что наименьшее значение расхода топлива достигается при текущем вихревом числе ($D_n = 1.209$).

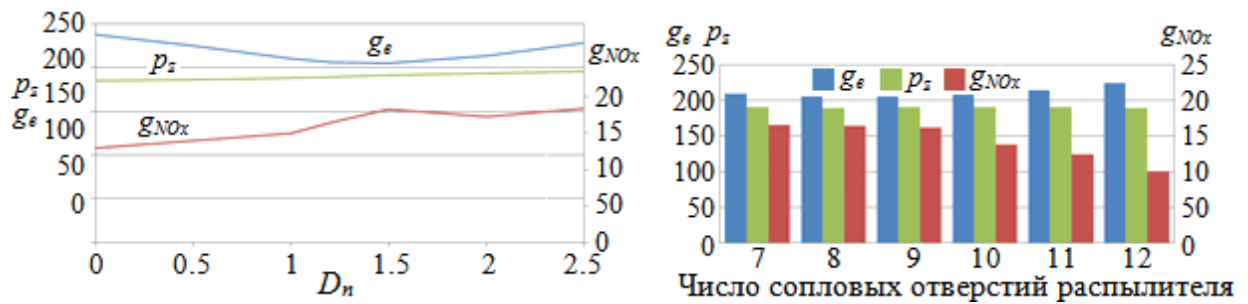


Рис. 11. Влияние вихревого числа (слева) и числа сопловых отверстий распылителя (справа) на g_e (г·кВт⁻¹·ч⁻¹), p_z (бар) и содержание оксидов азота (г·кВт⁻¹·ч⁻¹)

Также было проведено исследование влияния числа сопловых отверстий распылителя при сохранении суммарного проходного сечения (Рис. 13). Наименьшее значение расхода топлива достигается при восьми сопловых отверстиях распылителя.

Для поиска оптимальных размеров камеры сгорания исследовалась зависимость g_e , g_{NOx} и p_z от двух размеров камеры сгорания. Было исследовано 13 камер сгорания. Сравнение улучшенных камер сгорания с исходной приведено в Таблице 3. Изменение размеров камеры сгорания позволяет уменьшить выбросы оксидов азота на 14% при сохранении топливной экономичности и максимального давления в цилиндре.

Таблица 3.

Сравнение улучшенных камер сгорания с исходной

Камера сгорания	Исходная	Улучшенные	
УОВТ, градусов	15	15.3	15.4
g_e , г/кВт·ч	206.31	209.05	208.33
N_e , кВт	331.3	327.0	328.1
g_{NOx} , г/кВт·ч	16.47	14.39	14.43
p_z , бар	189.7	189.5	189.8

Четвёртая глава посвящена вопросу использования термоэлектрогенератора для утилизации теплоты отработавших газов двигателя.

В России в МГТУ им. Баумана под руководством академика А.И. Леонтьева и профессоров Р.З. Кавтарадзе и Д.О. Онищенко разрабатываются системы с ТЭГ для бензиновых и дизельных автомобильных двигателей. При участии автора был создан и испытан ТЭГ для бензинового автомобильного двигателя 4Ч8.2/7.56 (ВАЗ 21127) (Рис. 12).

Термоэлектрический генератор для среднеоборотного дизеля (Рис. 13) состоит из горячего теплообменника, через который проходят отработавшие газы, холодного теплообменника, через который протекает охлаждающая жидкость и термоэлектрической батареи. Термоэлектрическая батарея

представляет собой каскад термоэлементов (термопар), преобразующих тепловой поток от отработавших газов к охлаждающей жидкости в электрическую энергию за счёт эффекта Зеебека.

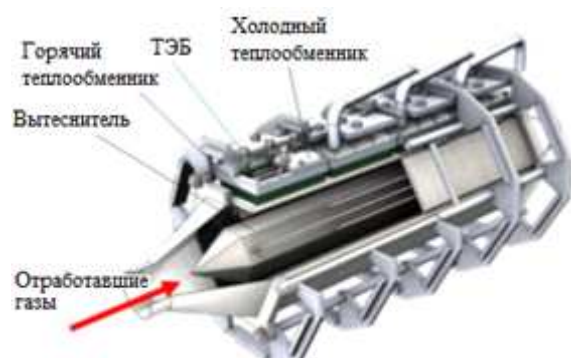


Рис. 12. Схема термоэлектрического генератора, разработанного в МГТУ им. Н.Э. Баумана (слева), установка термоэлектрического генератора на стенд (справа)

Одной из основных задач при проектировании теплообменников систем утилизации теплоты является интенсификация теплообмена в горячем теплообменнике, так как теплоотдача от газа меньше теплоотдачи от жидкости. В данной работе рассмотрен перспективный способ вихревой интенсификации теплообмена с помощью нанесения сферических, овальных и серповидных лунок на тепловоспринимающую поверхность.

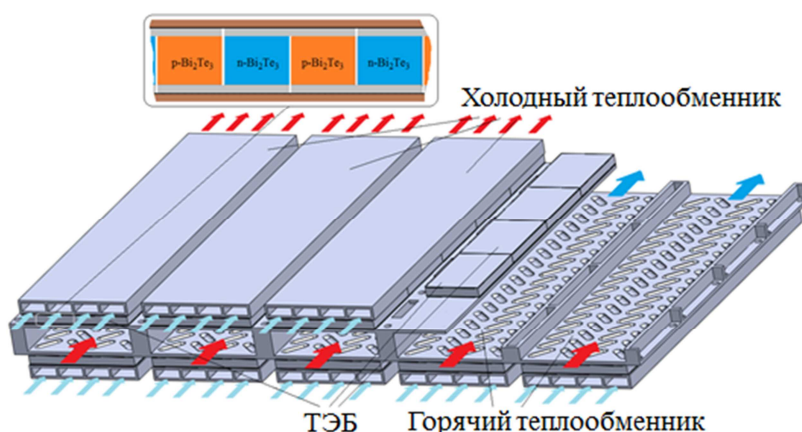


Рис. 13. Схема Термоэлектрического генератора

Для верификации математической модели течения газа в олуночном канале использовались опубликованные экспериментальные данные по теплообмену при обтекании одиночной сферической лунки, полученные Сапожниковым С.З., Митяковым В.Ю. и Митяковым А.В. в Санкт-Петербургском политехническом университете Петра Великого. Был проведён нестационарный расчёт с использованием модели турбулентности $k-\zeta-f$, гибридных пристеночных функций, стандартной модели теплообмена в пристеночном слое. Результаты сравнения расчётных и экспериментальных тепловых потоков приведены на Рис. 14. Из рисунка видно приемлемое соответствия расчёта и эксперимента.

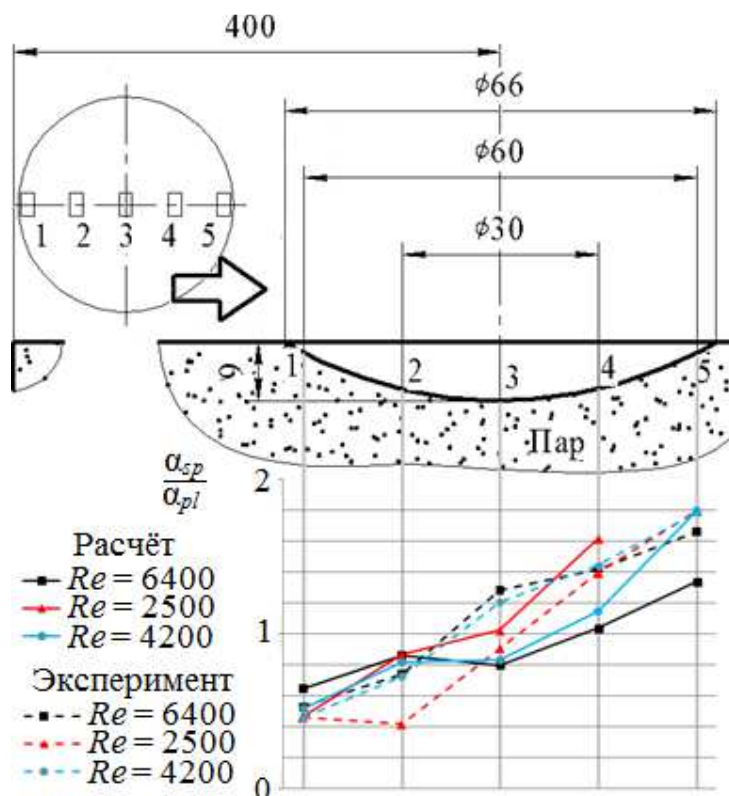


Рис. 14. Сравнение экспериментального и численного моделирования обтекания одиночной лунки. Цифрами от 1 до 5 обозначены номера датчиков теплового потока, стрелкой – направление движения воздуха.

На основании настроенной математической модели проведено моделирование течения газа и теплообмена для различных видов лунок, а также для гладкой стенки (базовый вариант), при этом рассматривалась одна дорожка лунок (Таблица 4). Из таблицы видно, что наибольшей тепловой эффективностью обладает поверхность с овальными лунками, позволяющая увеличить тепловой поток в 2.3 раза по сравнению с гладкой поверхностью; чуть меньшей эффективностью – поверхность с серповидными лунками.

Для моделирования теплообмена в металлической части термоэлектрического генератора с учётом специфики ТЭГ автором была

разработана программа в среде Matlab, реализующая метод контрольных объёмов в трёхмерной стационарной постановке. Уравнение Фурье в стационарной постановке $\nabla(\lambda \nabla T) + q_v = 0$ (отрицательный источник теплоты $q_v = -\eta_{\text{ТЭГ}} Q_{\text{ТЭГ}} / V$ возникает в результате преобразования тепловой энергии в электрическую), описывающее температурное поле, для каждого контрольного объёма заменяется дискретным аналогом. Система уравнений (2) решается методом полинейных направлений до достижения заданной сходимости.

В качестве граничных условий со стороны горячего теплообменника задано распределения коэффициента теплоотдачи, полученное из расчёта дорожки лунок, со стороны холодного теплообменника теплоотдача вычислялась по зависимости $Nu = 0.023 Pr^{0.4} Re^{0.8}$.

Был рассчитан термоэлектрический генератор с интенсификаторами теплообмена в виде овальных лунок. Контрольнообъёмная сетка состоит из 112.6 тысячи кубических ячеек. В качестве термоэлектрического материала выбран теллурид висмута (Bi_2Te_3).

Таблица 4.

Параметры обтекания олунённой поверхности

Вид лунки	Тепловой поток	Перепад температур	Перепад давления	Коэффициент теплоотдачи	Nu_m	Nu_{ms}	Re	Число контрольных объёмов
	Вт	К	Па	$\frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$	-	-	-	млн.
Гладкая поверхность	316.18	17.5	130	109.9	42.349	42.349	13438	2.26
Сферическая	399	25.7	250	142.6	55.289	52.631	13449	15.4
Овальная	655	54.1	670	256.4	101.02	92.539	13299	17.1
Серповидная 1	652.36	53.92	650	255.2	100.54	92.177	13264	17.1
Серповидная 2	647.4	53.7	600	253	99.687	91.32	13254	17.0

Было проведено исследование влияние ТЭГ на двигатель (увеличение сопротивления на выпуске и мощности на прокачку теплоносителя). Схема установки термоэлектрического генератора на дизель 12ЧН26,5/31 приведена на Рис. 15. Применение термоэлектрического генератора позволяет увеличить мощность двенадцатицилиндрового дизеля на 55 кВт и снизить расход топлива на 3 г·кВт⁻¹·ч⁻¹.

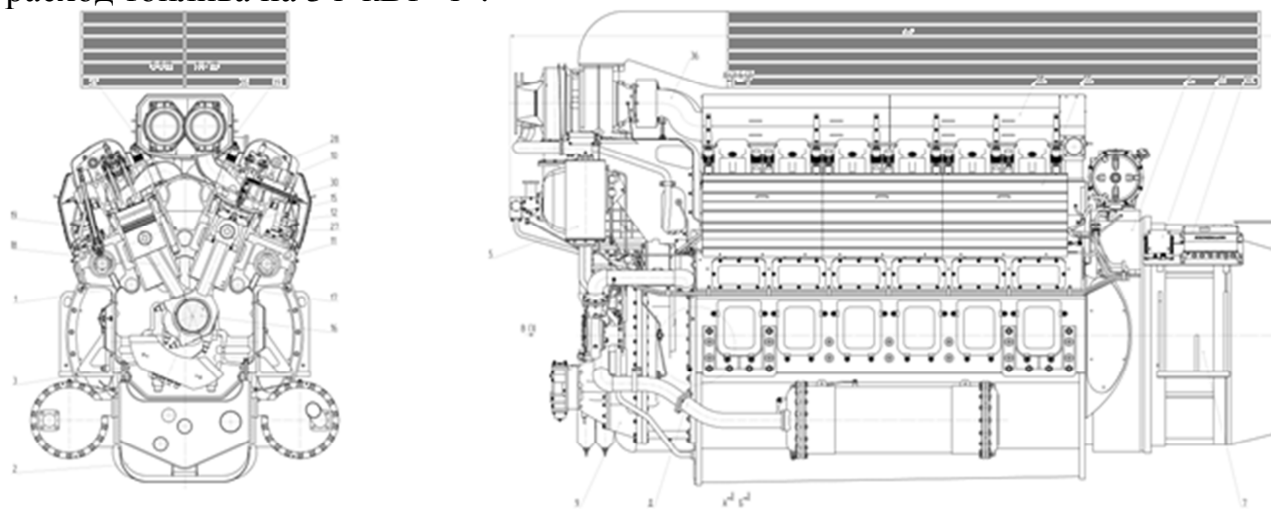


Рис. 15. Схема установки ТЭГ на двигатель 12ЧН26,5/31

ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ

1. Разработана, верифицирована и реализована в программной среде FIRE обобщенная 3D-модель теплофизических процессов, протекающих как в камере сгорания, так и в термоэлектрическом генераторе, позволяющая исследовать возможности улучшения эффективных и экологических

показателей среднеоборотного дизеля путем совершенствования рабочего процесса и утилизации теплоты отработавших газов в термоэлектрическом генераторе.

2. В результате проведенных исследований по влиянию конструктивных параметров на экологические и эффективные показатели дизеля ЧН26,5/31(Д500) определено оптимальное сочетание значений вихревого числа, числа сопловых отверстий распылителя и формы камеры сгорания.
3. Впервые было исследовано влияние давления наддува, частоты вращения коленчатого вала и температуры впускного воздуха на вихревое число среднеоборотного дизеля. Установлено, что с увеличением температуры и давления наддувочного воздуха вихревое число незначительно увеличивается, а с увеличением частоты вращения коленчатого вала - линейно падает. При этом частота вращения вихря растёт пропорционально $n^{0.9}$. Показано, что минимальный удельный расход топлива достигается при вихревом числе в момент закрытия впуска, равном 1.2-1.3.
4. Из исследуемых конструкции форсунок к лучшим топливно-экологическим показателям приводит применение распылителя с восемью сопловыми отверстиями.
5. Путём удачного выбора геометрических размеров камеры сгорания исследуемого дизеля можно обеспечить снижение выброса оксидов азота на 13% с сохранением значений удельного расхода топлива и максимального давления в цилиндре.
6. Предложена трехмерная модель теплообмена в корпусах горячего и холодного теплообменников и термоэлектрических элементах и создана программа в среде программирования MATLAB. Установлено, что для исследуемой конструкции термоэлектрического генератора овальные лунки обеспечивают интенсификацию теплоотдачи в 2.3 раза больше по сравнению с гладкой поверхностью. Кроме того, установка термоэлектрического генератора увеличивает мощность дизеля 12ЧН26.5/31 на 48 кВт, снижает расхода топлива, эмиссий вредных веществ и диоксида углерода.

Основные положения диссертации опубликованы в следующих работах:

1. Повышение эффективности рабочего процесса поршневого двигателя путем прямого преобразования теплоты выпускных газов в электрическую энергию/ Панкратов С.А. [и др.] // ТВТ. Т. 54. Вып. 1. 2016. С. 99-107. (1.125 п.л./0.225 п.л.).
2. Онищенко Д.О., Панкратов С.А., Смирнов А.Ю. Влияние частичной теплоизоляции камеры сгорания дизеля на теплоотдачу в систему охлаждения. // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение. № 3. 2016. С. 81–89. (0.563 п.л./0.188 п.л.).

3. Применение термоэлектрического генератора для обеспечения работоспособности турбины дизеля с частичной теплоизоляцией камеры сгорания/ Панкратов С.А. [и др.] // Тепловые процессы в технике. 2016. Т. 8. № 5. С. 227-232. (0.75 п.л./0.188 п.л.).
4. Онищенко Д.О., Панкратов С.А., Рыжов В.А. Трёхмерное моделирование рабочего процесса дизеля и его применение для оптимизации формы камеры сгорания среднеоборотного дизеля. // Тепловые процессы в технике. 2016. Т. 8. № 6. С. 264-271. (1 п.л./0.333 п.л.).
5. Study of Influence of Hydraulic Thermoelectric Generator Resistance on Gasoline Engine Efficiency/ Pankratov S.A. [et al.] // International Journal of Applied Engineering Research. V. 12, No. 5. 2017. P. 721-727. (0.44 п.л./0.09 п.л.).
6. Разработка математической модели для оптимизации конструкции автомобильного термоэлектрического генератора с учетом влияния его гидравлического сопротивления на мощность двигателя/ Панкратов С.А. [и др.] // Физика и техника полупроводников, 2017. Т. 51. Вып. 8. С. 1023-1027. (0.31 п.л./0.05 п.л.).
7. Онищенко Д.О., Панкратов С.А. Моделирование теплового состояния крышки цилиндра и клапанов дизеля. // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. «Машиностроение». 2013. №4. С. 94-108. (0.47 п.л./0.94 п.л.).

Также опубликовано 11 тезисов и материалов конференций.