

Министерство образования и науки Украины
Одесская национальная морская академия

На правах рукописи



БЕРЕСТОВОЙ ИВАН ОЛЕГОВИЧ

621.436.1 (621.431.74)

**ВЫБОР СУДОВОГО ДИЗЕЛЯ ПУТЕМ СИНТЕЗА ЕГО
КОНСТРУКТИВНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК И ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ
ПОКАЗАТЕЛЕЙ**

05.05.03 – Двигатели и энергетические установки

Диссертация на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель
Литвиненко Владимир Петрович
кандидат технических наук, доцент

Одесса – 2015

СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	5
Раздел 1. Анализ требований предъявляемых к выбору дизеля и взаимосвязь показателей его работы.....	13
1.1 Анализ основных требований, предъявляемых к дизелю при его выборе.....	13
1.2 Общепринятые показатели рабочего процесса дизеля и их взаимосвязь.....	18
1.3 Анализ скоростей сгорания, как показателей сгорания топлива в дизеле.....	24
Выводы по разделу 1.....	39
Раздел 2. Обоснования выбора направления и методов исследования.....	41
2.1 Актуальность исследований и основные понятия при выборе дизеля для судна.....	41
2.2 Основы системного подхода при оценке работы дизеля.....	45
2.3 Разработка описывающей модели взаимосвязей показателей дизеля.....	49
2.4 Методологические основы структуризации и оценки показателей дизеля при его выборе.....	53
Выводы по разделу 2.....	65
Раздел 3. Теоретические исследования работы дизеля и ее оценки на основе объемной скорости сгорания.....	66
3.1 Исследование условий смесеобразования в цилиндре дизеля, как фактора учитываемого при оценке сгорания топлива на основе объемной скорости сгорания.....	66
3.2 Исследование взаимосвязи показателя экологической эффективности рабочего процесса с объемной скорости сгорания ..	73

3.3 Совершенствование метода расчета внутреннего теплообмена в дизеле с учетом его массогабаритных характеристик, влияющих на объемную скорость сгорания.....	78
3.4 Исследование процесса преобразования энергии для определения требований предъявляемых к выбору дизеля, с учетом комплексного использования природно-энергетических ресурсов.....	85
3.5 Метод оценки эффективности выбора дизеля, с учетом элементов процессов преобразования энергии, на многокритериальной основе	90
Выводы по разделу 3	98
Раздел 4. Экспериментальные исследования взаимосвязи показателей работы дизеля с объемной скоростью сгорания	99
4.1 Основы исследования взаимосвязи показателей работы дизеля на основе объемной скорости сгорания.....	99
4.2 Взаимосвязь объемной скорости сгорания, на номинальном режиме работы дизеля, с диаметрами цилиндров и удельными расходами топлива.	101
4.3 Влияние среднего эффективного давления на объемную скорость сгорания на номинальном режиме работы дизелей	104
4.4 Влияние числа оборотов коленчатого вала на объемную скорость сгорания на номинальном режиме работы двигателя.....	108
4.5 Влияние цилиндровой мощности на объемную скорость сгорания на номинальном режиме работы двигателя.....	111
4.6 Исследование степени форсирования судовых дизелей.....	113
Выводы по разделу 4	119

Раздел 5. Экспериментальные подтверждения и рекомендации по использованию результатов диссертационной работы.....	121
5.1 Принципы оценивания дизелей при их выборе на основе объемной скорости сгорания	121
5.2 Разработка принципа реализации выбора конструктивных параметров цилиндропоршневой группы дизеля, в зависимости от объемной скорости сгорания	127
5.3 Практическая реализация изменения объемной скорости сгорания при использовании катализатора топлива	131
5.4 Реализация метода подбора эффективного дизеля для судна.....	136
Выводы по разделу 5	141
Выводы	144
Перечень использованных источников.....	147
Приложение	163
Приложение А.	163
Приложение Б.....	165
Приложение В	168

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы. В современных условиях развития морского транспорта Украины и ее вхождения в мировые транспортные системы, при постройке судов или их размерной модернизации актуальными являются вопросы выбора главного и вспомогательных дизелей, отвечающих эксплуатационным условиям работы судов, при обеспечении рационального использования топливно-энергетических ресурсов, с учетом требований, предъявляемых к защите окружающей среды.

Проблема выбора дизеля связана с решением задачи оптимизации при многих критериях: экономических, массогабаритных, энергетических и экологических.

В настоящее время, выбор дизеля производится сопоставлением нескольких дизелей из группы однотипных, по признаку приспособленности к судну и условиям эксплуатации, с учетом мощности (базового критерия), числа оборотов, массогабаритных показателей и удельного расхода топлива. При этом выбор, в основном, осуществляется для номинального режима работы, как наиболее эффективного на протяжении неограниченного времени, а также учитывает требования, предъявляемые к защите окружающей среды. Окончательный выбор производят с учетом технико-экономической оценки каждого из дизелей.

Основные недостатки такого подхода: усложняется технико-экономический анализ выбора дизеля, в связи со сложностью решения многокритериальной задачи, в которой критерии взаимосвязаны разносторонними требованиями, иногда противоречивыми и не совместимыми друг с другом. Кроме того, перед началом выбора дизеля требуется мониторинг вновь созданных дизелей, с учетом таких показателей как: удельный расход топлива, цилиндровая мощность, количество оборотов коленчатого вала, удельные выбросы азота, ход поршня, диаметр цилиндра и

удельная масса дизеля.

Решение многокритериальной задачи возможно при корректном задании значений критериев, определении значимости (веса) критерия и наличии данных о взаимосвязях между показателями дизеля.

Для устранения выше названных недостатков выбора главного и вспомогательных дизелей для судна, с учетом повышения эффективности комплексного использования топливно-энергетических ресурсов, актуальной научно-практической задачей является анализ и разработка взаимосвязей экономических, энергетических, экологических и массогабаритных показателей работы дизеля, учитывая, что при выборе дизеля в основном принимают показатели: удельный расход топлива, цилиндровую мощность, количество оборотов коленчатого вала, удельные выбросы азота, ход поршня, диаметр цилиндра и удельную массу дизеля.

Связь работы с научными программами, планами, темами. Тема диссертации соответствует: пунктам 3 и 4 статьи 3 Закона Украины от 11.07.2001 г. № 2623-III «О приоритетных направлениях развития науки и техники»; постановлении Кабинета Министров Украины от 07.10.2009 г. № 1307 «Об утверждении Морской доктрины Украины на период до 2035 года»; распоряжению Кабинета Министров Украины от 20.10.2010 г. № 2174-р «Об одобрении Транспортной стратегии Украины на период до 2020 года» и планами научно-исследовательских работ НУ «ОМА». Отдельные результаты научных исследований использовались в госбюджетных научно-исследовательских работах по энерго-ресурсосбережению (№№ ДР 0112U000497 и ДР 0111U001776), а так же в учебном процессе (акт АМИ ОНМА от 05.06.2015).

Цель и задачи исследований – разработать метод выбора дизеля для морского судна, из конечного множества дизелей различных серий и модификаций при котором одновременно может производиться техническая и экономическая оценки дизеля, на основе единого показателя, взаимосвязывающего основные показатели, принимаемые при выборе

дизеля, в отличие от существующего метода, в котором на основе многокритериальной оценки сначала производится выбор группы дизелей, удовлетворяющих техническим требованиям, а затем проводится экономическая оценка каждого дизеля.

В основу исследований положена **гипотеза** о возможности установления взаимосвязей между техническими, экономическими, массогабаритными и экологическими показателями дизелей, с учетом того, что при выборе конкретного дизеля принимают показатели: цилиндровую мощность, среднее эффективное давление, удельный расход топлива, количество оборотов коленчатого вала, удельные выбросы азота, ход поршня, диаметр цилиндра и удельную массу дизеля.

Для достижения цели и подтверждения научной гипотезы в исследовании необходимо решить следующие задачи.

Главная задача – разработка теоретических основ выбора дизеля с использованием единого показателя взаимосвязывающего массогабаритные, экономические, технические и экологические показатели дизеля при его подборе, с учетом нормативных требований к конструкции судна и условиям его эксплуатации, а также повышения эффективности комплексного использования топливно-энергетических ресурсов.

Для решения главной задачи, требуется решение следующих **вспомогательных задач**:

- проанализировать требования к показателям и параметрам рабочих процессов в дизеле при его выборе для судна;
- установить показатель, который можно принять в качестве, объединяющего (взаимно увязывающего) экономические, массогабаритные, энергетические и экологические показатели дизеля.
- выполнить анализ и определить влияние основных параметров, характеризующих дизель, на показатель, взаимно увязывающий экономические, массогабаритные, энергетические и экологические показатели рабочего процесса дизеля.

- разработать метод выбора дизеля, обеспечивающего рациональное использование топливно-энергетических ресурсов при эксплуатации судна.

Объект исследования: процесс выбора дизеля для судна.

Предмет исследования: показатели дизеля, используемые при его выборе для морского судна.

Методы исследования. В работе использованы следующие методы исследования: дедукции – при анализе состояния вопроса по использованию скорости сгорания как характеристики работы дизеля и выборе направления исследования; системный анализ – при разработке темы, составления общей методики диссертационной работы и подборе эффективного дизеля; многокритериальные методы оценки и синтеза – при исследовании процессов и объектов в системе преобразования энергии для случая разработки целевой функции затрат; статистический анализ и имитационное моделирование, факторный анализ параметров работы дизеля при построении прогнозных трендовых моделей зависимости параметров, характеризующих комплексную зависимость эффективностей от объемной скорости сгорания; метод конечных разностей, примененный при решении дифференциальных уравнений теплопроводности в частных производных; метод решения трансцендентных алгебраических уравнений, использованный для нахождения функциональной взаимосвязи объемной скорости сгорания дизеля и удельного расхода топлива, а также при подборе эффективного дизеля для судна; метод ранжирования, с участием лица принимающего решение, при оценке элементов системы преобразования энергоносителей в дизеле для установления приоритетности развития с учетом закономерностей функционирования и рациональных параметров объектов и технологий; планирования эксперимента при экспериментальном анализе изменения «объемной скорости сгорания» дизеля.

Научная новизна представленной работы заключается в следующем:

1. Впервые разработан метод выбора дизеля для судна, с учетом оценки внутрицилиндровых процессов на основе показателя «объемная скорость

сгорания», взаимоувязывающего экономические, массогабаритные, энергетические и экологические его показатели, что позволяет подобрать эффективный дизель, адаптированный к условиям эксплуатации судна и обеспечить рациональное комплексное использование топливно-энергетических ресурсов, с учетом требований предъявляемых к защите окружающей среды.

2. Усовершенствован метод оценки использования природно-энергетических ресурсов в процессе преобразования энергии в дизеле, отличающийся тем, что в его основу положен учет затрат структурированных по логистическим критериям, что позволило выявить пути повышения эффективности комплексного использования топливно-энергетических ресурсов.

3. Получил дальнейшее развитие метод ранжирования, путем применения значений рангов, при многокритериальной оценке процесса преобразования энергии в дизеле, полученных из условия, что их общая сумма равняется единицы, например использованием арифметической или геометрической прогрессий, который в отличие от существующего позволяет выявить приоритетность совершенствования процессов и объектов дизеля.

Практическая значимость полученных научных результатов заключается в следующем:

- предложен метод подбора дизеля для судна, в основу которого положен показатель «объемная скорость сгорания», как отношение эффективной цилиндровой мощности к среднему индикаторному давлению, позволяет подобрать эффективный дизель для судна с учетом эксплуатационных условий его работы.

- усовершенствован метод оценки на многокритериальной основе, использования природно-энергетических ресурсов в дизеле, позволяет выявить приоритетность совершенствования объектов и процессов с учетом их ранжирования, определить направления и резервы ресурсосбережения, а

также повысить эффективность комплексного использования топливно-энергетических ресурсов.

- реализация результатов исследования на реальном дизель-генераторе 4DV – 224 мощностью 100 л.с., позволяет увеличить объемную скорость сгорания на 38,2 %, при $G_{об} = \text{const}$, применением катализатора топлива, что привело к снижению: удельного расхода топлива на 1,47 л/час на холостых оборотах, жесткости работы дизеля и дымности выхлопных газов (акт АМИ ОНМА от 06.05.2013 г., приложение А).

Результаты исследований внедрены:

- на кафедре «Эксплуатации судовых энергетических установок» Азовского морского института при использовании катализатора топлива для дизельных двигателей внутреннего сгорания КТ - 14Д (акт от 06.05.2013 г., приложение А);

- в учебном процессе, в виде зависимостей экономических, массогабаритных, энергетических и экологических показателей рабочего процесса дизеля от его геометрических параметров, при подготовке бакалавров по направлению 6.070104 «Морской и речной транспорт» для специальности 6.07010402 «Эксплуатация судовых энергетических установок» в курсах дисциплин «Техническая термодинамика», «Автоматизация судовых энергетических установок», «Судовые двигатели внутреннего сгорания», «Эксплуатационные режимы СЭУ», которые преподаются в Азовском морском институте ОНМА (акт от 05.06.2015 г., приложение А).

Личный вклад соискателя. Основные результаты исследований, которые выносятся на защиту, получены самостоятельно. Работы [23, 25, 26] опубликованы без соавторов. В работах в соавторстве, Берестовому И.О. принадлежит: [10] – разработка основ логистического подхода для повышения эффективности систем преобразования энергоносителей; [21, 32] – разработка энергетических показателей положенных в основу метода структуризации и ранжирования логистических потоков; [19] – исследование

и реализация метода оценки затрат на многокритериальной основе; [11] – разработка новой методики расчета теплообмена; [15, 33] – постановка задач, анализ оценки внутрицилиндровых процессов и их влияния на эффективность работы дизеля; [16] – структуризация механизмов образования оксидов азота и их анализ; [12] – разработка метода выбора двигателя; [126] – разработка модели впрыска топлива; [127] – разработка метода оценки использования природно-энергетических ресурсов и разработка основ к структуризация и ранжирование логистических потоков; [14] – постановка задач, анализ влияния конструктивных параметров дизелей на их работу; [17] – разработка модели регенерации тепла в дизеле и условий ее обеспечения.

Апробация результатов диссертации. Основные теоретические положения и результаты работы докладывались, обсуждались и получили одобрение и положительный отзыв на научно-технических и научно-практических конференциях:

- Международная научно-техническая конференция «Современные тенденции и перспективы развития морехозяйственного комплекса Украины» (г. Мариуполь, АМИ ОНМА, 2011 г.);

- Международная научно-техническая конференция на тему «Судовые энергетические установки: эксплуатация и ремонт» (г. Одесса, ОНМА, 2012 г.);

- Международная научно-практическая конференция «Перспективы развития судоходства в Азовском море» (г. Мариуполь, АМИ ОНМА, 2012 г.);

- Международная научно-практическая конференция «Эффективные пути развития морского транспорта» (г. Мариуполь, АМИ ОНМА, 2013 г.);

- Всеукраинская научно-практическая конференция «СЕУТТОО - 2012» (г. Херсон, ХДМА, 2012 г.).

- 13-я Региональная научно-техническая конференция «Университет городу» (г. Мариуполь, ПГТУ, 2006 г.);

- Региональная научно-техническая конференция (г. Мариуполь, ПГТУ, 2007 г.);
- Международная научно-техническая конференция «Университетская наука - 2010» (г. Мариуполь, ПГТУ, 2010 г.);
- II Международная научно-практическая конференция «Проблемы развития транспортных систем и логистики» (г. Евпатория, ЕКФ ВНУ ім. В. Даля, 2011г.);
- Международная научно-техническая конференция «Университетская наука - 2011» (г. Мариуполь, ПГТУ, 2011 г.);
- Международная научно-техническая конференция «Университетская наука - 2012» (г. Мариуполь, ПГТУ, 2012 г.).

Публикации. Основные научные результаты диссертационного исследования опубликованы в 13 статьях, в том числе 9 (2 иностранные публикации) в специализированных сборниках научных трудов, рекомендованных МОН Украины для публикаций результатов диссертационных исследований, а также 4 (3 международные) апробационного характера.

Структура и объем диссертации. Диссертационная работа состоит из введения, пяти разделов, выводов, приложений и списка использованных литературных источников из 142 наименований. Полный объем диссертации - 171 стр. в том числе: 50 рис., 13 табл.

РАЗДЕЛ 1

АНАЛИЗ ТРЕБОВАНИЙ ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫХ К ВЫБОРУ ДИЗЕЛЯ И ВЗАИМОСВЯЗЬ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ЕГО РАБОТЫ

1.1 Анализ основных требований, предъявляемых к дизелю при его выборе

Формирование требований к дизелю, при его выборе для установки на морском судне, осуществляется на основе технико-экономических факторов и условий эксплуатации судна, нормативных требований к конструкции судна, а также международных конвенции и положений, принятых на морском флоте.

В большинстве случаев исходными данными при выборе дизеля, являются: тип; назначение судна и районы его плавания; требования Регистра и международных конвенций; условия размещения энергетических установок на судне, и, как следствие, массогабаритные показатели дизеля и его цена [49, 56, 94, 95].

В ряде работ отмечается неопределенность и противоречивость в учете стоимости производства дизеля. Так в работах [49, 56], отмечено, что стоимость производства дизеля не является определяющим требованием, при его выборе, хотя при технико-экономическом обосновании выбора главного дизеля [94] основу составляет цена дизеля, которая предопределяет его экономическую эффективность в эксплуатации.

Основные технико-экономические требования, при выборе дизеля, условно разделяются на несколько групп [56, 75, 94], которые характеризуют:

- качество дизеля как энергетической установки конкретного назначения: мощность (кВт); масса (кг), габаритный объем (м^3) или

габаритные размеры (м), срок службы до капитального ремонта (моточас), частоты вращения коленчатого вала (об/мин);

- удельные показатели дизеля: литровая мощность (кВт/л), среднее эффективное давление (МПа), удельная литровая масса двигателя (кг/л), удельная масса двигателя (кг/кВт), удельный эффективный расход топлива и масла (г/(кВт·ч)) и эффективный КПД;

- выбросы в окружающую среду: индекс эмиссии NO_x , SO_x и CO (г/(кВт·ч)).

В настоящее время международные морские организации в значительной степени обращают внимание на выбросы в окружающую среду и необходимости их минимизации [75, 135]. Так, после принятия 26 сентября 1997 г. членами Международной Конвенции MARPOL 73/78, Приложения VI («Предотвращение загрязнения атмосферы с судов») и «Технического Кодекса по выбросам окислов азота от судовых дизельных двигателей» возросли требования к эксплуатации судовых дизелей, регламентирующие выбросы оксидов азота, серы и углерода.

Реализация требований по снижению выбросов, как правило, обеспечивается двумя наиболее характерными методами: воздействием на рабочие процессы дизеля (первичный); очисткой уже отработанных газов (вторичный) [75].

При этом реализация первичных методов напрямую зависит от типа и конструкции дизеля и может быть обусловлена требованиями, предъявляемыми при его выборе, а вторичные методы лишь косвенно зависят от требований к его конструкции [94].

В настоящее время известно незначительное количество технологий вторичного метода, нашедшего применение на практике, в целях снижения выбросов оксидов в судовых дизелях: для NO_x – система SCR и для SO_x – система водяного скруббинга фирмы Wartsila [75, 94].

Некоторые требования, регламентирующие выбросы оксидов, лишь косвенно влияют на выбор дизеля или уже взаимосвязаны с ранее

выдвинутыми. Так, содержание CO в выхлопных газах прямо пропорционально зависит от количества сжигаемого топлива, и снижение его выбросов можно только путем повышения экономичности дизеля [75, 94]. В конвенции MARPOL 73/78, Приложение VI выбросы CO прямо не нормируются [135].

Содержание SO_x в выбросах, находится в прямой зависимости от содержания серы в топливе, и одним из основных путей его снижения является использование в дизелях малосернистых топлив [75].

Согласно требованиям конвенции МАРПОЛ, выделены специальные районы, в которых ограничивается использование топлива с содержанием серы более 1,5% (зона SECA – SO_x Emission Control Area) [135].

Наибольшее влияние на выбор дизеля оказывают выбросы NO_x , обусловленные содержанием азота в воздухе и окислившегося в процессе сгорания, под воздействием высокой температуры [75].

Выбросы NO_x регламентируются MARPOL 73/78, в пределах от 14 г/(кВт·ч) до 7,7 г/(кВт·ч), в интервале от 130 об/мин до 2000 об/мин, при последующем снижении этих норм от 3,4 г/(кВт·ч) до 2 г/(кВт·ч) для новых и прошедших капитальный ремонт дизелей, в том же интервале чисел оборотов, рис 1.1. [123, 135].

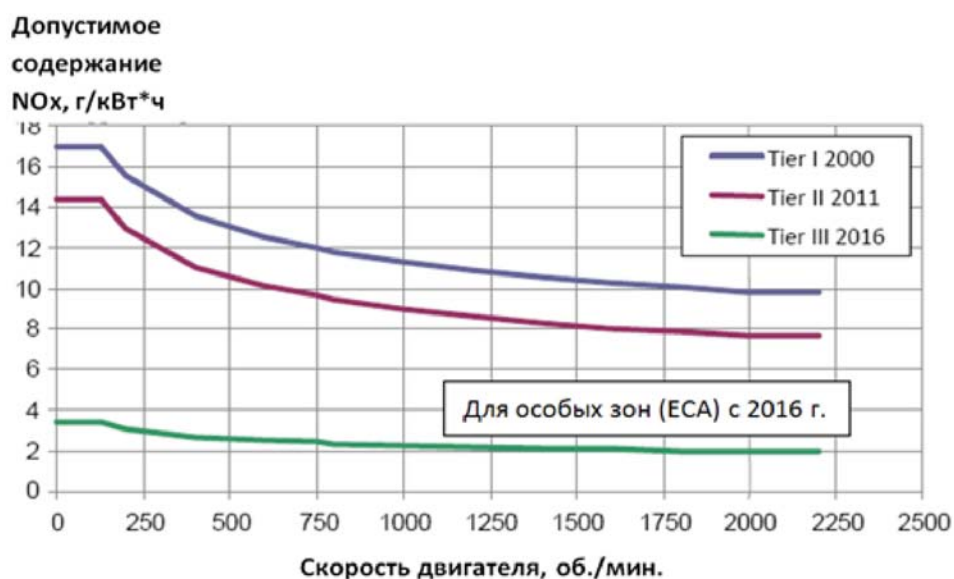


Рис. 1.1. Требования MARPOL 73/78 к концентрации NO_x в выбросах.

Требования к выбросам NO_x , принципиально влияют на выбор конструкции дизеля с учетом совершенства системы впрыска и условий смесеобразования, параметров газораспределения, частоты вращения коленчатого вала, изменения режимов топливоподачи, рециркуляции части отработавших газов и т.п. [75, 95].

С учетом современных технологий значительное снижение выбросов оксидов азота и серы может быть достигнуто путем применения вторичных методов [94].

Аналогичная ситуация сложилась с требованиями к выбросам наземного транспорта. Так, если еще в 1996 году для выбросов по оксидам азота норма составляла 0,7 г/км, то уже в 2010 году такая норма составила 0,25 г/км, [16].

Отметим, что рассмотренные требования взаимосвязаны. В частности, при рассмотрении конструкций однотипных дизелей, обладающих равной мощностью установлено, что при повышении частоты вращения коленчатого вала на номинальных режимах работы дизеля, а как следствие повышение его быстроходности, снижается масса, габариты, соответственно уменьшаются затраты на производство, но это приводит к снижению показателей надежности и долговечности, а зачастую и экономичности его работы [55, 56].

В настоящее время в дизелестроении не существует непреложных положений, жестко ограничивающих выбор параметров рабочих процессов в зависимости от основных характеристик конструкции дизеля (диаметра цилиндра, отношения хода поршня к диаметру цилиндра, средней скорости поршня, числа цилиндров и т.д.) [56, 95].

В работе [56] отмечается, что одними из основных требований, предъявляемых к экономичности дизеля, при его выборе, являются: КПД – через расходы на горюче-смазочные материалы; долговечность и надежность – через затраты на ремонты и обслуживание за счет привлечения обслуживающего персонала; мощность – через расходы на топливо, и

возобновление работоспособности; масса и сложность конструкции – через расходы на начальную стоимость, которые находят отражение в затратах на единицу перевозимого груза.

Динамика изменений требований к нормам выбросов и непрерывное усовершенствование конструкций дизелей, а также поиск путей повышения эффективности комплексного использования топливно-энергетических ресурсов, обуславливает, в современных условиях, актуальную проблему выбора, для судна, типа и конструкции дизеля, удовлетворяющего экономическим, техническим, экологическим и массогабаритным требованиям [16, 48, 59, 86].

Проведенный обзор требований показывает, что проблема выбора дизеля связана с необходимостью решения задачи оптимизации при многих критериях, основными из которых, по нашему мнению, являются: экономические, массогабаритные, энергетические и экологические.

Основными направлениями решения задачи выбора при наличии нескольких критериев, являются: объединение многих функциональных зависимостей в единую зависимость; последовательное выявление предпочтительных требований; нахождение для имеющихся критериев не обязательно полного, но более информативного соответствия, а также максимально возможное уменьшения неопределенности и несравнимости [122].

Такой подход требует анализа взаимосвязей в общепринятых показателях рабочего процесса дизеля и его конструкции. Это позволяет уменьшить количество расчетов выполняемых при технико-экономической оценке выбора дизеля. При этом, упростится экономическая оценка дизеля, поскольку: затраты на амортизацию зависят от цены дизеля, а цена от его массы; кол-во обслуживающего персонала, от мощности дизеля; затраты топлива и масла, от удельного расхода и мощности дизеля и т. п. – что приведет к возможности формирования требований со стороны эксплуатации судна, с учетом его экономической оценки.

1.2 Общепринятые показатели рабочего процесса дизеля и их взаимосвязь

В сложившейся теории и на практике используют широкую гамму показателей характеризующих конструкцию дизеля и его рабочий процесс [40, 42, 43, 52, 141], которые условно можно разделить на массогабаритные, экономические, энергетических, экологические и эксплуатационные.

К энергетическим показателям принято относить эффективную (N_e) и индикаторную (N_i) мощность, крутящий момент (M_e) на выходном валу, среднее эффективное (P_e) и среднее индикаторное (P_i) давление, частота вращения коленчатого вала (n) [44, 45, 58, 94].

К экономическим показателям относят удельный эффективный (b_e), индикаторный (b_i) и часовой (B_i) расходы топлива [44, 45, 58, 94].

К эксплуатационным показателям относят тепловую и механическую напряженность дизеля, а также другие характеризующие тепловые показатели работы дизеля и влияющие на его ресурс и надежность работы, основными оценочными критериями которых являются: температура выпускных газов t_z , температура системы охлаждения $t_{вод}$, максимальное давление сгорания (P_z), давление в конце сжатия (P_c), движущая сила (P_{max}), температура и температурные перепады в деталях цилиндропоршневой группы [40, 44, 45, 58, 94, 141].

К массогабаритным показателям дизеля относят: диаметр поршня (D), ход поршня (H), масса дизеля (m), линейные размеры дизеля (a , b , l) [44, 45, 58, 94].

К экологическим показателям относят: индекс эмиссии NO_x , SO_x и CO (г/(кВт·ч)). Но учитывая что, в настоящее время только на NO_x , SO_x установлены международные предельно допустимые нормы для судовых дизелей, и индекс эмиссии SO_x обусловлен только содержанием серы в топливе, то основным экологическим показателем дизеля является индекс эмиссии NO_x [44, 45, 58].

При выборе дизеля значительное внимание уделяется также конструкционным его показателям, характеризующим эффективный номинальный режим работы на протяжении неограниченного времени [94].

Большинство из вышеназванных показателей, на номинальных режимах работы дизеля взаимосвязаны между собой, но при этом не имеют явно выраженную функциональную зависимость, вследствие недостаточной информативности рабочего процесса.

Это приводит к существенному усложнению задачи выбора дизеля, с учетом предъявляемых к нему требований.

Так, эффективная цилиндровая мощность, зависит от массогабаритных показателей – диаметра поршня и хода поршня, и от энергетических показателей среднего эффективного давления и частоты вращения коленчатого вала согласно известному выражению [44, 45, 58, 107]:

$$N_e = \frac{z \cdot \pi \cdot D^2 \cdot S \cdot P_e \cdot n}{4 \cdot 60} = C \cdot P_e \cdot n, \quad (1.1)$$

где D – диаметр цилиндра, м;

S – ход поршня, м;

P_e – эффективное давление, Па;

N_e – эффективная цилиндровая мощность, Вт;

z – коэффициент тактности: четырехтактные $z=0,5$, двухтактные $z=1$;

n – частота вращения коленчатого вала, мин^{-1} ;

C – постоянная величина, постоянная для конкретного дизеля, м^3 .

В реальных конструкциях дизелей зависимость частоты вращения коленчатого вала на режиме номинальной мощности от хода поршня для четырехтактных дизелей, с частотой вращения менее 3000 мин^{-1} взаимосвязана по эмпирическому соотношению [55]:

$$S \approx 130 \cdot n^{-0,9}. \quad (1.2)$$

При использовании индикаторных диаграмм эффективная цилиндрическая мощность зависит от индикаторной мощности, полученной по площади индикаторных диаграмм [44, 45, 107]:

$$N_e = N_i \cdot \eta_m = \frac{L_i}{\tau_{\text{ц}}} \eta_m = \frac{z \cdot L_i \cdot n}{60} \eta_m, \quad (1.3)$$

где N_i – индикаторная цилиндрическая мощность, Вт;

L_i – индикаторная работа дизеля (высчитывается по площади индикаторной диаграммы), Дж;

η_m – механический КПД;

$\tau_{\text{ц}}$ – время совершения одного рабочего цикла, с.

Крутящий момент определяется по выражению [58]:

$$M_e = 9,5 \cdot \frac{N_e}{n} = 9,5 \cdot C \cdot P_e, \quad (1.4)$$

где M_e – крутящий момент на выходном валу, Н·м.

Тепловое состояние стенок цилиндра характеризуется его удельной тепловой нагрузкой [58, 78]:

$$q = \frac{b_e \cdot N_{\text{ец}} \cdot Q_H \cdot q_{\text{ох}}}{3600 \cdot F}, \quad (1.5)$$

где q – удельная тепловая нагрузка, кДж/(с·м²);

b_e – удельный расход топлива, кг/кВт;

$N_{\text{ец}}$ – эффективная мощность цилиндра, кВт;

Q_H – низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг;

$q_{\text{ох}}$ – доля выделенного тепла, переданная охлаждающей жидкости;

F – суммарная площадь охлаждаемых поверхностей, м²;

Также оценку теплонапряженности в эксплуатации часто производят по температуре выпускных газов [58, 78]:

$$t_z = t_s + \frac{q_z \cdot Q_n}{C_{pz} \cdot L'_0 \cdot \alpha \cdot \varphi} = t_s + C_1 \cdot \frac{q_z}{\alpha \cdot \varphi}, \quad (1.6)$$

где t_z – температура выпускных газов, $^{\circ}\text{C}$;

q_z – относительная потеря тепла с выпускными газами (за турбиной);

t_s – температура наддувочного воздуха, $^{\circ}\text{C}$;

L'_0 – теоретически необходимое количество воздуха, кг/кг;

C_{pz} – весовая теплоёмкость выпускных газов, кДж/(кг $\cdot^{\circ}\text{C}$);

α, φ – коэффициенты избытка воздуха при продувке и при горении, соответственно;

C_1 – постоянная, не зависящая от режима,

или по формуле Эйхельберга для удельного теплотока через поршень, отредактированной А.К. Костиным [70, 72, 73, 78]:

$$q_n = B \cdot (n \cdot P_s)^{0,5} \cdot \frac{\eta_n}{\alpha} = B \cdot n^{0,5} \cdot g_u \cdot \frac{T_s}{P_s^{0,5}}, \quad (1.7)$$

где q_n – удельный тепловой поток через поршень, Вт/м²;

P_s – давление наддувочного воздуха, Па;

η_n – коэффициент наполнения;

B – коэффициент, зависящий от конструкции и состояния дизеля;

T_s – температура наддувочного воздуха, К.

Для оценки механической напряженности используют косвенные показатели – максимальное давление сгорания P_z и максимальная движущая сила P_{max} [44, 58, 71]:

$$P_{max} = \frac{\pi D^2}{4} \cdot P_z - k \cdot n \quad (1.8)$$

где P_{max} – максимальная движущая сила, Н;

P_z – максимальное давление сгорания, Па;

k – величина, характеризующая инерцию движущихся масс при P_z , Н·мин;

При этом в [58], уточняется, что нагрузка на детали ЦПГ носит циклический характер, поэтому коэффициент запаса прочности деталей ЦПГ должен учитывать и цикличность ее изменения.

Эффективный КПД определяют по выражению, [45, 58, 94]:

$$\eta_e = 8,314 \frac{\alpha L_0 T_s P_e}{Q_H P_s \eta_n}, \quad (1.9)$$

где η_e – эффективный КПД дизеля.

При этом экономические показатели взаимосвязаны между собой соотношением, [45, 58, 94]:

$$g_e = \frac{3600}{\eta_e Q_H}, \quad (1.10)$$

где g_e – удельный эффективный расход дизеля, кг/(кВт·ч).

Экспериментально, путем варьирования топлив, параметров камер сгорания и режимов сгорания, было показано, что в случае сгорания распыленного жидкого топлива, индекс эмиссии оксидов азота может быть определен по эмпирическому выражению [132]:

$$ИЭ_{NOx} = \frac{0,73 \cdot T_{смв}}{T_{NO} - 0,1T_{исп}} + 0,2 \quad (1.11)$$

где $ИЭ_{NOx}$ – индекс эмиссии оксидов азота, г/кВт;

$T_{смв}$ – время смешения горючего газа и продуктов сгорания с воздухом, с;

$T_{исп}$ – время испарения и горения капель топлива, с;

T_{NO} – время окисления азота, с.

При оценке эффективности работы дизеля часто применяют обобщенные параметры, включающие в себя группу энергетических, экономических, эксплуатационных или конструктивных показателей дизеля.

К таким параметрам можно отнести показатели форсирования дизеля: литровая мощность (N_v); поршневая мощность (N_f); удельная массовая мощность (N_m), средняя скорость поршня (C_m), удельный расход топлива (g_e), индекс эмиссии оксидов азота ($ИЭ_{NOx}$), [44, 45, 58, 94, 132].

Обзор общепринятых экономических, энергетических, экологических и массогабаритных показателей дизеля и их взаимосвязей показывает что, в современных исследованиях, в качестве основных принимаются: удельный расход топлива, цилиндровая мощность, количество оборотов коленчатого вала, удельные выбросы азота, ход поршня, диаметр цилиндра и удельная масса дизеля, которые в совокупности носят многокритериальный характер.

Это приводит к определенному усложнению задачи оптимизации выбора дизеля при многих критериях, что вызвано отсутствием объединяющего (взаимно увязывающего) показателя, применение которого снижало бы степень неопределенности связей между рассматриваемыми показателями при выборе дизеля и повысило информативность рабочего процесса.

Такой показатель по нашему мнению может быть получен при детальном анализе скоростей сгорания топлива в дизеле.

1.3 Обзор скоростей сгорания в дизеле, как показателей сгорания топлива

Следует отметить, что при рассмотрении процессов сгорания в дизеле наблюдается несогласованность между теорией и практикой в подходах оценки эффективности его работы. Существуют подходы к решению отмеченной несогласованности на основе определенных допущений, которые в недостаточной мере позволяют оценить эффективность сгорания топлива [35, 41, 83, 84, 136].

В связи со сложностью оценки внутрицилиндровых процессов, поиску оценочного объединяющего показателя уделили внимание многие ученые, в том числе такие известные, как Р. Дизель [131], С. Карно [129], Мазинг Е.К. [84], Гриневецкий В.И. [51], Брилинг Н.Р. [35, 36] и другие.

Современным исследованиям в этом направлении посвящены работы ученых Вибе И.И. [41, 42], Зельдовича Я.Б. [60, 61], Кавтарадзе Р.З. и Иващенко Н.А. [62] и других.

В результате анализа и обобщений научных и практических работ, отмечается некоторый разрыв между ними. В частности, основываясь на результатах исследований, в теории рассматривают процессы сгорания в виде цепных реакций, с учетом диффузионных процессов, выделяя фазность сгорания топливовоздушной смеси и делая определенное множество допущений. В тоже время, в инженерной практике, включая и практику проектирования дизелей, используют параметры, наблюдаемые при работе реального дизеля и применяя методы, сформированные Гриневецким В.И. и Мазингом Е.К. [51, 84], и усовершенствованные за счет допущений Брилинга Н.Р. [35, 36] и Вибе И.И. [41, 42].

Не смотря на возможности использования вычислительной техники, в современных условиях оказалась еще не в достаточной мере сформированной математическая модель, адекватно отображающая реальные процессы, происходящие в цилиндре дизеля.

Типичным примером реализации отмеченных подходов являются компьютерные программы расчета двигателя, базирующиеся на законах сохранения энергии, импульса и массы [62].

Не смотря на значимость скорости сгорания, в рабочих процессах дизеля, она не в полной мере учитывается в инженерной практике дизеля, оказываясь своеобразно скрытой.

При этом, отмечено большое количество параметров оценивающих скорость сгорания [34, 47, 117].

В работе «Обзор исследований процессов горения» Э. Фнок отмечает пространственную, фундаментальную и нормальную скорости горения [34].

Пространственная скорость пламени отмечается как скорость, с которой фронт пламени движется в направлении нормали к его поверхности, относительно определенных неподвижных точек сосуда, в котором производится взрыв (сгорание топлива). Эта скорость может быть измерена, но ее значения невелики, так как она в равной степени зависит как от размеров и формы взрывного сосуда, так и от свойств топливно-воздушной смеси. Наблюдаемая пространственная скорость, является результатом сложения двух скоростей: скорости распространения пламени и скорости, с которой фронт пламени передвигается в направлении нормали. Причем, здесь выделяется фундаментальная или нормальная скорость горения, как скорость распространения пламени. Фундаментальная скорость предопределяет скорость нарастания давления, что имеет первостепенное значение для конструкции и характеристики двигателей.

Р. Гук и В.А. Михельсон рассматривают ламинарное пламя, обозначая его нормальным, которое определяют как скорость распространения фронта пламени по соотношению, [47, 117]:

$$U_n \approx \sqrt{\chi \cdot \bar{w}}, \quad (1.12)$$

где χ - температуропроводность, м²/с;

$\bar{w}$ - средняя скорость химической реакции, с^{-1} .

В последующем, выражение (1.11) автором [119] было преобразовано с учетом того, что (χ) рассматривается как коэффициент температуропроводности горючей смеси, а $(\bar{w})$ представлена как скорость реакции при температуре, близкой к максимальной температуре пламени – T_z [119].

Рассматривая выражение (1.11), с учетом принятых допущений автор [119] делает вывод о том, что мощность двигателя растет за счет скорости сгорания и значит можно выразить мощность двигателя через скорость сгорания топлива.

Детализуя процессы сгорания, делается допущение о турбулентной скорости распространения пламени, т.е. вводится понятие турбулентной скорости сгорания. При этом отмечается, что скорость турбулентного горения зависит от состава смеси, ее начальной температуры и давления. Скорость турбулентного пламени определяется по выражению [119]:

$$U_m \approx U_n + B \cdot n', \quad (1.13)$$

где B – коэффициент, прямопропорциональный скорости реакции при температуре пламени T_z ;

n' – интенсивность турбулентности, равная среднеквадратической величине скорости турбулентных пульсаций, м/с.

Брозе Д.Д. [37] в своей работе "Сгорание в поршневых двигателях" отмечает, что наибольшее число значений нормальной скорости сгорания было получено путем измерений при комнатной температуре.

В целом имеется незначительное количество точных данных о нормальной скорости сгорания углеводородов при температурах имеющих

место в двигателях внутреннего сгорания. Указывается на обоснованность выдвижения различных гипотез для решения сложных проблем т.е. апробации, в результате которых получают требуемый результат [37].

Разлейцев Н.Ф. [99] рассматривает скорость сгорания как скорость расходования вещества:

$$w = -\frac{d[A]}{d\tau} = [A_o] \frac{d\alpha}{d\tau} = k \cdot [A] \cdot n, \quad (1.14)$$

где, w – скорость расходования вещества, с^{-1} ;

$\frac{d\alpha}{d\tau}$ – интенсивность процесса, с^{-1} ;

k , A , A_o – эмпирические коэффициенты;

n – число оборотов коленчатого вала двигателя, об/мин.

По сути, в его работах речь идет о массовой скорости сгорания (w) в зависимости от интенсивности процесса $\frac{d\alpha}{d\tau}$ или числа оборотов коленчатого вала двигателя (n).

Отмечая сложность получения зависимостей, определяющих скорость сгорания, им проведена классификация работ в этом направлении. Все работы делятся на две условные группы.

К первой из них он относит работы, дающие математическое описание геометрической формы характеристик тепловыделения. В ряде таких работ делается попытка найти эмпирические связи между геометрией характеристик тепловыделения и исходными параметрами рабочего процесса, не раскрывая физико-химической сущности смесеобразования и сгорания.

Полученные результаты в таких работах привлекают своей простотой, однако зависимости их коэффициентов от конструктивных и режимных

параметров двигателей настолько многофакторны и не определены, что приходится сомневаться в возможности их широкого обобщения соответствующих эмпирических формул, полученных для конкретных двигателей и режимов их работы.

Ко второй группе им отнесены различные кинематические уравнения, описывающие физические и химические процессы смесеобразования и сгорания топлива.

Эти уравнения удобны для анализа, однако они не в полной мере учитывают сложность физико-химических процессов и явлений в цилиндре дизеля, что затрудняет применение общей теории тепло-массообмена и химической кинетики к процессам смесеобразования и сгорания. Такой подход еще недостаточно развит в методах расчета рабочего процесса дизеля [99].

Определения скорости сгорания использует в своих работах и основоположник теории цепных реакций Семенов Н.Н. [105, 106]. Он выделяет массовую скорость сгорания - V_m и линейную скорость перемещения фронта пламени - V_o . Причем под массовой скоростью сгорания им понимается количество смеси, сгорающей каждую секунду на единице площади фронта пламени.

Так что, сжигая каждую секунду определенное количество вещества, фронт пламени перемещается относительно исходного газа, охватывая все новые порции его с некоторой линейной скоростью перемещения фронта пламени.

Семенов Н.Н. отмечает, что для обеспечения сгорания $V_m dS$ граммов смеси, необходимо чтобы количество этой смеси каждую секунду подавалось к элементу площади dS фронта горения, путем перемещения фронта пламени или путем дутья свежего газа к неподвижному фронту пламени. Для этого линейная скорость перемещения данного фронта пламени относительно не сгоревшего газа, по направлению нормали к поверхности фронта в данном месте, должна быть равна [105]:

$$V_o = \frac{V_m}{\rho_o}, \quad (1.15)$$

где ρ_o - плотность исходного холодного газа, кг/м³.

Эту линейную скорость Семенов Н.Н. называет нормальной скоростью распространения пламени.

Линейная скорость для горения каждой данной смеси им принимается как константа, которая не зависит от гидродинамических условий, сопутствующих процессу горения. Кроме массовой и линейной скорости горения выделяется наблюдаемая скорость.

В работе Н.Н. Семенов [106] приходит к выводу о том, что массовая скорость зависит от диаметра сосуда и может быть определена из соотношения:

$$m \approx k \cdot D^2, \quad (1.16)$$

где k – коэффициент пропорциональности;

D – диаметр сосуда, м.

Руководствуясь соотношением (1.14) и выражая линейную скорость сгорания в м/с, а плотность через кг/м³ определяется единица измерения массовой скорости сгорания м/с·кг/м³= кг/м²с.

Рассматривая результаты работ Разлейцева Н.Ф. и Семенова Н.Н. заметим, что они в малой степени учитывают динамику изменений процессов сгорания происходящих в двигателе.

В частности, в зависимости (1.13) хоть и содержатся обороты коленчатого вала двигателя- n , но сам процесс зависит от эмпирических коэффициентов, которые рассчитываются в зависимости от условий распыла топлива.

В зависимости (1.14) не принимаются во внимание турбулентные процессы, характер изменения внутрицилиндрового давления и другие особенности.

Обращая внимание на значимость скорости распространения пламени в цилиндрах двигателя, Н.Х. Дьяченко [57], приходит к выводу о том, что линейная скорость (м/с) зависит не только от скорости химических реакций, но и от других факторов и в первую очередь от турбулентности в камере сгорания.

Так что величина массовой скорости сгорания – w' и линейная скорость – U , в совокупности определяют общую продолжительность процесса сгорания данной массы рабочей смеси, под которой понимается количество топлива, вступившего в реакцию в единице времени во всем объеме камеры сгорания, в кг/с или моль/с.

При этом величина массовой скорости сгорания – w' зависит от количества поданного в цилиндр топлива – w и объема камеры сгорания [57]:

$$w' = w \cdot V, \quad (1.17)$$

или

$$w' = U \cdot S \cdot \gamma \quad (1.18)$$

где w' - массовая скорость сгорания, кг/с;

w - количества поданного в цилиндр топлива, кг/(м³с).

V - объем охваченный зоной реакции, м³;

S - поверхность фронта пламени, м²;

γ - удельный вес исходной смеси, кг/м³.

В основу своих исследований в отношении оценки процессов сгорания К. Нейман [91, 137], положил скорость уменьшения концентраций топлива,

что сопоставимо со скоростью сгорания.

При этом он сделал допущение о бимолекулярном механизме реакций, полагая, что первичной реакцией является реакция между топливом и кислородом, а в дальнейшем все реакции протекают по цепочному механизму.

Таким образом, им было предложено кинетическое уравнение бимолекулярной реакции:

$$-\frac{dC_B}{dt} = k \cdot C_B \cdot C_{O_2}, \quad (1.19)$$

где $\frac{dC_B}{dt}$ - скорость концентрации топлива, кг·моль/(м³·с);

C_B и C_{O_2} - мгновенная значение концентрации топлива и кислорода в цилиндре, моль/м³;

k - мгновенные значения констант скорости реакции, м³/(моль·с).

При этом, согласно молекулярно – кинетическому обоснованию закона Аррениуса [41], уравнение константы скорости реакции определялось из соотношения:

$$k = S \cdot e^{-\frac{Q_a}{R \cdot T}}, \quad (1.20)$$

где S - константа столкновений, характеризует частоту столкновений реагирующих молекул;

Q_a - энергия активации, кДж/моль;

R - универсальная газовая постоянная кДж/(моль К);

T - абсолютная температура, К.

Рассматривая влияние турбулентной скорости сгорания на работу двигателя в работах [109, 115, 124] делается вывод о том, что средняя скорость пламени при сгорании топлива в двигателе, в основной фазе сгорания, связана с частотой вращения коленчатого вала двигателя линейной зависимостью:

$$U_m = U_o + k \cdot n \quad (1.21)$$

или

$$U_m \approx n. \quad (1.22)$$

Выражение (1.20) в работе [124] рассматривается в виде:

$$U_m = \sqrt{\frac{x_m + x_m}{\tau}} = U_\phi \sqrt{1 + \frac{l \cdot w'}{\tau}}, \quad (1.23)$$

где x_m , x_m - коэффициенты молекулярного и турбулентного переноса, м²/с;

l - масштаб турбулентности, м;

w' - пульсационная составляющая скорости потока, м/с;

τ - время реакции в зоне горения, с;

U_ϕ - скорость фронта пламени, м/с;

U_o - нормальная (линейная) скорости горения, м/с.

В работе [63] выделяются крупномасштабная и мелкомасштабная турбулентности.

Причем отмечается, что при мелкомасштабной турбулентности скорость пламени при сгорании топлива в двигателе пропорциональна нормальной скорости распространения пламени, которая зависит от

химических свойств топлива, используемого в рабочем процессе преобразования энергии в двигателе:

$$U_m \approx U_{н-но} \quad , \quad (1.24)$$

$$U_n = \sqrt{\frac{a}{t_p}} \quad , \quad (1.25)$$

где a - коэффициент температуропроводности, $\text{м}^2/\text{с}$;

t_p - время сгорания топлива во фронте пламени, с.

В работе Вибе И.И. [41], осуществлен вывод формулы, позволяющей осуществить расчет доли сгоревшего топлива в двигателях внутреннего сгорания, в зависимости от текущего момента времени или угла поворота коленчатого вала.

В основе исследования автором используются показатели скорости сгорания в виде удельной скорости сгорания – w (с^{-1}), относительной скорости сгорания - w_ϕ (1/град) и отвлеченной скорости сгорания w_o как безразмерной величины.

Эти значения скорости автором определены в зависимости от параметров времени, определяемых в рассматриваемой точке, обозначенной на индикаторной диаграмме [41].

Так в частности такими типичными моментами обозначены [41]:

- точка (Z) в которой температура сгорания топлива достигает максимума, а продолжительность сгорания выражена в виде t_z ;
- точка (m) при которой скорость сгорания достигает своего максимума, а время обозначается t_m ;
- точка, при которой достигнуто сгорание половины топлива, подаваемого в цилиндр двигателя, и обозначается - $t_{1/2}$.

Кроме этого, автором [41] вводится понятие «относительное время максимума скорости сгорания» τ_m , которое представляет собой параметр, характеризующий с качественной стороны процесс сгорания топлива в двигателе:

$$\tau_m \equiv \frac{t_m}{t_z}. \quad (1.26)$$

Теоретическая база в исследовании автором [41] построена с учетом теории цепных реакций [105, 106] за счет вовлечения относительной плотности эффективных центров реакции в данный момент времени - $\rho_{у.р.}$.

Анализируя и обобщая экспериментальный материал ряда исследований по сгоранию топлива в двигателях, автор приходит к выводу о возможном расчете плотности эффективных центров из соотношения

$$\rho_{у.р.} = k \cdot t^m, \quad (1.27)$$

где m - параметр, отображающий характер изменения во времени относительной плотности эффективных центров в процессе сгорания, которыми определяется характер протекания процесса;
 k - коэффициент пропорциональности.

Рассматривая методы расчета скорости сгорания, Вибе И.И. [41] условно разделяет их на две большие группы.

Первая из них включает аппроксимацию (простым математическим уравнением или несколькими уравнениями) линии сгорания индикаторной диаграммы, т.е. линии давления газов в функции изменения объема $P=f(V)$ или угла поворота коленчатого вала $P=f(\varphi')$.

Вторая группа включает методы расчета линии сгорания и использует уравнения термодинамики и скорости тепловыделения.

В дальнейших рассуждениях автор [41] дает обоснование уравнения выгорания, которое отображает следующим выражением

$$x = 1 - e^{c \left(\frac{t}{t_z} \right)^{m+1}}, \quad (1.28)$$

где $\frac{t}{t_z}$ - обеспеченное время сгорания;

t - общая продолжительность сгорания;

$c = \ln(1 - x_z)$ - постоянная величина, $c = -6,908$.

С учетом экспериментальных данных автором [41] выражение (1.28) приводится к виду:

$$x = 1 - e^{-6,908 \left(\frac{t}{t_z} \right)^{m+1}}. \quad (1.29)$$

Вибе И.И. [41] вводит следующие понятия скоростей сгорания топлива в двигателе и варианты их расчетов.

Удельной скорости сгорания в виде:

$$w = \frac{dx}{dt} = \frac{-c(m+1)}{t_z} \cdot \left(\frac{t}{t_z} \right)^m \cdot e^{c \left(\frac{t}{t_z} \right)^{m+1}}, 1/\text{с}. \quad (1.30)$$

Относительной скорости сгорания, относительно угла поворота коленчатого вала, в виде:

$$w_\phi = \frac{dx}{d\phi} = \frac{1}{6 \cdot n} \cdot \frac{dx}{dt} = \frac{-c(m+1)}{6 \cdot n \cdot t_z} \cdot \left(\frac{t}{t_z} \right)^m \cdot e^{c \left(\frac{t}{t_z} \right)^{m+1}}, 1/^\circ \text{П.К.В.} \quad (1.31)$$

Отвлеченной скорости сгорания в виде:

$$w_o = \frac{dx}{d\left(\frac{t}{t_z}\right)} = -c(m+1) \cdot \left(\frac{t}{t_z}\right)^m \cdot e^{c\left(\frac{t}{t_z}\right)^{m+1}}, 1/^{\circ}\text{П.К.В.} \quad (1.32)$$

Средней скорости сгорания в виде:

$$\bar{w}_{\varphi} = \frac{1}{\varphi_z}, \quad (1.33)$$

где φ_z - относительная продолжительность сгорания, выраженная в углах поворота коленчатого вала, $^{\circ}\text{П.К.В.}$

Средней скорости реакции в виде:

$$\bar{w} \approx \frac{1}{t_z}, \quad (1.34)$$

При этом отмечает, что некоторые приведенные скорости сгорания связаны между собой соотношением:

$$w = 6 \cdot n \cdot w_{\varphi} = \frac{w_o}{t_z}, \quad (1.35)$$

В работах [41, 80] особое внимание уделяется параметру (m) как показателю, характеризующему процесс сгорания в двигателе во взаимосвязи с кинетикой протекания цепных реакций.

К основным недостаткам отображения скорости сгорания по И. И. Вибе можно отнести следующие положения:

- рассмотрение процесса сгорания на основе анализа индикаторных диаграмм;
- необходимость наличия значительного количества эмпирических данных, отображающих работу конкретного типа и модели двигателя, с тем чтобы имелась возможность в получении достоверных параметров;
- неопределенность в понятии длительность сгорания, которая для разных двигателей будет иметь свои значения и зависит от условий газообмена, фаз газообмена;
- относительность понятий скорости и слабая связь с геометрическими соотношениями цилиндропоршневой группы.

При изучении процессов преобразования энергии в двигателях внутреннего сгорания многие исследования базируются на определении скорости процессов происходящих в дизеле.

При этом скорость таких процессов, как правило, рассматривается как некоторый косвенный показатель и не применяется в эксплуатационных и конструктивных расчетах параметров двигателя.

Динамика сгорания топлива в цилиндре двигателя является основополагающим и обобщающим показателем, который, в конечном итоге, влияет на параметры характеризующие работу двигателя и является первоосновой характеризующей теплофизические и термохимические процессы, происходящие в цилиндре дизеля.

Теоретически эти показатели исследованы и описаны достаточно глубоко, но экспериментально, из-за сложности замера параметров процесса внутри цилиндра, они не исследованы.

Кроме этого при анализе теоретических исследований названных показателей, отмечается некоторая неясность и противоречивость в их определении. Поэтому их не используют на практике при оценке показателей дизеля.

Это обуславливает потребность в поиске более приемлемого и простого показателя для оценки эффективности дизеля при выборе, а также оценки его эффективности на практике на основе реальных показателей его работы.

К таким показателям можно отнести: эффективную цилиндковую мощность (N_e , Вт) и среднее эффективное давление (P_e , Па) в цилиндре дизеля, а отношение эффективной цилиндковой мощности к среднему индикаторному давлению можно выразить в виде соотношения, названное нами «объемная скорость сгорания» ($V_{об}$, м³/с), [14, 15, 16]:

$$V_{об} = \frac{N_e}{P_e}. \quad (1.36)$$

Следует отметить, что это понятие используется редко, но при этом некоторые авторы косвенно получают из него общепринятые понятия: нормальная скорость сгорания [36], а также видимая и абсолютная скорости пламени [37, 134].

Понятие «объемная скорость сгорания» используется в других отраслях промышленности, например, в химической [98] и нефтегазовой отрасли [74], а также в вопросах связанных с пожарной безопасностью, но под таким понятием в них подразумевают, объем сгоревших нефтепродуктов за период времени.

Анализ более ранних зарубежных исследований показывает, что «объемной скорости сгорания» косвенно уделяли внимание Д. Брозе [37], В. Джост [134] и др.

Брилинг Н. Р. [36] при определении нормальной скорости сгорания в замкнутом объеме отмечает «скорость пламени определяется ... расширением продуктов сгорания», например, через скорость изменения объема мыльного пузыря при сгорании топлива, что по нашему мнению следует понимать как «объемная скорость сгорания».

Выводы по разделу 1

1. Обзор требований, предъявляемых к дизелю, при его выборе для морского судна, показывает, что этот выбор усложнен необходимостью решения многофакторных задач с высокой степенью неопределенности, в том числе неопределенности связей между экономическими, энергетическими, экологическими параметрами (на номинальном режиме) и массогабаритными показателями конструкции дизеля, что требует разработки показателя, объединяющего (взаимно увязывающего) выше упомянутые показатели и параметры, применение которого снижало бы степень неопределенности связей между ними.

2. Определено, что задача выбора дизеля, удовлетворяющего заданным требованиям, усложнена наличием на мировом рынке значительного количества модификаций дизелей, существенно отличающихся по конструкции и характеру реализации рабочих процессов, а отсутствие обобщающих показателей удовлетворяющих заданные требования не позволяет в явном виде оценить эффективность выбора дизеля с позиции соответствия его эксплуатационным характеристикам и экономическим показателям судна.

3. Обзор показателей характеризующих работу дизеля и требований к выбору дизеля, позволил выявить, что основными показателями (к которым предъявляется условия выбора) являются: мощность, эффективное давление, удельная масса дизеля, удельный эффективный расход топлива, число оборотов.

4. Установлено, что зависимости, отображающие конструктивные, энергетические, экономические и эксплуатационные параметры дизеля, по своей структуре оказываются взаимообусловленными, но преобладающее большинство параметров содержит не вполне определенную функциональную взаимосвязь.

5. На основе обзора показателей характеризующих работу дизеля, установлено, что одним из взаимно увязывающих параметров является скорость сгорания топлива, которая в численном виде, определяется различными исследователями в основном с использованием эмпирических данных полученных при специфических условиях проведения исследований, что привело к сложности определения скорости сгорания и множеству ее формулировок, например, линейная, массовая, фундаментальная и др., поэтому требуется применение наиболее приемлемого и простого показателя, в качестве которого, по нашему мнению, может выступить «объемная скорость сгорания», при этом определение ее связей с экономическими, энергетическими, экологическими параметрами (на номинальном режиме) и массогабаритными показателями конструкции дизеля требует дополнительных исследований.

РАЗДЕЛ 2

ОБОСНОВАНИЯ ВЫБОРА НАПРАВЛЕНИЯ И МЕТОДОВ ИССЛЕДОВАНИЯ

2.1 Актуальность исследований и основные понятия при выборе дизеля для судна

При выборе дизеля, в современных условиях, предъявляются определенное множество требований к экономическим, массогабаритным, техническим и экологическим параметрам его работы.

При обзоре требований, предъявляемых к дизелю, при его выборе для морского судна, проведенном в разделе 1, установлено, что выбор усложнен необходимостью решения многофакторных задач с установлением связей между экономическими, энергетическими, экологическими параметрами (на номинальном режиме) и массогабаритными показателями конструкции дизеля. При этом основными показателями (к которым предъявляется условия выбора) являются: мощность, эффективное давление, удельная масса дизеля, удельный эффективный расход топлива, число оборотов.

В этих условиях возникает необходимость разработки комплексной оценки судового дизеля при выборе его из группы аналогичных, а также разработки показателя, объединяющего (взаимно увязывающего) вышеупомянутые показатели и параметры.

Такой подход позволит выявить новые, а также конкретизировать уже существующие решения проблемы выбора эффективного для морского судна дизеля, с учетом взаимообусловленности параметров, характеризующих его работу. Возможность реализации такого подхода усложнена множеством недостаточно изученных факторов влияющих, как на комплексную оценку дизеля, так и на ее отдельные составляющие, что требует дополнительных теоретических и экспериментальных исследований.

Имеются попытки разработки интегральных показателей, оценивающих работу дизеля, которые можно использовать при его выборе для судна [13, 39, 72, 79].

Универсальных методов, которые бы описывали взаимосвязь комплексной оценки дизеля с совокупностью экономических, массогабаритных, технических и экологических характеристик дизеля еще не достаточно разработано.

При этом для разработки такого метода требуется, четко обозначить параметры, которые оказывают наибольшее влияние на вышеперечисленные характеристики.

Как отмечалось ранее, при размерной модернизации судна, когда с целью улучшения грузоподъемности и грузовместимости судна, улучшения его мореходных качеств, а также изменения назначения судна, например, превращением танкера в сухогрузное судно или контейнеровоз, а также при проектировании нового судна, особенно актуальным является вопросы выбора эффективных дизеля и вспомогательного дизелей [52, 87].

Под комплексной оценкой судового дизеля понимается совокупность характеристик: экономической, массогабаритной, технической и экологической. Указанные характеристики представляется возможным взаимоувязать между собой с помощью понятия «объемная скорость сгорания» - $V_{об}$ [14, 15, 73, 80, 81].

При этом под «объемной скоростью сгорания» предполагается скорость изменения объема в цилиндре дизеля за счет сгорания топлива в процессе его работы.

Учитывая, что работа поршня при изобарном расширении газа равна:

$$\int_{\tau_0}^{\tau_i} N d\tau = \int_{\tau_0}^{\tau_i} P_e \cdot V_{об} \cdot d\tau, \quad (2.1)$$

где N – мгновенная мощность цилиндра, Вт;

τ_0 – время начала сгорания топлива, с;

τ_z – продолжительность сгорания топлива, с;

P_e – эффективное давление, Па;

$V_{об}$ – объемная скорость сгорания, м³/с;

Преобразовав и проинтегрировав (2.1) найдем среднюю объемную скорость сгорания:

$$V_{об} = \frac{N_e}{P_e}, \quad (2.2)$$

Следует заметить, что показатель «объемная скорость сгорания» также характеризует степень использования давления, то есть мощность, получаемая с 1 Па эффективного давления и является показателем скорости сгорания в дизеле.

При этом показатель «объемная скорость сгорания» отвечает следующим требованиям:

- обеспечение оценки всеобщности признаков эффективности;
- сравнительная легкость получения его значений;
- возможность использования для оценки эффективности при создании и эксплуатации дизеля;
- обеспечение сопоставимости параметра при сравнительном анализе работы различных типов дизелей и их модификаций;
- возможность оценки внутрицилиндровых процессов с позиций влияния на их протекания, в зависимости от конструктивно-технологического исполнения цилиндропоршневой группы;
- взаимоувязка с современными результатами научных исследований;
- перспективность в поиске путей развития дизеля;

Это создает предпосылки для возможности комплексной оценки работы дизеля, а также выявления существенных факторов влияющие на его

показатели, в том числе его экономических, массогабаритных, технических и экологических характеристик эффективностей.

В качестве параметра характеризующего с экономическую эффективность дизеля принят удельный расход топлива, в общепринятом понимании который, определяется отношением массового расхода горючей смеси к эффективной мощности ($\text{г/кВт}\cdot\text{ч}$) [39, 45, 58, 94].

Под параметром, характеризующим массогабаритную эффективность, принята удельная масса дизеля, как показатель его металлоемкости, измеряемый отношением сухой массы дизеля к его эффективной мощности (кг/кВт) [39, 45, 58, 94].

Параметрами, которые характеризуют техническую эффективность дизеля в рассматриваемом нами вопросе приняты: эффективная мощность (кВт) и число оборотов коленчатого вала (об/мин).

Экологическая эффективность дизеля характеризуется в данной работе индексом эмиссии азота, который определяется отношением массы образовавшихся оксидов к массе сгоревшего топлива (г/кг) в дизеле [16, 38, 132].

Оценка взаимосвязи «объемной скорости сгорания» - $V_{об}$ с номинальных параметров работы дизеля и показателями эффективности, может осуществляться путем обработки статистических данных ряда дизелей, важнейшей частью которого является основная тенденция развития – математический тренд [102].

Математический тренд или математическое описание тенденции изменения объемной скорости сгорания, используется для наглядности и анализа процесса, а также для принятия решения в сложных задачах повышения эффективности дизеля методом структуризации и ранжирования его показателей [3, 7, 9, 10, 92, 127].

Такой подход позволяет подобрать эффективный дизель для морского судна при его постройке, а также при модернизации и ремонте в эксплуатации.

2.2 Основы системного подхода при оценке работы дизеля

Для определения целей и постановки задач исследования использовались методы системного анализа и системотехники [2, 10, 127, 100]. Такого плана подходы не являются типичными при описании особенностей работы дизеля и оценке его эксплуатационных свойств.

В этих условиях большей частью отдаются предпочтения термодинамическим и физико-химическим закономерностям в преобладающем большинстве работ [1, 27, 41, 60, 62, 105, 142]. Системность в исследованиях особенности работы дизеля прослеживаются у ряда ученых: И. И. Вибе, Н. Н. Семенов, К. Нейман, Е. К. Мазинг, Я. Б. Зельдович, Н. В. Иноземцев, А. С. Соколик, Н. Р. Брилинг, Н. Ф. Разлейцев, Р. З. Кавтарадзе, Д. Д. Брозе и др., что отмечалось в разделе 1.

В работе дизель рассматривается как некоторая большая система, конструктивно состоящая из трех подсистем, каждая из которых характеризуется своими параметрическими взаимодействиями между собой и окружающей средой.

К первой из названных подсистем нами отнесена подсистема $\{A\}$, обеспечивающая возможность преобразования тепловой энергии в механическую работу, обеспечивающую линейное перемещение поршня.

Ко второй, отнесена подсистема $\{B\}$, обеспечивающая передачу вращающего момента на движитель.

К третьей, отнесена подсистема $\{C\}$, обеспечивающая поддержание всей системы в номинальных температурных режимах.

Названные подсистемы находятся в постоянном взаимодействии и влияют на эффективность работы всей системы $\{\Sigma\}$, представляющей собой работу дизеля.

Так, что работа дизеля, представленная нами как система $\{\Sigma\}$, может быть выражена в виде соотношения (2.3):

$$\{\Sigma\} = \varphi(\{A\}, \{B\}, \{C\}) \quad (2.3)$$

Рассмотрение подсистем $\{A\}$, $\{B\}$ и $\{C\}$, с позиций их взаимодействия и условий взаимного влияния на эффективность функционирования всей системы $\{\Sigma\}$, представляющей работу дизеля, позволяет прийти к выводу о том что, функционирование подсистемы $\{A\}$, предопределяется ее способностью трансформировать (преобразовывать) некоторое количество подводимой энергии, в движущую поршень силу – F_A , в зависимости от режимов нагружения подсистемы $\{B\}$. Нами отмечалось, что между движущей поршень силой – F_A и силой препятствующей работе подсистемы - $\{B\}$, которую обозначим – F_B , должно существовать определенное соотношение - F_A/F_B , которое при работающей системе, вероятно, должно быть больше единицы,

$$\frac{F_A}{F_B} \geq 1. \quad (2.4)$$

Движущая поршень сила зависит от физико-химических процессов предопределяющих условия нарастания давления в цилиндре дизеля ΔP_A , благодаря чему и возникает эта сила – F_A . Причем F_A оказывается равной произведению нарастания давления – ΔP_A , на площадь поршня – S ,

$$F_A = \Delta P_A \cdot S. \quad (2.5)$$

В тоже время, нарастание давления ΔP_A зависит от величины сопротивления перемещению поршня в цилиндре, т.е. $\Delta P_A \sim F_B$.

По мере увеличения силы сопротивления (F_B) увеличивается длительность времени необходимого для протекания физико-химических реакций обеспечивающих объемное воспламенение топливовоздушной смеси – $\tau_{\text{фх}}$, что и способствует повышению темпа (интенсивности) нарастания давления ΔP_A и как следствие увеличению среднего интегрального давления в

цилиндре P_c . В частности на такой результат указывают практические исследования [85, 138], где отмечается изменение соотношений между давлением сгорания – P_z и средним индикаторным давлением – P_i . Вариационно такое соотношение P_z/P_i может достигать $7\div 10$ единиц.

Так что в теоретическом контексте можно пояснить такие вариации за счет полноты реакций происходящих в цилиндре дизеля, благодаря увеличению периода времени, в течение которого они происходят. К аналогичному выводу можно прийти в результате рассмотрения индикаторных диаграмм, характеризующих работу дизеля, снятых на различных режимах его нагружения.

При этом давление P_z и P_c увеличивается по мере нагружения дизеля, вследствие увеличения давления наддува и сопротивления движению судна.

Анализ индикаторных диаграмм при различных режимах нагружения (рис. 2.1) двухтактного малооборотного дизеля с изобарным газотурбинным наддувом 6S50MC-C с системой VIT позволил отметить, что на характерных участках наблюдаются отклонения в давлениях по мере изменения нагрузки.

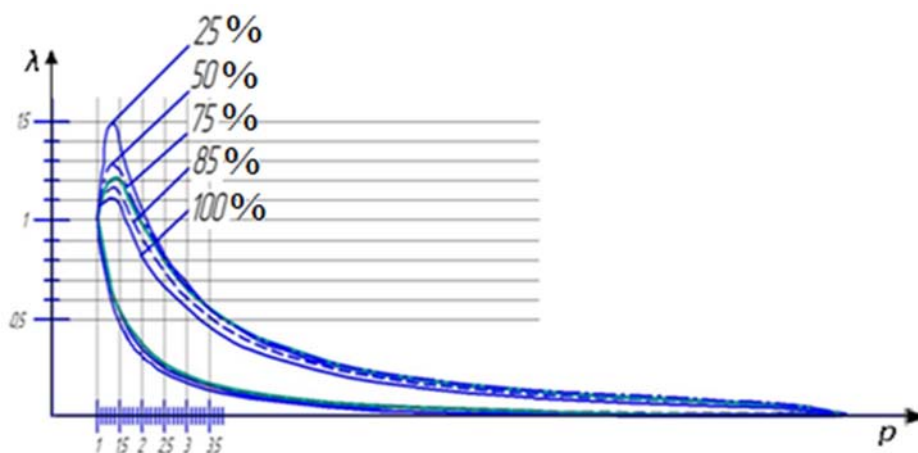


Рис. 2.1. Изменение степеней нарастания давления и предварительного расширения при изменении режимов нагружения.

В частности, степень нарастания давления – $\lambda = P_z / P_c$ уменьшается с повышением нагрузки, а степень предварительного расширения – $\rho = V_z / V_c$ незначительно понижается.

Следует заметить, у дизелей без наддува, в отличие от дизелей с наддувом, степень нарастания давления – λ и степень предварительного расширения – ρ увеличивается с повышением нагрузки, а P_c остается практически неизменным, что необходимо учитывать при анализе их параметров работы.

Наряду с рассматриваемыми процессами наиболее эффективным является экономичный режим работы дизеля, для которого характерен минимальный удельный расход топлива – $g_{e \min}$.

Наличие такого режима является фактом, свидетельствующим о существовании резерва в оптимизации на других режимах работы дизеля. В определенном смысле экономичный режим указывает на то, что регулирование работой дизеля происходит за счет ухудшения протекания процессов сгорания.

Эффект изменения мощности сопряжен исключительно благодаря количеству топлива подаваемого в цилиндр дизеля, без положительного изменения качественных составляющих, существенно влияющих на получение тепловой энергии.

Такой подход обусловлен сложившимися и, на наш взгляд, не вполне оправданными представлениями о способности к саморегуляции процессов протекающих в дизеле.

Таким образом, ставилась общая задача оценки работы дизеля, которая основывается на рассмотрении динамики изменения тепловыделения – $\frac{dQ}{d\tau}$, скорости нарастания давления – $\frac{dP}{d\varphi}$, и изменения мощности – N_e , от конструктивных и эксплуатационных факторов работы дизеля и их параметрической взаимосвязанностью друг с другом.

Так чтобы, представилось возможность исследовать характер влияния входящих в соответствующие выражения параметров на работу дизеля на комплексную эффективность дизеля.

2.3 Разработка описывающей модели взаимосвязей показателей дизеля

Отмеченные соотношения (2.3) характеризуют эффективность функционирования ранее выделенных подсистем – $\{A\}$, $\{B\}$ и $\{C\}$, входящих в систему $\{\Sigma\}$, в виде:

$$\{A\} = \frac{dQ}{d\tau}; \quad (2.6)$$

$$\{B\} = \frac{dP}{d\varphi}; \quad (2.7)$$

$$\{C\} = N_e. \quad (2.8)$$

Приведенные выражения (2.6 - 2.8) как отдельно взятые характеристики не обеспечивают оценки работы всей системы $\{\Sigma\}$.

Получение же наиболее общих параметров и зависимостей, которые бы позволили оценить систему $\{\Sigma\}$ связаны со значительными трудностями как теоретического, так и практического плана [39, 101, 110]. По этой причине взаимосвязь параметров $\frac{dQ}{d\tau}$, $\frac{dP}{d\varphi}$ и N_e нами представлена в виде модели (2.7):

$$\begin{cases} \frac{dQ}{d\tau} = 6n \frac{B_0}{\mu_T V} \cdot \frac{dx}{d\varphi} \\ \frac{dP}{d\varphi} = \left(\frac{k-1}{AV} \Psi B_0 Q_H^p \cdot \frac{dx}{d\varphi} - k \frac{P_H}{V} \cdot \frac{dV}{d\varphi} \right), \\ N_e = \xi F_{\Pi} H z n P_e \end{cases} \quad (2.9)$$

где $\frac{dQ}{d\tau}$ - скорость тепловыделения, Дж/с;

$\frac{dP}{d\varphi}$ - скорость нарастания давления, Па/⁰п.к.в;

N_e – эффективная мощность, Вт/⁰п.к.в;

n - число оборотов коленчатого вала дизеля, с^{-1} ;

B_0 - цикловая подача топлива, кг;

μ_T - кажущаяся молекулярная масса топлива, г/моль;

V - текущее значение объема цилиндра, м^3 ;

$\frac{dx}{d\varphi}$ - интенсивность выгорания топлива, $^0\text{п.к.в}^{-1}$;

k - показатель адиабаты;

Ψ - Коэффициент использования теплоты реального процесса;

A - термический эквивалент работы;

Q_H^p - низшая теплота сгорания топлива, Дж/кг;

P_H - давление вначале процесса, Па;

ζ - коэффициент пропорциональности,

z - коэффициент тактности;

$\frac{dV}{d\varphi}$ - скорость изменения объема, $\text{м}^3/^0\text{п.к.в}$;

F_{Π} - площадь поршня, м^2 .

На основании приведенных соотношений можно было бы принять интенсивность выгорания топлива $\frac{dx}{d\varphi}$ как обобщающий параметр для подсистем $\{A\}$, $\{B\}$ и $\{C\}$ но, не смотря на значительное количество исследований, окончательных результатов однозначно описывающих влияние конструктивных и эксплуатационных показателей работы дизеля на законы сгорания еще не получены [37, 41, 57, 91, 119, 134].

С другой стороны, было бы возможно использовать параметр изменения объема $\frac{dV}{d\varphi}$ и давления $\frac{dP}{d\varphi}$, но эти параметры во многом зависят от законов сгорания и скорости изменения энтропии в процессе которые также неоднозначно описываются. Отметим развернутые зависимости отображающие ($\equiv$) подсистему $\{A\}$ в (2.10):

$$\{A\} \doteq \frac{dQ}{d\tau} = 6n \frac{B_0}{\mu_T V} \cdot \frac{dx}{d\varphi}; \quad (2.10)$$

подсистему $\{B\}$ в (2.11):

$$\{B\} \doteq \frac{dP}{d\varphi} = \left(\frac{k-1}{AV} \Psi B_0 Q_H^P \cdot \frac{dx}{d\varphi} - k \frac{P_H}{V} \cdot \frac{dV}{d\varphi} \right); \quad (2.11)$$

и подсистему $\{C\}$ в (2.12):

$$\{C\} \doteq N_e = \xi F_{\Pi} H z n P_e. \quad (2.12)$$

Таким образом, задача исследования взаимно увязывающего показателя описана в неявной системе соотношений (2.10-2.12) отображающей множество значений наиболее общей системы $\{\Sigma\}$.

При этом дескриптивная [92] (описывающая) модель взаимосвязей показателей дизеля, позволяющая установить направление исследования взаимно увязывающего показателя, $V_{об}$ и повысить информативность рабочего процесса дизеля.

$$\{\Sigma\} \doteq \left\{ \begin{array}{l} \frac{dQ}{d\tau} = 6n \frac{B_0}{\mu_T V} \cdot \frac{dx}{d\varphi} \\ \frac{dP}{d\varphi} = \left(\frac{k-1}{AV} \Psi B_0 Q_H^P \cdot \frac{dx}{d\varphi} - k \frac{P_H}{V} \cdot \frac{dV}{d\varphi} \right) \\ N_e = \xi F_{\Pi} H z n P_e \end{array} \right\} \Rightarrow V_{об}. \quad (2.13)$$

Решение поставленной задачи может быть осуществлено при соответствующих ограничениях, относящихся к скорости сгорания $\frac{dx}{d\varphi}$, интенсивности нарастания давления $\frac{dP}{d\varphi}$ и интенсивности изменения объема $\frac{dV}{d\varphi}$. Однако такие ограничения взаимосвязаны между собой и зависят

как от конструкции дизеля, так и от его режимов нагружения, хотя и известны формальные параметры их характеризующие (см. раздел 1).

В общем виде отмеченные ограничения, исходя из анализа исследований, могут быть отнесены к разряду не строгих (меняющихся по мере развития конструкции дизеля и применяемых материалов).

Структурно отмеченные ограничения, с позиции теории множеств, запишутся в следующем виде:

$$\frac{dx}{d\varphi} \Leftrightarrow \frac{dP}{d\varphi} \Leftrightarrow \frac{dV}{d\varphi}. \quad (2.14)$$

В структурно логическом отношении поставленная задача формулируется следующим образом.

Требуется определить такой интегральный показатель - $V_{об}$, который бы отображал характер интенсивности изменения внутренней энергии рабочего тела, интенсивности изменения тепла $\frac{dQ}{d\tau}$ в цилиндре дизеля, во взаимосвязи с изменяющимся объемом $\frac{dV}{d\varphi}$, при котором интенсивность нарастания давления $\frac{dP}{d\varphi}$ и мощности дизеля N_e , в наибольшей степени соответствовали режиму нагружения, т.е. сопротивлению движения судна.

Как ранее отмечалось, в роли такого интегрального показателя может выступить «объемная скорость сгорания».

Учитывая неопределенность параметров входящих в систему (2.13), а также их неявно выраженную взаимосвязь, в работе поиск взаимосвязи показателя «объемной скорости сгорания» с показателями работы дизеля осуществлялся с использованием методов дедукции, ранжирования, системного анализа, подобия, синтеза, оптимизации и статистической обработки параметров современных судовых дизелей [2, 3, 4, 24, 21].

2.4 Методологические основы структуризации и оценки показателей дизеля при его выборе

В современных условиях развития транспортных систем с преобразованием энергоносителей в механическую энергию, например, в дизелях, остро стоят вопросы повышения коэффициента полезного действия всей системы преобразования энергоносителя, рационального использования природных энергоресурсов и экологической защиты окружающей природной среды.

Преобразование энергоносителей представляет собой весьма сложную по структурности систему, включающую в себя определенное множество объектов и процессов, взаимосвязанных друг с другом разносторонними параметрами и показателями, порой не совместимыми и противоречивыми.

Как показывает анализ отечественных и зарубежных исследований, они в основном направлены на решение названных проблем отдельно по конкретным объектам и процессам системы преобразования энергоносителя, например: конструкции дизелей внутреннего сгорания, энергетического состава топлива, компонентов повышающих эффективность его использования и тому подобное, а также взаимодействия параметров дизеля с показателями движения судна.

Такой подход не позволяет в полной мере комплексно оценить эффективность системы преобразования энергоносителя, с учетом рационального использования природных энергоресурсов и защиты окружающей среды

Повышение эффективности системы преобразования энергоносителя в дизеле, возможно на основе разработки методологии оценки в совокупности параметров процессов и объектов с использованием основ логистики и синтеза, а также современных методов информационных технологий и моделирования систем [7, 10], что приведет к повышению информативности процессов и объектов работы дизеля.

При этом решаются следующие задачи:

- разработка с позиций логистики концептуальной модели структуры и развития, декомпозиции и последующего синтеза системы преобразования энергоносителя в дизеле;
- рассмотрение алгоритма исследования и метода достижения эффективности функционирования операций системы преобразования энергоносителя;
- выбор, с позиций синтеза, модели распределения числа и видов процессов и объектов, а также главной задачи стратегического развития системы преобразования энергоносителя.
- предложение этапности анализа и метода достижения результативности решения поставленных задач по повышению эффективности системы преобразования энергоносителя.

Результат реализации системы преобразования энергоносителя представляет собой оценку процесса преобразования энергоносителя - как объекта, в процессную тепловую энергию.

Логистический процесс развития системы преобразования энергоносителя и ее структуры можно выразить через категории опредмечивания и распредмечивания [9, 10, 118].

Суть опредмечивания в данном случае состоит в том что, используя накопленный опыт, выбирается дизель с определенной полезностью.

Распредмечивание происходит при использовании дизеля в эксплуатации - т.е. специалистами он познается в действии и получает дальнейшее развитие.

Система преобразования энергоносителя включает в себя значительное количество элементов, характеризующихся многочисленными весьма сложными параметрами и ситуациями.

Концептуальная модель структуры и развития, декомпозиции и последующего синтеза системы преобразования энергии с позиций информативности и логистики можно представить в следующем виде [10]:

$$\Pi_{\max} \Theta \cup J(\oplus \cap L) = \cup \exists [\max(\vec{O} \vec{R})] J \{ \cap V[(\lambda, \xi, v, \rho) \in V] \}, \quad (2.15)$$

где максимальная полезность ($\Pi_{\max}$) системы преобразования энергоносителей (Θ), совместно ($\cup$) с множеством (J) взаимозависимых ($\cap$) техногенных ($\oplus$) и социальных (L) условий, определяется ($=$) совместной ($\cup$) эффективностью ($\exists$) максимальных ($\max$) векторов опредмечивания ($\vec{O}$) и распредемечивания ($\vec{R}$) множества (J) взаимосвязанных ($\cap$) объектов (V), с принадлежащими ($\in$) им элементами (λ), схемами преобразования энергии (ξ), способами реализации схем преобразования энергии (v) и конечными результатами (ρ).

Для постановки решаемой задачи выбора эффективного дизеля и разработки метода ее достижения воспользуемся алгоритмом исследования операций [2].

Условия, в которых появилась задача.

- Существует энергоноситель, жидкое топливо (*жт*), которое необходимо преобразовать в механическую энергию (*мн*) на определенных этапах системы преобразования энергоносителей, начиная от этапа поступления энергоносителя в систему (*пн*) и заканчивая этапами выпуска в окружающую среду (*пт*) продуктов преобразования («транспортировки» *жт* в системе преобразования энергоносителя) энергоносителя, с наименьшими экономическими затратами (*нэi*), при сохранении: требуемых параметров, например, температуры ($T_{\text{жсi}}^0$), соответствующего агрегатного состояния (*ажсi*), ее качества и количества и тому подобное.

Система преобразования энергоносителя является техногенноопасной и значительно дополнительно энергопотребляемой, в том числе и при добавке сжатого воздуха, энергообработки топлива и тому подобное.

- Существует несколько вариантов *vi* преобразования энергоносителей *жт* в зависимости от: конструкции используемого преобразователя энергии

(mc), особенностей технологического процесса преобразования, агрегатного состояния энергоносителя ($ajci$), показателей окружающей среды, продолжительности процесса и другого.

- В каждом варианте, при их реализации, достигаются соответствующие результаты (Oi). При рассмотрении проблемы обозначим результаты: $O1$ - у сложившегося варианта системы преобразования энергоносителя, $O2$ - у стратегического, более эффективного.

- Основная цель исследования: разработать стратегический вариант системы преобразования энергоносителя $Жm$ с наименьшими экономическими затратами $Пэмi$, минимальным воздействием системы преобразования энергоносителя на окружающую среду ($Восi$), минимальным энергопотреблением ($Ээнi$) по сравнению со сложившимся вариантом системы преобразования энергоносителя при условии [8]:

$$\{Пэм1, Вос1, Ээн1\} > \{Пэм2, Вос2, Ээн2\} \rightarrow \min, \quad (2.16)$$

где индексы 1 означают существующий вариант, а индексы 2 – перспективный.

- Каждому реализуемому Bi варианту системы преобразования энергоносителя соответствует некоторая вероятность P получения результата Oi [3]:

$$P(Oi|Жm, Bi, Tn). \quad (2.17)$$

При сравнении вариантов по результатам для соответствующего варианта Oi и Oj системы преобразования энергоносителя должно соблюдаться условие, что варианты не равноценны:

$$P(Oj|Жm, B1, Tn) \neq P(Oi|Жm, B2, Tn), \quad (2.18)$$

Причины, усложняющие задачу:

- Задача возникает не перед отдельным субъектом системы преобразования энергоносителя, а перед целой их группой: подача энергоносителя, сама система преобразования энергоносителя, результаты потребления преобразованного энергоносителя, их объекты и процессы связанные с энергоносителем.

- Изменение параметров энергоносителя и его балластных составляющих влияет на эффективность варианта и параметры объектов и процессов системы преобразования энергоносителя.

- Число рассматриваемых вариантов более двух.

- Целей может быть несколько, а сами цели несовместимы. Число целей зависит от количества участвующих субъектов в системе преобразования энергоносителя, а их совместимость зависит от поставленного субъектами условий (требований).

- Желание и способности каждого субъекта существенно влияют на результативность варианта.

- На принятое решение по определенному варианту могут оказывать влияние не участвующие в системе преобразования энергоносителя субъекты, в том числе: внутригосударственные и межгосударственные интересы, климатические факторы, общественное мнение и т.п.

Информация, необходимая для постановки задачи.

- Кто принимает решение и какова его цель? Управляющим механизмом в системе преобразования энергоносителя являются экономические и технические показатели всех объектов и процессов составляющих логистическую цепочку процесса преобразования энергоносителя, начиная от его производства и заканчивая результатами его использования [96].

Основой для составления эффективной логистической цепочки являются положения, представленные лицом принимающим решение [96]. В

качестве лица принимающим решение может быть отдельный эксперт, их группа, например, конструкторы, технологи и т.п.

- Условия функционирования системы преобразования энергоносителя.

Для записи в математической форме, условий функционирования определенного варианта системы преобразования энергоносителя можно воспользоваться выражением [108].

$$R - R_i \geq 0 \text{ и } \rightarrow \max, \quad (2.19)$$

где R , R_i - соответственно, запланированный и минимально достижимый объём работ в стоимостном выражении в определённом i -м варианте системы преобразования энергоносителя.

За величину запланированного объема работ системы преобразования энергоносителя принимаем объём работ сложившийся в существующей системе преобразования энергоносителя при условиях:

- количество P энергоносителя на всех этапах постоянно:

$$P = \text{const}; \quad (2.20)$$

- затраты энергетических ресурсов в системе: планируемые ($\text{Э}_{\text{пл}}$) и минимально достижимые ($\text{Э}_{\text{нi}}$) не равны

$$\text{Э}_{\text{пл}} - \text{Э}_{\text{нi}} > 0; \quad (2.21)$$

- экологические затраты: $\text{Э}_{\text{кпл}}$ – планируемые и $\text{Э}_{\text{ки}}$ - минимально достижимые, также не равны

$$\text{Э}_{\text{кпл}} - \text{Э}_{\text{ки}} > 0; \quad (2.22)$$

- фактическое время преобразования энергоносителя $T\phi\delta$ меньше или равно запланированному $T\delta\delta$:

$$T\phi\delta \leq T\delta\delta. \quad (2.23)$$

Модель распределения числа x и видов r -их работ и k -х объектов (процессов) между i -ми составляющими системы преобразования энергоносителя можно описать выражением [108]

$$R^* = \min \sum X_{ikr} C_{ikr}, \quad (2.24)$$

при условиях:

$$x_{ikr} \geq 0; \quad (2.25)$$

$$\sum_i x_{ikr} \leq q_{ir}; \quad (2.26)$$

$$\sum_k x_{ikr} = P_{ir}; \quad (2.27)$$

где x_{ikr} – число работ (x) для i -го участника с их видами (r) на k -х объектах;

C_{ikr} – стоимость работы r -го вида, на k -м объекте, у i -го участника;

q_{ir} – возможности для выполнения объема работ у i -го участника;

P_{ir} – суммарный запланированный объем работ в системе преобразования энергоносителя.

Условие (2.11) требует возможности выполнения определенного объема работ у i -го участника системы преобразования энергоносителя, а условие (2.12) требует соответствия возможной производительности работ у

i -го участника, запланированной для него в системе. Равенство (2.13) учитывает выполнение объема работ i -ми участниками.

Задачи (2.10) - (2.13) относятся к классу многокритериальных [108], целесообразно использование методов многоцелевого программирования с участием лица принимающего решение [122].

- Цели каждого субъекта договорных обязательств базируется на общей цели системы преобразования энергоносителя, которая имеет многокритериальную основу разработанную лицом принимающее решение.

- Основными аспектами системы преобразования энергоносителя, на которые может непосредственно влиять лицо принимающее решение, т.е. управляемые переменные (x_i) системы: температурные режимы (T_m °C) и агрегатное состояние энергоносителя ($A_{ж}$), параметры ($Поб$) используемых объектов и процессов ($П_{мц}$), продолжительность работ по времени ($t_{тр}$).

Диапазон изменения значений переменных (ограничения или условия) находится в пределах:

- температурные режимы теплоносителя: Max - температура преобразования ($T_{нл}$), хранения ($T_{хр}$), подачи топлива в системе преобразования энергоносителя ($T_{сл}$); Min - допустимая наименьшая температура агрегатного состояния ($T_{ас}$), но не ниже в окружающей среде ($T_{ос}$);

- агрегатные состояния энергоносителя: жидкое, твёрдое и другие;

- параметры используемых объектов ($П_{об}$) и процессов ($П_{мц}$) системы преобразования энергоносителя находятся в пределах, регламентируемых соответствующими нормами, расчётами, допусками и т.п.

- продолжительность преобразования энергоносителя ($t_{мр}$), регламентируется скоростью его подачи, преобразования в системе преобразования энергоносителя, а также продолжительностью операций эвакуации остаточных от преобразования продуктов.

- Неуправляемые переменные (Y_i) влияющие на результаты системы преобразования энергоносителя:

- температура внешней среды (T_{oc}) и её климатологические характеристики (направление и скорость ветра, влажность воздуха и т.п.);
- случайные аспекты процесса преобразования, влияющие на увеличение времени работы системы преобразования энергоносителя (Δt_{mp});
- значения надежности (K_{em}) объектов системы преобразования энергоносителя и особенно их конструкции;
- квалификация персонала, обеспечивающего системы преобразования энергоносителя (K_{nrc}) и качество управления (K_{ynp}) процессом преобразования.

Отличительные особенности исследований системы преобразования энергоносителя.

- Необходим системный подход к исследованию, учитывающему как можно большее число объектов и операций в системе.

- Использование комплексных научных коллективов: транспортников, теплотехников, экологов и др., которые могут подвергнуть анализу работу системы преобразования энергоносителя .

- Создание операционных моделей системы в целом, а затем экспериментирование на уровне объектов и процессов.

Операционная модель системы преобразования энергоносителя может быть представлена в виде уравнения [2]:

$$U = f(x_i, y_i), \quad (2.28)$$

где U - полезность критерия, характеризующего качество системы;

f - функция, задающая соотношения между U , x_i и y_i ;

x_i - управляемые переменные;

y_i - переменные (и постоянные), не поддающиеся управлению, но влияющие на U .

- Поскольку исследование системы преобразования энергоносителя является целью улучшения качества ее функционирования, то результаты исследований должны быть внедрены и оценены.

- Задачи, рассматриваемые в системе преобразования энергоносителя, носят детерминированный характер, т.к. каждый выбранный вариант приводит к единственному результату.

- Чтобы определить управляемость системы преобразования энергоносителя и перечень управляемых и неуправляемых задач, необходимо детально знать систему.

- Критерий, применяемый при решении этой задачи, должен представлять собой предельный случай максимизации ожидаемой полезности.

- Главной задачей развития системы преобразования энергоносителя, является решение вопросов структуры ее объектов и процессов, обеспечивающей получение максимальной полезности.

Исходя из изложенного, главная задача синтеза объектов и процессов в системе преобразования энергоносителя в общем аналитическом виде может быть представлена [2]

$$Max_{C_i} [U(C_i) = U(O_j | C_i)], \text{ при } P(O_j | C_i) = 1.0, \quad (2.29)$$

где P - вероятность получения возможных результатов;

C_i - рассматриваемый вариант;

O_j - ожидаемый результат;

U - критерий оценки варианта системы преобразования энергоносителя.

Достижение необходимой результативности решаемой задачи (2.29) возможно при тщательном анализе сложившейся системы с позиций ее процессности.

При этом предусматриваются следующие этапы анализа системы преобразования энергоносителя:

- декомпозиция системы преобразования энергоносителя на относительно противоречивые самостоятельные три блока: подготовка энергоносителя, его преобразование;
- выделение интересов - компромиссов этих блоков и разработка обобщенного критерия, обеспечивающего более эффективное функционирование и развитие системы;
- декомпозиция блоков на объекты и процессы, выявление их роли в общей системе преобразования энергоносителя и исследование функциональных признаков и возможностей каждого из них;
- осуществление синтеза объектов и процессов на логистической основе отдельно для каждого блока, с учетом их компромиссных взаимоотношений.

Для решения поставленной задачи используются методы связанные воедино с человеком - машинными процедурами [4, 122].

Также представляется целесообразным применение интегральных [122] показателей, позволяющих выявить в явном виде взаимосвязи объектов и процессов в дизеле внутреннего сгорания.

Рассмотренные методологические основы логистического подхода учитывающего структурную взаимосвязь параметров процессов и объектов, их взаимовлияние в системе преобразования энергоносителей, позволяют более полно оценить результативность системы, а также наметить пути повышения ее эффективности с учетом рационального использования природных энергоресурсов и экологической защиты окружающей среды.

Исходя из этого, задачи исследований, сформулированные во введении к данной работе, должны решаться с учетом выбранного направления исследований. Для решения поставленной задачи в данной работе разработана технологическая карта научных исследований, рис. 2.2.

Технологическая карта научных исследований

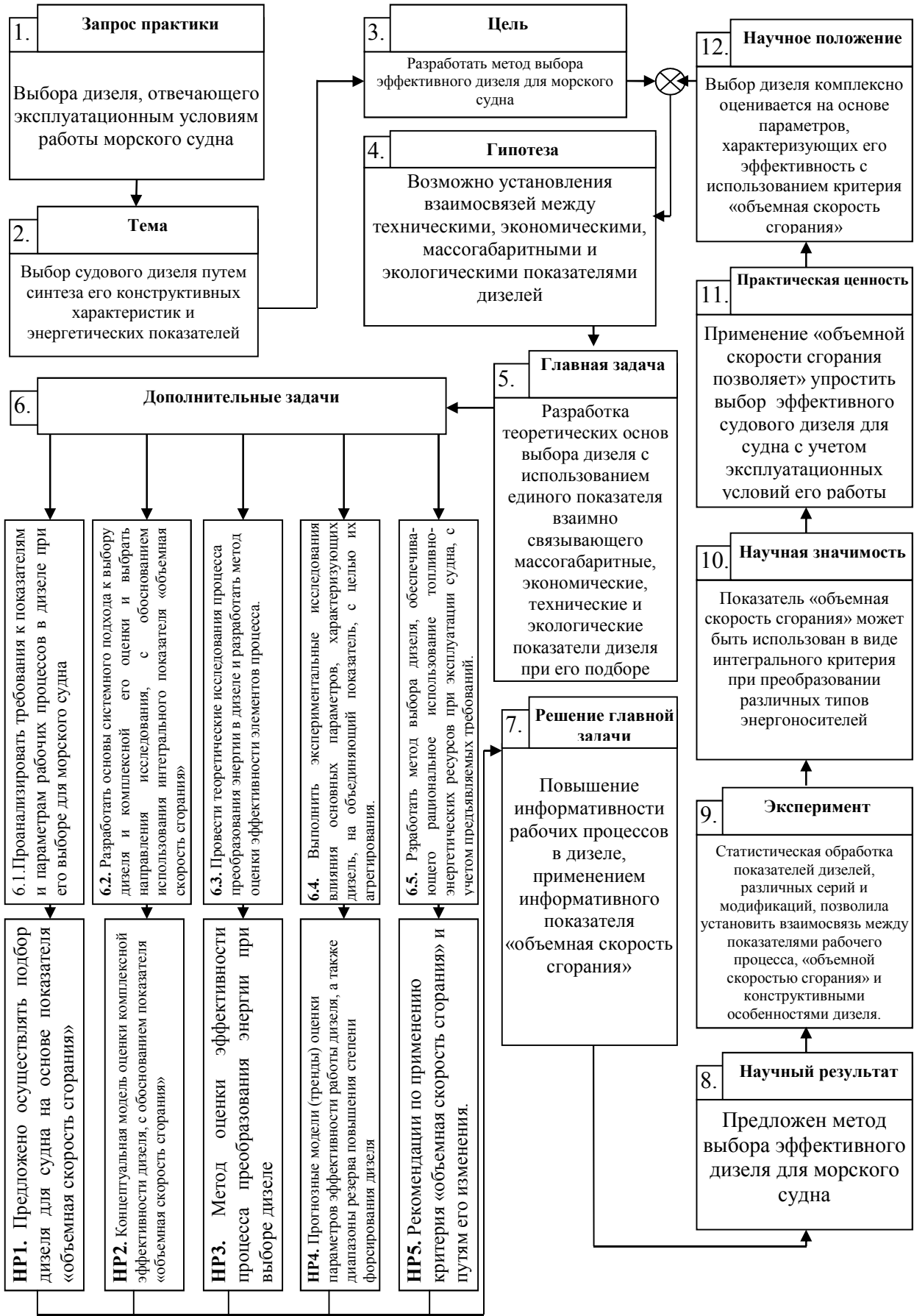


Рис. 2.2. Технологическая карта научных исследований

Выводы по разделу 2

1. Установлено, что актуальность вопросов выбора эффективного главного дизеля и вспомогательных, при модернизации и постройки морских судов, являются предпосылкой к теоретическим и экспериментальным исследованиям существенных факторов, влияющих на показатели комплексной эффективности дизеля, и взаимоувязывающих экономическую, массогабаритную, техническую и экологическую эффективности, на основе интегрального показателя, в качестве которого выступает понятие «объемная скорость сгорания».

2. В основу исследования понятия «объемная скорость сгорания» следует положить системный подход к комплексной оценке показателей и эффективности работы дизеля, на основе разработанной модели взаимосвязи показателей работы дизеля, что позволяет взаимоувязать «объемную скорость сгорания» с показателями его эффективности.

3. При исследовании повышения эффективности системы преобразования энергоносителя и потребления вырабатываемой в дизеле энергии целесообразно использовать основы логики и синтеза с учетом процессов происходящих в дизеле, а также применять современные методы моделирования систем, что позволит разработать основы методологии оценки совокупности параметров процессов и объектов при выборе дизеля.

РАЗДЕЛ 3

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ РАБОТЫ ДИЗЕЛЯ И ЕЕ ОЦЕНКИ НА ОСНОВЕ ОБЪЕМНОЙ СКОРОСТИ СГОРАНИЯ

3.1 Исследование условий смесеобразования в цилиндре дизеля, как фактора учитываемого при оценке сгорания топлива на основе объемной скорости сгорания

Исследования в области процессов смесеобразования и сгорания топливовоздушной смеси [46, 76, 126, 133, 139, 140] позволяют прийти к выводу о существовании некоторых противоречий в части описания внутрицилиндровых процессов.

На процессы смесеобразования и горения в цилиндре дизеля влияют как конструкционные параметры, например, конструкция форсунки и ее расположение, диаметр отверстий распылителя, размеры и физико-химические свойства материалов цилиндропоршневой группы, так и эксплуатационные параметры дизеля: давление впрыска, фракционный состав и температура топлива, давление наддува, температура и влажность воздуха, нагрузка на дизель и т.п.

Помимо названных параметров существенными оказываются угол опережения впрыска топлива и фазы газораспределения [46, 126].

При движении струи топлива в воздухе создается попутное воздушное течение, которое захватывается струей топлива, в результате трения скорость струи уменьшается, т.к. воздушная среда оказывает сопротивление движению [126].

Таким образом, угол расширения струи зависит от плотности воздуха, вязкости топлива, диаметра соплового отверстия, скорости истечения топлива, формы насадка и чистоты его внутренней поверхности и может быть рассмотрен по схеме, представленной на рис. 3.1, [126].

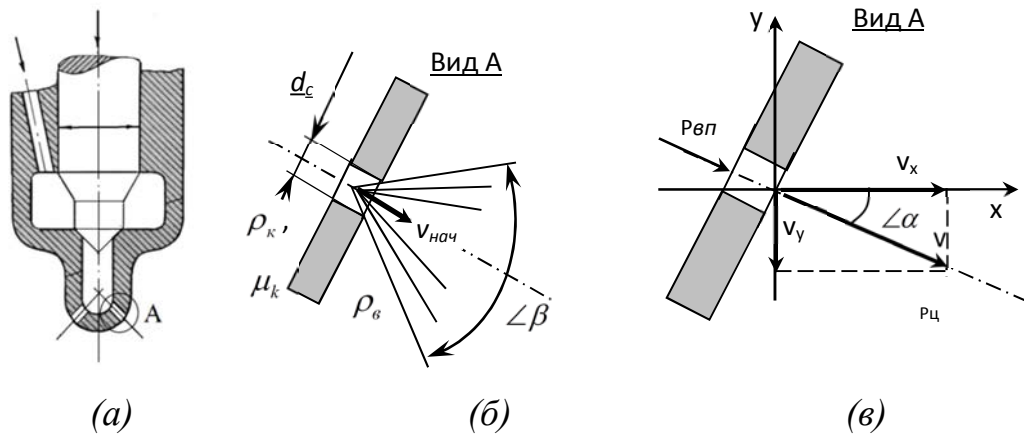


Рис. 3.1. Схема конструкции и истечения топлива «нормального» распылителя:

а – общий вид нормального распылителя; *б* - схема для расчета угла расширения струи; *в* - схема для расчета скорости струи.

Влияние основных конструктивных и эксплуатационных параметров на угол расширения струи наиболее полно рассматривался в работах [82, 125].

При этом, для расчета угла расширения струи, на основе анализа исследований, рекомендуется выражение [82]:

$$\operatorname{tg} \beta = C_{\text{рас}} \operatorname{Re}_{\text{рас}}^{0,5} Fr^{0,125} \left(\frac{\rho_{\text{в}}}{\rho_{\text{к}}} \right), \quad (3.1)$$

где β - угол раскрытия струи, град.;

$C_{\text{рас}}$ - безразмерный коэффициент характеризующий форму, размеры и чистоту обработки распылителя, а также участок струи;

$\rho_{\text{в}}$ - плотность воздуха, кг/м³;

$\rho_{\text{к}}$ - плотность топлива, кг/м³;

$\operatorname{Re}_{\text{рас}}$ - число Рейнольдса;

Fr - число Фруда.

Начальная скорость струи через сопло распылителя, может быть выражена зависимостью, [53]:

$$v_{нач} = \varphi \sqrt{\frac{2(P_{ен} - P_{ц})}{\rho_k}}, \quad (3.2)$$

где φ - коэффициент истечения отверстия;

$P_{ен}$ - давление впрыска во внутренней полости распылителя, МПа;

$P_{ц}$ - давление в цилиндре дизеля, МПа.

В процессе движения струя распадается на капли при этом скорость капли в зависимости от направления струи топлива (рис. 3.1, в):

$$v = \sqrt{v_x^2 + v_y^2}, \quad (3.3)$$

где v, v_x, v_y - скорость движения струи и ее векторы по осям, м/с.

Уравнение движения капли с учетом сопротивления среды [88, 125]:

$$v_x = v_{нач} \sin \alpha + \left(g - \frac{kv_x^2}{2}\right)\tau, \quad (3.4)$$

$$v_y = v_{нач} \cos \alpha - \frac{kv_y^2}{2}\tau, \quad (3.5)$$

где α - угол отклонения направления струи относительно горизонта, град

$\kappa = \frac{C\rho F_{\kappa}}{m_{\kappa}}$ - обобщенный коэффициент сопротивления среды, м⁻¹;

F_{κ} - лобовая площадь капли, м²;

m_{κ} - масса капли, кг;

C - безразмерный коэффициент аэродинамического сопротивления;

τ - время движения, с.

Преобразовав выражение (3.4, 3.5) в квадратное уравнение, имеем:

$$v_x = \frac{-1 + \sqrt{1 + 2k\tau(v_{нач} \sin \alpha + g\tau)}}{k\tau}; \quad (3.6)$$

$$v_y = \frac{-1 + \sqrt{1 + 2k\tau v_{нач} \cos \alpha}}{k\tau} \quad (3.7)$$

Подставив (3.6) и (3.7) в (3.3) и продифференцировав, получим, уравнение изменения скорости потока струи:

$$\begin{aligned} \frac{dv}{d\tau} = & \frac{(-1 + \sqrt{1 + 2k\tau v_{нач} \cos \alpha})(2kv_{нач} \cos \alpha + 2\tau v_{нач} \cos \alpha \frac{dk}{d\tau})}{\sqrt{1 + 2k\tau v_{нач} \cos \alpha}} + \\ & \frac{(2kg\tau + 2k(g\tau + v_{нач} \sin \alpha + 2\tau dk(10\tau + v_{нач} \sin \alpha)))(-1 + \sqrt{1 + 2k\tau(v_{нач} \sin \alpha + g\tau)})}{2k\tau \sqrt{(-1 + \sqrt{1 + 2k\tau v_{нач} \cos \alpha})^2 + (-1 + \sqrt{1 + 2k\tau(v_{нач} \sin \alpha + g\tau)})^2}} + \\ & - \frac{\sqrt{(-1 + \sqrt{1 + 2k\tau v_{нач} \cos \alpha})^2 + (-1 + \sqrt{1 + 2k\tau(v_{нач} \sin \alpha + g\tau)})^2}}{\tau^2 k} - \\ & - \frac{\sqrt{(-1 + \sqrt{1 + 2k\tau v_{нач} \cos \alpha})^2 + (-1 + \sqrt{1 + 2k\tau(v_{нач} \sin \alpha + g\tau)})^2}}{\tau k^2} \frac{dk}{d\tau}. \quad (3.8) \end{aligned}$$

Отметив для уравнения (3.8) границы движения потока струи по оси x , определяем условия характера процесса смесеобразования:

$$\int_{\tau_{en}}^{\tau_k} v_x d\tau \leq R_k, \quad (3.9)$$

где R_k - горизонтальное расстояние от распылителя до стенки цилиндра, м.

Аналогично по оси у граница движения потока струи:

$$\int_{\tau_{н\text{ен}}}^{\tau} v_y d\tau \leq \frac{\int_{\tau_{н\text{ен}}}^{\tau} dV}{\pi R^2}, \text{ при } \tau \leq \tau_{\text{вмт}}, \quad (3.10)$$

$$\int_{\tau_{\text{вмт}}}^{\tau} v_y d\tau \leq \frac{\int_{\tau_{\text{вмт}}}^{\tau} dV}{\pi R^2}, \text{ при } \tau > \tau_{\text{вмт}}, \quad (3.11)$$

где $\tau_{н\text{ен}}$ - время начала впрыска, с;

V - объем цилиндра участвующего в процессе, м³;

R - радиус цилиндра, м;

$\tau_{\text{вмт}}$ - время, при котором поршень достигнет верхней мертвой точки, с.

Следовательно, если условие (3.9), а также (3.10) или (3.11) выполняется, то наблюдается объемное смесеобразование, если условия не выполняются то пленочное.

Во время полета капли на нее действуют процессы тепло- массообмена, в наибольшей степени испарение, которое характеризуется объемной скоростью испарения [104, 111]:

$$\frac{dV_k}{d\tau} = \frac{1}{K_{исп} 4\sqrt{\pi}} \sqrt{F_k^n - \frac{\tau}{K_{исп}}}, \quad (3.12)$$

где V_k - объем испарившейся капли, м³;

F_k^n - площадь поверхности капли топлива, м²;

$K_{исп}$ - константа испарения топлива, с/м².

Влияние температуры и скорости воздуха на константу испарения дизельного топлива и мазута М40 исследовалось в работе [126].

На основании этих исследований, нами определены эмпирические зависимости расчета константы испарения для интервала рабочих температур в камере сгорания для дизтоплива (3.13), а так же мазута М40 (3.14):

$$\frac{1}{K_{исп}^{д.м.}} = 0,115\nu + 0,0032T_{г} - 1,2926; 550 \text{ K} \leq T_{г} \leq 2000 \text{ K}, \quad (3.13)$$

$$\frac{1}{K_{исп}^{маз.}} = 0,163\nu + 0,0028T_{г} - 1,763; 650 \text{ K} \leq T_{г} \leq 2000 \text{ K}, \quad (3.14)$$

где $K_{исп}^{д.м.}$ - константа испарения дизельного топлива, с/м^2 ;

$K_{исп}^{маз.}$ - константа испарения мазута, с/м^2 ;

$T_{г}$ - температура воздуха, К.

Следует отметить, что эмпирические коэффициенты стоящие перед переменными в выражении (3.13), аналогично и в выражении (3.14), имеют размерность, для: 0,115 - [м]; 0,0032 - [$\text{м}^2/(\text{с} \cdot \text{К})$]; 1,2926 - [$\text{м}^2/\text{с}$].

На основании выполненных исследований можно отметить, что расчет объемной скорости испарения капли топлива может быть проведен по выражению (3.12), при этом принимается во внимание изменение ее диаметра (3.15) и скорость движения по выражению (3.8).

При этом изменение диаметра капли определяется из выражения [126]:

$$\frac{d(d_{эk})}{d\tau} = 2 \sqrt[3]{\frac{3dV_k}{4\pi}}. \quad (3.15)$$

Также были построены графики влияния температуры и скорости воздуха на константу испарения (рис. 3.2).

Отмеченные подходы, по расчету кинетики капли позволяют детализовать модели расчета рабочих процессов [62, 139] в дизелях, с учетом конструктивных и эксплуатационных факторов, заданием доли

впрыскиваемого топлива для каждой зоны и динамики воздействий температуры.

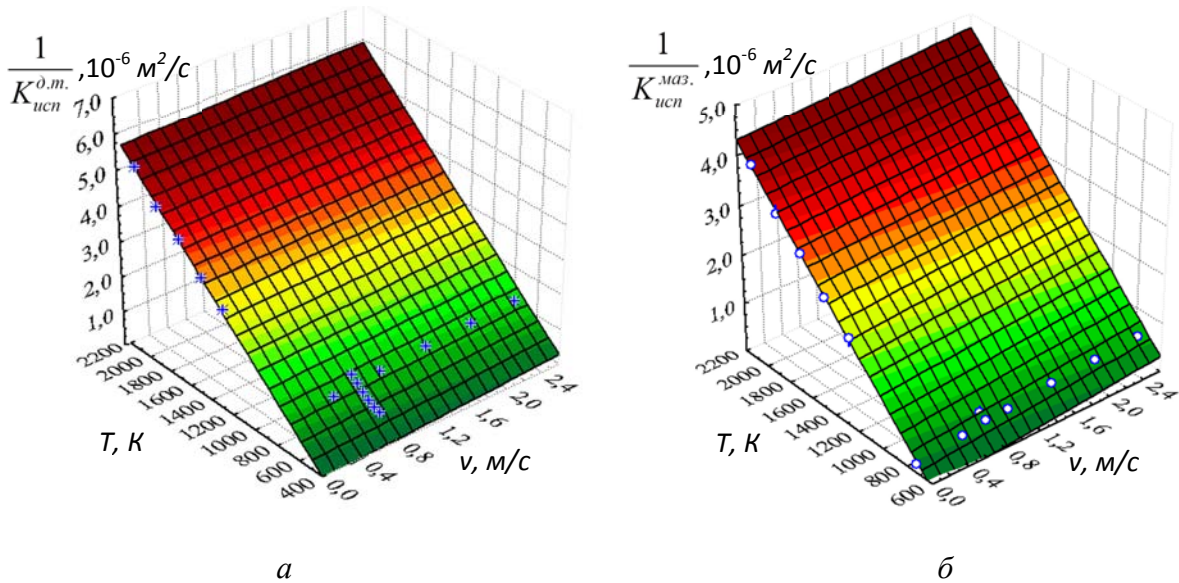


Рис. 3.2. Влияние температуры и скорости воздуха на константу испарения: а - дизтоплива; б - мазута М40 (*, о - экспериментальные данные).

Это позволит установить основные взаимосвязи условий смесеобразования в дизеле и «объемной скорости сгорания» [126].

Дальнейшее повышение объемной скорости испарения топлива за счет увеличения его давления впрыска (в некоторых дизелях, уже составляет более 1500 бар), влияющего на увеличение скорости движения капли, а также увеличение степени сжатия, влияющей на температуру воздуха, достигло своих пределов в современных дизелях [43, 121].

Как следствие при обеспечении оптимального протекания процессов сгорания, на современном уровне развития дизелестроения, степень совершенства условий смесеобразования в цилиндре можно принять за сравнительно неизменяющуюся величину. При этом она может не приниматься в качестве фактора учитываемого при оценке качества сгорания топлива на основе объемной скорости сгорания.

Это подтверждено, в определенной мере, выше проведенными исследованиями.

3.2 Исследование взаимосвязи показателя экологической эффективности рабочего процесса с объемной скорости сгорания

Как отмечалось в разделе 1, в современных условиях на более высоком уровне проявляются требования к морскому транспорту по сокращению выбросов вредных веществ в атмосферу. В мировой практике динамика требований к содержанию вредных веществ в отработавших газах дизелей постоянно ужесточается, на основе лучших национальных показателей различных государств, учитываемых Комитетом транспорта ООН [97].

В этих условиях, наряду с критериями связанными с экономической требованиями выбора дизеля, возникают вопросы, связанные с экологическими критериями, в которых учитываются выбросы оксидов азота, оксидов серы и другие [16, 90, 113].

Принимая во внимание особенности образования оксидов азота в рабочих процессах дизеля, в современных условиях, разработаны определенные рекомендации по снижению их выбросов [16, 38, 128, 132, 133, 139].

К таким рекомендациям, например, можно отнести: уменьшение времени испарения и горения капель топлива, за счет лучшего распыления; сокращение времени смешивания топлива с воздухом, что приводит к возрастанию скорости выгорания смеси, предварительное смешение топлива с воздухом, перед подачей его в камеру сгорания и др. Однако следует заметить, что большая часть из них в недостаточной степени согласуется с особенностями конструкции и эксплуатации дизелей. Не менее важным аспектом, является продолжительность эмиссии вредных веществ и сгорания топлива в цилиндрах дизеля. Продолжительность времени эмиссии определяется значениями порядка $10^{-3} \div 10^{-4}$ с.

При этом, определяющим показателем является период диффузии, протекание которой характеризуется углом опережения впрыска топлива,

(продолжительностью индукции), при сокращении которого, понижаются вероятности возникновения оксидов азота.

В этом случае, требуется организовать процессы воспламенения топливовоздушной смеси в цилиндре дизеля в верхней мертвой точке, что предусмотрено в идеальном цикле Дизеля.

К сожалению, осуществление такого идеального цикла Дизеля до настоящего времени в современных дизелях еще не реализуется, хотя и имеются определенные практические наработки в этой области, [43].

В общем виде решение задачи по повышению экологической эффективности дизеля отобразится соотношением [16]:

$$t_{\text{э}} \geq t_{\text{д}} \leq t_{\text{и}}, \quad (3.16)$$

где $t_{\text{э}}$ - продолжительность эмиссии, с;

$t_{\text{д}}$ - продолжительность диффузии, с;

$t_{\text{и}}$ - продолжительность индукции, с.

Анализируя приведенное соотношение (3.16) можно отметить определенное противоречие, заключающееся в том, что эмиссия вредных веществ не может происходить вне связи с диффузией, так как она является ее составной частью. Но это противоречие отстраняется, если принять во внимание, что продолжительность процесса диффузии регулируется.

В процессе горения и эмиссии вредных веществ к определяющим факторам относят периоды: $T_{\text{исп}}$ – время испарения или горения капель топлива, пропорциональное квадрату времени диффузии; $T_{\text{см}}$ – время смешения паров топлива с продуктами сгорания в зоне обратных токов; $T_{\text{смв}}$ – время смешения горючего газа и продуктов сгорания с воздухом; $T_{\text{нс}}$ – время задержки воспламенения и горения гомогенной топливно-воздушной смеси; T_{NOx} – время окисления азота.

Исходя из этого, соотношение (3.16) продолжительности периода эмиссии по отношению к общему времени процесса сгорания топлива можно представить в формальном виде:

$$T_{исп} + T_{см} + T_{смв} + T_{нс} + T_{NOx} = T_{проц}, \quad (3.17)$$

Отношение времени цикла для четырехтактного дизеля, может быть выражена в виде зависимости [81]:

$$T_{проц} = 78,5 \frac{D^2 H P_e}{N_e} \text{ или } T_{ц} = 78,5 \frac{D^2 H}{V_{об}}, \quad (3.18)$$

где, P_e – среднее эффективное давление, МПа;

N_e – мощность дизеля, кВт.

Учитывая, что вероятность образования стойких соединений оксидов азота в такте сжатия и такте выпуска не значительна, время процесса можно определить [16]:

$$T_{проц} = 39,25 \frac{D^2 H P_e}{N_e} \text{ или } T_{проц} = 39,25 \frac{D^2 H}{V_{об}}. \quad (3.19)$$

Сопоставив выражение (3.17) и (3.19) можно отметить взаимосвязь конструктивных параметров дизеля и образование оксидов азота:

$$39,25 \frac{D^2 H P_e}{N_e} = T_{NOx} + T_{исп} + T_{см} + T_{смв}. \quad (3.20)$$

И как следствие взаимосвязь «объемной скорости сгорания» с экологической эффективностью дизеля:

$$39,25 \frac{D^2 H}{V_{об}} = T_{NOx} + T_{исп} + T_{см} + T_{смв}. \quad (3.21)$$

Так же индекс эмиссии оксидов азота может быть определен по эмпирическому выражению [60]:

$$ИЭ_{NOx} = \frac{0,73 T_{CMB}}{(T_{NOx} + 0,1 T_{исп})} + 0,2, \quad (3.22)$$

где $ИЭ_{NOx}$ - индекс эмиссии оксидов азота, г/кг;

Система уравнений, включающая в себя выражения (3.21) и (3.22), позволяет установить влияние «объемной скорости сгорания» на образование оксидов азота, при этом следует учитывать, что $T_{смв} \approx 10$ мс, $T_{исп}$ зависит от размера капель топлива, и в зависимости от диаметра капель варьирует от 9,8 мс для капель диаметром 150 мкм до 0,2 мс для капель диаметром 10 мкм. При этом с ростом «объемной скорости сгорания» увеличивается индекс эмиссии оксидов азота, как следствие и концентрация NO_x в выбросах.

В ходе выполнения исследования, отмечено что образование оксидов азота характеризуется следующими особенностями:

- Спецификой протекания процессов сгорания в цилиндрах дизеля и, в частности, полнотой охвата пламенем объема цилиндра дизеля. Это обстоятельство на наш взгляд не принимается во внимание при рассмотрении особенностей работы дизеля.

- Количественные и качественные показатели выброса оксидов азота находятся в зависимости от конструктивных параметров дизеля и особенностей протекания процессов сгорания, которые могут быть оценены с помощью «объемной скорости сгорания».

Принимая во внимание, вышеперечисленные особенности образования оксидов азота можно установить направления и мероприятия по повышению

экологической эффективности работы дизеля. С учетом требований предъявляемых к главным дизелям судов новой постройки, согласно требованиям MARPOL 73/78 к концентрации NO_x в выбросах, в зависимости от года окончания постройки судна (Приложение 6, Правило 13).

Tier I, с 1 января 2000 г. по 1 января 2011 г.:

- 17,0 г/кВтч при n менее 130 об/мин;
- $45 \cdot n^{-0,2}$ г/кВтч при n равном или более 130, но менее 2000 об/мин;
- 9,8 г/кВтч при n равном или более 2000 об/мин.

Tier II, с 1 января 2011 г. по 1 января 2016 г.:

- 14,4 г/кВтч при n менее 130 об/мин;
- $44 \cdot n^{-0,23}$ г/кВтч при n равном или более 130, но менее 2000 об/мин;
- 7,7 г/кВтч при n равном или более 2000 об/мин.

Tier III, с 1 января 2016 г.:

- 3,4 г/кВтч при n менее 130 об/мин;
- $9 \cdot n^{-0,2}$ г/кВтч при n равном или более 130, но менее 2000 об/мин;
- 2 г/кВтч при n равном или более 2000 об/мин [135].

Современные требования, предъявляемые к главным судовым дизелям (в особенности устанавливающимся на новые или модернизируемые суда), являются существенным ограничителем для экономного использования топлива, так как мероприятия направленные на уменьшения удельного расхода в большинстве своем реализуются за счет ухудшения экологических показателей дизеля и наоборот, так у малооборотных дизелей фирмы MAN B&W построенных согласно требованиям Tier I показатель удельного расхода топлива на $1 \div 3$ г/кВтч меньше, чем у дизелей того же типа построенных согласно требованиям Tier II.

Проведенные теоретические исследования позволили установить обусловленность выбросов оксидов азотов и «объемной скорости сгорания», которая выступает в качестве обобщающего показателя, для уточнения их функциональной взаимосвязи требуются дальнейшие исследования в этом направлении.

3.3 Совершенствование метода расчета внутреннего теплообмена в дизеле с учетом его массогабаритных характеристик, влияющих на объемную скорость сгорания

В основу существующих методов расчета внутреннего теплообмена с учетом массогабаритных характеристик теплосиловых агрегатов, положены уравнения Ньютона-Рихмана, Стефана-Больцмана, Фурье и законы сохранения массы и энергии [17, 18, 65, 68, 77, 89, 93, 112].

При этом предопределяющими факторами протекания внутреннего теплообмена являются сгорание топлива и массогабаритные показатели теплосиловых агрегатов.

Для определения температуры термически «массивных» элементов дизеля в настоящее время существует метод расчета, опирающаяся на использование номограмм «безразмерная температура – безразмерное время» при условии, что внешний теплообмен происходит по закону Ньютона–Рихмана [18, 68, 93, 103]. В названном методе предусматриваются следующие допущения: замена лучистого теплообмена конвективным, что приводит к увеличению объемов расчета; использование числа подобия $Bi = \alpha \cdot S / \lambda$, при котором коэффициент теплоотдачи α к элементам цилиндро-поршневой группы дизеля следует принимать средним, а он меняется в процессе изменения температуры [17, 65, 77, 89, 112, 113].

Нагрев элементов цилиндро-поршневой группы дизеля – это термически нестационарный процесс нагрева термически «тонкого» тела, в котором доля лучистого теплового потока составляет 80-95% [18, 113].

В настоящей работе предлагается метода расчета температуры элементов цилиндро-поршневой группы дизеля в процессе их работы, в основу которого положены номограммы для термически «тонкого» тела при лучистом внешнем теплообмене [18, 65]. Это позволяет при исследовании массогабаритной эффективности сократить количество расчетов и используемых в методе вспомогательных материалов при расчете.

Предлагаемый метод предполагает разработку и использование номограмм «безразмерная температура – безразмерное время» при лучистом внешнем теплообмене для термически «тонкого» тела, определяющим критерием которого является число Старка [93, 112, 120]:

$$Sk = \varepsilon_{np} \sigma_0 T^3 \cdot S / \lambda, \quad (3.23)$$

где S – характерный линейный размер, м;

λ – коэффициент теплопроводности тела, Вт/м·К;

α – коэффициент конвективной теплоотдачи, Вт/м²·К;

σ_0 – излучательная способность абсолютно черного тела, Вт/м²·К⁴;

$T_{эфф}$ – абсолютная температура внутри дизеля, К;

ε_{np} – степень черноты поверхности тела.

Таким образом, в данном методе исключается замена лучистого теплообмена на условный конвективный теплообмен.

Данный метод позволяет упростить расчет времени нагрева, уменьшить погрешность вычисления внутреннего теплообмена в дизеле.

В этом методе на основе дифференциального уравнения нагрева для «тонких» тел (3.24) помимо температуры используется значение плотности теплового потока на поверхности [23].

$$\frac{d\bar{T}}{d\tau} = \frac{q}{\rho \cdot c \cdot S \cdot k_1}, \quad (3.24)$$

где ρ – плотность тела, кг/м³;

c – теплоемкость тела, Дж/кг·К;

q – плотность теплового потока, Вт/м²;

S – характерный линейный размер тела, м;

k_1 – коэффициент, учитывающий форму тела;

τ – время нагрева, с;

T – температура нагрева тела, К.

В результате дифференциальное уравнение нагрева «тонкого» тела при лучистом теплообмене приобретает вид

$$\frac{d\bar{T}}{d\tau} = \frac{\sigma_{np} (T_{эфф}^4 - T^4)}{\rho \cdot c \cdot S \cdot k_1}, \quad (3.25)$$

где σ_{np} – приведенный коэффициент лучеиспускания, Вт/м²·К⁴.

Решая дифференциальное уравнение (3.25)

$$\tau = \frac{\rho \cdot c \cdot S \cdot k_1}{\sigma_{np} \cdot 2 \cdot T_{эфф}^3} \cdot \left[\left(\operatorname{arctg} \frac{T}{T_{эфф}} - \operatorname{arctg} \frac{T_{нач}}{T_{эфф}} \right) + \frac{1}{2} \cdot \left(\ln \frac{1 + \frac{T}{T_{эфф}}}{1 - \frac{T}{T_{эфф}}} - \ln \frac{1 + \frac{T_{нач}}{T_{эфф}}}{1 - \frac{T_{нач}}{T_{эфф}}} \right) \right]. \quad (3.26)$$

Преобразовав (3.26), получим:

$$Fo \cdot Sk = \frac{1}{2} \cdot \left[\left(\operatorname{arctg} \frac{T}{T_{эфф}} - \operatorname{arctg} \frac{T_{нач}}{T_{эфф}} \right) + \frac{1}{2} \cdot \left(\ln \frac{1 + \frac{T}{T_{эфф}}}{1 - \frac{T}{T_{эфф}}} - \ln \frac{1 + \frac{T_{нач}}{T_{эфф}}}{1 - \frac{T_{нач}}{T_{эфф}}} \right) \right]. \quad (3.27)$$

Заменяв произведение $Fo \cdot Sk$ на z , получим

$$z = \frac{1}{2} \cdot \left[\left(\operatorname{arctg} \frac{T}{T_{эфф}} - \operatorname{arctg} \frac{T_{нач}}{T_{эфф}} \right) + \frac{1}{2} \cdot \left(\ln \frac{1 + \frac{T}{T_{эфф}}}{1 - \frac{T}{T_{эфф}}} - \ln \frac{1 + \frac{T_{нач}}{T_{эфф}}}{1 - \frac{T_{нач}}{T_{эфф}}} \right) \right]. \quad (3.28)$$

Уравнение (3.28) используется для расчета нагрева "тонких" тел при лучистом теплообмене для симметричного нагрева элементов цилиндро-поршневой группы дизеля формы пластины.

Для нагрева элементов цилиндро-поршневой группы дизеля формы цилиндра и шара используются зависимости [11, 66, 67, 120]:

Для цилиндра: $k_I=1/2$

$$z = \frac{1}{4} \cdot \left[\left(\operatorname{arctg} \frac{T}{T_{эфф}} - \operatorname{arctg} \frac{T_{нач}}{T_{эфф}} \right) + \frac{1}{2} \cdot \left(\ln \frac{1 + \frac{T}{T_{эфф}}}{1 - \frac{T}{T_{эфф}}} - \ln \frac{1 + \frac{T_{нач}}{T_{эфф}}}{1 - \frac{T_{нач}}{T_{эфф}}} \right) \right].$$

Для шара: $k_I=1/3$

$$z = \frac{1}{6} \cdot \left[\left(\operatorname{arctg} \frac{T}{T_{эфф}} - \operatorname{arctg} \frac{T_{нач}}{T_{эфф}} \right) + \frac{1}{2} \cdot \left(\ln \frac{1 + \frac{T}{T_{эфф}}}{1 - \frac{T}{T_{эфф}}} - \ln \frac{1 + \frac{T_{нач}}{T_{эфф}}}{1 - \frac{T_{нач}}{T_{эфф}}} \right) \right].$$

По полученной зависимости (3.28) составлена номограмма зависимости

$Z = f\left(\frac{T}{T_{эфф}}, \frac{T_{нач}}{T_{эфф}}\right)$ для пластины, рис.3.3.

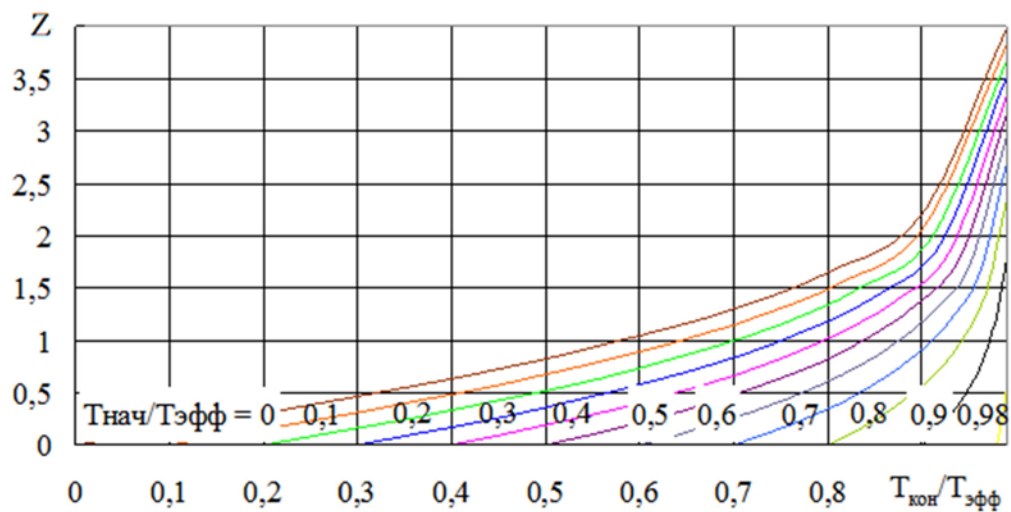


Рис. 3.3. Номограмма зависимости $z = f(T/T_{эфф}; T_{нач}/T_{эфф})$ для пластины

Аналогичные номограммы могут быть получены и для других форм элементов цилиндро-поршневой группы дизеля (цилиндр, шар).

В таблице 3.1 приведены результаты расчета термически тонкого тела (пластина) при постоянной температуре окружающей среды $t_{эфф}$ по разработанной методике со сравнением результатов расчета с классическим методом и методом сеток [102, 120].

За исходные данные при расчетах были приняты следующие значения:

$$\sigma_{эфф} = 2,8 \cdot 10^{-8} \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}^4, \quad l = 120 \text{ мм}, \quad t_{эфф} = 1000 \text{ }^\circ\text{С}, \quad a = 1,1 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}, \\ \lambda = 45 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}, \quad t_{нач} = 20 \text{ }^\circ\text{С}, \quad t_{кон} = 250 \text{ }^\circ\text{С}.$$

Таблица 3.1

Результаты расчета при граничных условиях третьего рода различными методами

Метод	Классический•	Метод сеток••	Предлагаемый
$t_{нач}, \text{ }^\circ\text{С}$	20	20	20
$t_{кон}, \text{ }^\circ\text{С}$	80	80	80
$\tau, \text{ сек}$	1401	1380,1	1391

• Алгоритм расчета по классическому методу приведен в [102, 120]

•• Расчет выполнен по неявной разностной схеме (НРС) [54] при разбиении по толщине на $dx=20$ частей, с шагом во времени $d\tau=0,1$ с. (на каждом участке приведенный коэффициент излучения заменялся на условный коэффициент теплоотдачи).

Из приведенных выше расчетов видно, что результаты, полученные предлагаемым методом, находятся между классическим методом и методом НРС, отклонения времени незначительны (менее 1%).

В результате сравнения можно утверждать, что предлагаемый метод с достаточной степенью точности пригоден для расчета задач теплопроводности для термически «тонкого» тела при исследовании массогабаритной эффективности дизеля.

Помимо этого, в отличие от классического метода и метода сеток, для реализации которых необходимы таблицы функции $\psi = f\left(\frac{T}{T_{\text{эфф}}}\right)$ и использование ЭВМ, реализация нового метода упрощает расчет термически тонкого тела при лучистом теплообмене, что приводит к ускорению реализации энерго-ресурсосберегающих мероприятий [28, 29, 30] и обеспечению оптимальных условий протекания процессов в дизеле.

Предложенный метод для решения задачи расчета внутреннего теплообмена в дизеле при его работе на основе построенных номограмм для термически «тонкого» тела при лучистом внешнем теплообмене позволяет с достаточной степенью точности определить затраты энергии и времени.

Одновременно, был разработан метод расчета времени нагрева – охлаждения элементов ЦПГ реализованный на основе замены нестационарного процесса разогрева – охлаждения стационарным, и последующим совместным решением трех уравнений для внешнего, внутреннего и аккумулируемого потоков тепла, который в отличие от метода Фурье и метода сеток, для реализации которых необходимы таблицы корней характеристического уравнения $\text{ctg} \mu_m = \frac{\mu_m}{Bi}$ и использование ПВЭМ, упрощает расчет времени нагрева – охлаждения элементов ЦПГ [26, 31, 116].

Учитывая, что «объемная скорость сгорания» косвенно характеризует скорость выделения тепла в дизеле, соответственно и плотность теплового потока на детали цилиндропоршневой группы, то можно предположить, что ее увеличение приведет к росту механических и тепловых нагрузок, а как следствие и к увеличению массогабаритных размеров дизеля, с целью сохранения необходимой надежности дизеля. Но при этом увеличение толщины деталей цилиндропоршневой группы приведет также к увеличению температурных напряжений в них, которые лимитируется теплофизическими свойствами применяемых материалов.

Выше перечисленные особенности напрямую связаны с массогабаритной эффективностью дизеля, ухудшение показателей которой, приведет также к увеличению время прогрева дизеля.

В графическом виде зависимость массогабаритной эффективности малооборотных двухтактных дизелей, показателем которой принят удельный вес дизеля m_N , кг/кВт от «объемной скорости сгорания», $V_{об}$, м³/с полученная при анализе статистических данных (взятых из инструкций дизелей) на номинальных режимах работы двухтактных дизелей (приложение Б), представлена на рис. 3.4.

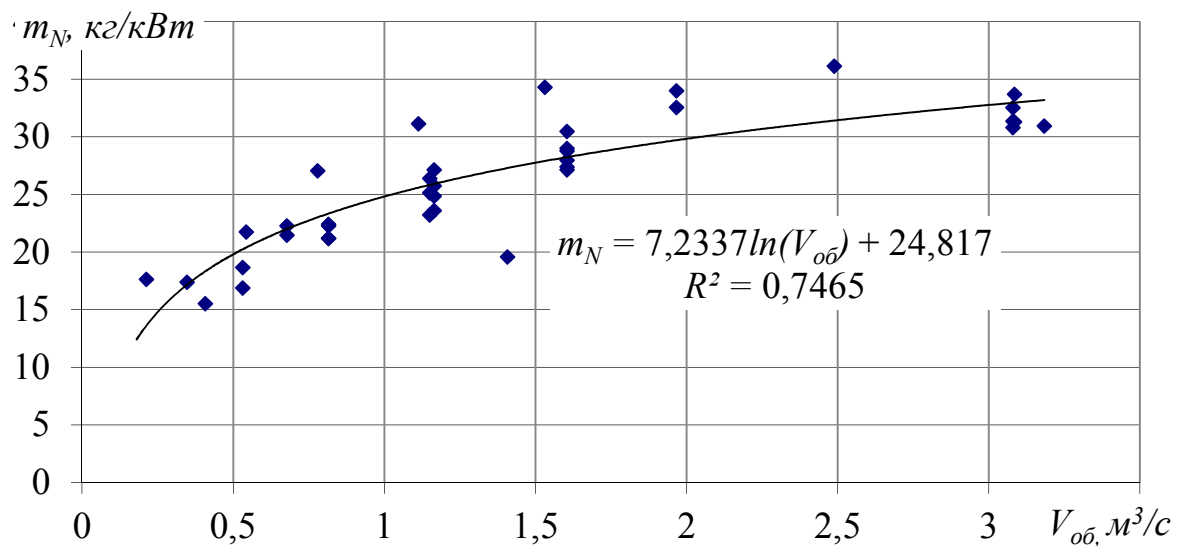


Рис 3.4. Изменение массогабаритной эффективности при изменении объемной скорости у двухтактных малооборотных дизелей.

При этом трендовая зависимость принимает вид:

$$m_N = 7,2337 \cdot \ln(V_{об}) + 24,817; R^2 = 0,75. \quad (3.29)$$

Анализируя зависимость (3.29) можно отметить ухудшение массогабаритной эффективности дизелей с увеличением «объемной скорости сгорания», что подтверждает выше выдвинутые предположения.

3.4 Исследование процесса преобразования энергии для определения требований предъявляемых к выбору дизеля, с учетом комплексного использования природно-энергетических ресурсов

Одной из значительных проблем морского транспорта Украины является повышение эффективности его работы на всех этапах транспортно-технологического процесса работы морских судов, особенно в части рационального использования природно–энергетических ресурсов и защиты окружающей среды, что следует учитывать при выборе дизеля.

Каждый этап транспортно-технологического процесса работы морских судов является потребителем разнообразных природных, энергетических, трудовых и сырьевых ресурсов и одновременно является источником выброса значительного количества загрязняющих веществ в окружающую среду [5, 6]. При этом, интересы каждого отдельного участника транспортно-технологического процесса могут создавать противоречивые ситуации по приоритетам развития и взаимоувязки значительного количества, порой взаимоисключающих, отдельных технологий и объектов и особенно их параметров.

Многие параметры характеризуют как комплексную эффектность всего транспортно-технологического процесса, так и отдельных его элементов, в том числе дизеля, как основного объекта процесса преобразования энергии.

Такие параметры можно установить при синтезе технологий и объектов морского транспорта.

Представим процесс использования природных энергетических ресурсов в дизеле в виде кибернетического процесса, построенного по принципу «чёрного ящика» с анализом параметров входов и выходов по кибернетической схеме [4]. В качестве «чёрного ящика» представлен сам дизель с происходящими в нем физико-химическими процессами, обеспечивающими требуемые режимы и показатели его работы, рис. 3.5.

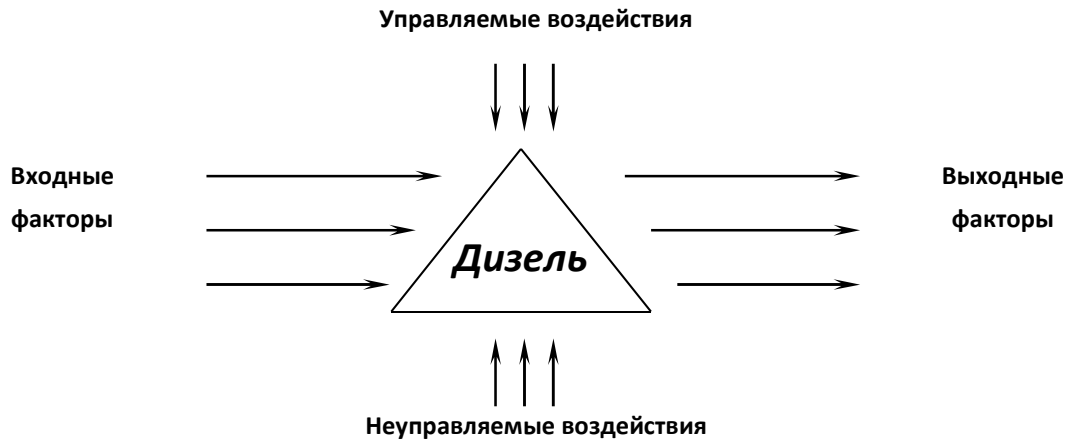


Рис. 3.5. Кибернетическая схема работы дизеля

В качестве входных факторов предполагаем объекты с их процессами и результатами работы, которые должны обеспечить работу дизеля в соответствующих режимах и с соответствующими показателями.

В качестве выходных факторов предполагаем результаты работы дизеля с его объектами, обеспечивающими эффективный процесс сгорания топлива, а также соответствующую защиту окружающей среды.

На рис. 3.6 представлены этапы преобразования энергии в дизеле влияющие на комплексную эффективность и ее составляющие.

Составляющие комплексной эффективности дизеля	Этапы преобразования энергии в дизеле								
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
	Подготовка топлива	Подготовка дизеля	Наддув воздушной смеси	Охлаждение воздуха	Продувка цилиндра	Сжатие воздуха	Впрыск топлива	Сгорание топлива	Регенерация газов
1. Экономическая	+	+	+	+	+	+	+	+	+
2. Массогабаритная	-	-	+	+	+	+	+	+	-
3. Техническая	+	+	+	+	+	+	+	+	+
4. Экологическая	+	-	+	+	+	+	+	+	+

+ влияние этапа присутствует, - влияние этапа отсутствует

Рис. 3.6. Графтопологическая модель этапов процесса преобразования энергии в дизеле и их влияния на комплексную эффективность дизеля.

Все этапы, которой влияют на комплексную эффективность дизеля в целом и ее отдельные эффективности.

Этот процесс условно разделен на несколько этапов: подготовка топлива к использованию; подготовка дизеля к принятию топлива; повышение давления воздушной смеси; охлаждение воздуха (увеличение доли кислорода); продувка цилиндра; сжатие воздуха; впрыск топлива; сгорание топлива; выпуск газов; регенерация газов. Для исследований возможно выделить и другие виды этапов.

В тоже время, на всех этапах преобразования энергии в дизеле в разной мере используются определенные природно-энергетические и трудовые ресурсы [127], распределение использования которых представлено на рис. 3.7, в виде динамической графтопологической модели

Структура используемых природно-энергетических и трудовых ресурсов	Этапы и динамичность жизненного цикла объекта								
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
	Подготовка топлива	Подготовка дизеля	Наддув воздушной смеси	Охлаждение воздуха	Продувка цилиндра	Сжатие воздуха	Впрыск топлива	Сгорание топлива	Регенерация газов
1. Атмосфера	+	+	+	+	+	+	+	+	+
2. Гидросфера	+	+	+	+	+	+	+	+	+
3. Литосфера	+	+	+	+	+	+	+	+	+
4. Территории	+	-	-	-	-	-	-	-	-
5. Фитосфера	+	+	-	+	-	+	+	+	+
6. Биосфера	+	+	+	+	+	+	+	+	+
7. Энергия	+	+	+	+	+	+	+	+	+
8. Трудоресурсы	+	+	+	+	+	+	+	+	+

+ использование ПЭиТР присутствует, - использование ПЭиТР отсутствует

Рис. 3.7. Динамическая графтопологическая модель использования природно-энергетических и трудовых ресурсов в процессе преобразования энергии в дизеле.

На основании исследований [4, 8, 20, 127] в таблице 3.2 приведено примерное распределение затрат природно-энергетических и трудовых ресурсов в процентном соотношении стоимостного эквивалента.

Ориентировочное распределение доли затрат природно-энергетических
и трудовых ресурсов

Вид ресурса	Ориентировочный % затрат в стоимостном эквиваленте
Атмосфера	3,1
Гидросфера	0,3
Литосфера	51,2
Территории	0,1
Фитосфера	40,0
Биосфера	4,4
Энергия	0,5
Трудоресурсы	0,4
Итого	100

Модель затрат ПЭиТР можно представить в виде:

$$\left\{ \begin{array}{l} a_{11}^* \sum_{j=1}^P X_j^* + a_{12}^* \sum_{j=1}^P X_j^* + \dots + a_{1k}^* \sum_{j=1}^P X_j^* = X_1 \\ a_{21}^* \sum_{j=1}^P X_j^* + a_{22}^* \sum_{j=1}^P X_j^* + \dots + a_{2k}^* \sum_{j=1}^P X_j^* = X_2 \\ \dots\dots\dots \\ a_{p1}^* \sum_{j=1}^P X_j^* + a_{p2}^* \sum_{j=1}^P X_j^* + \dots + a_{pk}^* \sum_{j=1}^P X_j^* = X_p \\ \frac{X_1 + X_2 + \dots + X_p}{\sum_{j=1}^P X_j^*} = 1 \\ \sum_{j=1}^p \sum_{i=1}^k \frac{x_{ij}^*}{\sum_{j=1}^P X_j^*} = 1 \end{array} \right. , \quad (3.30)$$

где $X_1, \dots, X_p$ – расчетная суммарная потребность ресурса для всех j -х процессов.

X_j^* – стоимостные коэффициенты, учитывающие расходы соответствующего природно-энергетических и трудовых ресурсов;

x_{ij}^* – расчетная потребность в i -м ресурсе для j -го процесса;

a_{ij}^* – расчетный коэффициент «прямого перехода», определяемый по формуле:

$$a_{ij}^* = \frac{x_{ij}^*}{\sum_{j=1}^P X_j^*}. \quad (3.31)$$

При этом следует учитывать использование природно-энергетических и трудовых ресурсов (рис. 3.7), если использование природно-энергетических и трудовых ресурсов отсутствует, то значение соответствующего члена уравнения

$$a_{ij}^* \sum_{j=1}^P X_j^* = 0. \quad (3.32)$$

Модель затрат между этапами процессов преобразования энергии в дизеле соответствует замкнутой системе «вход-выход» или закрытой модели межпроизводственного баланса.

В случае если система (3.30) разрешима, получаются только относительные значения a_{ij}^* , а не абсолютные.

Предлагаемый подход к моделированию затрат природно-энергетических и трудовых ресурсов между этапами процессов преобразования энергии в дизеле позволяет установить влияние «внешней среды» на требования предъявляемые к показателям работы дизеля, а также влияние отдельных элементов процесса преобразования энергии на эффективность выбора дизеля в целом. Также применение коэффициента «прямого перехода» a_{ij}^* позволяет произвести относительную оценку процессов и выявить наиболее затратные по природно-энергетическим ресурсам объекты процесса преобразования энергии, которым необходимо уделить первоочередное внимание при формировании требований предъявляемых к выбору дизеля.

3.5 Метод оценки эффективности выбора дизеля, с учетом элементов процессов преобразования энергии, на многокритериальной основе

При оценке выбора эффективного дизеля для судна ставятся задачи разработки и усовершенствования методов оценки ресурсосбережения и эффективности процесса преобразования энергии в дизеле. В этих условиях возникает необходимость соответствующей оценки использования природно-энергетических ресурсов, что позволит выявить приоритетность совершенствования объектов и процессов дизеля и определить направления и резервы ресурсосбережения, а также повысить эффективность использования топлива [13].

На практике, при оценке технологий и объектов процесса преобразования энергии в дизеле, помимо экономических критериев приходится учитывать и значительное число различных технических требований и ограничений [4, 130].

Значения затрат природно-энергетических ресурсов изменяются на различных этапах преобразования энергии в дизеле, в течение времени работы дизеля.

Поэтому дополнительным учитываемым фактором должно быть время τ , регламентирующее работу дизеля, в том числе обеспечивающее требуемые режимы и показатели его работы.

В итоге получаем зависимость экономических затрат C от факторов обеспечивающих требуемые режимы и показатели работы дизеля по времени:

$$C = f(x_1, x_2, \dots, x_n, \tau), \quad (3.33)$$

где $x_1, \dots, x_n$ – внешние и внутренние факторы условий работы дизеля.

В дальнейшем будем рассматривать зависимость (3.33) с уже установленными конкретными значениями внешних и внутренних факторов условий работы дизеля как функцию от времени

$$C = f(\tau). \quad (3.34)$$

На рис. 3.8 представлена структура основных элементов и логистических потоков процесса преобразования энергии в дизеле, их технологий и объектов, которые лицом принимающим решение [3] необходимо экспертно рассмотреть на предмет их ранжирования и технико-экономической оценки.

В приложении В, таблица В.1 представлен ориентировочный перечень составляющих элементов системы преобразования энергии в дизеле. Используя данные приложения В, таблицы В.1 нами на рис. 3.8 представлена структура оценки лицом принимающим решение объектов и логистических потоков системы преобразование энергии в дизеле.

По горизонтальной линии на рис. 3.8 располагаются объекты n_o и их элементы n , преобразования энергии в дизеле.

По вертикали на рис. 3.8 располагаются логистические потоки n_n процесса преобразования энергии в дизеле, соответствующие основным признакам логистики и которые необходимо рассмотреть и оценить в единой совокупности.

Чем больше будет предложено элементов n_o , объектов n_o и потоков n_n процесса преобразования энергии в дизеле к рассмотрению, тем эффективнее будет процесс распределения по ним оценочных затрат.

На основе экспертизы лицом принимающим решение, исходя из расчетных или опытных данных, назначаются значения рейтинга в пределах единицы «1» для каждого элемента и каждого логистического потока преобразования энергии в дизеле [4].

Распределение затрат при преобразовании энергии в дизеле																		
Концепция логистики	Номера потоков	Признаки логистики	Логистические потоки	Оценочные критерии	Обозначения критерия	Дизель n _{од}			Система питания n _{оп}			... n _{о...}			Система охлаждения n _{оо}			S _i = $\sum_{i=1}^{n_2} R_i$, n ₂ -число элементов с их рейтингами
						Элементы объекта			Элементы объекта			Элементы объекта			Элементы объекта			
						n _{э01}	...	n _{э0i}	n _{эн1}	...	n _{энk}	n _{э...1}	...	n _{э...j}	n _{э01}	...	n _{э0i}	
Удовлетворить запросы потребителя. Общая ответственность за все этапы потоков. Системный подход и синтез процессов и объектов на процессной основе. Анализ и распределение общих издержек по потокам.	1	Потребный продукт	Инновационный	Баллы	C ₀₁	R _{д101}	...	R _{ди01}	R _{н101}	...	R _{нк01}	R _{...101}	...	R _{...j01}	R _{о101}	...	R _{от01}	1
	2	Необходимое количество	Материальный	Тонны, м ³ , штуки	C ₀₂	R _{д102}	...	R _{ди02}	R _{н102}	...	R _{нк02}	R _{...102}	...	R _{...j02}	R _{о102}	...	R _{от02}	1
	3	Нужное качество	Качества	Конкретный измеритель	C ₀₃	R _{д103}	...	R _{ди03}	R _{н103}	...	R _{нк03}	R _{...103}	...	R _{...j03}	R _{о103}	...	R _{от03}	1
	4	Точно в срок	Времени	Час	C ₀₄	R _{д104}	...	R _{ди04}	R _{н104}	...	R _{нк04}	R _{...104}	...	R _{...j04}	R _{о104}	...	R _{от04}	1
	5	От двери до двери	Пространства	Километр, миля	C ₀₅	R _{д105}	...	R _{ди05}	R _{н105}	...	R _{нк05}	R _{...105}	...	R _{...j05}	R _{о105}	...	R _{от05}	1
	6	Точный регламент	Инспекций	Конкретный измеритель	C ₀₆	R _{д106}	...	R _{ди06}	R _{н106}	...	R _{нк06}	R _{...106}	...	R _{...j06}	R _{о106}	...	R _{от06}	1
	7	Все по закону	Правовой	Баллы	C ₀₇	R _{д107}	...	R _{ди07}	R _{н107}	...	R _{нк07}	R _{...107}	...	R _{...j07}	R _{о107}	...	R _{от07}	1
	8	Требуемая экология	Экологический	ПДК или баллы	C ₀₈	R _{д108}	...	R _{ди08}	R _{н108}	...	R _{нк08}	R _{...108}	...	R _{...j08}	R _{о108}	...	R _{от08}	1
	9	Максимум информации	Информационный	Килобайт	C ₀₉	R _{д109}	...	R _{ди09}	R _{н109}	...	R _{нк09}	R _{...109}	...	R _{...j09}	R _{о109}	...	R _{от09}	1
	10	Достаточный сервис	Сервисный	Конкретный измеритель	C ₁₀	R _{д110}	...	R _{ди10}	R _{н110}	...	R _{нк10}	R _{...110}	...	R _{...j10}	R _{о110}	...	R _{от10}	1
	11	Минимум затрат	Трудовые затраты	Человеко-час	C ₁₁	R _{д111}	...	R _{ди11}	R _{н111}	...	R _{нк11}	R _{...111}	...	R _{...j11}	R _{о111}	...	R _{от11}	1
	12		Энергетический	КДж	C ₁₂	R _{д112}	...	R _{ди12}	R _{н112}	...	R _{нк12}	R _{...112}	...	R _{...j12}	R _{о112}	...	R _{от12}	1
	13		Природные ресурсы	Объем	C ₁₃	R _{д113}	...	R _{ди13}	R _{н113}	...	R _{нк13}	R _{...113}	...	R _{...j13}	R _{о113}	...	R _{от13}	1
	14		Финансовый	Условная стоимость	C ₁₄	R _{д114}	...	R _{ди14}	R _{н114}	...	R _{нк14}	R _{...114}	...	R _{...j14}	R _{о114}	...	R _{от14}	1
	15		Территорий	м ²	C ₁₅	R _{д115}	...	R _{ди15}	R _{н115}	...	R _{нк15}	R _{...115}	...	R _{...j15}	R _{о115}	...	R _{от15}	1
	16	Прогноз перспектив	Контроллинга	Стоимость	C ₁₆	R _{д116}	...	R _{ди16}	R _{н116}	...	R _{нк16}	R _{...116}	...	R _{...j16}	R _{о116}	...	R _{от16}	1
	S _j = $\sum_{j=1}^{n_1} R_j$, n ₁ - число потоков, с их рейтингами						1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	

Рис. 3.8. Структура оценки объектов и логистических потоков системы преобразование энергии в дизеле

При этом должно соблюдаться условие, что сумма S всех назначенных величин рейтингов для числа элементов $n_э$ или потоков n_n преобразования энергии в дизеле должна быть равна 1, то есть:

$$S_j = \sum_{j=1}^{n_n} R_j = 1, \quad (3.35)$$

$$S_i = \sum_{i=1}^{n_э} R_i = 1, \quad (3.36)$$

где n – число элементов ($n_э$) или потоков (n_n);

R_i, R_j – соответственно рейтинг определенного элемента или потока.

Ниже, в качестве примеров, приводятся одни из возможных методов проведения с использованием ЭВМ ориентировочной рейтинговой оценки элементов и логистических потоков [22, 32], а также отдельных узловых объектов и процессов, принадлежащих определенным элементам и логистическим потокам преобразования энергии в дизеле [4].

Приближенные рейтинговые оценки, с целью упрощения выбора (лицом принимающим решение – экспертом) величин значений рейтинга, можно определить и распределить по элементам и объектам преобразования энергии в дизеле, а также по ее объектам и процессам, с использованием методов арифметической или геометрической прогрессий.

Для этого составляется таблица рейтинговых оценок для определенного элемента и логистического потока преобразования энергии в дизеле, а также составляющих их элементов.

Рейтинговые величины оценок установленных с использованием принципов арифметической прогрессии приведены в приложении В, таблица В.2.

Используя известные зависимости по определению суммы S_n числа n членов арифметической прогрессии, задавая $S_n=1$, а первому члену n_1

минимальное значение рейтинга в пределах единицы (например, $n_l = 0.01$), определяем последний член a_n арифметической прогрессии

$$a_n = \frac{2}{n} - n_l, \quad (3.37)$$

где n – число принятых лицом, принимающим решение, элементов или потоков.

Находим разность арифметической прогрессии d :

$$d = \frac{a_n - a_1}{n - 1}. \quad (3.38)$$

Определяем остальные члены a_{ni} арифметической прогрессии:

$$a_{ni} = a_l + (n_i - 1)d. \quad (3.39)$$

Используя зависимости (3.37, 3.38, 2.39), принятое число элементов $n_s = 9$ и число логистических потоков $n_n = 16$, а также минимальное значение рейтинга для элементов и потоков $n_l = 0,01$, рассчитываем рейтинги элементов, (например, рейтинг III для элемента равен 0,162) и рассчитываем рейтинги для логистических потоков (например, рейтинг V для потока равен 0,087).

Значения ранжировки элементов потоков принадлежащих определенным элементам определяется перемножением соответствующих рейтингов элементов и потоков, например, значение принадлежащее III-му рейтингу элементов и V-му рейтингу потоков имеет ранг равный $0,162 \cdot 0,087 = 0,01409$ (приложение В, таблица А.2).

Составленная таким образом таблица (приложение В, таблица В.2) ранжировки элементов и логистических потоков для определенной системы

преобразования энергии в дизеле, может быть использована лицом принимающим решение для оценки соответствующего элемента и распределения средств его реализации.

При этом лицо принимающее решение может увеличивать или уменьшать количество значений в одном потоке или элементе, а также рейтинг отдельных значений, даже придавая им значение «ноль», соответственно увеличивая существенность других элементов в потоке, но при этом должно соблюдаться условие, что сумма рейтингов всех элементов или потоков должна быть равна 1.

А суммы рейтингов значений одного элемента или потока должны быть равны величине рейтинга соответственно рассматриваемому элементу или потоку.

Затем, лицо принимающее решение на основе экспертной оценки присваивает каждому значению на рис. 3.8 условный номер (соответствующую значимость).

Например, (рис. 3.8.) элементу 1 присваивается условный номер I (приложение В, таблица В.2) т.е. наивысший рейтинг 0,2441, а элементу 3 условный номер I, т.е. наинизший рейтинг 0,01.

Аналогично можно произвести (для примера) расчет рейтинговых показателей, например, с использованием принципов геометрической прогрессии.

По известной формуле геометрической прогрессии, при условии сумма $S_n=1$ членов n (элементов или потоков), знаменатель q геометрической прогрессии определяется:

$$q = a_1 \cdot q^n - (a_1 + 1). \quad (3.40)$$

Как видно это трансцендентное уравнение, которое не имеет решения в общем виде, поэтому расчет производится методом итерации с использованием электронной вычислительной техники.

Результаты вычислений приведены в приложении В, таблица В.3.

Логистические потоки и составляющие их элементы преобразования энергии в дизеле в большинстве своем имеют разнородные оценочные критерии, например: тонна, кВт, балл, час, ПДК, килобайт, м³, штук, км, миль, единица цены и другие.

Несколько разнородных критериев можно сравнить и вывести обобщенный показатель с помощью метода, суть которого изложена ниже.

Учитывая, что одним из предметов наших исследований является оценка затрат природно-энергетических ресурсов и вредных воздействий на окружающую среду в системе преобразования энергии в дизеле, дальнейшие разработки проводим на основных логистических потоках использования: атмосферы, гидросферы, литосферы, фитосферы, биосферы, территорий, трудресурсов, энергоресурсов, а также отдельных логистических потоков: время, потери топлива, экология и других [4, 19, 21].

Вместо веса (ω_i) i -го критерия может использоваться его значимость δ_i , определяемая, например, по начальной (Δ_{in}) или конечной (Δ_{ik}) границе критерия, например:

$$\delta_i = \Delta_{in} / \omega_i . \quad (3.41)$$

Для оценки воздействия мероприятий направленных на повышение эффективности системы преобразования энергии в дизеле, на основе предложенных критериев, выполняются следующие действия [3].

1. Каждому элементарному критерию экспертным путем устанавливается вес в совокупности с другими критериями. Расчет производится на основе результатов исследований различных систем преобразования энергии в дизеле с различными показателями эффективности [15, 16, 42, 44, 45, 58, 94]. Сумма всех весов критериев должна равняться единице.

2. Используемые критерии имеют различные единицы измерения, потому значения обобщающего показателя не могут быть получены простым их суммированием.

Фактические значения критериев переводятся в относительные оценки безразмерной шкалы.

Переход к безразмерной шкале оценок позволяет избавиться от влияния единиц измерения.

"Нулем" безразмерной шкалы принимается наименьшее значение критерия - его нижняя граница. Его верхняя граница - наибольшее значение критерия взято за "сто".

3. Определяются относительные оценки «обобщающего показателя» по сумме относительных оценок элементарных критериев, взятых с заранее определенным весом.

Выводы по разделу 3

1. На основании исследования условий смесеобразования в дизеле, как фактора учитываемого при оценке сгорания топлива на основе объемной скорости сгорания, сформулированы эмпирические зависимости константы испарения в интервале рабочих температур в камере сгорания для дизтоплива и мазута, а так же предложен расчет объемной скорости испарения капли топлива, что позволяет детализовать модели расчета рабочего процесса в дизеле, с учетом его конструктивных и эксплуатационных факторов, заданием доли впрыскиваемого топлива для каждой зоны и динамики воздействий температуры, а также выявлено, что при обеспечении оптимального протекания процессов сгорания, на современном уровне развития дизелестроения, степень совершенства условий смесеобразования в цилиндре можно принять за сравнительно неизменяющуюся величину и она может не приниматься в качестве фактора учитываемого при оценке качества сгорания топлива на основе объемной скорости сгорания.

2. Учитывая, что одним из основных экологических показателей рабочего процесса дизеля является индекс эмиссии оксидов азота, установлены специфические особенности их образования, исследование взаимосвязи показателя экологической эффективности рабочего процесса с объемной скоростью сгорания, позволило установить обусловленность выбросов оксидов азотов «объемной скоростью сгорания», которая выступает в качестве обобщающего показателя.

3. Предлагаемый подход к оценке эффективности выбора дизеля с учетом элементов процессов преобразования энергии, на многокритериальной основе, позволяет произвести относительную оценку процессов и выявить наиболее затратные по природно-энергетическим ресурсам объекты процесса преобразования энергии, которым необходимо уделить первоочередное внимание при формировании требований предъявляемых к выбору дизеля.

РАЗДЕЛ 4

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ВЗАИМОСВЯЗИ ПОКАЗАТЕЛЕЙ РАБОТЫ ДИЗЕЛЯ НА ОСНОВЕ ОБЪЕМНОЙ СКОРОСТИ СГОРАНИЯ

4.1 Основы исследования взаимосвязи показателей работы дизеля на основе объемной скорости сгорания

Как отмечалось в разделе 1 при выборе дизеля с учетом выдвигаемых требований эксплуатации, в качестве основных показателей используют: цилиндровую мощность, частоту вращения коленчатого вала, среднее эффективное давление в цилиндре, среднюю скорость поршня, ход поршня, диаметр цилиндра, удельный расход топлива, взаимосвязь которых возможно установить через объединяющий параметр – объемную скорость сгорания (раздел 2).

В основу экспериментальных исследований был положен факторный анализ взаимосвязи каждого показателя на номинальном режиме работы дизелей, с объемной скорости сгорания, полученной по выражению (2.2).

Рассматривался статистический ряд (приложение Б) более 700 дизелей различных серий и модификаций, выделенных в определенные группы по числу оборотов коленчатого вала: малооборотные, среднеоборотные, дизелей повышенной оборотности и высокооборотные дизели.

Динамика номинальных параметров дизелей в зависимости от изменения объемной скоростей сгорания была рассмотрена в работе [16].

При этом предложена функция зависимости объемной скорости сгорания $V_{об}$ от номинальных параметров работы дизеля:

$$V_{об} = f(N_e; P_e) = f(n; H; D), \text{ м}^3/\text{с}. \quad (4.1)$$

Для выбранных типов дизелей: малооборотные двухтактные, среднеоборотные четырехтактные, четырехтактные дизели повышенной оборотности и высокооборотные четырехтактные, была проведена соответствующая статистическая обработка данных, объемной скорости сгорания и номинальных параметров работы дизелей.

Такая обработка, с построением трендовых моделей описания, при сочетании возможности ЭВМ с неформальным подходом к решению рассматриваемых проблем и опытом лица, принимающего решение (ЛПР) и осуществляющего моделирование [2], как отмечалось во введении, позволит повысить информативность рабочего процесса, с позиции получения информации о степени взаимного влияния экономических, энергетических, экологических параметров, на номинальном режиме работы дизеля, и массогабаритных показателей его конструкции их обуславливающих

И как следствие даст возможность при выборе дизеля:

- корректно задать критерии к выбору дизеля;
- выделить значимость критерия (большой вес), из группы, что ускоряет выбор дизеля;
- в выборе дизеля методом перебора, использовать дизели, о параметрах которых нет полной информации;
- осуществить контроль параметров рассматриваемых дизелей на предмет их несоответствия;
- выбрать дизель, из существующих конструкций, на основании его диаметра и хода поршня, а не просто дизель из базы, которая, в момент выбора, может быть устаревшей;
- уменьшить количество расчетов при технико-экономической оценке выбора дизеля, при этом, упростится экономическая оценка дизеля.
- выявить направления повышения эффективности дизеля в эксплуатации.

4.2 Взаимосвязь объемной скорости сгорания, на номинальном режиме работы дизеля, с диаметрами цилиндров и удельными расходами топлива

На рис. 4.1 приведен факторный анализ диаметров цилиндров дизелей от объемной скорости сгорания для выделенных групп, на основе функции:

$$V_{об} = f(D). \quad (4.2)$$

Функциональная связь между скоростью сгорания и диаметром поршня отображена в виде полиномиальной функции второго порядка (4.3÷4.6) с достаточно высокой величиной достоверности аппроксимации.

При этом прогнозная модель - тренд зависимости объемной скорости ($V_{об}$, м³/сек) от диаметра цилиндра (D , м) для группы малооборотных двухтактных дизелей может быть представлена в виде (4.3):

$$V_{об.мо} = 3,2067 \cdot D^2 - 0,0126 \cdot D, \text{ при } R^2 = 0,99. \quad (4.3)$$

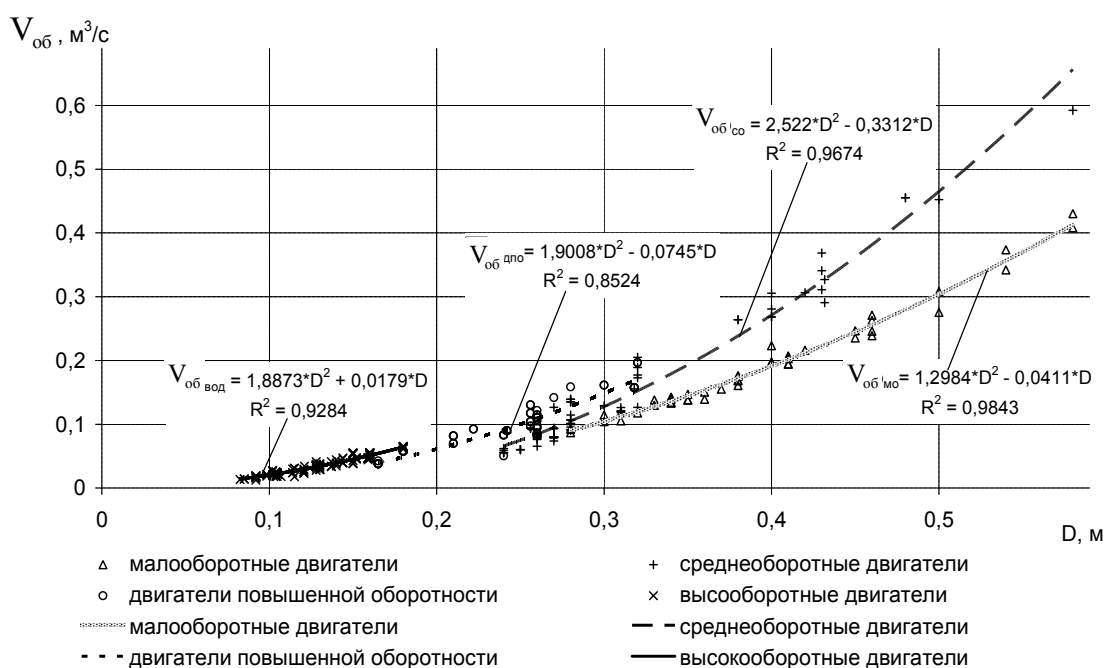


Рис. 4.1. Изменение средней объемной скорости от диаметра цилиндра (точки - опытные значения; кривые – расчетные значения).

Аналогично были получены прогнозные модели – тренды для других групп дизелей. Так тренд зависимости объемной скорости от диаметра цилиндра среднеоборотных четырехтактных дизелей имеет вид:

$$V_{об\ со}=2,5 \cdot D^2 - 0,33 \cdot D, \text{ при } R^2=0,97. \quad (4.4)$$

Тренд зависимости объемной скорости от диаметра цилиндра дизелей повышенной оборотности ($750 \text{ мин}^{-1} < n_{об} < 1500 \text{ мин}^{-1}$) может быть представлена в виде

$$V_{об\ no}=1,9 \cdot D^2 - 0,075 \cdot D, \text{ при } R^2=0,85. \quad (4.5)$$

Прогнозная модель - тренд зависимости объемной скорости от диаметра цилиндра высокооборотных четырехтактных дизелей может быть представлена в виде

$$V_{об\ во}=1,9 \cdot D^2 + 0,018 \cdot D, \text{ при } R^2=0,93. \quad (4.6)$$

На основе результатов обработки статистических данных (приложение Б) было сделано допущение о существовании взаимосвязи между экономическим показателем удельного расхода топлива и рассматриваемыми параметрами дизеля.

Такая взаимосвязь была определена с использованием допущения об отображении удельного расхода топлива в виде функции:

$$B = f(S; V_{об}) = \frac{a}{\bar{S}^n \cdot V_{об}^k}, \quad (4.7)$$

где a, n, k – коэффициенты, определяемые, методом оптимизированного перебора корней.

Таким образом, получена функция, отображающая взаимосвязь объемной скорости сгорания $V_{об}$, площади поршня S (м^2) и номинального

теоретического удельного расхода топлива B (г/кВт·ч) для четырехтактных дизелей, (4.8):

$$B = \frac{140}{S^{0.062} \cdot V_{об}^{0.035}} \cdot \quad (4.8)$$

Для двухтактных двигателей значение в (4.8) над дробью меняется с 140 на 152,6. По выражению (4.8) был проведен теоретический расчет номинального удельного расхода топлива и полученные результаты были сопоставлены с фактическими рис. 4.2.

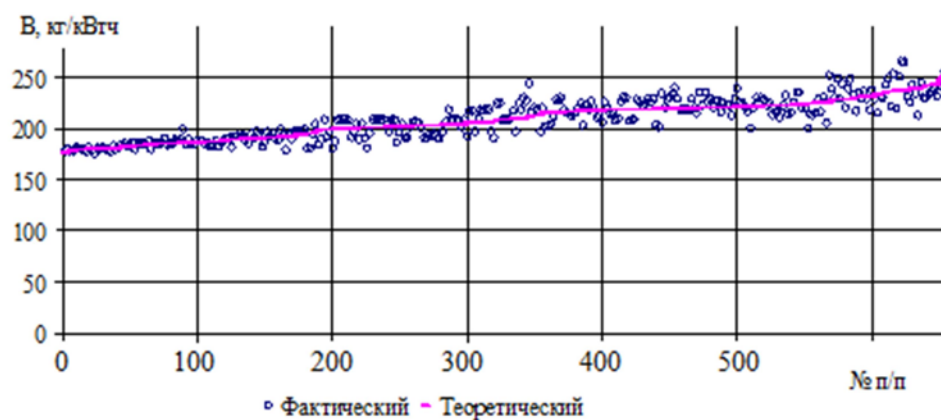


Рис. 4.2. Сравнение теоретического и фактического расхода.

Величина достоверности аппроксимации полученной функции - $R^2=0,92$, средняя квадратическая погрешность результатов расчета по (4.8) относительно статистических данных определялась по выражению (4.9):

$$E_S = \sqrt{\sum_{i=1}^n \frac{(x_i - \bar{x}_i)^2}{n-1}} = 10,24, \quad (4.9)$$

где E_S – средняя квадратическая погрешность результатов расчета, г/кВтч;

n – количество исследуемых дизелей (в расчете $n=700$);

$\bar{x}_i, x_i$ – расчетный и фактический удельный расходы топлив, г/кВтч.

Выражение (4.8) коррелирует с данными приведенными в характеристике дизеля, а также проведенными исследованиями [12].

4.3 Влияние среднего эффективного давления на объемную скорость сгорания на номинальном режиме работы дизелей

На рис. 4.3 приведены данные расчета объемной скорости сгорания от среднего эффективного давления (статистические данные) для различных типов дизелей на номинальных режимах работы.

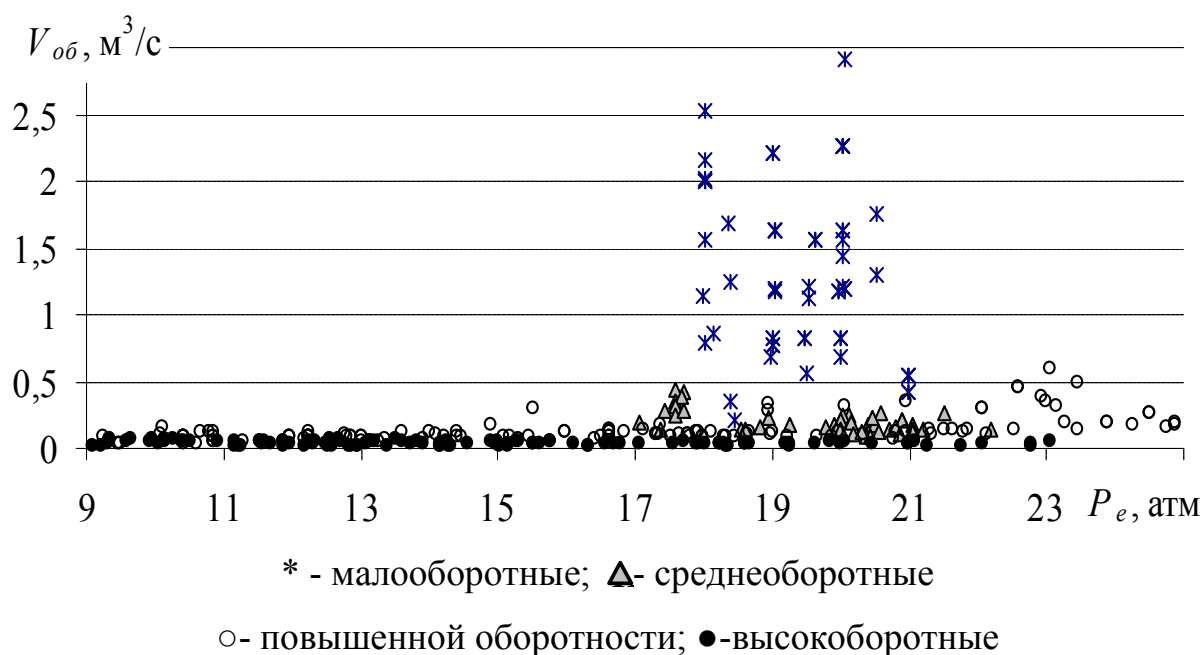


Рис. 4.3. Статистическое распределение объемной скорости сгорания от среднего эффективного давления для различных типов дизелей на номинальных режимах работы.

В результате анализа и обработки этих данных, получены прогнозные (трендовые) модели для различных типов дизелей (рис. 4.10 - 4.12).

Тренд зависимости объемной скорости $V_{об}$ от эффективного давления P_e для малооборотных двухтактных дизелей (рис. 4.4), может быть представлен в виде

$$V_{об} = -0,0871 \cdot P_e^2 + 3,0413 \cdot P_e - 24,643, R^2=0,2, \quad (4.10)$$

где R^2 - достоверность аппроксимации.

$$R^2 = 1 - \frac{\sum (V_{об} - \hat{V}_{об})^2}{\sum V_{об}^2 - \frac{(\sum V_{об})^2}{n}}, \quad (4.11)$$

где $V_{об}$ – объемная скорость сгорания, рассчитанная по трендовой зависимости, $\text{м}^3/\text{с}$;

N – количество исследуемых дизелей;

$\hat{V}_{об}$ – фактическая объемная скорость сгорания, полученная по выражению (2.2), $\text{м}^3/\text{с}$.

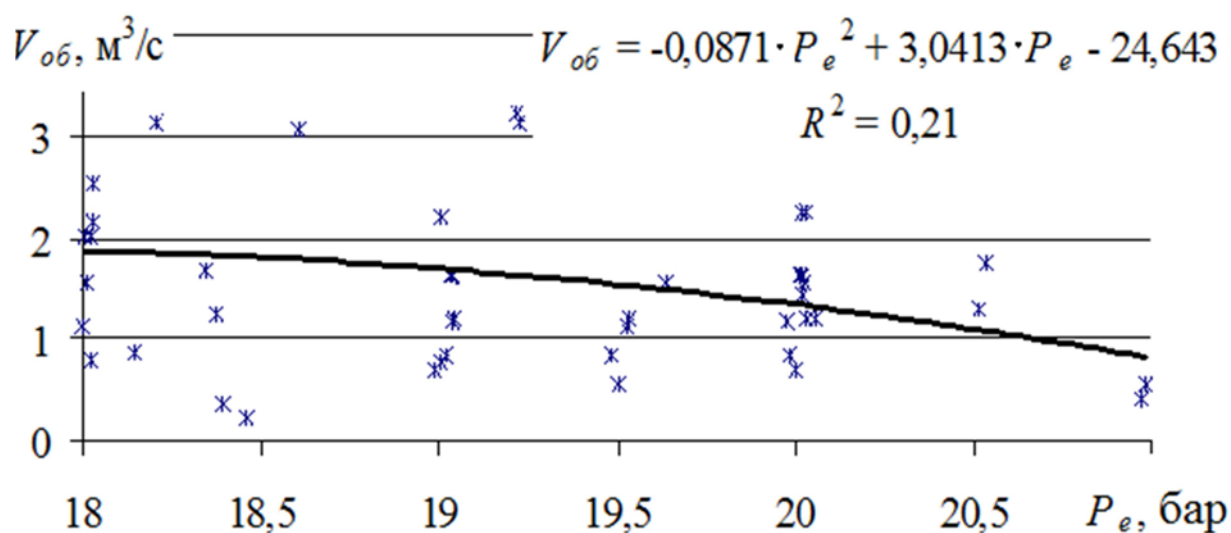


Рис. 4.4. Тенденция изменения объемной скорости от эффективного давления на номинальных режимах работы для малооборотных двухтактных дизелей

Тренд зависимости объемной скорости $V_{об}$ от эффективного давления P_e для среднеоборотных четырехтактных дизелей (рис. 4.5), может быть представлен в виде:

$$V_{об} = 0,0111 \cdot P_e^2 - 0,462 \cdot P_e + 4,9859, R^2 = 0,4. \quad (4.12)$$

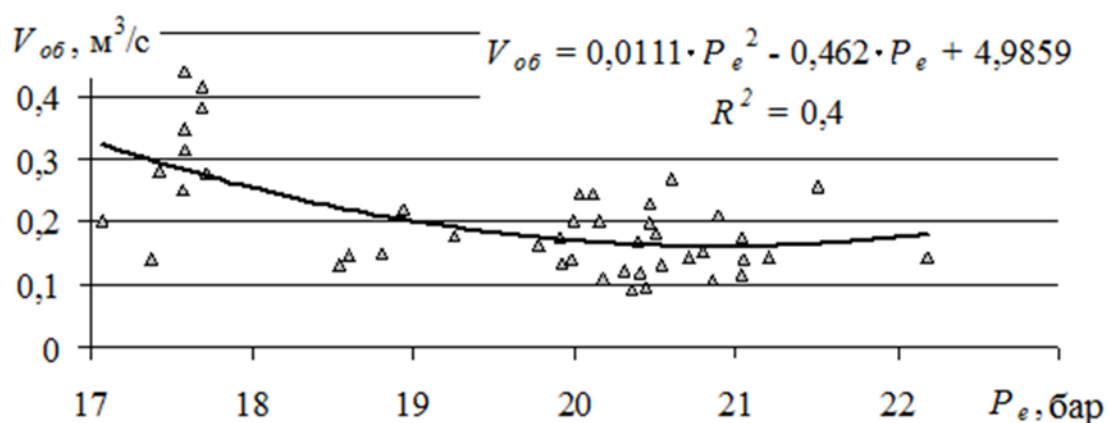


Рис. 4.5. Тенденция изменения объемной скорости от эффективного давления на номинальных режимах работы для среднеоборотных дизелей

Тренд зависимости объемной скорости $V_{об}$ от эффективного давления P_e для четырехтактных дизелей повышенной оборотности (рис. 4.6), может быть представлен в виде

$$V_{об} = 0,0013 \cdot P_e^2 - 0,0275 \cdot P_e + 0,219, R^2 = 0,43. \quad (4.13)$$

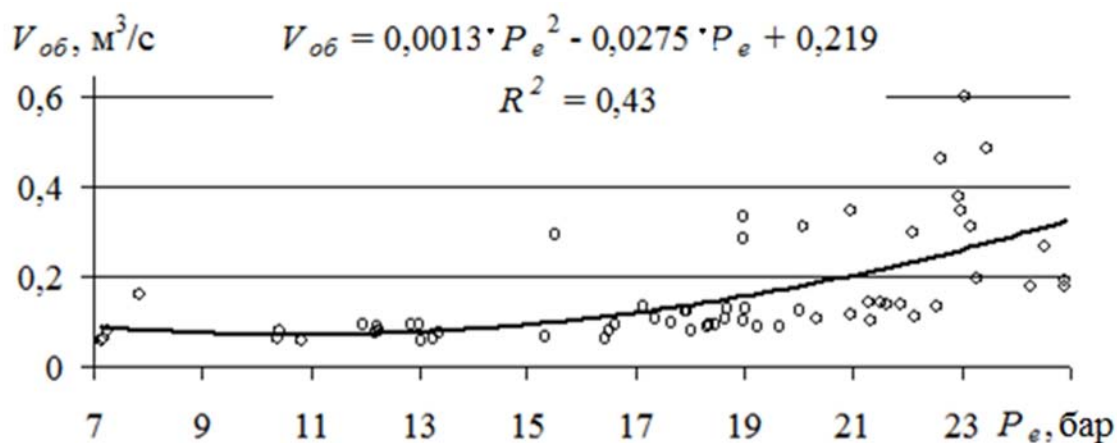


Рис. 4.6. Тенденция изменения объемной скорости от эффективного давления на номинальных режимах работы для дизелей повышенной оборотности

Тренд зависимости объемной скорости $V_{об}$ от эффективного давления P_e для высокооборотных четырехтактных дизелей (рис. 4.7), может быть представлен в виде:

$$V_{об} = 0,0002 \cdot P_e^2 - 0,0052 \cdot P_e + 0,0835, R^2 = 0,04. \quad (4.14)$$

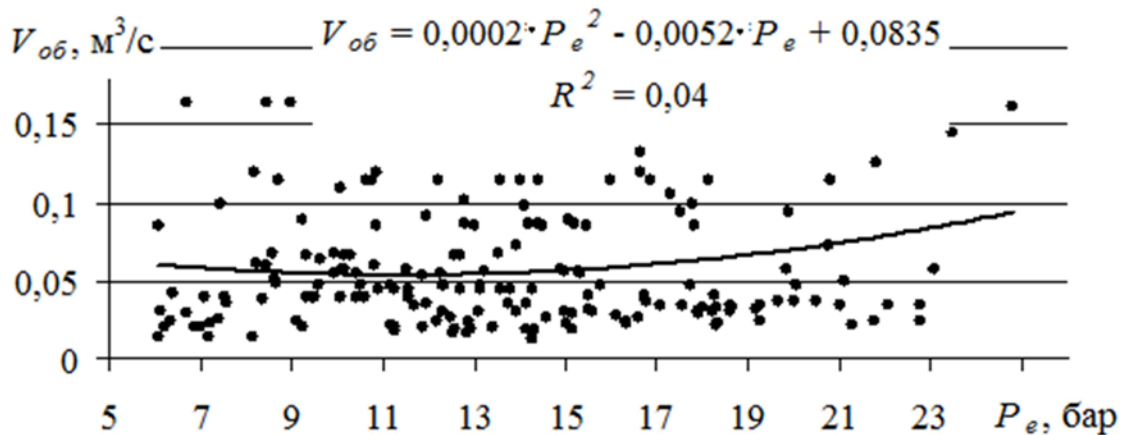


Рис. 4.7. Тенденция изменения объемной скорости от эффективного давления высокооборотных дизелей на номинальных режимах работы

Анализ полученных тенденций (4.10, 4.12, 4.13, 4.14.) позволил сделать следующие обобщения и выводы.

Для двухтактных малооборотных дизелей характерно изменение объемной скорости от эффективного давления по полиномиальной зависимости, эффективное давление – P_e , находится в пределах 18÷21 бар, объемная скорость сгорания находится в пределах $V_{об}=0,21÷3,24 \text{ м}^3/\text{с}$.

Для среднеоборотных дизелей характерно изменение P_e в более широком диапазоне значений, от 17 до 22 бар, объемная скорость сгорания находится в пределах $V_{об}=0,09÷0,44 \text{ м}^3/\text{с}$.

Для дизелей повышенной оборотности характерно протекание процессов при эффективном давлении 7÷25 бар. Объемная скорость сгорания находится в пределах $V_{об}=0,06÷0,6 \text{ м}^3/\text{с}$.

Для высокооборотных четырехтактных дизелей характерно протекание процессов при эффективном давлении 6÷25 бар. Объемная скорость сгорания находится в пределах $V_{об}=0,01÷0,2 \text{ м}^3/\text{с}$.

4.4 Влияние числа оборотов коленчатого вала на объемную скорость сгорания на номинальном режиме работы дизеля

На рис. 4.8 приведены данные расчета объемной скорости сгорания от числа оборотов коленчатого вала (статистические данные) для двухтактных и четырехтактных дизелей на номинальных режимах работы.

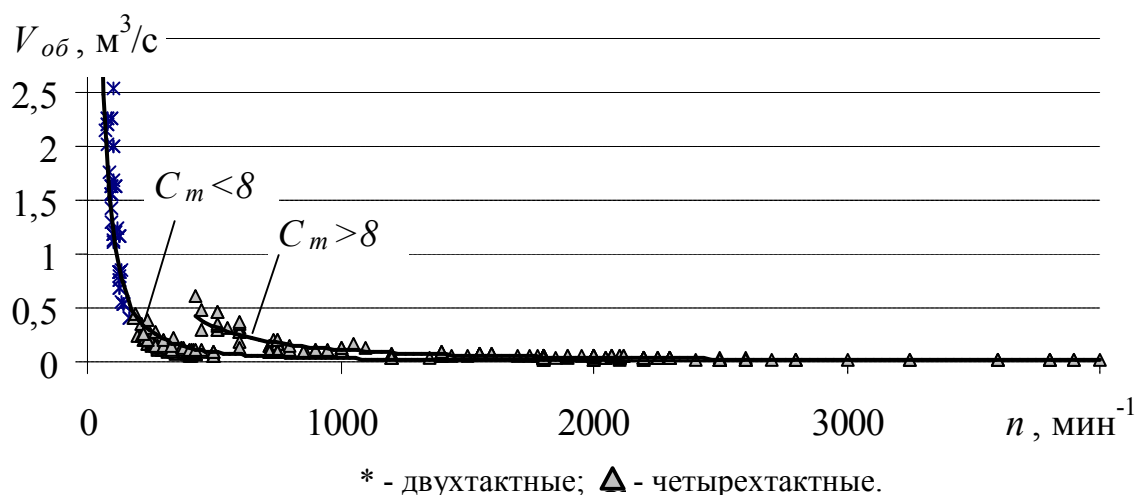


Рис. 4.8. Статистическое распределение объемной скорости сгорания от числа оборотов коленчатого вала для различных типов дизелей

В результате анализа полученных данных (рис. 4.8) было установлено, что влияние числа оборотов коленчатого вала на объемную скорость сгорания имеет степенную зависимость. При этом явно выражены две подгруппы данных:

- Все двухтактные дизели и четырехтактные дизели со средней скоростью поршня (c_m)

$$c_m = \frac{H \cdot n}{30} < 8 \text{ м/с}, \quad (4.15)$$

- четырехтактные дизели со средней скоростью поршня

$$c_m > 8 \text{ м/с}. \quad (4.16)$$

Последующая обработка данных (рис. 4.8) позволила получить прогнозные (трендовые) модели для различных типов дизелей ранжированных по условиям (4.15) и (4.16) (рис. 4.9 и рис. 4.10).

Тренд зависимости объемной скорости $V_{об}$ ($\text{м}^3/\text{с}$) от числа оборотов коленчатого вала n (мин^{-1}) для двухтактных дизелей и четырехтактных со средней скоростью поршня $c_m < 8$ м/с на их номинальных режимах работы (рис. 4.9), может быть представлен в виде:

$$V_{об} = 1972,4 \cdot n^{-1,6}, R^2 = 0,88. \quad (4.17)$$

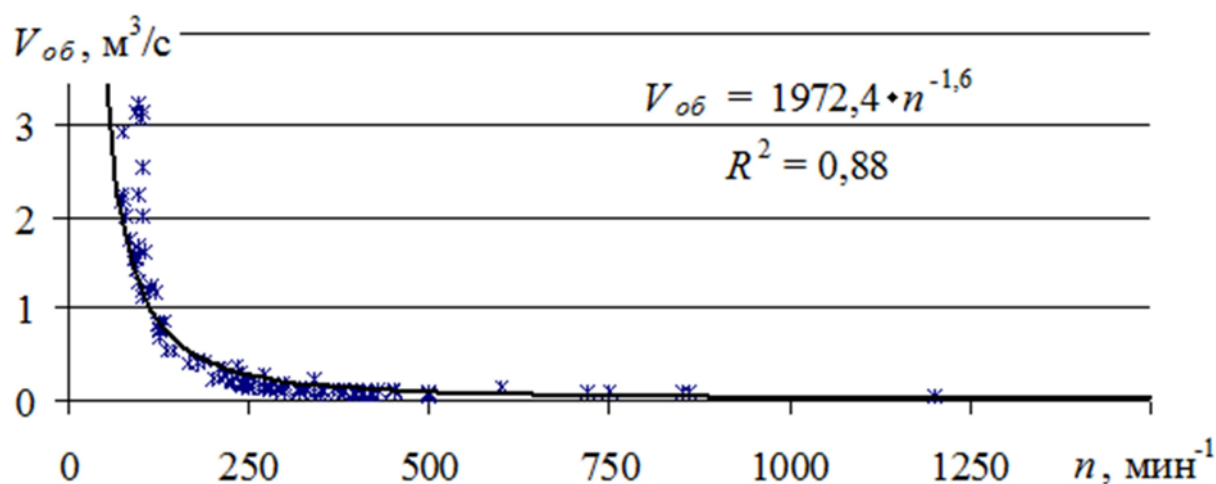


Рис. 4.9. Тенденция изменения объемной скорости от числа оборотов коленчатого вала для двухтактных дизелей и четырехтактных со средней скоростью поршня $c_m < 8$ м/с

Тренд зависимости объемной скорости $V_{об}$ от числа оборотов коленчатого вала n для четырехтактных со средней скоростью поршня $c_m > 8$ м/с на их номинальных режимах работы (рис. 4.10), может быть представлен в виде:

$$V_{об} = 5132,5 \cdot n^{-1,55}, R^2 = 0,92. \quad (4.18)$$

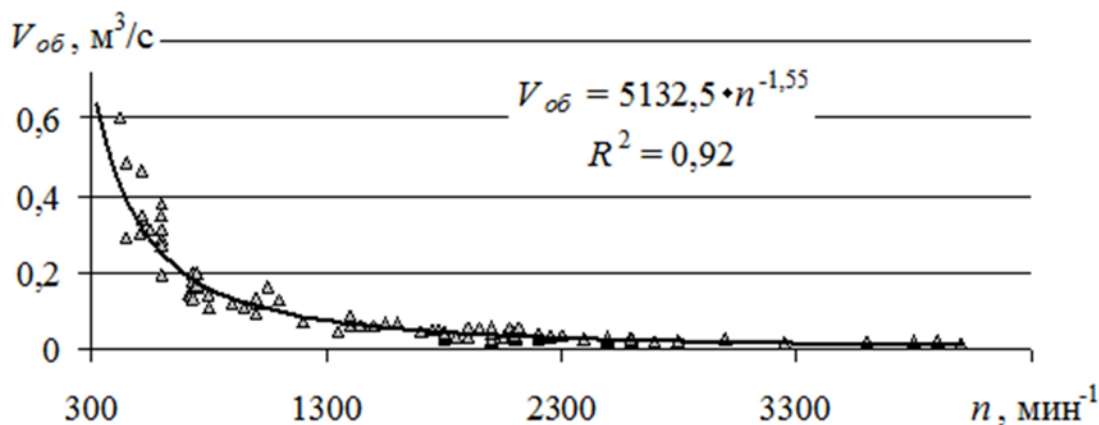


Рис. 4.10. Тенденция изменения объемной скорости от числа оборотов коленчатого вала для четырехтактных со средней скоростью поршня $c_m > 8 \text{ м/с}$

Анализ полученных тенденций (4.17, 4.18) позволил сделать следующие обобщения и выводы.

Для двухтактных и четырехтактных дизелей характерно увеличение объемной скорости сгорания при уменьшении числа оборотов коленчатого вала на номинальном режиме работы по степенной зависимости. Увеличение средней скорости поршня дизеля приводит к увеличению объемной скорости сгорания.

Это позволяет установить пути повышения эффективности дизелей, причем для всех типов дизелей рекомендуются мероприятия связанные с уменьшением числа оборотов коленчатого вала на номинальном режиме работы и увеличением средней скорости поршня c_m .

При этом следует учитывать, что с повышением c_m растет динамическая напряженность и ресурс дизеля снижается обычно в большей степени, чем при форсировании его за счет P_e [39], число оборотов коленчатого вала на номинальном режиме величина обратно пропорциональная ходу поршня дизеля, как следствие уменьшение числа оборотов на номинальном режиме приводит к увеличению фронтальных габаритных размеров дизеля и ухудшает жесткость и прочность формы коленчатого вала [39].

4.5 Влияние цилиндровой мощности на объемную скорость сгорания на номинальном режиме работы дизеля

На рис. 4.11 приведены данные расчета объемной скорости сгорания от цилиндровой мощности (статистические данные) для различных типов дизелей на номинальных режимах работы.

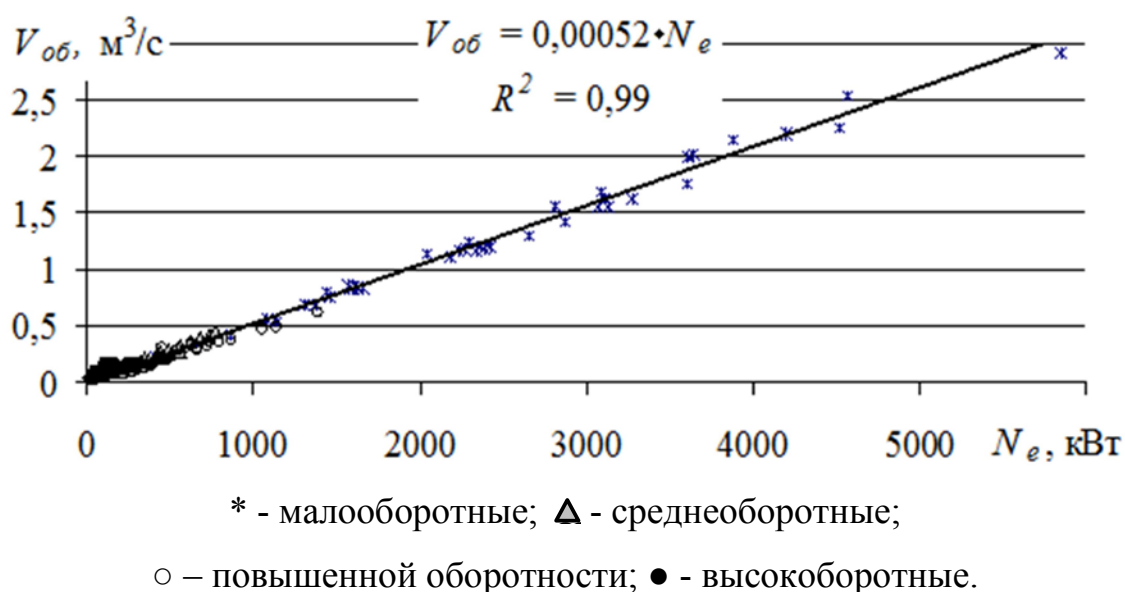


Рис. 4.11. Статистическое распределение объемной скорости сгорания от цилиндровой мощности, для различных типов дизелей на номинальных режимах работы.

В результате анализа полученных данных (рис. 4.11) было установлено, что влияние цилиндровой мощности на объемную скорость сгорания для малооборотных дизелей имеет линейную зависимость.

Тренд зависимости объемной скорости $V_{об}$ ($\text{м}^3/\text{с}$) от цилиндровой мощности N_e (кВт) для малооборотных дизелей на их номинальных режимах работы (рис. 4.11), может быть представлен в виде:

$$V_{об} = 0,00052 \cdot N_e, \quad R^2 = 0,99. \quad (4.19)$$

Такая зависимость объемной скорости сгорания от цилиндровой мощности обусловлена небольшим различием среднего эффективного давления на номинальных режимах работы у исследуемого ряда малооборотных дизелей, $P_e = 17 \div 22$ бар. Поэтому дальнейшее исследование влияние цилиндровой мощности дизеля на объемную скорость сгорания на номинальных режимах работы проводилось для четырехтактных дизелей.

Тренд зависимости объемной скорости $V_{об}$ от цилиндровой мощности N_e для четырехтактных дизелей на их номинальных режимах работы (рис. 4.12), может быть представлен в виде:

$$V_{об} = 0,00048 \cdot N_e, \quad R^2 = 0,88. \quad (4.20)$$

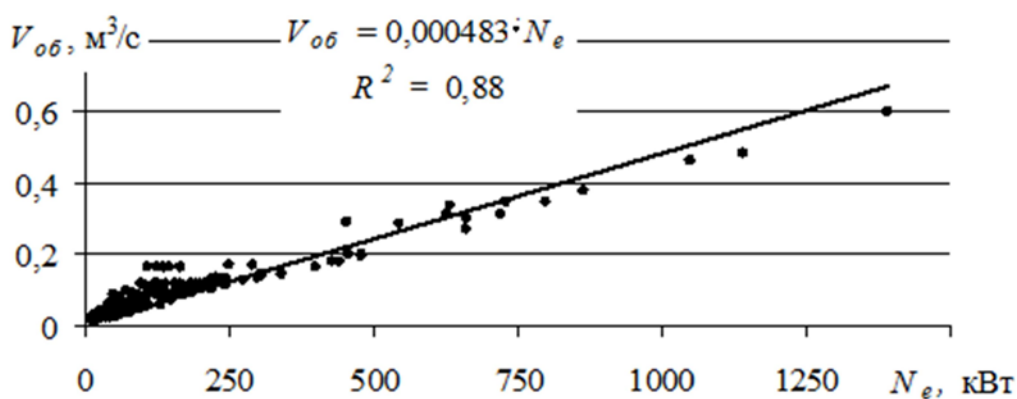


Рис. 4.12. Тенденция изменения объемной скорости от цилиндровой мощности для четырехтактных средне и высокооборотных дизелей на номинальных режимах работы

Для двухтактных и четырехтактных дизелей характерно увеличение объемной скорости сгорания при увеличении цилиндровой мощности на номинальном режиме работы по линейной зависимости. При этом у средне и высокооборотных дизелях (рис. 4.12) наблюдаются выплески повышения объемной скорости, т.е. при той же цилиндровой мощности среднее эффективное давление на номинальном режиме работе у некоторых дизелей ниже, как следствие увеличивается их ресурс.

4.6 Исследование степени форсирования судовых дизелей

В современных условиях все в большей степени проявляется форсирование дизелей за счет повышения цилиндрического давления и температуры.

Такие решения при неизменных качествах конструкции и условиях эксплуатации дизеля приводят к снижению его надежности.

Верхний предел форсирования судовых дизелей является одним из факторов ограничивающих их эффективность [33, 39].

Эффективное давление в цилиндрах современных дизелей достигает 25 бар, что повышает вероятность прорыва газов из камер сгорания в картер, сдуванию масляной пленки с поверхности втулок, приводит к упругой деформации колец и перемычек поршня и ряду других отклонений не характерных для нормальной работы дизеля. В особенности отмеченная тенденция свойственна судовым главным дизелям, где цилиндрическая мощность возросла до 10000 кВт.

С целью обеспечения требуемого уровня эффективности дизеля необходим поиск оптимальных соотношений режимов его работы и степени форсирования.

Поставленная задача является достаточно сложной, и требует комплексных подходов, базирующихся на емкой и достоверной статистической базе, которой во многих случаях оказывается явно недостаточно.

Поэтому, нами вырабатывались принципы решения поставленной задачи, посредством рассмотрения статистического ряда параметров номинального режима работы, более 700 моделей четырех и двухтактных дизелей различных серий и модификаций.

В качестве оценки уровня форсирования были использованы удельная нагрузка на поршень, т.е. мощность, приходящаяся на m^2 поршня [33, 39, 50, 101]:

$$f_i = \frac{4N_e}{\pi D^2} \quad (4.21)$$

где, N_e - эффективная цилиндровая мощность дизеля, кВт;

D - диаметр цилиндра, м.

Достаточно высокий уровень надежности дизеля обеспечивается при условии, что показатель степени форсирования [6, 33]:

$$f_i \leq 7,4 \cdot 10^3, \text{ кВт/м}^2. \quad (4.22)$$

При этом связи с развитием дизелестроения верхний предел степени форсирования неуклонно растет.

Результаты расчетов по выражению (4.22) на основании исследуемого статистического ряда дизелей представлены в виде графика, рис. 4.13

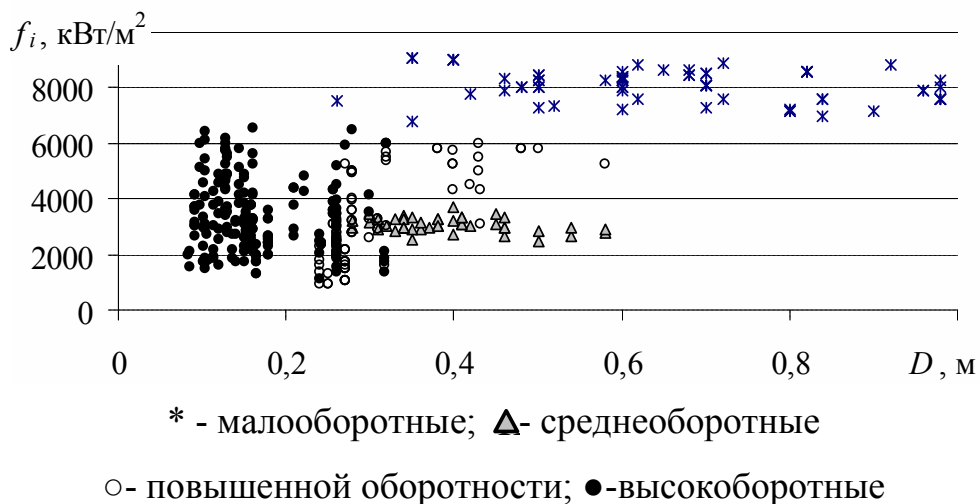


Рис. 4.13. Степень форсирования дизелей на номинальных режимах работы в зависимости от площади поршня:

Анализ полученных результатов показывает, что в современных двухтактных дизелях за счет совершенствования конструкции и применения

новых материалов степень форсирования превышает условие (4.22), что является одним из факторов повышения эффективности дизеля в эксплуатации.

На основании исследования степени форсирования дизелей в зависимости от диаметра цилиндра D (м), представляется возможным установить границы области резерва (поле резерва) повышения эффективности двухтактных дизелей (рис. 4.14) и четырехтактных дизелей (рис. 4.15, рис. 4.16, рис. 4.17). Одновременно это поля являются определенной мерой возможного повышения или снижения уровня загрязнения окружающей среды.

Области очерчены границами: верхней, то есть с наибольшими показателями степени форсирования при номинальных режимах дизелей и нижней, с наименьшими показателями.

Верхняя граница характеризует наибольшие показатели форсирования и соответственно большие показатели эффективности дизеля обусловленное повышением мощности дизеля при тех же геометрических параметрах цилиндропоршневой группы и поэтому она названа нами «оптимистической» f_i^{onm} . По аналогии нижняя граница получила название «пессимистической» f_i^{nec} [13].

Прогнозные тренды для границ области резерва повышения степени форсирования на номинальных режимах работы для двухтактных дизелей в зависимости от диаметра цилиндра:

$$f_i^{onm} = -1583 \cdot D^2 - 252 \cdot D + 9170, \quad (4.23)$$

$$f_i^{nec} = -258 \cdot D^2 + 975 \cdot D + 6368. \quad (4.24)$$

Полученная область резерва повышения степени форсирования на номинальных режимах работы для двухтактных дизелей в зависимости от диаметра цилиндра приведена на рис. 4.14.

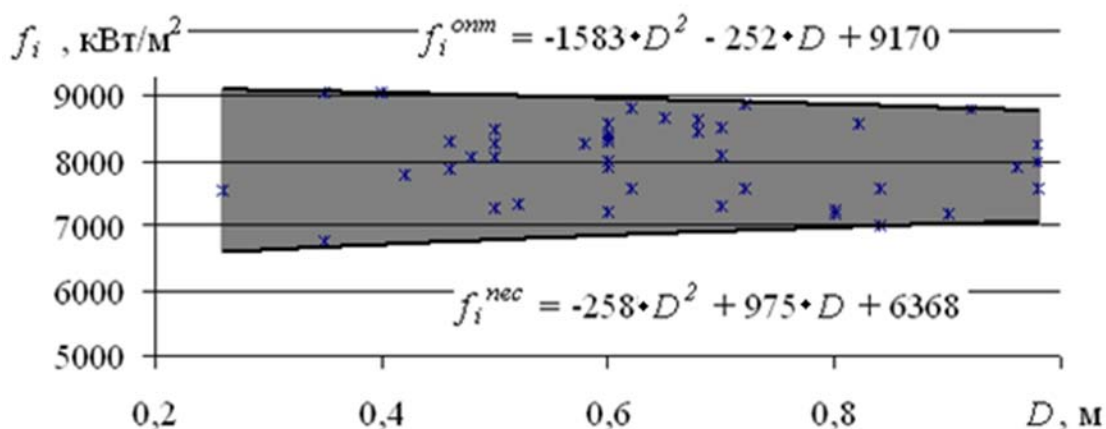


Рис. 4.14. Область резерва повышения степени форсирования двухтактных дизелей на номинальных режимах работы от диаметра цилиндра

Прогнозные тренды для границ области резерва повышения степени форсирования на номинальных режимах работы для четырехтактных малооборотных дизелей в зависимости от диаметра цилиндра (рис. 4.15):

$$f_i^{onm} = -17403 \cdot D^2 + 13146 \cdot D + 1236, \quad (4.25)$$

$$f_i^{nec} = 5557 \cdot D^2 - 5429 \cdot D + 3767. \quad (4.26)$$

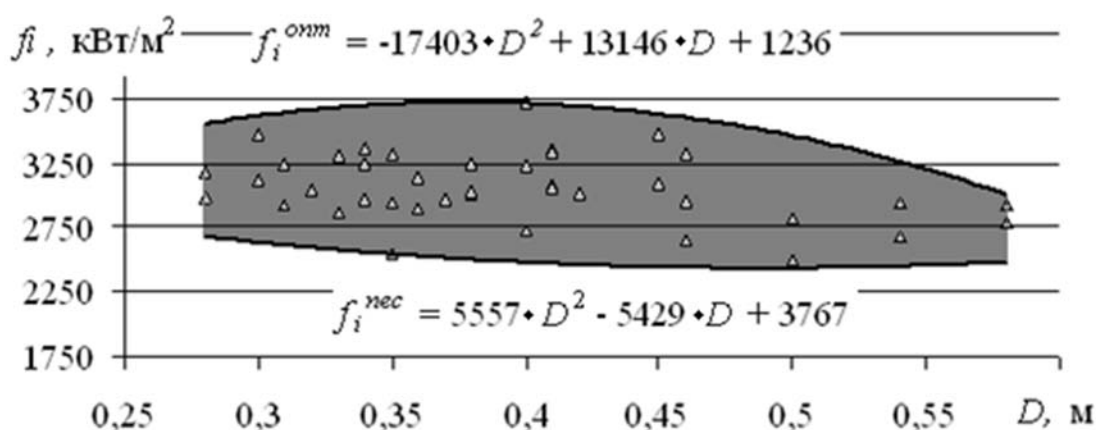


Рис. 4.15. Область резерва повышения степени форсирования четырехтактных среднеоборотных дизелей на номинальных режимах работы от диаметра цилиндра

Прогнозные тренды для границ области резерва повышения степени форсирования на номинальных режимах работы для четырехтактных среднеоборотных дизелей в зависимости от диаметра цилиндра (рис. 4.16):

$$f_i^{onm} = -31486 \cdot D^2 + 26297 \cdot D + 780, \quad (4.27)$$

$$f_i^{nec} = -16681 \cdot D^2 + 23703 \cdot D - 4255. \quad (4.28)$$

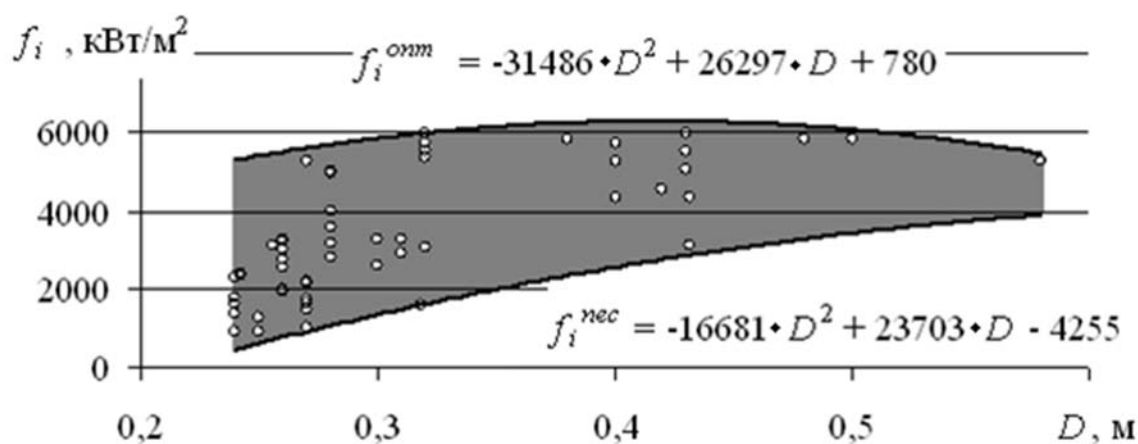


Рис. 4.16. Область резерва повышения степени форсирования четырехтактных дизелей повышенной оборотности на номинальных режимах работы от диаметра цилиндра

Прогнозные тренды для границ области резерва повышения степени форсирования на номинальных режимах работы для четырехтактных высокооборотных дизелей в зависимости от диаметра цилиндра (рис. 4.17):

$$f_i^{onm} = -11611 \cdot D^2 + 3184 \cdot D + 6518, \quad (4.29)$$

$$f_i^{nec} = 22659 \cdot D^2 - 10215 \cdot D + 2256. \quad (4.30)$$

Разрыв между оптимистической и пессимистической границами в областях резерва повышения степени форсирования дизелей – это тот резерв

в эксплуатационных и конструктивных параметрах дизелей, который следует использовать для повышения их эффективности.

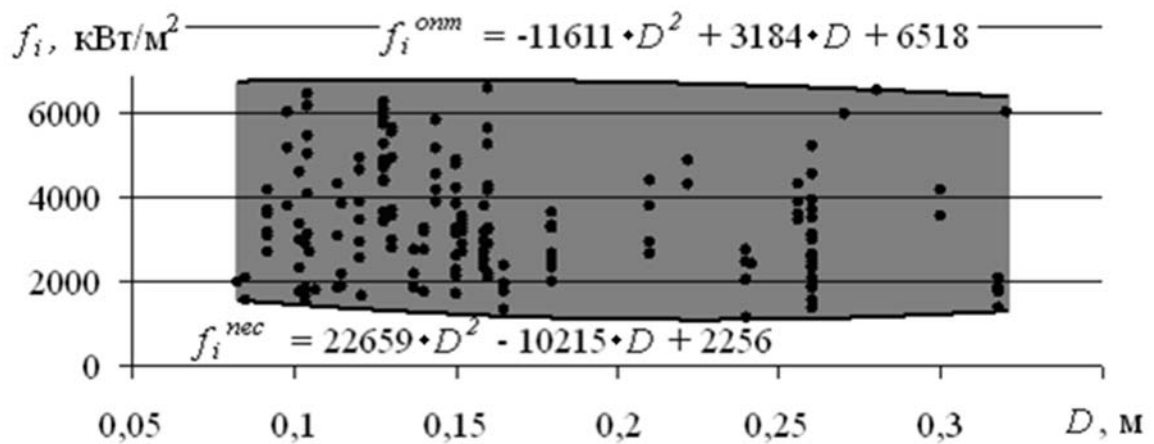


Рис. 4.17. Область резерва повышения степени форсирования четырехтактных высокооборотных дизелей на номинальных режимах работы от диаметра цилиндра

Если считать, что площади рассматриваемых областей являются относительной мерой оценки дополнительного загрязнения окружающей среды, в результате неэффективной работы дизелей, то можно выразить, [13]:

$$C_{\partial зс} = \int_{D_1}^{D_2} \frac{f_i^{nec}(D)}{f_i^{onm}(D)} dD. \quad (4.31)$$

У большинства современных дизелей имеются резервы по повышению их эффективности в эксплуатации за счет увеличения степени форсирования.

Полученные области резерва повышения степени форсирования позволяют оценить эффективность работы частного дизеля относительно различных типов дизелей, на основе степени форсирования в зависимости от его диаметра. Что позволит выявить причины, влияющие на увеличения или уменьшение показателя степени форсирования и, как следствие повысить информативность рабочего процесса.

Выводы по разделу 4

1. На основе статистической обработки показателей значительного количества дизелей (более 700 ед.) различных серий и модификаций, с учетом эффективной цилиндровой мощности и среднего эффективного давления в цилиндре, являющихся определяющими при расчете «объемной скорости сгорания», а также диаметра цилиндра, разработаны прогнозные модели (тренды) по определению «объемной скорости сгорания» для малооборотных двухтактных дизелей, среднеоборотных, повышенной оборотности и высокооборотных четырехтактных дизелей, что позволяет подобрать для судна наиболее эффективный дизель с требуемыми конструктивными параметрами.

2. В результате обработки статистических данных предложена для всех типов дизелей функция, отображающая взаимосвязь объемной скорости сгорания, площади поршня и номинального теоретического удельного расхода топлива, что позволяет установить взаимосвязь между и экономической характеристикой дизеля, в качестве показателя которой принят удельный расход топлива, с учетом его конструктивных особенностей.

3. Анализ тенденций изменения «объемной скорости сгорания» в зависимости от эффективного давления в цилиндре на номинальных режимах работы различных типов дизелей позволил установить пределы параметра - «объемная скорость сгорания», характерные для определенных типов дизелей, которые показывают, что изменение эффективного давления в цилиндре не значительно влияет на «объемную скорость сгорания», что коррелируется с особенностями изменения скорости сгорания от давления, отмеченными в обзоре настоящей работы.

4. Установлено, что для двухтактных и четырехтактных дизелей изменение объемной скорости сгорания при увеличении цилиндровой мощности, на номинальном режиме работы, происходит по линейной

зависимости, при этом у средне и высокооборотных дизелей наблюдаются выплески повышения объемной скорости, что позволяет выявить дизели, для которых возможно увеличение мощности за счет повышения эффективного давления в цилиндре.

5. Установленные диапазоны резерва повышения степени форсирования дизеля, в зависимости от диаметра цилиндра, влияющего на объемную скорость сгорания, позволяют оценить конкретный дизель относительно других типов.

РАЗДЕЛ 5

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ПОДТВЕРЖДЕНИЯ И РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ИСПОЛЬЗОВАНИЮ РЕЗУЛЬТАТОВ ДИССЕРТАЦИОННОЙ РАБОТЫ

5.1 Принципы оценивания дизелей при их выборе на основе объемной скорости сгорания

На решение проблем энерго- и ресурсосбережения на морском транспорте значительную роль оказывает совершенствование работы дизеля, с изменением его показателей. При этом работа дизеля является наукоёмким, высокотехнологичным процессом, который зависит от его конструкции и технологии изготовления, оценка которого возможна сравнением с параметрическими характеристиками существующих дизелей.

Одна из важнейших задач, которая сегодня ставится перед производителями дизелей - создание новых высокоэкономичных дизелей, с учетом различных принципов оценивания показателей, в том числе и на основе вновь разработанных показателей, к которым можно отнести исследуемую в этой работе «объемную скорость сгорания».

В настоящее время в отечественном дизелестроении, вследствие определенных технико-экономических факторов, образовалась свободная ниша на рынке мощных среднеоборотных дизелей [41] для судов. Подобное положение сложилось и на рынке маломощных (до 100 кВт) высокооборотных судовых дизелей.

Не производятся четырехтактные дизели мощностью:

- среднеоборотные выше 3700 кВт, которые являются базовыми для главных дизелей больших рыбопромысловых судов, нефтеналивных танкеров, сухогрузов, буксиров и т.д.;

- высокооборотные в диапазоне от 44 до 118 кВт – вспомогательные дизели и аварийные дизель-генераторы для судов всех классов и назначений, главные дизели речных судов.

- высокооборотные до 5 кВт - дизели спасательных шлюпок, аварийные дизель-генераторы.

Поэтому многие отечественные предприятия, стремятся заполнить свободную нишу, на базе тепловозных, автомобильных и автотракторных дизелей и создают их нетрадиционные судовые модификации [15].

Соответственно, для вновь изготавливаемых, модернизируемых и ремонтируемых морских судов с целью повышения их эффективности возникают проблемы подбора новых и замены старых дизелей.

Решение поставленной проблемы по среднеоборотным дизелям возможно с использованием следующих принципов:

- расширением мощностного ряда судовых дизелей на основе реализации концепции дизелей двойного назначения (ДДН) при создании судовых дизелей агрегатной мощностью $8 \div 10$ тыс. кВт.

- разработкой новых типов отечественных дизелей, отвечающих современным требованиям;

- модернизацией существующих конструкций дизелей для применения в судоремонте.

Реализация этих принципов обусловлено рядом проблем, не маловажное значение в которых занимает повышение информативности рабочего процесса дизеля. Отмечается проблема, усугубляется сложностью оценки условий сгорания топлива в цилиндре и некоторой противоречивостью различных исследований при описании кинетики процесса сгорания [15, 39, 64, 69, 99, 105].

Вследствие этого повышение эффективности водного транспорта возможно путем оптимального подбора дизеля для судов на стадиях их модернизации, ремонта и проектирования с учетом «объемной скорости сгорания» топлива.

В отношении скорости сгорания до настоящего нет четкой определенности, которая была бы явно выражена в виде таблиц или графических зависимостей от степени нарастания давления и скорости теплопередачи, что ограничивает возможности в выработке оптимизационных параметров для автоматизированного регулирования, а также нахождения соответствующего критерия оценки энергоэффективной работы дизеля [15].

Не смотря на теоретическую сложность определения скорости сгорания топлива с учетом многообразия влияющих факторов, ее параметр «объемная скорость сгорания» был определен на основании экспериментальных исследований и их последующей обработки (см. раздел 4). При этом представилось возможным оценить происходящие в цилиндре дизеля процессы за счет выработанных трендовых зависимостей.

На основе исследований нескольких сотен дизелей различных отечественных ведущих производителей судовых, тепловозных, автотракторных дизелей [14], был получен массив их параметров, и рассчитано соотношение цилиндровой мощности к среднему эффективному давлению – «объемная скорость сгорания» (рис. 5.1-5.3).

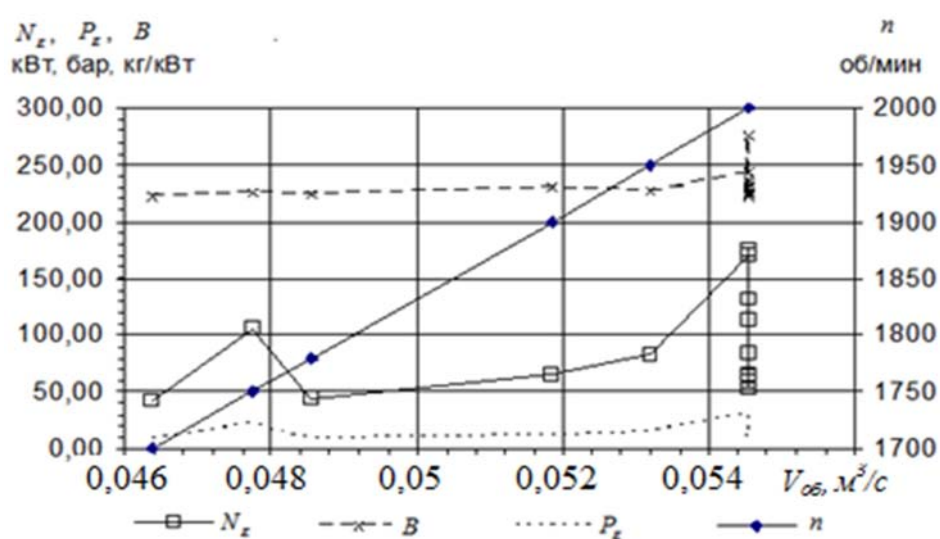


Рис. 5.1. Изменение основных характеристик дизелей диаметром цилиндра 0,16 м в зависимости от «объемной скорости сгорания».

На рис. 5.1 и рис. 5.2. по левой оси ординат приведены значения эффективной мощности (N_e), эффективного давления (P_e) и расхода топлива (B), а по правой оси ординат приведены значения частоты вращения коленчатого вала (n).

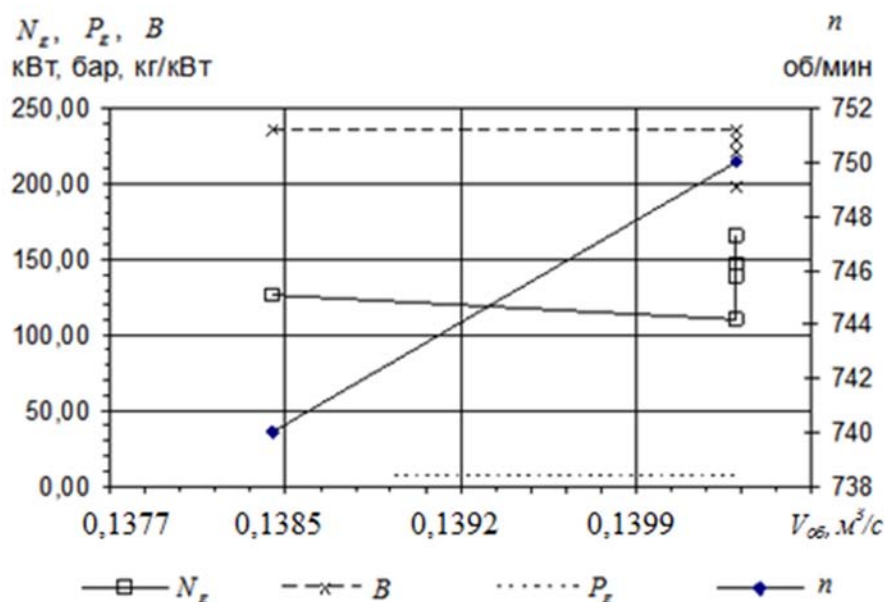


Рис. 5.2. Изменение основных характеристик дизелей диаметром цилиндра 0,3 м в зависимости от «объемной скорости сгорания»

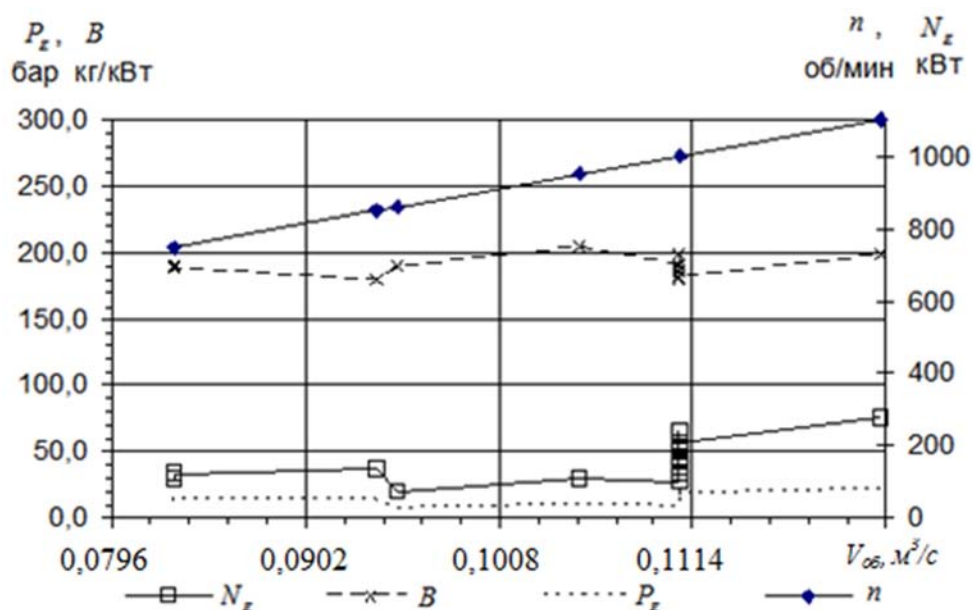


Рис. 5.3. Изменение основных характеристик дизелей диаметром цилиндра 0,26 м в зависимости от «объемной скорости сгорания»

На рис 5.3 по левой оси ординат приведены значения эффективного давления (P_e) и расхода топлива (B), а по правой оси ординат приведены значения частоты вращения коленчатого вала (n) и эффективной мощности (N_e).

На основе полученных результатов можно сделать основные выводы, что в настоящее время практически у каждого завода есть «линейка» ($5\div 20$ дизелей) в которых изменение параметров дизеля заключалось только в увеличении эффективного давления, а как следствие и мощности дизеля при этом, не привнося значительных изменений в конструкцию дизеля, что отражается на изменении удельного расхода топлива в дизели, а также уменьшении его ресурса.

На полученных графиках (5.1-5.3) они выглядят как набор параметров различных дизелей, при неизменной «объемной скорости сгорания».

Модернизация дизелей по такому направлению ограничена вследствие развития высоких давлений в цилиндре дизеля и как результат больших динамических нагрузок на детали дизеля, а также приводит к увеличению удельного расхода топлива.

Приведенные значения изменения «объемной скорости сгорания», которая находятся в пределах $0,046\div 0,1407\text{ м}^3/\text{с}$, при значении средней скорости поршня $4\div 15\text{ м/с}$. При этом следует отметить, что при сгорании топлива пламенем охватываются лишь 30-40% площади поверхности поршня [41].

По нашему мнению это происходит вследствие положительной полярности фронта пламени и положительного заряда стенок цилиндра и поршня дизеля (тем более постоянно трущихся друг об друга) рис. 5.4, рис. 5.5.

Фактическое влияние электромагнитного поля на процессы горения подтверждены на основе теоретических и экспериментальных исследованиях в ВМИ г Луганска в работах Звонова В.А. и Макарова [14], а также во многих исследованиях регулировки длины факела в газосварочных аппаратах [14].

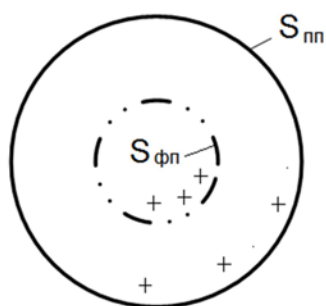


Рис. 5.4. Влияние положительной полярности фронта пламени и положительного заряда поршня дизеля

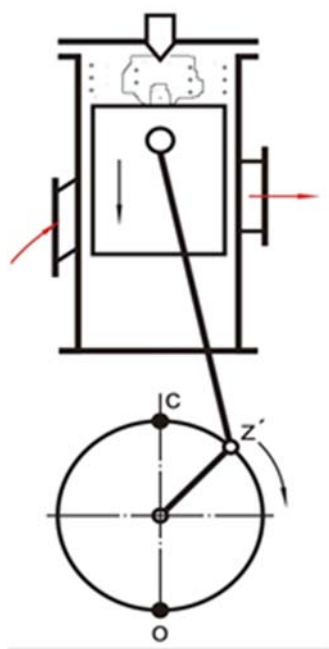


Рис. 5.5. Влияние положительной полярности фронта пламени и положительного заряда стенок цилиндра и поршня дизеля

При этом следует заметить, что даже развито целое научное направление во главе Марченко А.П. и Шпаковского В.В. [14] направленное на улучшение показателей топливной экономичности дизеля за счет частичной теплоизоляции корундовым слоем цилиндра дизеля, рассматривая изменение тепло-массообменных процессов внутри дизеля.

Такие подходы позволяют изменять «объемную скорость сгорания», а как следствие влиять на эффективность дизеля.

5.2 Разработка принципа реализации выбора конструктивных параметров цилиндропоршневой группы дизеля, в зависимости от объемной скорости сгорания

На объемную скорость значительное влияние оказывают конструктивные особенности цилиндропоршневой группы, основными показателями которой являются диаметр и ход поршня дизеля.

На основании статистической обработки параметров для двухтактных дизелей на номинальных режимах работы был построен трехмерный график зависимости объемной скорости сгорания $V_{об}$ ($\text{м}^3/\text{с}$) от диаметра цилиндра D (м) и отношения хода поршня к диаметру цилиндра H/D , (рис. 5.6).

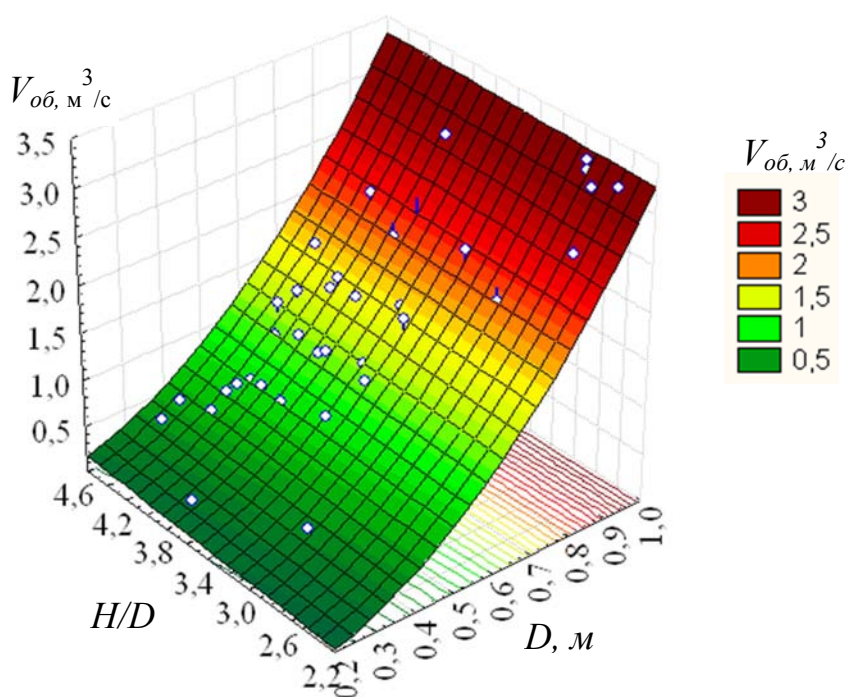


Рис. 5.6. Тенденция изменения «объемной скорости сгорания» в зависимости от диаметра цилиндра и отношения хода поршня к диаметру для двухтактных дизелей

При этом получен тренд зависимости объемной скорости сгорания $V_{об}$ ($\text{м}^3/\text{с}$) от диаметра цилиндра D (м) и отношения хода поршня к диаметру цилиндра H/D , может быть представлен в виде:

$$V_{об} = -0,27 + 0,075 \cdot D + 0,076 \cdot (H/D) + 3,4 \cdot D^2 - 0,041 \cdot D \cdot (H/D) - 0,001 \cdot (H/D)^2, R^2 = 0,99. \quad (5.1)$$

Аналогично проведена статистическая обработка параметров для четырехтактных дизелей на номинальных режимах работы (рис. 5.7).

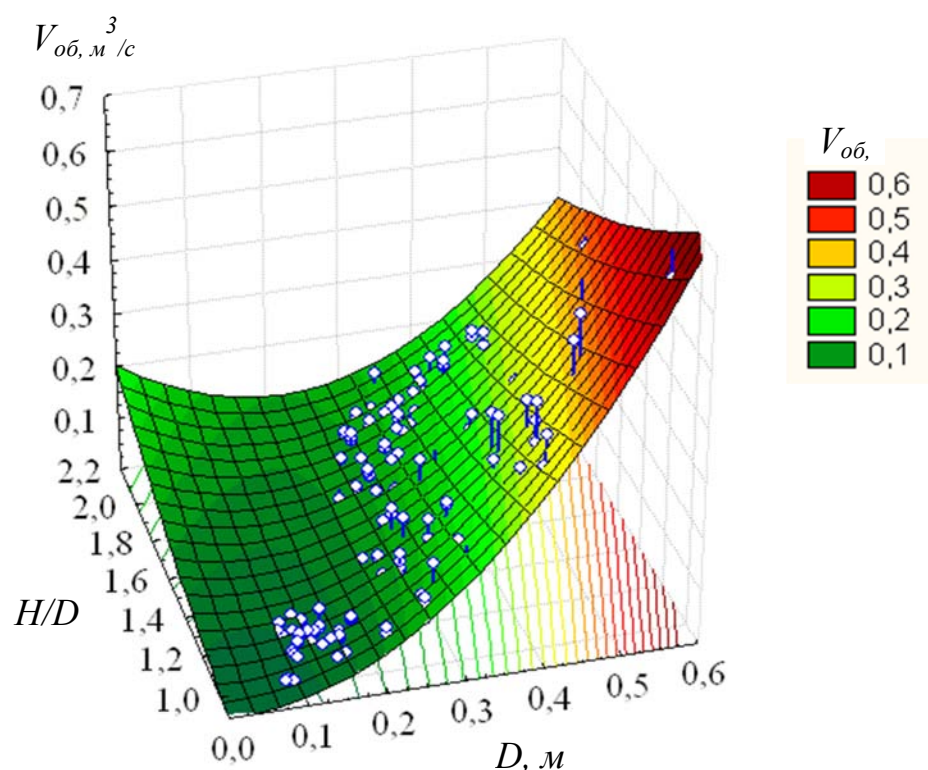


Рис. 5.7. Тенденция изменения объемной скорости от диаметра цилиндра и отношения хода поршня к диаметру для четырехтактных дизелей

При этом тренд зависимости объемной скорости сгорания $V_{об}$ от диаметра цилиндра D и отношения хода поршня к диаметру цилиндра H/D для четырехтактных дизелей на номинальных режимах работы, может быть представлен в виде:

$$V_{об} = -0,029 + 0,59 \cdot D - 0,022 \cdot (H/D) + 2,12 \cdot D^2 - 0,69 \cdot D \cdot (H/D) + 0,058 \cdot (H/D)^2, R^2 = 0,96. \quad (5.2)$$

Анализ полученных тенденций (5.1-5.2) позволил сделать следующие обобщения и выводы.

В отличие от четырехтактных, у двухтактных дизелей влияние отношения H/D на объемную скорость сгорания уменьшается с увеличением диаметра цилиндра.

На основании обработки параметров для двухтактных дизелей по аналогичной методике получена зависимость влияния номинальных оборотов коленчатого вала от ход поршня H , рис. 5.8.

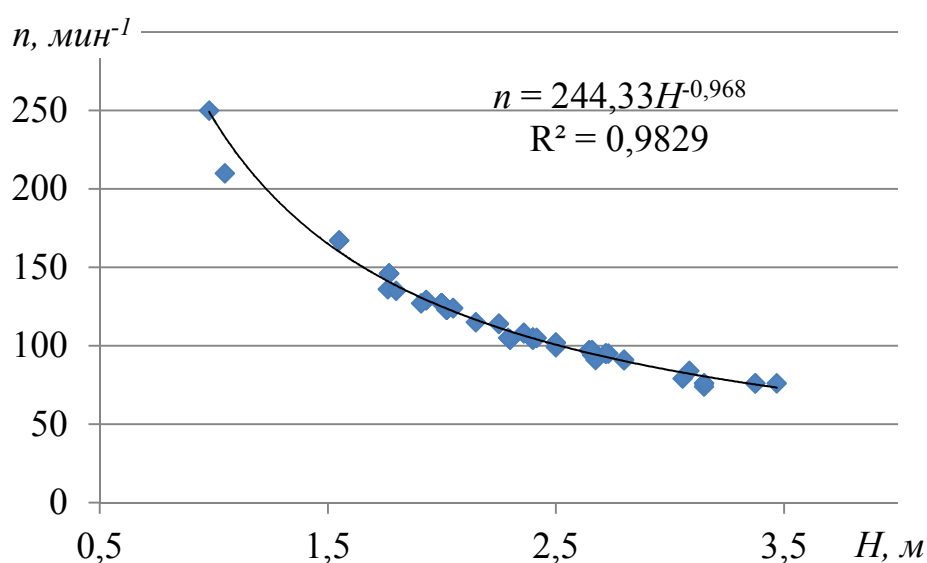


Рис. 5.8. Влияние хода поршня дизелей на обороты коленчатого вала при номинальном режиме их работы.

При этом тренд зависимости представился в виде:

$$n = 244,33H^{0,968}, \text{ при } R^2 = 0,9829. \quad (5.3)$$

Учитывая, что конструкция дизеля, в частности ход поршня H , оказывает значительное влияние на его номинальные обороты, (5.3), то уменьшение влияния H/D на объемную скорость приведет к ослаблению взаимосвязи объемной скорости сгорания и оборотов коленчатого вала, что и

наблюдалось в ранее проведенных исследованиях (раздел 4.4), в виде резкого роста объемной скорости сгорания разных дизелей с одинаковыми номинальными оборотами коленчатого вала, рис. 4.9.

Для двухтактных и четырехтактных дизелей характерно увеличение объемной скорости сгорания, оценочного показателя сгорания топлива, на номинальном режиме работы дизелей при увеличении диаметра цилиндра по полиномиальной зависимости, с высокой степенью достоверности аппроксимации $R^2 = 0,99 \div 0,95$.

Увеличение отношения H/D для двухтактных дизелей приводит к сравнительно меньшему увеличению «объемной скорости сгорания», чем от аналогичного увеличения диаметра.

Так при увеличении отношения H/D вдвое с 2,2 до 4,4 при диаметре 0,3 м объемная скорость сгорания увеличится на 0,12 м³/с с 0,19 м³/с до 0,32 м³/с. В тоже время увеличения диаметра цилиндра дизеля с 0,3 м до 0,6 м, для отношения $H/D = 2,2$ м приведет к увеличению объемной скорости на 0,91 м³/с.

На основании выше проведенных исследований можно отметить, что достижение одинакового темпа изменения скорости сгорания может быть достигнуто различными приемами изменения конструктивных показателей цилиндропоршневой группы, которые характеризуются массогабаритными параметрами дизеля. При этом увеличение объемной скорости в дизелях с равными диаметрами цилиндра работы приведет уменьшению удельного расхода топлива, согласно выражению (4.8), что подтверждается статистическими данными (приложение Б), а также исследованиями [12].

Учитывая, что малое влияния H/D на объемную скорость сгорания в двухтактных малооборотных двигателях, то при расчете их объемной скорости сгорания использование зависимости (4.19), рекомендуется только для предварительных расчетов, с последующим уточнением значения объемной скорости сгорания на основании полученных эмпирических зависимостей (5.1) и (5.3).

5.3 Практическая реализация изменения объемной скорости сгорания при использовании катализатора топлива

Эффективность работы дизеля зависит от нарастания давления и температуры в цилиндре дизеля. Исследования показывают, что в существующих дизелях давление и температура нарастают с некоторым запаздыванием. Поэтому необходимо регулирование нарастания температуры и давления в зависимости от режима работы дизеля и его конструктивных параметров. Одним из способов такого регулирования является воздействие на топливо перед пуском его в камеру сгорания различными катализаторами или ингибиторами цепных реакций горения.

Нами были проведены экспериментальные исследования изменение объемной скорости сгорания при воздействии на топливо катализатором марки КП-14Д, совместного украинско-американского предприятия по производству и реализации катализаторов, которые позволяют сэкономить расход топлива на 10% и уменьшить вредные выбросы в атмосферу на 54%, а так же повысить надежность дизеля.

Эксперимент проводился в условиях лаборатории СДВС кафедры ЭСЭУ Азовского морского института Одесской национальной морской академии на судовом дизель-генераторе 4DV – 224 (4Ч17,5/24) мощностью 100 л.с. (73,6 кВт).

Целью исследования являлось влияние катализатора топлива (КП-14Д), на изменение объемной скорости сгорания.

Оборудование, используемое для исследования:

- тахометр стрелочного типа;
- диагностический прибор DEPAS для снятия характеристик дизеля;
- термометры выхлопных газов;
- термометры системы охлаждения;
- судовой дизель 4DV – 224 мощностью 100 л.с. (73,6 кВт), оснащенный мерным бочком вместимостью 0,76 литра (рис. 5.8);



Рис. 5.8. Лабораторный стенд - дизель-генератор 4DV – 224 мощностью 100 л.с.

- дымометр ИДП – 2 №199, патентован Украинским центром стандартизации 28.04.13.

- секундомер;

- генератор постоянного тока и блок сопротивлений, соединенных в параллельно-последовательную схему (рис 5.9), обеспечивающие возможность нагружения дизеля на 25%, 50% и 75% от его номинальной мощности;

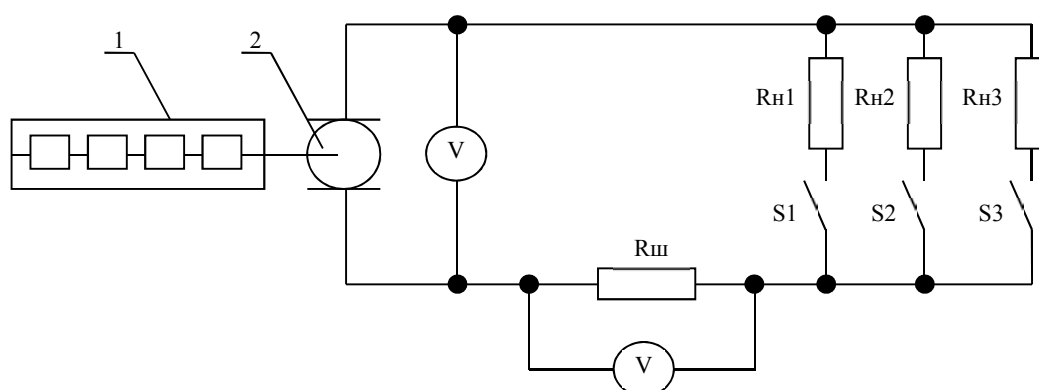


Рис. 5.9. Принципиальная схема блока нагружения дизель-генератора 4DV – 224:

V – вольтметр; Rш – шунтирующее сопротивление Rн1, Rн2, Rн3 – нагрузочные сопротивления; S1, S2, S3 – переключатели нагрузки; 1 – дизель; 2 – генератор.

Принципиальная схема установки для измерения расхода топлива при экспериментальных исследованиях изменения объемной скорости сгорания применением катализатора топлива приведена на рис. 5.10.

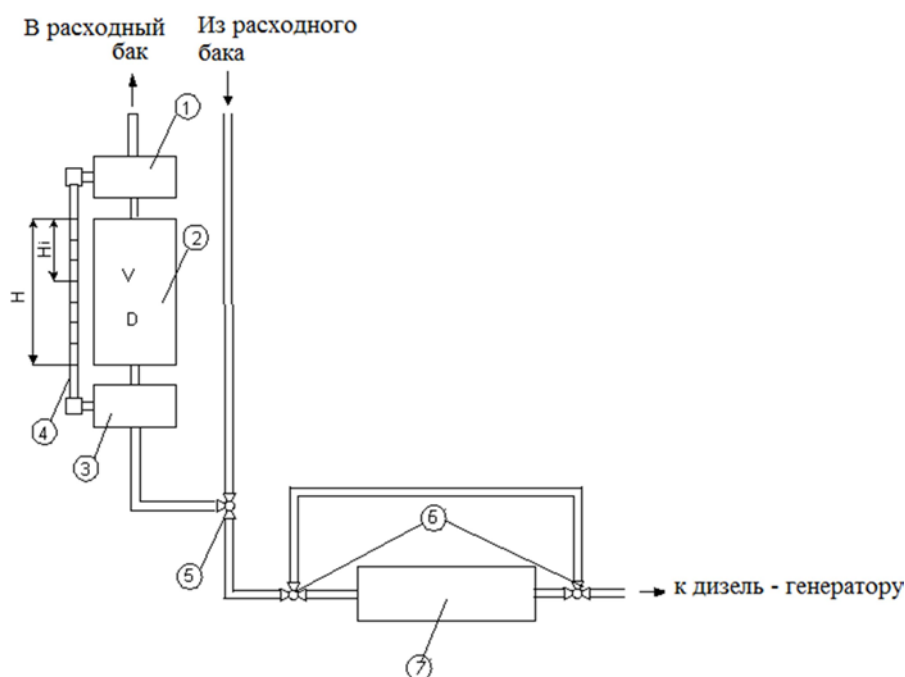


Рис. 5.10. Принципиальная схема установки для измерения расхода топлива при экспериментальных исследованиях:

1 – верхний объем; 2 – мерный объем; 3 – нижний объем; 4 – стеклянная трубка; 5,6 – трехходовой кран; 7 – катализатор топлива

Методика исследования: исследование проводилось в восьми режимах работы дизеля:

1. Режим холостого хода без катализатора;
2. Режим 25 % номинальной нагрузки без катализатора;
3. Режим 50 % номинальной нагрузки без катализатора;
4. Режим 75 % номинальной нагрузки без катализатора;
5. Режим холостого хода с включенным катализатором;
6. Режим 25 % номинальной нагрузки с включенным катализатором;
7. Режим 50 % номинальной нагрузки с включенным катализатором;
8. Режим 75 % номинальной нагрузки с включенным катализатором;

В ходе эксперимента на каждом из режимов фиксировались:

- время, в течение которого наблюдалось расходование топлива в мерном бачке, τ (с), после чего осуществлялся расчет расхода топлива за час работы дизеля, $G_{об}$ (л/час) и удельный расход топлива, $B_{об}$ (л/кВт);
- температуры выхлопных газов на выходе из цилиндров дизеля, $T_{в.г.}$ ($^{\circ}\text{C}$);
- температуры охлаждающей воды на выходе из цилиндров дизеля, $T_{охл.воды}$ ($^{\circ}\text{C}$);
- частота вращения коленчатого вала дизеля, n (мин^{-1});
- мощность, производимая генератором во время нагружения дизеля, $N_{г}$ (кВт·ч).

Результаты эксперимента на режимах холостого хода, представлены в таблицах 5.1-5.2, для остальных режимов работы дизеля в приложении А, таблицы А.4-А.9.

Таблица 5.1

Результаты эксперимента на режиме холостого хода без катализатора

№ опыта	$T_{охл.воды}, ^{\circ}\text{C}$				$T_{в.г.}, ^{\circ}\text{C}$	$n, \text{мин}^{-1}$	$\tau, \text{с}$	$G_{об}, \text{л/час}$
	1 цил	2 цил	3 цил	4 цил				
1	46	48	48	45	-	625	511	5,35
2	54	54	53	53		625	519	5,27
3	55	57	50	55		615	514	5,32
Среднее значение	51,5				117,8	621,7	514,7	5,32

Таблица 5.2

Результаты эксперимента на режиме холостого хода с катализатором

№ опыта	$T_{охл.воды}, ^{\circ}\text{C}$				$T_{в.г.}, ^{\circ}\text{C}$	$n, \text{мин}^{-1}$	$\tau, \text{с}$	$B_{об}, \text{л/час}$
	1 цил	2 цил	3 цил	4 цил				
1	56	57	55	52	-	630	717	3,82
2	62	64	61	58		630	696	3,93
3	68	71	67	66		620	717	3,82
Среднее значение	61,4				127,5	626,7	710,0	3,85

Сравнительный анализ полученных данных, рис. 5.11 выявил уменьшение часового расхода топлива на холостых оборотах при использовании катализатора на 1,47 л/час с 5,32 л/час до 3,85 л/час, что свидетельствует об улучшении качества сгорания топлива, при этом на других режимах работы дизеля эффект от применения катализатора отсутствует.

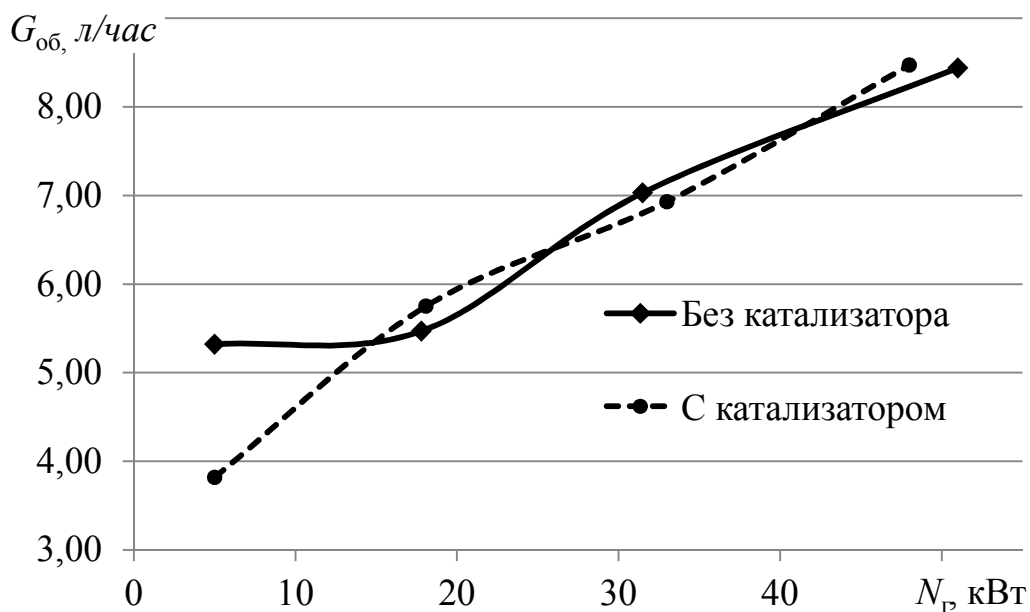


Рис. 5.11. Изменение часового расхода топлива в зависимости от нагрузки на генераторе при обычной работе дизеля и с катализатором.

Полученный эффект по нашему мнению был достигнут в результате увеличения «объемной скорости сгорания», при постоянном количестве подаваемого топлива, что при устойчивой нагрузке ($N_g = \text{const}$) приведет к уменьшению удельного расхода топлива.

В процессе эксперимента установлено, что одним из путей увеличения объемной скорости сгорания, и как следствие снижения удельного расхода топлива, жесткости работы дизеля и дымности выхлопных газов (Приложение Б.2), является применение катализаторов и ингибиторов топлива, при этом требуются дальнейшее исследование их функциональных взаимосвязей.

5.4 Реализация метода подбора эффективного дизеля для судна

Для решения проблемы выбора дизеля необходимо сформировать требования к дизелю, который обеспечивал бы эффективное комплексное использование топливно-энергетических ресурсов и удовлетворял запросам, выдвигаемым действующими нормами по предотвращению загрязнения с судов, а также схемой транспортной логистики морского судна.

К таким требованиям можно отнести:

- необходимые технические параметры на выходе из дизеля, выдвигаемые запросами транспортной логистики, в качестве которых выступает мощность дизеля и обороты коленчатого вала, если первый параметр характеризует необходимую скорость преобразования энергии для движения судна, то второй параметр предопределяет ходкость судна, безусловно, они взаимообусловлены;

- требуемая экологическая эффективность дизеля, как отмечалось ранее в работе, в качестве параметра ее характеризующую принят индекс эмиссии азота;

- определенные показатели массогабаритной эффективности, которые формируются на основе требований выдвигаемых конструкцией судна и обеспечении низких ресурсозатрат при производстве дизеля, характеризующиеся в этой работе параметром удельная масса дизеля;

- минимальные расходы в процессе использования топлива и преобразования энергии в дизеле при удовлетворении вышеперечисленных требований, наибольшая доля влияния в этих расхода приходится на экономическую эффективность дизеля и на параметр ее характеризующую удельный расход топлива.

На рис. 5.12 приведены блок-схемы существующего и предлагаемого алгоритмов выбора дизеля с учетом перечисленных требований.

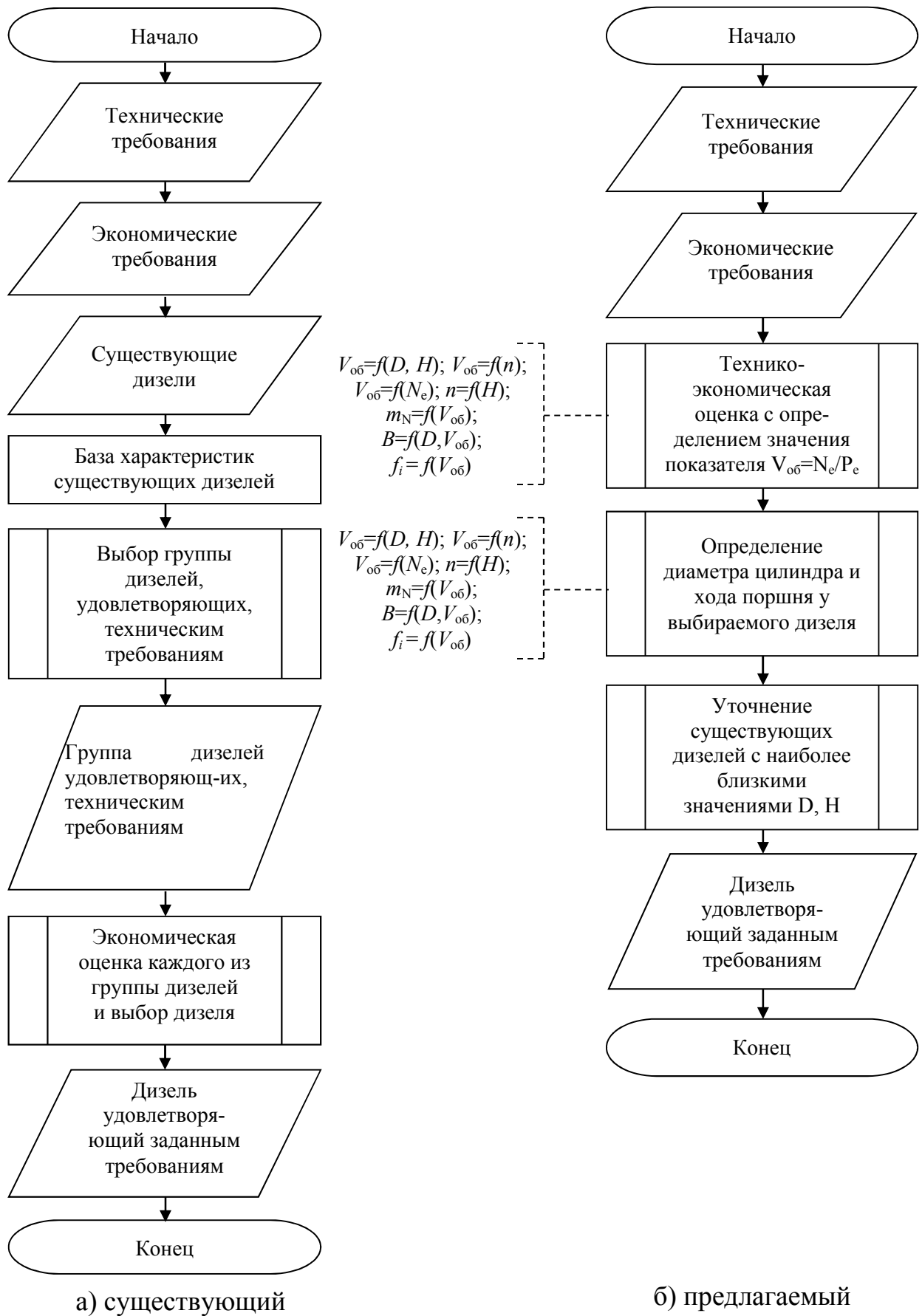


Рис. 5.12. Блок схема существующего и предлагаемого метода выбора дизеля

Формирование этих требований может быть осуществлено, с учетом трех любых параметров из пяти принятых для выбора дизеля: цилиндровая мощность дизеля, обороты коленчатого вала, индекс эмиссии азота, удельная масса дизеля, удельный расход топлива, а учитывая разработанные взаимосвязи между названными пятью параметрами можно определить остальные два.

В последующем подбор дизеля будет осуществляться на решении системы уравнений взаимоувязывающих эти параметры через «объемную скорость сгорания» по ранее полученным соотношениям:

- технической эффективности дизеля с «объемной скоростью сгорания» в разделе 4.4 и разделе 4.5;
- экологической эффективности дизеля с «объемной скоростью сгорания» в разделе 3.2;
- массогабаритной эффективности дизеля с «объемной скоростью сгорания» в разделе 3.3;
- экономической эффективности дизеля с «объемной скоростью сгорания» разделе 4.2.

При этом следует учитывать: ограничения по степени форсирования (см. раздел 4.6); взаимосвязь «объемной скорости сгорания» с конструктивными размерами цилиндропоршневой группы (см. раздел 4.2 и раздел 5.2); зависимость ранее названных соотношений от группы дизелей для которых они находились.

Так для малооборотных двухтактных дизелей система уравнений взаимосвязи параметров, с учетом ограничений по степени форсирования представляется в виде (5.4):

Решение системы (5.4) сопряжено с рядом трудностей:

- взаимозависимости параметров внутри системы, что решается с помощью применения математических методов решения трансцендентных уравнений: Ньютона, дихотомии, перебора корней, итераций, золотого сечения и др.;

- неразрешимости системы вследствие невозможности реализации заданных требований – решается подбором наиболее оптимальных параметров при равномерном снижении всех требований или одного из них;

- точности полученного решения, вследствие заложенных погрешностей в используемых соотношениях взаимоувязывающих эти параметры – решается более глубоким изучением и уточнением ранее полученных соотношений.

$$\left\{ \begin{array}{l} V_{об} = 1972,4 \cdot n^{-1,6}, \\ V_{об} = 0,00052 \cdot N_e, \\ n = 244,33 \cdot H^{-0,968}, \\ mN = 7,2337 \cdot \ln(V_{об}) + 24,817, \\ B = \frac{152,6}{\left(\frac{3,14 \cdot D^2}{4}\right)^{0,062}} \cdot V_{об}^{0,035}, \\ V_{об} = -0,27 + 0,075 \cdot D + 0,076 \cdot \left(\frac{H}{D}\right) + 3,4 \cdot D^2 - 0,041 \cdot D \cdot \left(\frac{H}{D}\right) - 0,001 \cdot \left(\frac{H}{D}\right)^2, \\ -258 \cdot D^2 + 975 \cdot D + 6368 < \frac{4 \cdot N_e}{3,14 \cdot D^2} < -1583 \cdot D^2 - 252 \cdot D + 9170. \end{array} \right. \quad (5.4)$$

Результатом решения такой системы будут предпочтительные параметры для подбираемого дизеля, характеризующие конструкцию его цилиндропоршневой группы: диаметр цилиндра D , м и ход поршня H , м.

При этом в систему (5.4) возможно добавление других параметров характеризующих работу дизеля, предварительно проанализировав их влияние на используемые соотношения.

Для примера, реализации разработанного метода подбора дизеля для судна, в качестве прототипа судна выберем действующий балкер «Meteora» дедвейтом 58480 т. (IMO: 9368845, MMSI: 319653000).

Исходными данными для расчета являются: оптимальная мощность, $N_{гд}$ главной силовой установки, и обороты дизеля, полученные на основании расчета баланса мощностей и пропульсивного комплекса, с учетом

эксплуатационных режимов работы судна. Эти данные, были приняты из паспортных данных судна, $N_{гд} = 8400$ кВт, $n = 127$ мин⁻¹.

Учитывая (4.19) произведем предварительный расчет объемной скорости сгорания:

$$V_{об} = 1972,4 \cdot n^{-1,6} = 0,85 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Преобразовав (4.2) в квадратное уравнения и решив его, получим расчетный диаметр цилиндра:

$$D_{рас} = \frac{-0,0126 + \sqrt{0,0126^2 + 4 \cdot 3,2067 \cdot V_{об}}}{2 \cdot 3,2067} = 0,512 \text{ м}.$$

Ближайшее значение диаметра цилиндра у существующих дизелей $D = 0,5$ м.

Из (5.3) ход поршня (H) равен:

$$H_{рас} = \left(\frac{n}{244,33} \right)^{\frac{1}{-0,968}} = 1,965 \text{ м}.$$

У существующих дизелей с диаметром 0,5 м, ближайшее значение хода поршня $H = 2$ м.

По выражению (5.1), с учетом полученных значений H и D уточним значение $V_{об}$:

$$V_{об} = -0,27 + 0,075 \cdot D + 0,076 \cdot (H/D) + 3,4 \cdot D^2 - 0,041 \cdot D \cdot (H/D) - 0,001 \cdot (H/D)^2 = 0,85 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Используя (4.19) определим цилиндровую мощность дизеля:

$$N = V_{об} / 0,00052 = 1584 \text{ кВт}.$$

Далее определим, округляя в большую сторону, необходимое количество цилиндров в дизеле, i :

$$i = \frac{N_{20}}{N} = 6.$$

Используя выражения (3.29), (4.7), определим удельный вес дизеля, его удельный расход на номинальных режимах, а также ограничения по степени форсирования из (4.23), (4.24):

$$mN = 7,2337 \cdot \ln(V_{об}) + 24,817 = 23,4 \text{ кВт/кг},$$

$$B = \frac{152,6}{\left(\frac{3,14 \cdot D^2}{4}\right)^{0,062} \cdot V_{об}^{0,035}} = 170 \text{ г/кВт},$$

$$f_i^{onm} = -1583 \cdot D^2 - 252 \cdot D + 9170 = 8629 \text{ кВт/м}^2,$$

$$f_i^{nec} = -258 \cdot D^2 + 975 \cdot D + 6368 = 6301 \text{ кВт/м}^2.$$

Сравнительный анализ рассчитанных и фактических (взятых из инструкции дизеля 6S50 MC-C который установлен на судне прототипе), характеристик дизеля приведен в табл. 5.1.

Таблица 5.1

Результаты расчета по разработанному методу и фактические данные

Определяемый показатель	Обозначение, размерность	Фактический	Рассчитанный	Погрешность расчета
Объемная скорость сгорания	$V_{об}, \text{ м}^3/\text{с}$	0,82	0,85	3,66%
Диаметр цилиндра	$D, \text{ м}$	0,5	0,51	2,40%
Ход поршня	$H, \text{ м}$	2	1,965	1,75%
Цилиндровая мощность	$N, \text{ кВт}$	1580	1649	4,37%
Количество цилиндров	i	6	6	-
Удельный вес	$mN, \text{ кг / кВт}$	22	24	9,09%
Удельный расход топлива	$B, \text{ г/кВт}$	171	170	0,58%
Степень форсирования	$f_b, \text{ кВт/м}^2$	8051	8081	0,37%

Расчетные результаты совпали с достаточной степенью точности с фактическими характеристиками установленного дизеля на судне прототипе что свидетельствует об адекватности применяемых зависимостей в

разработанном методе. Использование полученных, в результате исследования, зависимостей при задании критериев позволит избавиться от противоречий и несовместимости между ними.

На основании результатов расчета выбора дизеля, были получены предпочтительные параметры дизеля, характеризующие конструкцию его цилиндропоршневой группы: диаметр цилиндра $D = 0,51$ м и ход поршня $H = 1,965$ м. Наиболее близкие модификации современных дизелей удовлетворяющих полученным D и H приведены в табл. 5.2.

Таблица 5.2

Группа дизелей, удовлетворяющая заданным требованиям

Показатели дизеля Модель дизеля	Цилиндровая мощность	Среднее эффективное давление	Объемная скорость сгорания	Диаметр цилиндра	Ход поршня	Удельный вес	Удельный расход топлива
	$N_e, кВт$	$P_e, бар$	$V_{об}, м^3/с$	$D, м$	$H, м$	$m_N, кг / кВт$	$B, г/кВтч$
S50MC-C8	1660	19,9	0,83	0,5	2	21	171
S50ME-B8	1660	19,9	0,83	0,5	2	21	170
RT-flex50	1620	19,4	0,83	0,5	2,05	23	174
RT-flex50B	1620	19,4	0,83	0,5	2,05	23	171
S50MC-C7	1580	19	0,83	0,5	2	22	171
S50ME-C7	1580	19	0,83	0,5	2	22	171
RTA52U	1560	18,1	0,86	0,52	1,8	26	174
RTA48T-B	1455	19	0,77	0,48	2	23	171
RTA48T-D	1455	19	0,77	0,48	2	23	169
S50MC-6	1430	18	0,79	0,5	1,91	27	171

Конечный выбор дизеля осуществляется по условию минимизации удельного расхода топлива ($B \rightarrow \min$), с учетом возможности незначительного повышения или уменьшения мощности дизеля, на номинальном режиме работы. Отметим, что в полученной группе дизелей табл. 5.2, в результате реализации разработанного метода, также включен и установленный на судне прототипе дизель 6S50 MC-C7, в этой же группе находятся дизели с меньшими показателями удельного расхода топлива (B , г/кВтч), установка которых на судне позволила бы сократить расход горючесмазочных материалов до $1 \div 2$ г/кВтч на номинальном режиме работе, что в пересчете на номинальную мощность дизеля составит $8,4 \div 16,8$ кг/ч.

Выводы по разделу 5

1. При подборе дизеля для судна, следует принимать во внимание, что выпускаемые дизели могут иметь при одинаковой мощности определенный диапазон изменения эффективного давления, что влияет на изменение удельного расхода топлива в дизеле, а также его ресурса, в связи с этим для выявления таких дизелей возможно использованием «объемной скорости сгорания».

2. Установлено влияние диаметра и отношение хода поршня, для двухтактных и четырехтактных дизелей, на «объемную скорость сгорания», что позволяет на практике оценить влияние увеличение хода поршня на экономические показатели дизеля.

3. Для изменения «объемной скорости сгорания» с целью повышения эффективности работы дизеля в некоторых случаях целесообразно осуществлять регулировку нарастания температуры и давления в цилиндре в зависимости от режима работы дизеля и его конструктивных параметров, что может быть достигнуто обработкой топлива различными катализаторами или ингибиторами, такой подход позволил уменьшить расход топлива до 1,47 л/час и снизить вредные выбросы в атмосферу при работе дизель-генератор 4DV – 224, установлено в лаборатории СДВС АМИ ОНМА (НУ «ОМА»), что подтверждено прилагаемым актом о проведении испытания.

4. Предложен и реализован метод подбора эффективного дизеля для судна, в основу которого положена взаимосвязь экономических, массогабаритных, технических и экологических параметров между собой с использованием «объемной скорости сгорания», представляющей собой отношение эффективной цилиндровой мощности к среднему индикаторному давлению, что позволило для морского судна подобрать из ряда рассматриваемых дизелей эффективный, с учетом требований норм по предотвращению загрязнений с судов и уменьшения расхода топлива в процессе преобразования энергии в дизеле.

ВЫВОДЫ

Диссертационное исследование содержит теоретическое обобщение и новое решение научно-практической задачи выбора дизеля для судна, на основе единого показателя – «объемная скорость сгорания», который определяется отношением эффективной цилиндровой мощности к среднему эффективному давлению на номинальном режиме работы дизеля и позволяющий связывать технические, экономические, массогабаритные и экологические показатели дизеля. Наиболее важным научным и практическим результатом является метод выбора дизеля для судна, из конечного множества дизелей различных серий и модификаций при котором одновременно может производиться техническая и экономическая оценки дизеля.

В результате диссертационных исследований установлено следующее.

1. Формирование требований к дизелю, при его выборе для установки на судне, осуществляется на основе технико-экономических запросов и условий эксплуатации судна, нормативных требований к конструкции судна, а также международных конвенции и положений, принятых на морском и речном флоте. В качестве основных технических, экономических, массогабаритных и экологических показателей при выборе дизеля принимают: цилиндровую мощность, среднее эффективное давление, удельный расход топлива, количество оборотов коленчатого вала, удельные выбросы азота, ход поршня, диаметр цилиндра и удельную массу дизеля. При этом критерии к выбору дизеля по этим показателям взаимосвязаны разносторонними требованиями, иногда противоречивыми и не совместимыми друг с другом. В результате выбор дизеля осуществляется на основе многокритериальной задачи, решение которой имеет определенные сложности, вследствие отсутствия функциональных взаимосвязей между основными рассматриваемыми показателями.

2. На основе обзора показателей характеризующих работу дизеля, установлено, что одним из взаимно увязывающих параметров является скорость сгорания топлива, которая в численном виде, определяется различными исследователями в основном с использованием эмпирических данных полученных при специфических условиях проведения исследований, что привело к сложности определения скорости сгорания и множеству ее формулировок, например, линейная, массовая, фундаментальная и др., поэтому в качестве наиболее приемлемого и простого показателя, по нашему мнению, может выступить «объемная скорость сгорания».

3. При подборе дизеля, для новых и модернизируемых судов, следует принимать во внимание, что выпускаемые дизели могут иметь при одинаковой мощности различные диапазоны экономических, массогабаритных, технических и экологических параметров, что является одним из факторов усложняющих выбор дизеля, в связи с чем, предложено при решении этой проблемы использовать взаимосвязывающий показатель – «объемная скорость сгорания», в качестве которого выступает отношение эффективной цилиндровой мощности к среднему эффективному давлению на номинальном режиме работы дизеля.

4. На основании экспериментальных исследований статистического ряда значений основных технических, экономических, массогабаритных и экологических показателей определенного множества дизелей установлены трендовые модели взаимосвязи «объемной скорости сгорания» и основных показателей используемых при выборе дизеля.

5. Предложен метод выбора эффективного дизеля для судна и алгоритм его реализации, в основу которого положены трендовые модели взаимосвязей экономических, массогабаритных, технических и экологических параметров, на основе «объемной скорости сгорания», что позволяет подобрать дизель, из определенного множества рассматриваемых, соответствующий выдвинутым требованиям.

6. Реализация разработанного метода выбора дизеля для балкера «Meteora» дедвейтом 58480 т. (IMO: 9368845, MMSI: 319653000) на котором установлен дизель 6S50MC-C7, позволяет выбрать дизели, например дизель RTA48T-D или S50ME-B8, с меньшими показателями удельного расхода топлива по сравнению с установленным на судне, что сократило бы расход топлива до 2 г/кВт·ч, а при перерасчете на номинальную мощность дизеля получить экономию топлива до 16,8 кг/ч.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Абрамчук Ф. И. Разработка узловой модели комплекта поршня быстроходного дизеля / Ф. И. Абрамчук, А. Н. Авраменко // Автомобильный транспорт. – Харьков : ХНАДУ. – 2009. – №24. – С. 61 – 64.
2. Акоф Р. Основы исследования операций: пер. с англ. / Р. Акоф, М. Сосиени. – М. : Мир, 1971. – 534 с.
3. Андрейчиков А. В. Анализ, синтез, планирование решений в экономике / А. В. Андрейчиков, О. Н. Андрейчикова. – М. : Финансы и статистика, 2000. – 368 с.
4. Берестовой А. М. Синтез процессов и объектов в материальных потоках транспорта затвердевающих жидкостей: дис. ... доктора техн. наук : 05.22.12 / Берестовой Анатолий Михайлович. – Луганск, 2002. – 542 с.
5. Берестовой А. М. Принципы декомпозиции в процессном синтезе транспорта затвердевающих жидкостей / А. М. Берестовой // Вісник Східноукраїнського національного університету ім. В. Даля. – Луганськ : СНУ ім. В. Даля. – 1999. – № 4 (21). – С. 152 – 153.
6. Берестовой А. М. Процессный синтез техногенной безопасности и энергосбережения в транспорте затвердевающих жидкостей / А. М. Берестовой // Вісник Приазовського державного технічного університету. – Маріуполь : ПДТУ. – 2000. – № 9. – С. 249 – 253.
7. Берестовой А. М. Стратегия логистики транспорта затвердевающих жидкостей / А. М. Берестовой, А. Д. Омельченко, А. Н. Гавва // Упаковка. – К. : Библиотека КНТЭУ. – 2005. – № 1. – С. 52 – 65.
8. Берестовой А. М. Эколого-энергетическая эконометрия транспорта затвердевающих жидкостей / А. М. Берестовой. – Мариуполь : ПГТУ, 1997. – 98 с.
9. Берестовой А. М. Опредемчивание и распредмчивание транспорта грузов, изменяющих свое агрегатное состояние в процессе перевозки /

А. М. Берестовой, В. М. Рагозин, О. А. Хлестова // Тезисы докладов III региональной научно-практической конференции – Мариуполь : ПГТУ. – 1995. – С. 68.

10. Берестовой И. О. Методологические основы логистического подхода к структуризации и повышению эффективности систем преобразования энергоносителей / И. О. Берестовой, А. М. Берестовой, О. А. Хлестова // Вісник Східноукраїнського національного університету ім. В. Даля. – Луганськ : СНУ ім. В. Даля. – 2011. – № 5 (159). – Ч. 1. – С. 39 – 44.

11. Берестовой И. О. Метод оценки энергозатрат разогрева – охлаждения твердого тела / И. О. Берестовой, Е. А. Капустин // Вісник Приазовського державного технічного університету : серія технічні науки : зб. наукових праць. – Маріуполь : ПДТУ , 2011. – Вип. 22. – С. 151-155.

12. Берестовой И. О. Разработка метода выбора двигателя внутреннего сгорания на основе оценки условий теплообмена при модернизации и ремонте энергопреобразующих объектов / И. О. Берестовой, В. А. Маслов, Г. В. Берестовая // Вісник Приазовського державного технічного університету : серія технічні науки : зб. наук. праць. – Маріуполь : ПДТУ, 2015. – Вип. 30. – Т. 1. – С. 171-176.

13. Берестовой И. О. Оценка использования природно-энергетических ресурсов в транспортно-технологических процессах доменного производства / И. О. Берестовой, О. А. Хлестова // Вісник Східно-українського національного університету ім. В. Даля.– Луганськ : СНУ ім. В. Даля. –2011. – № 6 (160). – Ч. 1. – С. 39 – 44.

14. Берестовой И. О. Влияние конструктивных параметров дизелей морских судов на их эксплуатационные показатели / И. О. Берестовой, В. П. Литвиненко // Перспективи розвитку судноплавства в Азовському морі : матеріали міжнародної науково-практичної конференції. – Маріуполь : АМІ ОНМА. – 2012. – С. 177 – 181.

15. Берестовой И. О. К методу оценки взаимосвязи внутрицилиндровых процессов с эффективностью работы двигателей внутреннего сгорания /

И. О. Берестовой, В. П. Литвиненко // Вісник Східноукраїнського національного університету ім. В. Даля. – Луганськ : СНУ ім. В. Даля. – 2012. – № 6 (177). – Ч. 1. – С. 216 – 221.

16. Берестовой И. О. Теоретические аспекты механизмов образования оксидов азота при сгорании топливовоздушной смеси в судовых дизелях / И. О. Берестовой, В. П. Литвиненко, Е. Н. Крючкова // Науковий вісник Херсонської державної морської академії. – Херсон : ХДМА. – 2012. – № 2 (7). – С. 102 – 107.

17. Берестовой И. О. Обеспечение условий регенерации тепла в процессах совершенствования работы двигателей внутреннего сгорания / И. О. Берестовой, В. П. Литвиненко, Е. Н. Крючкова, В. М. Житаренко // Ефективні шляхи розвитку морської галузі : матеріали міжнародної науково-практичної конференції. – Мариуполь: АМІ ОНМА. – 2013. – С. 89 – 96.

18. Берестовой И. О. Совершенствование методики расчета внутреннего теплообмена в печах при нагреве металла / И. О. Берестовой, Ю. Н. Шаламов, Г. В. Айнагоз // Вісник Приазовського державного технічного університету : серія: технічні науки. – Маріуполь : ПДТУ. – 2011. – С. 168 – 173.

19. Берестовой И. О. Исследование и оценка затрат природно–сырьевых ресурсов в транспортно–технологических процессах металлургического производства на многокритериальной основе / И. О. Берестовой, О. А. Хлестова // Вісник Східноукраїнського національного університету ім. В. Даля. – Луганськ : СНУ ім. В. Даля. – 2011. – № 5 (159). – Ч. 1. – С. 39 – 44.

20. Берестовой И. О. Прогнозирование потерь сырья в транспортно–технологических процессах доменного производства на основе модели развития / И. О. Берестовой, О. А. Хлестова // Вісник Східноукраїнського національного університету ім. В. Даля. – Луганськ : СНУ ім. В. Даля. – 2011. – №7 (161). – Ч.1.– С. 182 – 186.

21. Берестовой И. О. Структуризация и ранжирование логистических потоков в транспортно-технологических процессах промышленных производств / И. О. Берестовой, О. А. Хлестова, А. А. Лысый // Вісник Східноукраїнського національного університету ім. В. Даля. – Луганськ : СНУ ім. В. Даля. – 2011. – № 5 (159). – Ч. 2. – С. 267 – 272.
22. Берестовой И. О. Анализ материальных потоков шихтовых материалов доменного производства / И. О. Берестовой, О. А. Хлестова // Университет – городу : тезисы докладов XIII региональной научно-практической конференции. – Мариуполь : ПГТУ. – 2006. – С. 27.
23. Берестовой И. О. Совершенствование методики расчета внутреннего теплообмена в печах при нагреве металла / И. О. Берестовой, Ю. Н. Шаламов // Университет – городу : тезисы докладов XIII региональной научно-практической конференции. – Мариуполь : ПГТУ. – 2006. – С. 28.
24. Берестовой И. О. Алгоритмы оптимизации температуры печи в первом периоде нагрева металла / И. О. Берестовой, Д. В. Ушкалов // Тезисы докладов региональной студенческой научно-практической конференции. – Мариуполь : ПГТУ. – 2007. – С. 147.
25. Берестовой И. О. Некоторые вопросы термодинамики системы Fe-C-O-CO-CO₂ / И. О. Берестовой // Тезисы докладов региональной студенческой научно-практической конференции. – Мариуполь : ПГТУ. – 2007. – С. 146 – 147.
26. Берестовой И. О. Совершенствование и анализ методик расчета внутреннего теплообмена в печах при нагреве металла / И. О. Берестовой // Университетская наука-2010 : тезисы докладов международной научно-технической конференции. – Мариуполь : ПГТУ. – 2010. – С. 43.
27. Берестовой И. О. Термодинамическое моделирование диссипативной макроскопической системы «кислород-азот» (воздух) / И. О. Берестовой // Университетская наука-2010 : тезисы докладов международной научно-технической конференции. – Мариуполь : ПГТУ. – 2010. – С. 44

28. Берестовой И. О. Исследование работы методических печей методом математического моделирования / И. О. Берестовой, Г. В. Айнагоз // Университетская наука-2011 : тезисы докладов международной научно-технической конференции. – Мариуполь : ПГТУ. – 2011. – С. 90.

29. Берестовой И. О. Исследование режимов нагрева слитков в рекуперативных печах / И. О. Берестовой, Ю. Н. Шаламов, Б. В. Изотов и др. // Университетская наука-2012 : тезисы докладов международной научно-технической конференции. – Мариуполь : ПГТУ. – 2012. – Т. 2. – С. 47–48.

30. Берестовой И. О. Анализ качества нагрева слитков в колодцах по температурам раската / И. О. Берестовой, Ю. Н. Шаламов, Д. В. Илющенко и др. // Университетская наука-2012 : тезисы докладов международной научно-технической конференции. – Мариуполь : ПГТУ. – 2012. – Т. 2. – С. 49–50.

31. Берестовой И. О. Совершенствование методики расчета внутреннего теплообмена в печах / И. О. Берестовой, Г. В. Айнагоз // Университетская наука-2012 : тезисы докладов международной научно-технической конференции. – Мариуполь : ПГТУ. – 2012. – Т. 2. – С. 50-51.

32. Берестовой И. О. Структуризация и ранжирование логистических потоков сырьевых материалов в транспортно-технологических процессах морских портов / И. О. Берестовой, А. М. Берестовой, А. А. Лысый // Сучасні тенденції і перспективи розвитку морегосподарського комплексу України : матеріали міжнародної науково-технічної конференції. – Мариуполь : АМІ ОНМА, 2011. – С. 81–95.

33. Берестовой И. О. Обоснование надежности судовых двигателей по условию форсирования / И. О. Берестовой, В. П. Литвиненко, К. Е. Чичкарев // Суднові енергетичні установки: експлуатація та ремонт : матеріали науково-технічної конференції, 21.03.2012-23.03.2012. – Одесса : ОНМА, 2012. – Ч. 1. – С. 45–47.

34. Берк Р. Химия двигателя внутреннего сгорания : сборник № 1 / Р. Берк, О. Греммит; [пер. с англ. Д.М. Аронтова]. – М. : ГИЛЛ, 1948. – 269 с.

35. Брилинг Н. Р. Двигатели внутреннего сгорания / Н. Р. Брилинг. – М. : ОНТИ, 1935. – 412 с.
36. Брилинг Н. Р. Быстроходные дизели / Н. Р. Брилинг, М. М. Вихерт, И. И. Гутерман. – М. : ОНТИ, 1951. – 521 с.
37. Брозе Д. Д. Сгорание в поршневых двигателях : перевод с английского / Д. Д. Брозе. – М. : Машиностроение», 1969. – 248 с.
38. Бурико Ю.Я. Эмиссии окислов азота камерами сгорания ГТД / Ю. Я. Бурико. – М. : ЦИАМ, 1986. – 60 с.
39. Ваншейдт В. А. Дизели : справочник / В. А. Ваншейдт, Н. Н. Иванченко, Л. К. Колеров. – Л. : Машиностроение, 1977. – 480 с.
40. Варбанец Р. А. Определение эффективных параметров и диагностика судовой дизельной энергетической установки / Р. А. Варбанец, В. Г. Ивановский, Ю. Н. Кучеренко, И. Н. Головань // Сучасні інформаційні та інноваційні технології на транспорті MINTT-2012. – Херсон : ХГМА. – 2012. – С. 202 – 207.
41. Вибе И. И. Новое о рабочем цикле двигателей : скорость сгорания и рабочий цикл двигателя / И. И. Вибе. – М. : ГНТИ, 1962. – 269 с.
42. Вибе И. И. Теория двигателей внутреннего сгорания : конспект лекций / И. И. Вибе. – Челябинск: ЧПИ, 1974. – 252 с.
43. Возницкий И. В. Современные судовые среднеоборотные двигатели : учебник / И. В. Возницкий. – СПб. : КСИ, 2005. – 147 с.
44. Возницкий И. В. Судовые двигатели внутреннего сгорания / И. В. Возницкий. – М. : Моркнига, 2007. – Т. 1. – 284 с.
45. Возницкий И. В. Судовые двигатели внутреннего сгорания / И. В. Возницкий, А. С. Пунда. – М. : Моркнига, 2008. – Т. 2. – 470 с.
46. Гаврилов В. В. Моделирование процесса распыливания топлива в судовом дизеле / В. В. Гаврилов // Журнал университета водных коммуникаций. – СПб. : СПГУВК. – 2009. – Вып. 2. – С. 91 – 96.
47. Гейдон А. Г. Пламя, его структура, излучение и температура / А. Г. Гейдон, Х. Г. Вольфград. – М. : Металлургия, 1959. – 333 с.

48. Гильмияров Е. Б. Многокритериальный подход к выбору судовой энергетической установки / Е. Б. Гильмияров, В. В. Цветков // Вестник МГТУ. – Мурманск : МГТУ. – 2006. – Т. 9. – № 3. – С. 502 – 513.
49. Глаголев Н.М. Современное состояние и перспективы развития двигателестроения / Н. М. Глаголев // Труды ХПИ. – Харьков: ХГУ. – 1959. – Т. XXVIII. – С. 3 – 18.
50. Григорьев М. А. Обеспечение надежности двигателей / М. А. Григорьев, В. А. Долецкий. – М. : Издательство стандартов, 1977. – 324 с.
51. Гриневецкий В. И. Тепловой расчет рабочего процесса двигателей внутреннего сгорания / В. И. Гриневецкий В. И. – М.: , 1907. – 26 с.
52. Гундобин А. А. Размерная модернизация и переоборудование судов / А. А. Гундобин, Г. Н. Финкель. – Л : Судостроение, 1977. – 191 с.
53. Дизели: справочник / Б. П. Байков, С. М. Баранов, В. А. Ваншейдт и др. – Л. : Машиностроение, 1964. – 600 с.
54. Дульнев Г. Н. Применение ЭВМ для решения задач теплообмена / Г. Н. Дульнев, В. Г. Парфенов. – М. : Высшая шк., 1990. – 207 с.
55. Дьяченко В. Г. Исследование и выбор основных параметров четырехтактных быстроходных дизелей: Автореф. докт. дисс. - Харьков: ХИИТ, 1974. - 40 с.
56. Дьяченко В.Г. Теория двигателей внутреннего сгорания / В. Г. Дьяченко. – Харьков: ХНАДУ, 2009. – 500 с.
57. Дьяченко Н. Х. Теория двигателей внутреннего сгорания / Н. Х. Дьяченко. – Л. : Машиностроение, 1974. – 552 с.
58. Захаров Г. В. Техническая эксплуатация судовых дизельных установок / Г.В. Захаров. – М. : ТрансЛит, 2009. – 256 с.
59. Зверев П. Ю. Влияние технического состояния деталей ЦПГ на экономические показатели вихрекамерного дизеля / П. Ю. Зверев, Б. О. Лебедев // Научные проблемы транспорта Сибири и Дальнего Востока:

научно-технический журнал. – Новосибирск : СГУВТ. – 2003. – №2. – С. 122 – 124.

60. Зельдович Я. Б. Окисление азота при горении / Я. Б. Зельдович, П. Я. Садовников, Д. А. Франк-Каменецкий. – М. : АН СССР, 1947. – 145 с.

61. Зельдович Я. Б. Теория ударных зон и введение в газодинамику / Я. Б. Зельдович. – М. : АН СССР, 1946. – 187 с.

62. Иващенко Н. А. Многозонные модели рабочего процесса двигателей внутреннего сгорания / Иващенко Н. А., Кавтарадзе Р. З. – М. : МГТУ им. Н.Э.Баумана, 1997 – 58 с.

63. Иноземцев Н. В. Процессы сгорания в двигателях / Н. В. Иноземцев, В. К. Коткин. – М. : Машиностроение, 1949 – 342 с.

64. Ищук. Ю. Г. Топливо и полнота его сгорания в судовых дизелях / Ю. Г. Ищук. – Л. : Судостроение, 1985. – 100 с.

65. Кавтарадзе Р. З. Локальный теплообмен в поршневых двигателях: учебное пособие для вузов / Р. З. Кавтарадзе. – М. : МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2001. – 592 с.

66. Капустин Е. А. Среднеинтегральная температура цилиндрических и сферических оболочек при стационарной теплопроводности / Е. А. Капустин, А. Г. Ярмицкий // Вестник ПГТУ. – Мариуполь : ПГТУ. – 2004. – Вип. 14. – С. 29 – 34.

67. Карташов Э. М. Аналитические методы в теории теплопроводности твердых тел / Э. М. Карташов. – М. : Высшая школа, 2001. – 550 с.

68. Качан Ю. Г. Расчет внешнего теплообмена в рабочем пространстве методической печи / Ю. Г. Качан, А. В. Николенко. // Теория и практика металлургии. – Днепропетровск : НМетАУ. – 2007. – № 4-5. – С. 77 – 78.

69. Клешня А. Я. Расчеты газообмена в двухтактных судовых дизелях / А. Я. Клешня. – Л. : Судостроение, 1978. – 96 с.

70. Ковальчук Л. И. Оценка основных факторов, определяющих тепловую напряженность деталей цилиндропоршневой группы / Л. И. Ковальчук, И. Л. Алексеев // Научно - технические разработки в решении проблем

рыбопромыслового флота и подготовки кадров: материалы восьмой межвузовской научно - технической конференции аспирантов, соискателей и докторантов. – Калининград: БГАРФ. – 2009. – С. 125 – 127.

71. Ковальчук Л. И. Методика расчета ограничительной характеристики дизелей по механической напряженности / Л. И. Ковальчук, И. Л. Алексеев // Научно - технические разработки в решении проблем рыбопромыслового флота и подготовки кадров: материалы девятой межвузовской научно - технической конференции аспирантов, соискателей и докторантов. – Калининград: БГАРФ. – 2010. – С. 152 – 157.

72. Костин А. К. Теплонапряжённость двигателей внутреннего сгорания / А. К. Костин, В. В. Ларионов, Л. И. Михайлов. – Л. : Машиностроение, 1979. – 224 с.

73. Костин А. К. Работа дизелей в условиях эксплуатации / А. К. Костин, Б. П. Пугачёв, Ю. Ю. Кочинев. – Л. : Машиностроение, 1989. – 286 с.

74. Кузнецова С. А. Пожаробезопасность при эксплуатации резервуаров для хранения нефти и нефтепродуктов : автореф. дис. на соис. уч. степени канд. тех. наук : спец. 05.26.03 «Пожарная и промышленная безопасность» / С. А. Кузнецова. – Уфа, 2005. – 22 с.

75. Курс повышения квалификации судовых механиков / В. С. Михайлов, А. Н. Носовский, А. В. Корниецкий, В. А. Пинчук, А. А. Чуйко. – Николаев: Барви України, 2009. – 384 с.

76. Лева М. Псевдоожижение / М. Лева. – М.: Гостоптехиздат, 1961. – 164 с.

77. Левенберг В. Д. Аккумулирование тепла / В. Д. Левенберг, М. Р. Ткач, В. А. Гольстрем. – К: Техника, 1991. – 112 с.

78. Лепский А. Г. Анализ возможности формирования интегрального показателя для оценки теплонапряженности деталей судового двигателя / А. Г. Лепский, А. А. Дамаскин // Вестник МГТУ. – Мурманск : МГТУ. – 2008. – Т. 11. – № 3. – С. 451 – 457.

79. Лепский А. Г. Методика формирования интегрального показателя для оптимизации топливоподачи с учетом ограничительной характеристики судового двигателя внутреннего сгорания / А. Г. Лепский // Наука и образование – 2004 : Материалы международной научно- технической конференции : в 6 ч. – Мурманск: МГТУ. – 2004. – Ч. 5. – С. 223 – 225.

80. Литвиненко В. П. Особенности исследования геометрических характеристик цилиндропоршневой группы двигателей с учетом условий зарождения и гибели цепных реакций / В. П. Литвиненко, Е. Н. Крючкова // Матеріали науково-технічної конференції «Судові енергетичні установки : Експлуатація та ремонт». – Одеса : ОНМА. – 2012. – С. 47 – 49.

81. Литвиненко В. П. Параметрические особенности адаптивности судового дизеля / В. П. Литвиненко, Е. Н. Крючкова, В. М. Житаренко // Сучасні тенденції і перспективи розвитку морегосподарського комплексу України : Матеріали міжнародної науково-технічної конференції 15-16 червня 2011 р. – Маріуполь: АМІ ОНМА. – 2011. – С. 101–106.

82. Лышевский А. С. Процессы распыливания топлива дизельными форсунками / А. С. Лышевский. – М. : Машгиз, 1963. – 179 с.

83. Мазинг Е.К. Тепловой процесс в двигателях внутреннего сгорания / Е. К. Мазинг. – Ор.: ОНТИ, 1937. – 250 с.

84. Мазинг Е.К. Тепловой расчет рабочего процесса двигателей внутреннего сгорания. Выхлоп и продувка двухтактных двигателей внутреннего сгорания. Современные конструкции двигателей внутреннего сгорания / Е. К. Мазинг, Г. Г. Калиш, С. И. Алексеев. – М. : Макиз, 1928. – 172 с.

85. Маренков Н.А. Обнаружение и устранение дефектов судовых дизелей / Н.А. Маренков. – М. : Транспорт, 1975. – 224 с.

86. Мельберт А. А. Интегральные эколого-экономические показатели социальной эффективности транспортного дизеля / А. А. Мельберт, А. Н. Салмин, Л. Н. Беляев // Ползуновский вестник. – Барнаул : АлтГТУ. – 2009. – № 1-2. – С. 81 – 88.

87. Морской энциклопедический словарь: в 3 т. / В. В. Дмитриева. – СПб. : Судостроение, 1991. – Т. 2. – 584 с.
88. Муштаев В. И. Сушка дисперсных материалов / В. И. Муштаев, В. М. Ульянов. – М. : Химия, 1988. – 352 с.
89. Невский А. С. Зональный метод расчета лучистого теплообмена и сравнение его с другими методами / А. С. Невский, А. К. Колосова, Л. А. Чуканова // Сборник трудов ВНИИМТ. – М. : Metallurgia. – 1969. – № 19. – С. 170 – 176.
90. Неделькин В. И. Органические полимеры на основе элементарной серы и ее простейших соединений / В. И. Неделькин, Б. А. Зачернюк, О. Б. Андрианова // Российский химический журнал. – М. : ЖРХО. – 2005. – Т. XLIX. – №6. – С. 3 – 10.
91. Нейман К. Кинетический анализ процессов сгорания в дизеле: сб. монографий из иностранной литературы «Двигатели внутреннего сгорания» / К. Нейман. – М. : Машгиз, 1938. – 231 с.
92. Новейший словарь иностранных слов и выражений. – М. : Современный литератор, 2003 – 976 с.
93. Оцисик М. Н. Сложный теплообмен / М. Н. Оцисик. – М. : Мир. – 1976. – 616 с.
94. Пахомов Ю. А. Судовые энергетические установки с двигателями внутреннего сгорания / Ю. А. Пахомов. – М. : ТрансЛит, 2007. – 528 с.
95. Петриченко Р.М. Элементы системы автоматизированного проектирования ДВС: Алгоритмы прикладных программ / Р. М. Петриченко, С. А. Батулин, Ю. Н. Исаков. – Л. : Машиностроение, 1990. – 328 с.
96. Плужников К.И. Транспортное экспедирование / К. И. Плужников. – М. : Рос-Консульт, 1999. – 576 с.
97. Правила по предотвращению загрязнения с судов / Российский морской регистр судоходства. – СПб : Морской Регистр, 2005. – 110 с. – (Нормативный документ Российского морского регистра судоходства).

98. Пряников В. И. Техника безопасности в химической промышленности / В. И. Пряников. – М. : Химия, 1989. – 287 с.
99. Разлейцев Н. Ф. Моделирование и оптимизации процесса сгорания в дизелях / Н. Ф. Разлейцев. – Харьков: Вища школа, 1980. – 169 с.
100. Рихтер К. Ю. Транспортная эконометрия / К. Ю. Рихтер. – М. : Транспорт, 1982. – 317 с.
101. Рожанский Г. С. Судовые двигатели внутреннего сгорания / Г. С. Рожанский. – Л. : Судостроение, 1989. – 423 с.
102. Самарский А.А. Математическое моделирование: Идеи, методы, примеры / А. А.Самарский, А. П. Михайлов. – М. : Наука, 2001. – 320 с.
103. Свинолобов Н. П. Решение общих задач симметричного и несимметричного нагрева пластины методом разделения переменных Фурье / Н. П. Свинолобов. – Днепропетровск: ГМетАУ, 1997. – 154 с.
104. Селиванов С.Е. Кинетика испарения капель жидких топлив / С. Е. Селиванов, М. И. Кулик // Вестник ХНАДУ. – Харьков : ХНАДУ. – 2011. – Вып. 52. – С. 105 – 109.
105. Семенов Н. Н. О цепных реакциях в химии / Н. Н. Семенов // Успехи в химии. – М. : РАН. – т. 22. – Вып. 5. – 1953. – С. 14 – 17.
106. Семенов Н. Н. Цепные реакции / Н. Н. Семенов. – М. : Наука, 1986. – 535 с.
107. Симсон А. Э. Двигатели внутреннего сгорания : тепловозные двигатели : газотурбинные установки / А. Э. Симсон, А. З. Хомич, А. А. Куриц. – М. : Транспорт, 1980. – 384 с.
108. Смехов А. А. Маркетинговые модели транспортного рынка / А. А. Смехов. – М. : Транспорт, 1998. – 120 с.
109. Соколик А. С. Сгорание в транспортных поршневых двигателях / А. С. Соколик, А. Н. Волков, Ю. Б. Свиридов. – М. : АН СССР, 1951. – 185 с.
110. Сомов В. А. Судовые многотопливные двигатели / В. А. Сомов, Ю. Г. Ищук. – Л. : Судостроение, 1984. – 240 с.

111. Срезневский Б. И. Об испарении жидкостей / Б. И. Срезневский // Журнал Русского физико-химического общества. – СПб : РФХО. – 1882. – Т. 14. – Вып. 8. – С. 420–442.
112. Старомодский М. В. Оптимизация температурного состояния деталей дизельных двигателей / М. В. Старомодский, Е. А. Максимов. – Киев : Наук. думка, 1987. – 247с.
113. Стромберг А. Г. Физическая химия: Учеб. для хим. спец. вузов / А. Г. Стромберг, Д. П. Семченко. – М. : Высш. шк., 2009. – 527 с.
114. Суринов Ю. А. Об итерационно-зональном методе исследования и расчета лучистого теплообмена в поглощающей и рассеивающей среде / Ю. А. Суринов // Известия Сибирского отделения АН СССР : Серия технических наук. – Новосибирск : Наука. – 1978. – № 8. – С. 106 – 125.
115. Сухарева Л. С. Влияние формы камеры сгорания на протекание рабочего процесса в карбюраторных двигателях / Л. С. Сухарева // Автомобильная промышленность. – М. : Машиностроение. – 1962. – № 12. – С. 6 – 9.
116. Тепломассообмен: Справочник / [Под ред. А. В. Лыкова]. – М. : Энергия. – 1978. – 480 с.
117. Фиалков Б. С. Кинетика движения и характер горения кокса в доменной печи / Б. С. Фиалков Б. С., В. Т. Плиций. – М. : Metallurgy, 1971. – 288 с.
118. Философский словарь / [Под ред. М. М. Розенталя]. – М. : Политиздат, 1963. – 554 с.
119. Хандов З. А. Судовые ДВС: конструкция и расчеты / З. А. Хандов. – М. : Транспорт, 1968. – 320 с.
120. Хиш Л. И. Тепломассообмен / Л. И. Хиш. – Мариуполь: ПГТУ. – 2002. – 257 с.
121. Шароглазов Б. А. Двигатели внутреннего сгорания: теория, моделирование и расчёт процессов / Б. А. Шароглазов, М. Ф. Фарафонов, В. В. Клементьев. – Челябинск: Изд. ЮУрГУ, 2004. – 344 с.

122. Шахов И. Ф. Вопросы анализа и процедуры принятия решений / И. Ф. Шахов. – М. : Мир, 1976. – 232 с.
123. Шурпяк В. К. Применение альтернативных видов энергии и альтернативных топлив на морских судах / В. К. Шурпяк. – СПб: ГМА им. Адмирала С. О. Макарова, 2012. – 47 с.
124. Щелкин К. Н. О сгорания в турбулентном потоке / К. Н. Щелкин // Журнал технической физики. – СПб. : Наука. – 1943. – Т. 8. – № 8-10. – С. 520 – 530.
125. Яценко А. Ф. Теоретические и экспериментальные исследования водовоздушного эжектора / А. Ф. Яценко, Т. А. Устименко // Наукові праці ДонНТУ. – Донецк : ДонНТУ. – 2012. – Вып. 196. – С. 247 – 253.
126. Berestovoy I. Diesel operation efficiency improvement based on modelling of fuel carburetion process / I. Berestovoy, G. Aynagoz, M. Berestovoy // TEKA. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. – Lublin : Rzeszow. – 2013. – № 3. – Vol. 13. – P. 9 – 14.
127. Berestovoy I. Assessment of the natural and energy resources utilization in the transportation flow chart of the industrial production / I. Berestovoy, O. Khlestova // TEKA. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. – Lublin : Rzeszow. – 2013. – № 3. – Vol. 13. – P. 84 – 89.
128. Beshouri G. An evaluation of simple peak pressure based emissions models for application to reciprocating 1C engines in gas pipeline transmission service / G. Beshouri // Proc. of 17 th Intern. Conf. on Soil Mechanics and Geotechnical Engineering. – Oakland [Canada]. – 1996. – P. 416 – 425.
129. Carnot S. Reflexions Sur La Puissance Motrice Du Feu Et Sur Les Machines Propres A Developper Cette Puissance / S. Carnot. – М.: Книга по требованию, 2011. – 120 с.
130. Charnes A. Management models and industrial applications of linear programming / A. Charnes, W. W. Cooper. – New York: John Wiley & Sons. – 1961. – 467 p.

131. Diesel R. Die Entstehung des Dieselmotors/ R. Diesel. – Berlin: Springer Berlin Heidelberg, 1913. – 148 p.
132. Fenimore C. P. Formation of nitric oxide from fuel nitrogen in ethylene flames / C. P. Fenimore // Combustion and Flame. Pittsburgh : Combustion institute. – 1972. – V. 19. – P. 289 – 297
133. Hiroyasu H. Development and use of a spray combustion modeling to predict diesel engine efficiency and pollutant emissions / H. Hiroyasu, K. Toshikazu, A. Masataka // Bulletin of Japan society of mechanical engineers. – Tokyo : JSME. – 1983. – Vol. 26. – № 214. – P. 569-583.
134. Jost W. Explosions- und Verbrennungsvorgänge in Gasen / W. Jost. – Berlin : Verlag von Julius Springer, 1939. – 608 p.
135. MEPC 60/4/35. Prevention of Air Pollution from Ships, Mandatory EEDI requirements [Electronic recourse]: Draft text for adding a new part to MARPOL Annex VI for regulation of the energy efficiency of ships. – Access mode: http://www.rina.org.uk/hres/mepc%2060_4_35.pdf
136. Niven W. D. Scientific Papers of James Clerk Maxwell / W. D. Niven. – New York: Dover Publications, 1965. – Vol. 1. – 607 p.
137. Neumann K. Kinetische Analyse des Verbrennungsvorgang in der Dieselmachine / K. Neumann // Berichte der Bunsengesellschaft für physikalische Chemie. – Frankfurt on Main : DBG. – 1936. – Vol. 42. – № 2. – P. 487.
138. Radica G. Expert System for Diagnosis and Optimisation of Marine Diesel Engines / G. Radica // Strojarstvo. – Zagreb : University of Zagreb. – 2008. – № 50 (2). – P. 105 – 116.
139. Rakopoulos C. D. Development and Validation of a 3-D Multi-Zone Combustion Model for the Prediction of DI Diesel Engines Performance and Pollutants Emissions / C. D. Rakopoulos, D. T. Hountalas // SAE Transactions : Journal of Engines. – Warrendale : SAE International. – 1998. – Vol. 107. – P. 1413 – 1429
140. Tsujimura K. The Effect of Injection Parameters and Swirl on Diesel Combustion with High Pressure Fuel Injection : SAE Technical Paper Series

№ 910489 / K. Tsujimura, S. Kobayashi. – Warrendale : SAE International, 1991. – 13 p.

141. Varbanets R. Analyse of marine diesel engine performance / R. Varbanets, A. Karianskiy // Journal of Polish CIMAC. Energetic Aspects. – Gdansk: Gdansk University of Technology. – 2012. – Vol. 7. – № 1. – P. 269 – 275.

142. Woschni G. Auswertung gemessener Temperaturfeldern zur Beschimmung ortliher Wermeubergang koeffizienten am Kolben eines schnellaufenden Dieselmotors / G. Woschni // Motortechnische Zeitschrift. Berlin : Springer Vieweg – 1979. – № 4. – S. 153 – 158.

ПРИЛОЖЕНИЕ

Приложение А

УТВЕРЖДАЮ

Директор
Азовского морского института
Одесской национальной морской
академии



А.Ф. Лысый

" 6 " травня 2013 г.

Акт

проведения испытаний на стенде кафедры ДВС
Азовского морского института катализатора топлива для дизельных
двигателей внутреннего сгорания
КП-14Д на соответствие требованиям
ТУ У 34.3-31909330.002-2002

СОГЛАСОВАНО

Зам. Генерального директора
«SUNCYR SHIPPING» Ltd

В. Юричковский
" 6 " травня 2013 г.

СОГЛАСОВАНО

Генеральный директор
ООО НПО Эко-Авто-Титан

П.И. Любенко
" 6 " травня 2013 г.

СОГЛАСОВАНО

Директор компании
ЛКС ЭКО Динамикс (USA)

В.Хлон
" 6 " травня 2013 г.

г. Мариуполь 2013 г.

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Техн. директор
«SUNCYP SHIPPING» ltd

Юрічковський В.Ю.

“ 6 ” травня 20 13 р.

АКТ
про впровадження результатів дисертаційної роботи
Берестового Івана Олеговича

на тему «Вибір суднового дизеля шляхом синтезу його конструктивних характеристик та енергетичних показників»
при проведенні випробувань, на стенді кафедри ДВЗ Азовського морського інституту, каталізатора палива для дизельних двигунів внутрішнього згорання КТ-14Д на відповідність вимогам ТУ В 34.3-31909330.002-2002

Члени комісії «SUNCYP SHIPPING» ltd спільно з ООО НПФ Эко-Авто-Титан у складі заст. директора «SUNCYP SHIPPING» ltd, члена комісії Інспекції з питань підготовки та дипломування моряків Юрічковського В.Ю., генерального директора ООО НПФ Эко-Авто-Титан Любченко П.І., головного інженера ООО НПФ Эко-Авто-Титан Соловєя П.С. та інженера ООО НПФ Эко-Авто-Титан Гапонов В.О. склали цей акт про те, що при проведенні випробувань, на стенді кафедри ДВЗ Азовського морського інституту, каталізатора палива для дизельних двигунів внутрішнього згорання КТ-14Д на відповідність вимогам ТУ В 34.3-31909330.002-2002 впроваджено такі результати, розроблені Берестовим І.О.

- Визначення об'ємної швидкості згорання на основі експлуатаційних параметрів дизеля;

- Функціональні залежності об'ємної швидкості згорання з конструктивними параметрами дизеля при оцінці зміни якості згорання палива, застосуванням каталізатора палива.

генеральний директор
ООО НПФ Эко-Авто-Титан

Любченко П. І.

головний інженер
ООО НПФ Эко-Авто-Титан

Соловей П. С.

інженер
ООО НПФ Эко-Авто-Титан

Гапонов В.О.

ЗАТВЕРДЖУЮ

Директор Азовського морського
інституту Одеської національної
морської академії

проф. Лисий О.П.

“ 25 ”

20 15 р.



АКТ

про впровадження результатів дисертаційної роботи

Берестового Івана Олеговича

на тему «Вибір суднового дизеля шляхом синтезу його конструктивних
характеристик та енергетичних показників»

у навчальний процес Азовського морського інституту ОНМА

Члени комісії у складі заступника директора з НІР Азовського морського інституту ОНМА, професора Гаркуши Г.Г., завідувача кафедрою «Експлуатація суднових енергетичних установок», доцента Литвиненко В.П. склали цей акт про те, що у Азовському морському інституті при виконанні курсових та дипломних робіт для студентів з напрямку 6.070104 «Морський та річковий транспорт» спеціальності 6.07010402 «Експлуатація суднових енергетичних установок» та при вивченні спецкурсів «Суднові двигуни внутрішнього згоряння», «Автоматизація суднових енергетичних установок», «Технічна термодинаміка» впроваджено такі результати, розроблені Берестовим І.О.:

- теоретичні основи впливу конструктивних і експлуатаційних параметрів дизеля на економічні та екологічні показники його роботи;
- експериментальні методи дослідження взаємозумовленості економічних, екологічних, масогабаритних і технічних параметрів роботи дизеля;
- розроблена прикладна програма в «Microsoft Office Excel» для моделювання та розрахунку зовнішніх, часткових швидкісних та гвинтових характеристик роботи дизеля та їх оцінка.

Заст. дир. з НІР АМІ ОНМА,
професор, к.т.н.

Г.Г. Гаркуша

Зав. каф ЄСЄУ,
доцент, к.т.н.

В.П. Литвиненко

Приложение Б

Таблица Б.1

Фрагмент обрабатываемых статистических данных (взятых из инструкций дизелей) на номинальных режимах работы двухтактных дизелей

Модель	D, м	H, м	H/D	Cm, м/с	n, об/мин	Ne кВт/цил	Pe, бар	ge, г/кВтч	Масса б цил., т	V _{об} , м ³ /с
K80mc-c6	0,8	2,3	2,88	7,97	104	3610	18	171	736	1,97
K80me-c6	0,8	2,3	2,88	7,97	104	3610	18	171	705	1,97
K90mc-c6	0,9	2,3	2,56	7,97	104	4570	18	171	991	2,49
K98mc-6	0,98	2,66	2,71	8,33	94	5720	18,2	171	1156	3,09
K98mc-7	0,98	2,66	2,71	8,60	97	6230	19,2	171	1156	3,18
K98mc-c6	0,98	2,4	2,45	8,32	104	5710	18,2	171	1114	3,08
K98mc-c7	0,98	2,4	2,45	8,32	104	6030	19,2	171	1114	3,08
K98me-6	0,98	2,66	2,71	8,33	94	5720	18,2	171	1074	3,09
K98me-c6	0,98	2,4	2,45	8,32	104	5710	18,2	171	1074	3,08
L35mc-6	0,35	1,05	3,00	7,35	210	650	18,4	177	67,8	0,35
L60mc-c7	0,6	2,022	3,37	8,29	123	2230	19	171	353	1,15
L60mc-c8	0,6	2,022	3,37	8,29	123	2340	19,9	171	353	1,15
L60me-c7	0,6	2,022	3,37	8,29	123	2340	19,9	171	326	1,15
L70mc-c7	0,7	2,36	3,37	8,50	108	3110	19	170	537	1,60
L70mc-c8	0,7	2,36	3,37	8,50	108	3270	20	170	537	1,60
L70me-c7	0,7	2,36	3,37	8,50	108	3110	19	170	506	1,60
S26mc-6	0,26	0,98	3,77	8,17	250	400	18,4	179	42,3	0,21
S35mc-c9	0,35	1,55	4,43	8,63	167	870	20,9	178	81	0,41
S40mc-c9	0,4	1,77	4,43	8,61	146	1135	20,9	177	127	0,53
S40me-b9	0,4	1,77	4,43	8,61	146	1135	20,9	175	115	0,53
S42mc-7	0,42	1,764	4,20	8,00	136	1080	19,5	177	140,8	0,54
S46mc-c7	0,46	1,932	4,20	8,31	129	1310	18,9	174	175,1	0,68
S46mc-c8	0,46	1,932	4,20	8,31	129	1380	20	174	177,8	0,68
S50mc-6	0,5	1,91	3,82	8,09	127	1430	18	171	232	0,78
S50mc-c7	0,5	2	4,00	8,47	127	1580	19	171	211,1	0,82
S50mc-c8	0,5	2	4,00	8,47	127	1660	19,9	171	211,1	0,82
S50me-b8	0,5	2	4,00	8,47	127	1660	19,9	170	211,1	0,82

Продолжение таблицы Б.1

Фрагмент обрабатываемых статистических данных (взятых из инструкций дизелей) на номинальных режимах работы двухтактных дизелей

Модель	D, м	H, м	H/D	Cm, м/с	n, об/мин	Ne кВт/цил	Pe, бар	ge, г/кВтч	Масса 6 цил., т	V _{об} , м ³ /с
S50me-c7	0,5	2	4,00	8,47	127	1580	19	171	212,4	0,82
S60mc6	0,6	2,292	3,82	8,02	105	2040	18	170	380,9	1,11
S60mcc7	0,6	2,4	4,00	8,40	105	2260	19	170	367,7	1,17
S60mcc8	0,6	2,4	4,00	8,40	105	2380	20	170	367,7	1,17
S60mec7	0,6	2,4	4,00	8,40	105	2260	19	170	337	1,17
S60megi8	0,6	2,4	4,00	8,40	105	2380	20	170	337	1,17
S65mec8	0,65	2,73	4,20	8,65	95	2870	20	169	337	1,41
S70mc6	0,7	2,674	3,82	8,11	91	2810	18	169	578	1,53
S70mcc7	0,7	2,8	4,00	8,49	91	3110	19	169	568,6	1,60
S70mcc8	0,7	2,8	4,00	8,49	91	3270	20	169	568,6	1,60
S70mec7	0,7	2,8	4,00	8,49	91	3110	19	169	522	1,60
S80mc6	0,8	3,056	3,82	8,05	79	3640	18	167	850,6	1,99
X92	0,92	3,468	3,77	8,79	76	5850	20	167	1120	2,87
Rta82-c	0,82	2,646	3,23	8,56	97	4520	20	171	745	2,22
RT-flex82-c	0,82	2,646	3,23	8,56	97	4520	20	171	745	2,22
Rta82-T	0,82	3,375	4,12	8,55	76	4520	20	167	810	2,22
RT-flex82-T	0,82	3,375	4,12	8,55	76	4520	20	167	810	2,22
Rta48T-B	0,48	2	4,17	8,47	127	1455	19	171	205	0,75
RT-flex50	0,5	2,05	4,10	8,47	124	1620	19,4	174	225	0,82
Rta48T-D	0,48	2	4,17	8,47	127	1455	19	169	205	0,75
RT-flex50-B	0,5	2,05	4,10	8,47	124	1620	19,4	171	225	0,82
RTA52U	0,52	1,8	3,46	8,10	135	1560	18,1	174	240	0,84
RT-flex58T-D	0,58	2,416	4,17	8,46	105	2180	19,5	170	322	1,10
RT-flex60C	0,6	2,25	3,75	8,55	114	2360	19,5	173	322	1,19
RT-flex60C-B	0,6	2,25	3,75	8,55	114	2420	20	170	322	1,19
RTA62U-B	0,62	2,15	3,47	8,24	115	2285	18,3	176	375	1,22
RT-flex68-B	0,68	2,72	4,00	8,61	95	3070	19,6	169	472	1,54
RT-flex68-D	0,68	2,72	4,00	8,61	95	3130	20	169	472	1,54
RTA68-B	0,68	2,72	4,00	8,61	95	3070	19,6	169	472	1,54

Продолжение таблицы Б.1

Фрагмент обрабатываемых статистических данных (взятых из инструкций дизелей) на номинальных режимах работы двухтактных дизелей

RTA72U-B	0,72	2,5	3,47	8,25	99	3080	18,3	171	565	1,65
RT-flex84T-D	0,84	3,15	3,75	7,98	76	4200	19	167	870	2,17
RTA84T-B	0,84	3,15	3,75	7,77	74	3880	18	168	870	2,11
RTA84T-D	0,84	3,15	3,75	7,98	76	4200	19	167	870	2,17
RT-flex96C-B	0,96	2,5	2,60	8,50	102	5720	18,6	171	1160	3,02
RTA96C-B	0,96	2,5	2,60	8,50	102	5720	18,6	171	1160	3,02
X35	0,35	1,55	4,43	8,63	167	870	20,9	176	80	0,41
X40	0,4	1,77	4,43	8,61	146	1135	20,9	175	125	0,53
X62	0,62	2,658	4,29	8,59	97	2660	20,5	167	377	1,27

Приложение В

Таблица В.1

Перечень основных составляющих элементов системы преобразования энергии в двигателе внутреннего сгорания.

№ п/п	Объект преобразования энергии	Элементы составляющие объект
	Двигатель	Механизм движения
		Механизм газораспределения
		Остов двигателя
		другие
	Система впуска-выпуска и пуска	
		турбина
		теплообменник
		воздуховоды
		фильтры
		запорно-предохранительная арматура
		котел-утилизатор
		валоповоротные устройства
		другие
	Система питания	
		сепараторы
		подогреватели
		топливопроводы
		фильтры
		запорно-предохранительная арматура
		насосы
		другие
	Система смазки	
		насосы
		сепараторы
		охладители
		подогреватели
		маслопроводы
		фильтры
		запорно-предохранительная арматура
		другие
	Система охлаждения	
		насосы
		охладители
		подогреватели
		водопроводы
		фильтры
		запорно-предохранительная арматура
		другие

Таблица В.2

Ранжировка логистических элементов и потоков и их элементов
(с использованием арифметической прогрессии)

Условные номера элементов и их рейтинги Условные номера потоков и их рейтинги		I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX
		0,212	0,187	0,162	0,136	0,111	0,086	0,061	0,035	0,01
Потоки	Рейтинги	Значения рейтингов для элементов логистических элементов и их потоков								
I	0,115	0,02441	0,02150	0,01859	0,01568	0,01278	0,00987	0,00696	0,00406	0,00115
II	0,108	0,02292	0,02019	0,01746	0,01473	0,01200	0,00927	0,00654	0,00381	0,00108
III	0,101	0,02143	0,01888	0,01633	0,01378	0,01122	0,00867	0,00612	0,00356	0,00101
IV	0,094	0,01995	0,01757	0,01520	0,01282	0,01044	0,00807	0,00569	0,00332	0,00094
V	0,087	0,01846	0,01626	0,01409	0,01187	0,00967	0,00747	0,00527	0,00307	0,00087
VI	0,08	0,01698	0,01496	0,01293	0,01091	0,00889	0,00687	0,00484	0,00282	0,00080
VII	0,073	0,01549	0,01365	0,01180	0,00996	0,00811	0,00627	0,00442	0,00258	0,00073
VIII	0,066	0,01401	0,01234	0,01067	0,00900	0,00733	0,00567	0,00400	0,00233	0,00066
IX	0,059	0,01252	0,01103	0,00954	0,00805	0,00656	0,00506	0,00357	0,00208	0,00059
X	0,052	0,01104	0,00972	0,00841	0,00709	0,00578	0,00446	0,00315	0,00183	0,00052
XI	0,045	0,00955	0,00841	0,00728	0,00614	0,00500	0,00386	0,00273	0,00159	0,00045
XII	0,038	0,00806	0,00710	0,00614	0,00518	0,00422	0,00326	0,00230	0,00134	0,00038
XIII	0,031	0,00658	0,00580	0,00501	0,00423	0,00344	0,00266	0,00188	0,00109	0,00031
XIV	0,024	0,00509	0,00449	0,00388	0,00327	0,00267	0,00206	0,00145	0,00085	0,00024
XV	0,017	0,00361	0,00318	0,00275	0,00232	0,00189	0,00146	0,00103	0,00060	0,00017
XVI	0,01	0,00212	0,00187	0,00162	0,00136	0,00111	0,00086	0,00061	0,00035	0,0001

Таблица В.3

Ранжировка логистических элементов и потоков и их элементов
(по геометрической прогрессии)

Условные номера элементов и их рейтинги Условные номера потоков и их рейтинги		I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX
		0,0010	0,0022	0,0048	0,0106	0,0234	0,0513	0,1129	0,2482	0,5456
Потоки	Рейтинги	Значения рейтингов для элементов логистических элементов и их потоков								
I	0,001	0,0000010	0,0000022	0,0000048	0,0000106	0,0000234	0,0000513	0,0001129	0,0002482	0,0005456
II	0,0015	0,0000015	0,0000032	0,0000071	0,0000156	0,0000343	0,0000754	0,0001658	0,0003645	0,0008014
III	0,0022	0,0000022	0,0000047	0,0000104	0,0000229	0,0000504	0,0001108	0,0002436	0,0005355	0,0011772
IV	0,0032	0,0000032	0,0000070	0,0000153	0,0000337	0,0000740	0,0001628	0,0003578	0,0007866	0,0017293
V	0,0047	0,0000047	0,0000102	0,0000225	0,0000495	0,0001088	0,0002391	0,0005256	0,0011555	0,0025402
VI	0,0068	0,0000068	0,0000150	0,0000331	0,0000727	0,0001597	0,0003512	0,0007721	0,0016973	0,0037314
VII	0,0100	0,0000100	0,0000221	0,0000486	0,0001067	0,0002347	0,0005159	0,0011341	0,0024932	0,0054811
VIII	0,0148	0,0000148	0,0000324	0,0000713	0,0001568	0,0003447	0,0007578	0,0016659	0,0036624	0,0080514
IX	0,0217	0,0000217	0,0000477	0,0001048	0,0002303	0,0005063	0,0011132	0,0024472	0,0053798	0,0118270
X	0,0318	0,0000318	0,0000700	0,0001539	0,0003383	0,0007438	0,0016351	0,0035947	0,0079026	0,0173731
XI	0,0468	0,0000468	0,0001028	0,0002261	0,0004970	0,0010926	0,0024019	0,0052804	0,0116084	0,0255200
XII	0,0687	0,0000687	0,0001511	0,0003321	0,0007300	0,0016049	0,0035283	0,0077565	0,0170520	0,0374872
XIII	0,1009	0,0001009	0,0002219	0,0004878	0,0010724	0,0023575	0,0051828	0,0113939	0,0250483	0,0550662
XIV	0,1483	0,0001483	0,0003259	0,0007165	0,0015753	0,0034630	0,0076132	0,0167368	0,0367943	0,0808886
XV	0,2178	0,0002178	0,0004788	0,0010526	0,0023139	0,0050870	0,0111832	0,0245853	0,0540483	0,1188200
XVI	0,3199	0,0003199	0,0007033	0,0015461	0,0033990	0,0074725	0,0164275	0,0361142	0,0793935	0,1745388

Таблица В.4

Результаты эксперимента на режиме 25% от номинальной нагрузки
без катализатора

№ опыта	Т _{охл. воды} , °С				Т _{в.г.} , °С	n, мин ⁻¹	N _г , кВт·ч	τ, с	Расход топлива	
	1 цил	2 цил	3 цил	4 цил					G _{об} , л/час	B _{об} , л/кВт
1	75	76	76	73	-	605	12,36	492	5,56	0,450
2	72	75	75	73		615	13,58	508	5,39	0,397
Сред. знач.	74,4				139,0	610,0	13,10	500,0	5,47	0,417

Таблица В.5

Результаты эксперимента на режиме 25% от номинальной нагрузки
с катализатором

№ опыта	Т _{охл. воды} , °С				Т _{в.г.} , °С	n, мин ⁻¹	N _г , кВт·ч	τ, с	Расход топлива	
	1 цил	2 цил	3 цил	4 цил					G _{об} , л/час	B _{об} , л/кВт
1	58	63	62	58	-	610	13,36	470	5,82	0,436
2	65	68	65	63		610	13,25	482	5,68	0,429
Сред. знач.	62,8				157,6	610,0	13,31	476,0	5,75	0,432

Таблица В.6

Результаты эксперимента на режиме 50% номинальной нагрузке
без катализатора

№ опыта	Т _{охл. воды} , °С				Т _{в.г.} , °С	n, мин ⁻¹	N _г , кВт·ч	τ, с	Расход топлива	
	1 цил	2 цил	3 цил	4 цил					G _{об} , л/час	B _{об} , л/кВт
1	70	70	68	65	-	600	23,18	389	7,03	0,303
Сред. знач.	68,3				178,8	600,0	23,18	389,0	7,03	0,303

Таблица В.7

Результаты эксперимента на режиме 50% номинальной нагрузке
с катализатором

№ опыта	Т _{охл. воды} , °С				Т _{в.г.} , °С	n, мин ⁻¹	N _г , кВт·ч	τ, с	Расход топлива	
	1 цил	2 цил	3 цил	4 цил					G _{об} , л/час	B _{об} , л/КВт
1	72	71	62	67	-	610	24,29	395	6,93	0,285
Сред. знач.	68,0				178,8	610,0	24,29	395,0	6,93	0,285

Таблица В.8

Результаты эксперимента на режиме 75% номинальной нагрузке
без катализатора

№ опыта	Т _{охл. воды} , °С				Т _{в.г.} , °С	n, мин ⁻¹	N _г , кВт·ч	τ, с	Расход топлива	
	1 цил	2 цил	3 цил	4 цил					G _{об} , л/час	B _{об} , л/КВт
1	73	73	69	67	-	590	37,54	324,0	8,44	0,225
Сред. знач.	70,5				208,8	590,0	37,54	324,0	8,44	0,225

Таблица В.9

Результаты эксперимента на режиме 75% номинальной нагрузке
с катализатором

№ опыта	Т _{охл. воды} , °С				Т _{в.г.} , °С	n, мин ⁻¹	N _г , кВт·ч	τ, с	Расход топлива	
	1 цил	2 цил	3 цил	4 цил					G _{об} , л/час	B _{об} , л/КВт
1	77	74	75	70	-	600,0	35,33	323,0	8,47	0,240
Сред. знач.	74,0				215,0	600,0	35,33	323,0	8,47	0,240