

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«КАЛИНИНГРАДСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ» (ФГБОУ ВО «КГТУ»)



На правах рукописи

Исаева Марина Васильевна

**РАЗРАБОТКА ИНВАРИАНТНЫХ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНО-
ТЕОРЕТИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ ДЛЯ КОНТРОЛЯ
ТЕПЛОНАПРЯЖЕННОСТИ ЦИЛИНДРОПОРШНЕВОЙ ГРУППЫ
СУДОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ ПО КОСВЕННЫМ ПАРАМЕТРАМ**

05.08.05 – «Судовые энергетические установки и их элементы (главные и
вспомогательные)»

Диссертация на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель: доктор технических наук, профессор
Ковальчук Леонид Игнатьевич

Калининград – 2018

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение	6
Глава 1 Состояние вопроса. Цель и задачи исследования	15
1.1 Оценка условий работы судовых дизелей.....	15
1.1.1 Краткая характеристика показателей теплонапряженности судовых дизелей	15
1.1.2 Фактические режимы работы судовых дизелей	17
1.2 Влияние эксплуатационных факторов на теплонапряженность деталей цилиндропоршневой группы	23
1.2.1 Загрязнение элементов системы газообмена	23
1.2.2 Оценка влияния изменения метеорологических условий на теплонапряженность ЦПГ	26
1.2.3 Техническое состояние топливной аппаратуры	27
1.2.4 Техническое состояние цилиндропоршневой группы	31
1.3 Анализ косвенных методов контроля теплонапряженности ЦПГ в эксплуатационных условиях	32
1.4 Влияние режима охлаждения на теплонапряженность деталей цилиндропоршневой группы	38
1.5 Цель и задачи исследования	41
Глава 2 Принципы и алгоритмы формирования инвариантных экспериментально-теоретических моделей для диагностирования рабочих процессов в цилиндрах и контроля тепловой напряженности деталей цилиндропоршневой группы судовых дизелей по косвенным параметрам...	43
2.1 Принципы формирования экспериментально-теоретических моделей	43
2.2 Алгоритмы формирования экспериментально-теоретических моделей для диагностирования рабочих процессов в цилиндрах и оценки теплонапряженности деталей цилиндропоршневой группы.....	47

2.3 Теоретические предпосылки и алгоритм формирования экспериментально-теоретических моделей на основе результатов эксплуатационных испытаний главных судовых дизелей.....	51
2.3.1 Теоретические предпосылки формирования экспериментально-теоретических моделей	51
2.3.2 Обоснование признаков, позволяющих количественно контролировать процесс формирования модели	55
Выводы по второй главе.....	63
Глава 3 Примеры построения инвариантных экспериментально-теоретических моделей для диагностирования рабочих процессов в цилиндрах	64
3.1 Построение экспериментально-теоретической модели двигателя 1Ч 17,5/24..	64
3.1.1 Описание экспериментальной установки и методика проведения замеров информативных параметров двигателя 1Ч 17,5/24	64
3.1.2 Пример формирования экспериментально-теоретической модели для диагностирования рабочих процессов четырехтактного одноцилиндрового двигателя 1Ч 17,5/24.....	66
3.1.3 Оценка возможностей построения эталонной модели двигателя 1Ч17,5/24 другими численными методами	71
3.2 Экспериментально-теоретические модели для диагностирования рабочих процессов в цилиндрах двигателя 40ДМ (12ДРН 23/30).....	77
3.2.1 Краткая техническая характеристика двигателя 40ДМ (12ДРН 23/30) ...	77
3.2.2 Формирование моделей для диагностирования рабочих процессов в цилиндрах двигателя 40ДМ (12ДРН 23/30)	78
3.3 Экспериментально-теоретические модели для диагностирования рабочих процессов в цилиндрах двигателя 6ДКРН 42/136-10.....	85
3.3.1 Краткая техническая характеристика двигателя 6ДКРН 42/136-10	85

3.3.2 Формирование моделей для диагностирования рабочих процессов в цилиндрах двигателя 6ДКРН 42/136-10	86
3.4 Экспериментально-теоретические модели для диагностирования рабочих процессов в цилиндрах двигателя 6ЧН 25/34-3	91
3.4.1 Краткая техническая характеристика двигателя 6ЧН 25/34-3	91
3.4.2 Особенности построения инвариантных экспериментально-теоретических моделей для диагностирования рабочих процессов в цилиндрах двигателя 6ЧН 25/34-3.....	92
Выводы по третьей главе.....	97
Глава 4 Результаты функционального диагностирования рабочих процессов в цилиндрах посредством инвариантных экспериментально-теоретических моделей	98
4.1 Результаты диагностирования двигателя 1Ч 17,5/24	98
4.2 Результаты диагностирования двигателя 6ЧН 25/34-3	103
4.3 Уравнения ограничительных характеристик и алгоритм их практического применения для контроля предельных тепловых нагрузок на детали цилиндропоршневой группы	108
4.4 Рекомендации по использованию инвариантных экспериментально-теоретических моделей для контроля теплового состояния деталей цилиндропоршневой группы двигателей в судовых условиях	111
Выводы по четвертой главе	114
Заключение.....	115
Список литературы.....	117
Приложение А Результаты лабораторных испытаний двигателя 1Ч17,5/24 и расчет параметров модели.....	127
Приложение Б Результаты стендовых испытаний двигателя 12ДРН 23/30 (данные ОАО «Коломенский завод») и расчет параметров первой модели.....	129

Приложение В Результаты стендовых испытаний двигателя 12ДРН 23/30 (данные ОАО «Коломенский завод») и расчет параметров второй модели.....	130
Приложение Г Результаты стендовых испытаний двигателя 6ДКРН 42/136-10 (данные АО «УК «Брянский машиностроительный завод») и расчет параметров модели.....	131
Приложение Д Результаты стендовых испытаний двигателя 6ЧН 25/34-3 (данные ГП «Первомайский машиностроительный завод») и расчет параметров модели..	135
Приложение Е Результаты практического диагностирования четырехтактных судовых дизелей	137
Приложение Ж Программа контроля предельных тепловых нагрузок деталей цилиндропоршневой группы многоцилиндровых двигателей по косвенным параметрам.....	139
Приложение И Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ	142
Приложение К Справки о возможности внедрения результатов диссертационного исследования.....	143
Приложение Л Акт о внедрении результатов диссертационного исследования	145

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность работы. Надежность современных форсированных дизелей в значительной степени определяется работоспособностью деталей, образующих камеру сгорания. Многочисленные случаи отказов деталей цилиндропоршневой группы (ЦПГ) дизелей самых различных назначений заставляют все более тщательно подходить к оценке условий работы этих деталей на стадии проектирования и в эксплуатации. По данным Норвежского классификационного общества, полученным на основе анализа надежности 930 малооборотных дизелей в течение двух лет эксплуатации, 22% повреждений пришлось на детали ЦПГ, причем основной причиной были тепловые перегрузки. По этой причине наличие объективных данных о параметрах, характеризующих теплонапряженность деталей ЦПГ в эксплуатационных условиях, является одним из важных факторов при решении задачи обеспечения надежности судовых дизелей.

Существующие методы контроля за работой дизеля, как правило, не предусматривают непосредственного измерения составляющих тепловой напряженности, т. е. температур и напряжений в стенках деталей ЦПГ. Тепловое состояние дизеля оценивается по косвенным параметрам. Считается, что поддержание этих параметров в определенных пределах должно исключить тепловые перегрузки деталей ЦПГ.

При установлении допустимых значений косвенных параметров, характеризующих тепловую и механическую напряженность деталей ЦПГ на скоростных режимах работы дизеля, исходят из их значений на номинальном режиме. Выполнение этого условия в процессе эксплуатации является гарантией рационального расходования ресурса деталей ЦПГ, заложенного в их конструкцию в процессе проектирования и изготовления двигателя.

Многочисленные экспериментальные исследования показывают на принципиальную возможность достоверной оценки теплового состояния деталей ЦПГ по величине коэффициента избытка воздуха при сгорании α . Установлено,

что при нормальном техническом состоянии дизеля на режимах внешней скоростной характеристики теплонапряженность деталей ЦПГ не увеличивается, если значения коэффициента избытка воздуха при сгорании α поддерживаются на уровне номинального режима.

Изложенные обстоятельства свидетельствуют о необходимости и актуальности проведения исследований, направленных на развитие существующих и разработку новых методов контроля теплонапряженности деталей ЦПГ по коэффициенту избытка воздуха при сгорании, как одного из эффективных средств поддержания на заданном уровне тепловых нагрузок на детали ЦПГ судовых дизелей в эксплуатации.

Степень проработанности темы. Различным аспектам научно-методических вопросов контроля теплонапряженности деталей цилиндропоршневой группы посвящены работы отечественных ученых: Б. Я. Гинцбурга, А. К. Костина, Л. А. Иванова, М. К. Овсянникова, Г. А. Давыдова, В. С. Семенова, Н. Д. Чайнова, В. Г. Заренбина, Н. А. Иващенко и других.

Зарубежные фирмы «MAN-Бурмейстер и Вайн», «Доксфорд» применяют свои параметры для оценки изменения уровня теплонапряженности деталей ЦПГ по мере форсирования двигателей наддувом.

На основе анализа результатов теоретических и экспериментальных исследований показано, что по научно-методическим вопросам контроля теплонапряженности деталей цилиндропоршневой группы по косвенным параметрам еще не выработан единый подход, что влияет на уровень отработки принятых для практической реализации методик и достоверность контроля теплонапряженности деталей ЦПГ современных судовых дизелей в эксплуатации по косвенным параметрам.

Проведение исследований по дальнейшему развитию косвенных методов контроля теплонапряженности судовых дизелей должно обеспечить оценку теплового состояния деталей ЦПГ с учетом условий плавания, особенностей и качества протекания рабочих процессов в цилиндрах.

К настоящему времени такой уровень отработки методик контроля теплонапряженности деталей ЦПГ по косвенным параметрам еще не достигнут.

Цель исследования. Разработка экспериментально-теоретических моделей для контроля теплонапряженности деталей цилиндропоршневой группы судовых дизелей по косвенным параметрам с учетом условий плавания и качества протекания рабочих процессов в цилиндрах.

Объект исследования. Цилиндропоршневая группа судовых дизелей.

Предмет исследования. Модели для контроля теплонапряженности деталей цилиндропоршневой группы судовых дизелей по косвенным параметрам.

Поставленная цель достигается последовательным решением нижеследующих задач.

1. Оценка фактических условий работы судовых дизелей и анализ опубликованных методов контроля теплонапряженности деталей цилиндропоршневой группы по косвенным параметрам.
2. Разработка принципов, методов и алгоритмов формирования инвариантных экспериментально-теоретических моделей для функционального диагностирования рабочих процессов в цилиндрах и контроля теплонапряженности деталей цилиндропоршневой группы судовых дизелей по косвенным параметрам.
3. Формирование инвариантных экспериментально-теоретических моделей для функционального диагностирования рабочих процессов в цилиндрах и контроля теплонапряженности деталей цилиндропоршневой группы судовых дизелей по косвенным параметрам.
4. Опытная проверка работоспособности разработанных экспериментально-теоретических моделей.

Методы исследования. Для решения поставленных задач использовались методы экспериментального исследования, численные методы анализа и линейной алгебры, стандартные возможности расчетных модулей программ MathCAD, MS Excel.

Научная новизна исследования состоит в том, что сформулированы принципы, разработаны методы и алгоритмы формирования инвариантных экспериментально-теоретических моделей, которые позволяют отделять возмущения, возникающие со стороны потребителя, от возмущений, возникающих в двигателе, и в каждом конкретном случае определять предельные тепловые нагрузки на детали ЦПГ в широком диапазоне скоростных и нагрузочных режимов с учетом качества процесса сгорания топлива в отдельных цилиндрах.

Теоретическая значимость выполненных исследований состоит в том, что сформулированы принципы и предложены новые методы количественного описания возможных режимов работы судовых дизелей, позволяющие в каждом конкретном случае минимизировать влияние погрешностей измерения информативных параметров на конечный результат решения. При этом в качестве информативных могут быть использованы параметры, контролируемые штатными приборами.

Практическая значимость выполненных в работе исследований состоит в том, что инвариантные экспериментально-теоретические модели сформированы на основе параметров, контролируемых штатными приборами, что позволяет обслуживающему персоналу осуществлять оперативный контроль теплового состояния деталей ЦПГ в широком диапазоне скоростных и нагрузочных режимов работы двигателя и с учетом качества процесса сгорания топлива в отдельных цилиндрах.

Внедрение результатов исследования. Результаты диссертационного исследования внедрены в учебный процесс Балтийской государственной академии рыбопромыслового флота ФГБОУ ВО «КГТУ». Получены справки от судоремонтного предприятия ООО «СРП Преголь» и ЗАО «ВЕСТРЫБФЛОТ» о возможности внедрения и полезности использования результатов диссертационного исследования.

Личный вклад автора. Автором выполнен анализ результатов опубликованных исследований в предметной области, решены задачи по

определению численных параметров инвариантных экспериментально-теоретических моделей, дана оценка их работоспособности посредством тестирования на полноразмерных судовых дизелях, разработаны рекомендации по практическому использованию разработанных моделей в судовых условиях.

Достоверность и обоснованность инвариантных экспериментально-теоретических моделей для контроля теплонапряженности деталей цилиндропоршневой группы подтверждается посредством сопоставления опытных и расчетных значений выходных обобщенных параметров моделей (температура отработавших газов и среднее индикаторное давление), гистограммами распределения погрешностей расчета по всему массиву исходных данных, результатами функционального диагностирования рабочих процессов в цилиндрах посредством разработанных моделей на полноразмерных дизелях в лабораторных условиях.

Положения, выносимые на защиту:

– результаты анализа опубликованных методов контроля теплонапряженности деталей цилиндропоршневой группы по косвенным параметрам;

– принципы, методы и алгоритмы формирования инвариантных экспериментально-теоретических моделей на основе результатов стендовых и эксплуатационных испытаний судовых дизелей;

– инвариантные экспериментально-теоретические модели для функционального диагностирования рабочих процессов и оценки предельных тепловых нагрузок по цилиндрам;

– результаты проверки работоспособности инвариантных экспериментально-теоретических моделей на полноразмерных дизелях.

Апробация работы. Основные материалы исследования были представлены на:

– 15, 16, 17 межвузовских научно-технических конференциях аспирантов, докторантов, соискателей и магистров, секция «Эксплуатация и ремонт судовых

энергетических установок» (г. Калининград, 2014, 2015, 2016 гг.);

– II Балтийском морском форуме, секция «Качество и надежность судовых технических средств и портового оборудования», г. Светлогорск, 26-30 мая, 2014 г.;

– III Международном Балтийском морском форуме, секция «Судовые и стационарные энергетические установки», г. Светлогорск, 24-30 мая, 2015 г.;

– IV Международном Балтийском морском форуме, секция «Судовые и стационарные энергетические установки», г. Калининград, БГАРФ, 22-28 мая, 2016 г.;

– V Международном Балтийском морском форуме, секция «Судовые и стационарные энергетические установки», г. Калининград, БГАРФ, 21-27 мая, 2017 г.;

– конференции «Global perspectives in MET: Towards Sustainable, Green and Integrated Maritime Transport», Varna, Bulgaria, 11-13 October, 2017.

Публикации. По теме диссертации опубликовано шестнадцать печатных работ (5,48 п.л./2,78 п.л.), пять из которых в рецензируемых научных журналах, рекомендуемых ВАК Минобрнауки РФ; получено свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ «Программа контроля предельных тепловых нагрузок деталей цилиндропоршневой группы многоцилиндровых двигателей по косвенным параметрам».

Структура и объем диссертации. Диссертация состоит из введения, четырех глав и заключения. Общий объем работы составляет 146 страниц машинописного текста, который включает 35 рисунков и 10 приложений; список литературных источников из 85 наименований.

В первой главе выполнен анализ фактических режимов работы судовых дизелей; рассмотрено влияние различных эксплуатационных факторов на теплонапряженность деталей цилиндропоршневой группы; дана оценка косвенных методов контроля теплонапряженности деталей ЦПГ в судовых условиях. Показано, что существующие методы контроля теплонапряженности по

косвенным параметрам основаны на моделях, не обладающих свойством инвариантности относительно возможных режимов работы, и не учитывают качество протекания рабочих процессов в отдельных цилиндрах, что влияет на достоверность контроля теплонапряженности деталей цилиндропоршневой группы в судовых условиях по косвенным параметрам.

Изложенные обстоятельства предопределили цель и задачи исследования, посредством решения которых поставленная цель достигается.

Во второй главе сформулированы принципы формирования инвариантных относительно потребителей механической энергии экспериментально-теоретических моделей для диагностирования рабочих процессов в цилиндрах и контроля теплонапряженности деталей цилиндропоршневой группы по косвенным параметрам. Очевидно, что изложенные принципы приобретают конкретные выражения и практическую значимость только в тех случаях, если указан метод их представления в форме количественных соотношений.

Разработаны два метода и два алгоритма количественного описания принципов формирования инвариантных экспериментально-теоретических моделей.

Первый метод и алгоритм реализуются в тех случаях, когда исходные данные о закономерностях изменения информативных параметров представлены в виде результатов стендовых испытаний нового двигателя по серии нагрузочных характеристик и соответствуют всему полю возможных режимов работы двигателя.

При наличии таких исходных данных формирование инвариантных экспериментально-теоретических моделей реализуется по алгоритму с минимальным количеством вычислительных операций в два этапа.

На первом этапе выбирается явный вид функции, которой могут быть аппроксимированы взаимосвязи между входными и выходными информативными параметрами по нагрузочным характеристикам. На этой основе устанавливаются закономерности изменения определяемых параметров в функции от частоты вращения коленчатого вала двигателя n .

На втором этапе выбираются функции, которыми могут быть аппроксимированы закономерности изменения определяемых параметров в функции от частоты вращения коленчатого вала двигателя n . Подстановкой этих функций в уравнения, аппроксимирующие взаимосвязи между входными и выходными информативными параметрами по нагрузочным характеристикам, завершается процесс формирования инвариантных экспериментально-теоретических моделей, которые используются для диагностирования рабочих процессов в цилиндрах, расчета и контроля режимов ограничительных по тепловой напряженности характеристик конкретного цилиндра двигателя.

Второй метод и алгоритм формирования экспериментально-теоретических моделей реализуются в тех случаях, когда исходные данные представлены в виде результатов стендовых или эксплуатационных испытаний двигателя и соответствуют только части поля возможных режимов работы двигателя.

В работе сформулированы теоретические предпосылки и разработан алгоритм вычислительных операций, позволяющий в каждом конкретном случае контролировать устойчивость вычислительного процесса, определять структуру и параметры экспериментально-теоретических моделей, которые описывают весь массив исходных данных с погрешностью, существенно не превосходящей предполагаемый уровень погрешностей измерения исходных данных.

В третьей главе приведены примеры построения инвариантных экспериментально-теоретических моделей для диагностирования рабочих процессов в цилиндрах и контроля теплонапряженности деталей цилиндропоршневой группы.

Комплекс моделей разработан на основе теплотехнических и кинематических параметров, традиционно контролируемых штатными приборами в эксплуатации.

Показано, что для диагностирования рабочих процессов в цилиндрах могут быть использованы модели с различными входными информативными параметрами: часовым расходом топлива G_m и индексом топливного насоса высокого давления (ТНВД) h . Необходимость построения двух моделей

определяется тем, что модели с входным параметром часовым расходом топлива G_m используются для определения уравнения ограничительной по тепловой напряженности характеристики. Применение этих моделей для диагностирования рабочих процессов в цилиндрах усложняется тем, что в судовых условиях, как правило, отсутствуют технические возможности для оперативного контроля часового расхода топлива G_m . По этой причине возникает необходимость построения второй модели, в которой в качестве входного параметра следует применять индекс ТНВД h .

В четвертой главе приведены результаты диагностирования рабочих процессов в цилиндрах посредством экспериментально-теоретических моделей, обсуждаются диагностические возможности моделей; сформированы уравнения и алгоритм их практического применения для контроля предельных тепловых нагрузок на детали цилиндропоршневой группы.

Диагностирование качества протекания рабочих процессов в цилиндрах осуществляется посредством экспериментально-теоретических моделей, обладающих свойством инвариантности относительно возможных режимов работы дизеля в эксплуатационных условиях. На основании моделей для диагностирования качества протекания рабочих процессов в цилиндрах многоцилиндрового двигателя может быть сформирован единый инвариантный эталон. Разработан алгоритм диагностирования рабочих процессов в цилиндрах посредством экспериментально-теоретических моделей. Приведены результаты практического диагностирования рабочих процессов по цилиндрам. Показано, что экспериментально-теоретические модели позволяют обнаружить неисправности на ранней стадии их проявления в отдельных цилиндрах, при проявлении неисправностей в системах газообмена и топливоподачи, а также в самих цилиндрах. Определены уравнения ограничительных характеристик по цилиндрам; разработан алгоритм их практического применения.

ГЛАВА 1 СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА. ЦЕЛЬ И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ

1.1 Оценка условий работы судовых дизелей

1.1.1 Краткая характеристика показателей теплонапряженности судовых дизелей

Понятие тепловой напряженности связывается с рядом факторов, определяющих температурное и напряженное состояние деталей цилиндропоршневой группы (ЦПГ), механические свойства их материалов, температурные условия работы смазочных масел [60,64,70,78].

В последующем под теплонапряженностью деталей, образующих камеру сгорания, понимается их тепловое состояние, которое характеризуется нижеприведенными показателями [20,38,62,71,72].

Температурные напряжения в деталях цилиндропоршневой группы (ЦПГ). В процессе работы двигателя через стенки деталей ЦПГ от газов в охлаждающую среду передается часть теплоты, которая выделяется в цилиндре при сгорании топлива. Под воздействием теплового потока в стенках деталей ЦПГ устанавливаются уровни температуры, различные для отдельных участков. Увеличение цикловых подач топлива приводит к росту тепловыделения в цилиндре и усилению процесса теплообмена между газами и стенками деталей, образующих рабочий объем цилиндра. При этом тепловой поток через стенки становится более интенсивным, а распределение температуры по объему деталей – более неравномерным. Эта неравномерность температурных уровней (температурные градиенты) вызывает появление в деталях ЦПГ температурных напряжений, которые совместно с напряжением от механических нагрузок определяют их общее напряженное состояние.

Абсолютные температуры деталей ЦПГ. Температурные напряжения определяются только температурными перепадами и не зависят от абсолютных значений температур в деталях. Однако с увеличением абсолютных температур

снижается предел прочности материала. Следовательно, степень напряженности деталей ЦПГ определяется как абсолютными температурами, так и температурными перепадами. Другими словами, уровень температурных напряжений совместно с запасом прочности характеризует величину теплонапряженности деталей ЦПГ и включается в понятие «теплонапряженность».

Температура на рабочей поверхности цилиндра. В каждом конкретном случае температура на рабочей поверхности цилиндра не должна превышать термическую стойкость циркуляционного или цилиндрического масла, при которой начинается интенсивное лакообразование. От величины этой температуры и термической стойкости применяемого масла зависит состояние компрессионных колец, их упругость и подвижность в канавках. Значит, по мере возрастания температуры на рабочей поверхности цилиндра стойкость масляной пленки уменьшается, и когда для данного сорта масла температура превысит критическое значение, пленка разрушается и наступает интенсивный износ трущихся поверхностей.

Циклические колебания температур на поверхностях деталей ЦПГ. Термодинамические процессы, образующие рабочий цикл реального двигателя, реализуются периодически и при различных величинах температур рабочего тела. За каждый цикл работы дизеля на установившемся режиме температура газов в цилиндре изменяется примерно на 1400°C . Это вызывает циклические колебания температур на поверхностях деталей, образующих камеру сгорания, и соответствующие колебания температурных напряжений в них. Циклические колебания температурных напряжений складываются со средними значениями и повышают уровень теплонапряженности деталей ЦПГ.

Таким образом, тепловую напряженность деталей ЦПГ невозможно количественно оценить одним показателем, одной численной величиной. Это понятие связывается с совокупностью целого ряда показателей, характеризующих температурное и напряженное состояние деталей ЦПГ, механические свойства их материалов, температуру на рабочей поверхности цилиндра.

Из изложенного следует, что теплонапряженность деталей ЦПГ является важной ограничительной характеристикой судовых дизелей. Она определяет конструкцию дизеля и его эксплуатационные качества. В связи с этим поиск путей удержания всех характеристик тепловой напряженности форсированных наддувом дизелей на допустимом уровне в процессе эксплуатации приобретает особую остроту, а исследования, направленные на совершенствование существующих и разработку новых методов контроля теплового состояния деталей ЦПГ на возможных режимах работы судовых дизелей, являются необходимым этапом в решении задач, связанных с обеспечением их эксплуатационной надежности [85].

1.1.2 Фактические режимы работы судовых дизелей

Фактические режимы работы главных судовых дизелей можно оценить по известной из теорий гребных винтов зависимости

$$M_g = K_m \cdot n^2 \cdot \rho \cdot D^5, \quad (1.1)$$

где M_g – момент потребляемый винтом, Н·м;

K_m – коэффициент момента;

n – частота вращения винта, с⁻¹;

ρ – плотность среды, в которой вращается винт, $\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$;

D – диаметр винта, м.

Для конкретного случая зависимость (1.1) приводится к виду

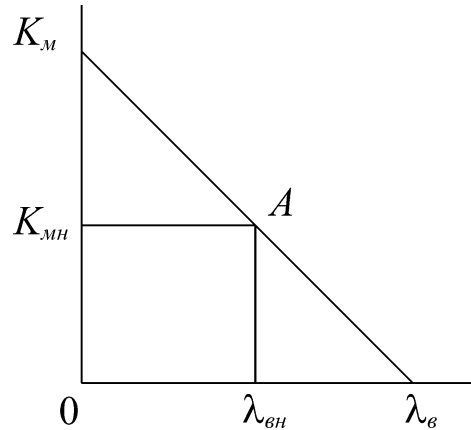
$$M_g = \text{const} \cdot K_m \cdot n^2. \quad (1.2)$$

Коэффициент момента K_m является функцией относительной поступи винта λ_g , которая определяется как отношение осевого перемещения винта за один оборот, выраженное в долях диаметра:

$$\lambda_g = \frac{v}{n \cdot D}, \quad (1.3)$$

где v – осевое перемещение винта, м/с.

На рисунке 1.1 зависимость $K_M = f(\lambda_g)$ представлена графически. Точка А соответствует нормальным условиям плавания, за которые обычно принимается плавание в полном грузу и спокойной воде.



Обозначения: K_M – коэффициент момента; $K_{Mн}$ – коэффициент момента на номинальном режиме работы; λ_g – относительная поступь винта; $\lambda_{вн}$ – относительная поступь винта на номинальном режиме работы; A – нормальные условия плавания

Рисунок 1.1 – Зависимость коэффициента момента от относительной поступи винта $K_M = f(\lambda_g)$

Для этих условий коэффициент K_M не изменяется, и формула (1.2) приводится к виду

$$M_g = const \cdot n^2. \quad (1.4)$$

Если учесть, что

$$N_g = M_g \cdot \omega_g = M_g \cdot 2 \cdot \pi \cdot n = const \cdot n^3, \quad (1.5)$$

где ω_g – угловая скорость, рад/с;

N_g – мощность потребляемая винтом, Вт,

то из выражений (1.4) и (1.5) следует, что при неизменных условиях плавания момент M_g , потребляемый винтом, изменяется в функции от частоты по закону квадратичной параболы, а мощность – по закону кубической параболы. Следует

отметить, что длительные уровни нагрузки на главные двигатели, соответствующие нормальным условиям $K_m = const$, можно обеспечить только при испытаниях двигателя на заводском стенде.

Для нормальных условий плавания судна надежная и длительная работа главных двигателей обеспечивается заводом-изготовителем за счет отработки конструкции применительно к заданным параметрам наддува и рабочего процесса. Фактические режимы работы судна и, следовательно, главных дизелей часто продолжительное время существенно отличаются от нормальных. Причины, вызывающие эти отклонения, могут быть различными: метеорологические условия, состояние моря, обрастание корпуса, изменение характеристик винта и самого дизеля, условия плавания (например, плавание во льдах, на мелководье, при переменной осадке, буксировочные режимы и т. д.).

На рисунке 1.2 приведены фактические режимы работы главных двигателей типа «Бурмейстер и Вайн», «Зульцер» и «МАН», полученные посредством индицирования [29].

По отклонениям фактических режимов от режимов, соответствующих номинальным условиям, можно судить о величине коэффициента использования мощности главных двигателей у судов определенной серии, а также о степени соответствия характеристик гребного винта данному двигателю и судну. Следует отметить, что эти оценки, в известной степени, являются условными, так как отмеченные отклонения определяются условиями плавания судна.

Действительно, состояние моря – один из существенных факторов, определяющих условия работы судна и его главного дизеля, так как при данном пропульсивном комплексе силой и направлением ветра обуславливается винтовая характеристика, по которой работает дизель. Зависимость рабочих параметров дизеля от условий плавания судна можно оценить лишь опытным путем. Тем не менее, для качественных оценок можно использовать зависимость $K_m = f(\lambda_g)$. При данном пропульсивном комплексе, в зависимости от условий плавания, винт может быть гидродинамически «тяжелым» и гидродинамически «легким».

Например, при ходе судна в полном грузу винт становится более «тяжелым» при встречном ветре, при встречном течении, на мелководье, при обрастании корпуса сравнительно с плаванием в нормальных условиях ($K_M > K_{MH}$).

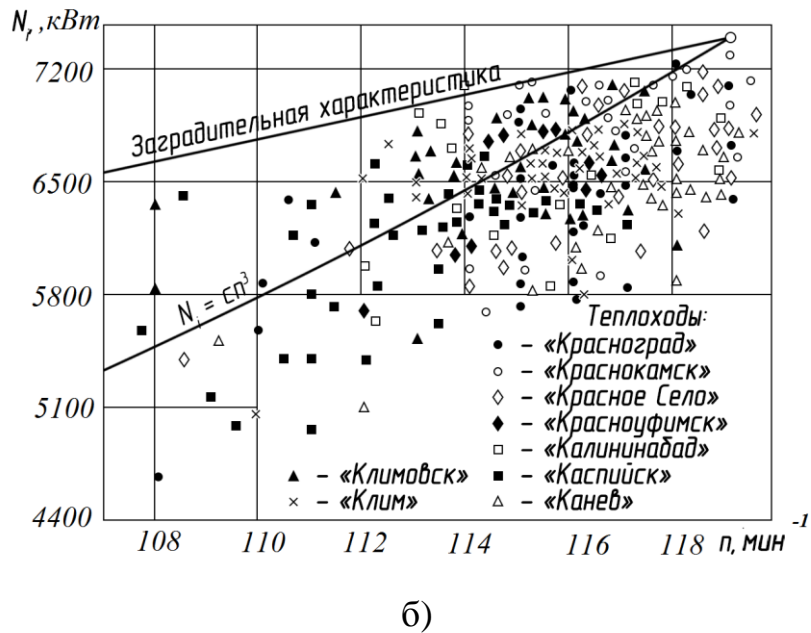
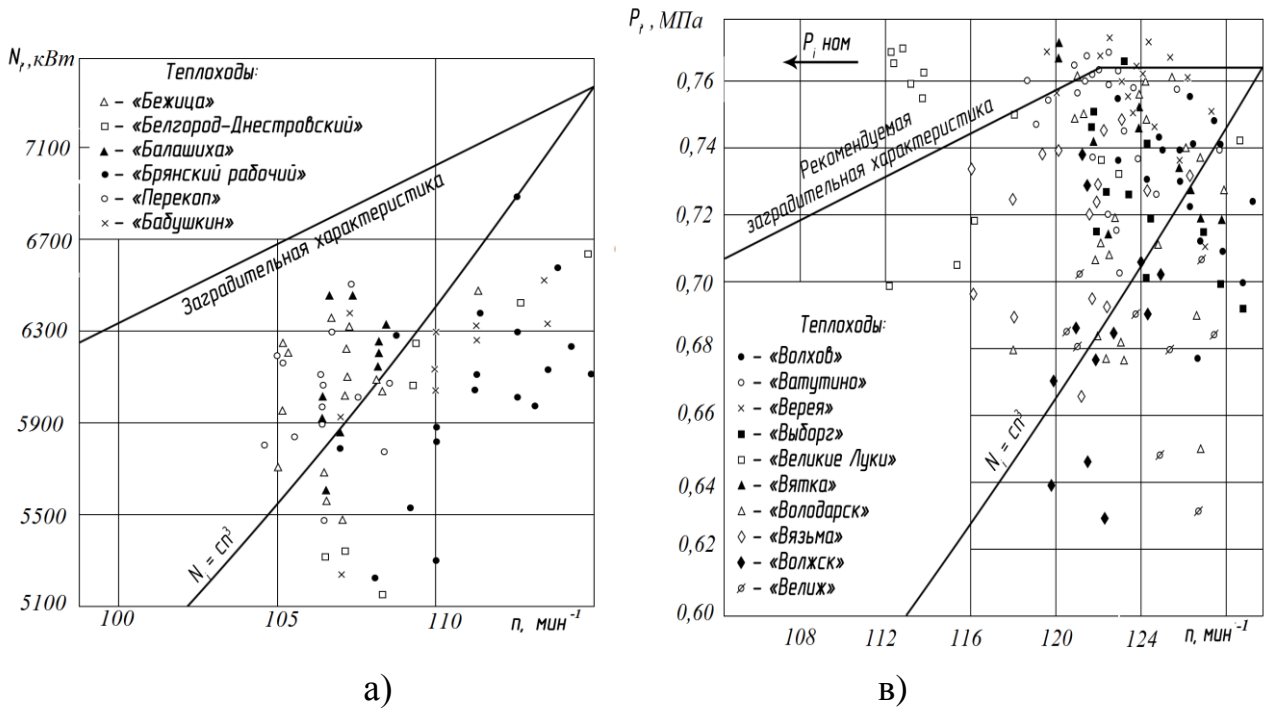
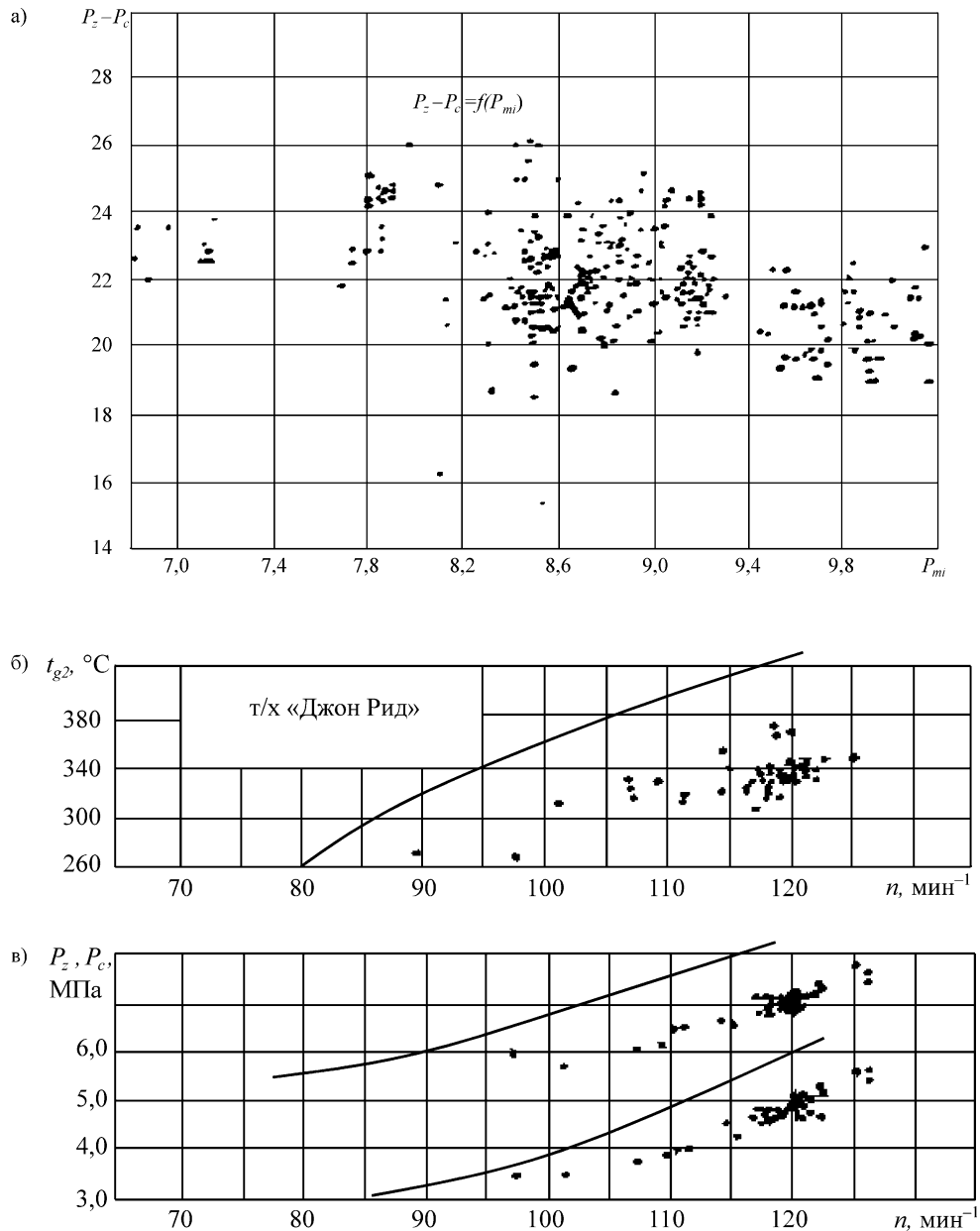


Рисунок 1.2 – Фактические режимы работы судовых дизелей [29]

Из зависимости $K_M = f(\lambda_e)$ следует, что наиболее «тяжелым» винт становится при работе на швартовых, когда $v = 0$ и $K_M = K_{Mmax}$. В этих случаях фактические режимы работы лежат выше винтовой характеристики,

соответствующей номинальным условиям, и даже выше ограничительной характеристики (см. работу [29], рисунок 1.2, рисунок 1.3).



Обозначения: P_c – давление в конце сжатия, МПа; P_{mi} – среднее индикаторное давление, МПа; P_z – максимальное давление сгорания, МПа; t_{g2} – температура отработавших газов, °С; n – частота вращения коленчатого вала, мин^{-1}

Рисунок 1.3 – Результаты сравнительных испытаний двигателя БДКРН 90/155 на стенде и судовых условиях

Если условия плавания изменяются так, что сопротивление движению судна уменьшается (например, попутный ветер или течение и т. д.), фактические

режимы работы главного дизеля располагаются ниже винтовой характеристики ($K_m < K_{mn}$). Этот вывод подтверждается результатами стендовых испытаний двигателя 6RND-90 (6ДКРН 90/155) на заводском стенде и в судовых условиях [63,69].

В большинстве случаев в пропульсивных комплексах судов транспортного флота используются гидродинамические облегченные винты, что обеспечивает запас мощности примерно 20% от номинальной.

В работах [28,56] для анализа теплонапряженности ЦПГ в зависимости от режимов работы дизелей рекомендуется использовать параметр

$$K_m = B \cdot \sqrt{\frac{C_m}{P_k}} \cdot h_{пл} \cdot \eta_n \cdot T_k, \quad (1.6)$$

где B – коэффициент, зависящий от конструкции и состояния дизеля;

$$C_m = \frac{S \cdot n}{30} \text{ – средняя скорость поршня, м/с;}$$

S – ход поршня, м;

P_k и T_k – параметры воздуха перед впускными органами двигателя;

$h_{пл}$ – геометрический активный ход плунжера ТНВД;

η_n – коэффициент подачи топливной аппаратуры.

По формуле (1.6) теплонапряженность ЦПГ дизеля определяется состоянием воздуха на входе в цилиндр, частотой вращения вала n и цикловой подачей топлива $g_{ц}$. Для дизелей с газотурбинным наддувом все эти параметры взаимно влияют друг на друга, что затрудняет теоретический анализ тепловой напряженности в переменных условиях плавания. С изменением условий работы судна, например, с переходом дизеля на работу по более крутой винтовой характеристике, тепловая напряженность, в основном, зависит от характера изменения цикловой подачи топлива и воздухообеспечения. Для защиты дизеля от тепловых перегрузок при изменении частоты вращения вала из-за смещения винтовой характеристики к швартовой цикловую подачу топлива необходимо

снижать в соответствии с ограничительной по тепловой напряженности характеристикой.

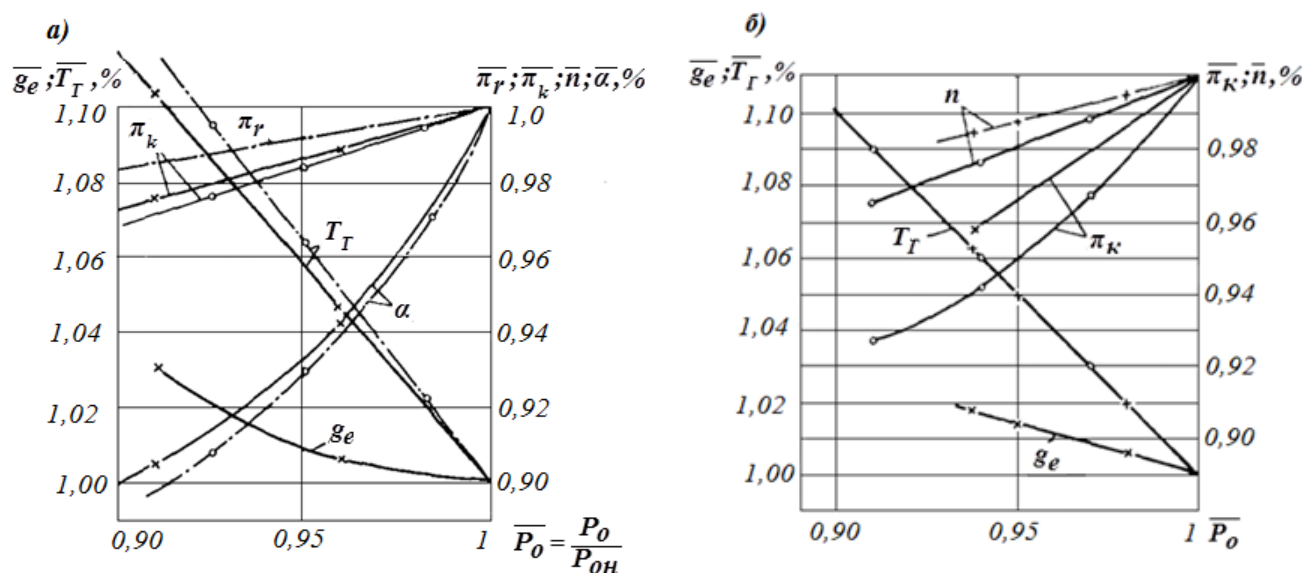
1.2 Влияние эксплуатационных факторов на теплонапряженность деталей цилиндропоршневой группы

1.2.1 Загрязнение элементов системы газообмена

В процессе эксплуатации сопротивление системы газообмена и ее агрегатов не остается постоянным, так как компрессоры, фильтры, элементы проточной части турбины, охладитель воздуха и органы газораспределения дизеля загрязняются отложением нагара, масла и др. Влияние загрязнения элементов системы газообмена на работу дизеля проявляется через изменение весового заряда воздуха, поступающего в рабочий цилиндр.

В работах [1,6,28,35,49] на основе результатов испытаний четырехтактных и двухтактных дизелей с наддувом построены обобщенные зависимости основных показателей дизелей от сопротивления на входе в компрессор (см. рисунок 1.4а,б). Установлено, что КПД компрессора с увеличением срока эксплуатации монотонно снижается [74,75]. Через 1500-2000 часов работы без вскрытия и очистки КПД компрессора уменьшается на 40-50 %. Это сопровождается ростом температуры отработавших газов $\overline{T}_Г$, увеличением удельного расхода топлива \overline{g}_e и снижением давления наддува P_k , как для четырехтактных, так и для двухтактных двигателей. Согласно этим данным загрязнение фильтров компрессора сопровождается снижением давления и плотности воздуха ρ_e перед выпускными органами дизеля, а также уменьшением коэффициента избытка воздуха α .

На рисунке 1.5 представлены данные о влиянии противодавления выпуску из турбины на параметры четырехтактных дизелей [49]. Они свидетельствуют о том, что с увеличением противодавления примерно на 25 % коэффициент избытка воздуха при сгорании α уменьшается на 16 %.

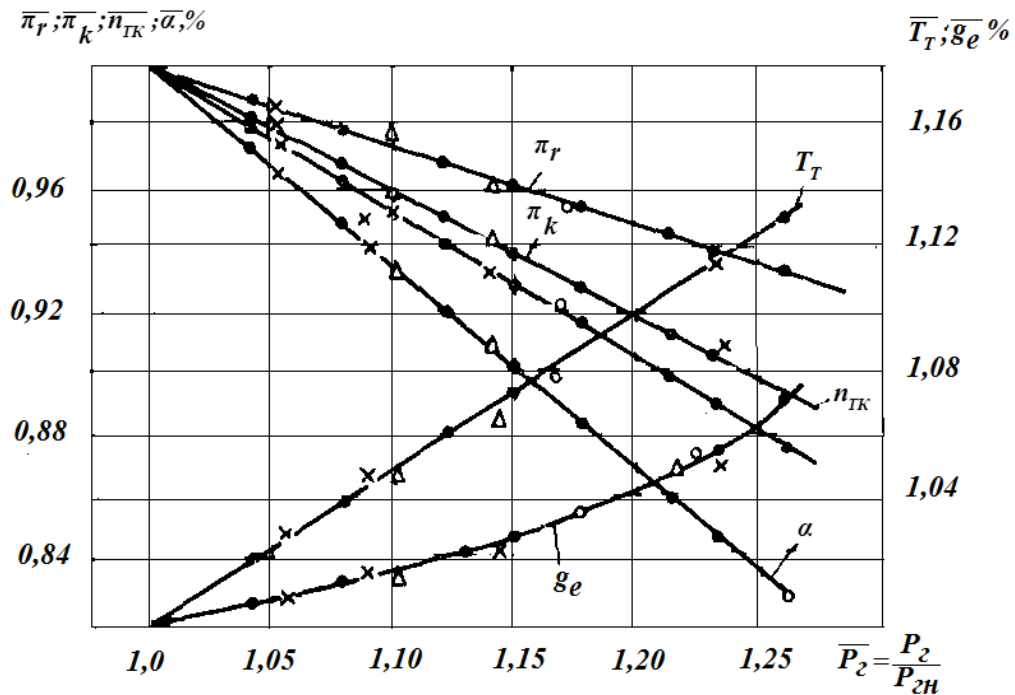


Обозначения: \overline{g}_e – относительное значение удельного расхода топлива;
 \overline{T}_Γ – относительное значение температуры отработавших газов;
 $\overline{\pi}_r$ – относительное значение степени повышения давления в турбине;
 $\overline{\pi}_k$ – относительное значение степени повышения давления в компрессоре;
 \overline{n} – относительное значение частоты вращения; $\overline{\alpha}$ – относительное значение коэффициента избытка воздуха при сгорании; \overline{P}_o – относительное значение давления перед выпускными органами дизеля; P_o – давление перед выпускными органами дизеля; $P_{он}$ – давление перед выпускными органами дизеля на номинальном режиме работы

Рисунок 1.4 – Влияние сопротивления на входе в компрессор на параметры работы дизелей: а – четырехтактные дизели; б – двухтактный дизель (+ - дизель Д-70; Х– дизель 6ЧН15/18; О – дизель 835-VBF-62)

Из изложенного выше следует, чтобы при загрязнении агрегатов системы газообмена стремление сохранить мощность дизеля, не изменяя цикловой подачи топлива g_u , приводит к уменьшению коэффициента избытка воздуха α и росту теплонапряженности деталей цилиндропоршневой группы. По этой причине загрязнение элементов системы газообмена является одним из основных факторов

вынужденного постепенного снижения эксплуатационных мощностей дизеля на протяжении всего срока его службы между профилактическими ремонтами.



(X – дизель 6ЧН 15/24; • – дизель СМД-14; Δ – дизель ВАН-22)

Обозначения: $\overline{g_e}$ – относительное значение удельного расхода топлива;

$\overline{T_g}$ – относительное значение температуры отработавших газов;

$\overline{\pi_g}$ – относительное значение степени повышения давления в турбине;

$\overline{\pi_k}$ – относительное значение степени повышения давления в компрессоре;

$\overline{n_{тк}}$ – относительное значение частоты вращения турбокомпрессора;

$\overline{\alpha}$ – относительное значение коэффициента избытка воздуха при сгорании;

$\overline{P_2}$ – относительное значение давления перед выпускными органами дизеля;

P_2 – давление за турбиной; $P_{2н}$ – давление за турбиной на номинальном режиме

работы

Рисунок 1.5 – Влияние давления на выходе из турбины на параметры четырехтактных дизелей

1.2.2 Оценка влияния изменения метеорологических условий на теплонапряженность ЦПГ

Здесь, как и ранее, предполагается, что наиболее полно тепловое состояние деталей ЦПГ характеризуется коэффициентом избытка воздуха при сгорании α . Поэтому для оценки влияния изменения метеорологических условий на теплонапряженность ЦПГ используем известное из теории рабочего процесса соотношение для цикловой подачи воздуха, которое для конкретного дизеля приводится к виду:

$$\alpha = C \cdot \frac{P_k}{T_k} \cdot \frac{\eta_v}{g_u}, \quad (1.7)$$

где C – постоянная, не зависящая от режима работы конкретного дизеля.

Из формулы (1.7) следует, что значение коэффициента избытка воздуха при сгорании четырехтактного дизеля без наддува ($P_k = P_o$, $T_k = T_o$) определяется отношением $\frac{\eta_v}{g_u}$ и плотностью воздуха $\frac{P_o}{T_o}$ перед впускными органами.

Коэффициент наполнения η_v четырехтактных дизелей без наддува при работе по внешней характеристике увеличивается. При неизменной цикловой подаче это приводит к увеличению коэффициента избытка воздуха при сгорании α . Если цикловая подача топлива g_u также будет повышаться, то отношение практически не изменится.

Влияние отношения $\frac{P_o}{T_o}$ на коэффициент избытка воздуха α проявляется таким образом, что уменьшается пропорционально давлению окружающей среды P_o и обратно пропорционально температуре окружающей среды T_o . Примерно в таком соотношении изменяются температуры деталей ЦПГ.

Результаты специальных испытаний дизелей без наддува показывают [20], что падение давления на впуске на 10 % вызывает рост температуры днища поршня в 1,1 раза, а повышение температуры воздуха на впуске с 25 °С до 46 °С,

при относительной влажности 82% приводит к увеличению температуры в центре днища на 22-24°С [5,20].

У дизелей с наддувом влияние отношения $\frac{P_o}{T_o}$ на коэффициент избытка воздуха α проявляется несколько по-другому. При падении давления окружающей среды P_o уменьшается коэффициент избытка воздуха при сгорании α , что в системах со свободным турбокомпрессором приводит к возрастанию температуры газов перед турбиной и увеличению ее частоты вращения. Другими словами, система наддува со свободным турбокомпрессором, в известной мере, обладает свойством саморегулирования относительно изменений давления окружающей среды P_o . Однако при значительных изменениях P_o полной компенсации обычно не происходит – давление P_k за компрессором падает, что приводит к уменьшению коэффициента избытка воздуха при сгорании α и повышению теплонапряженности деталей ЦПГ.

При давлении наддува $P_k \geq 0,15$ МПа обычно за компрессором устанавливают охладитель наддувочного воздуха. Охлаждение наддувочного воздуха после компрессора при газотурбинном наддуве приводит не только к увеличению заряда воздуха, но и к снижению температур цикла. Поэтому наддувочный воздух охлаждают, когда требуется снизить теплонапряженность деталей ЦПГ при неизменной мощности [75,84]. Однако возможности сдерживания роста теплонапряженности промежуточным охлаждением воздуха иногда бывают ограниченными вследствие высокой температуры заборной воды, прокачиваемой через воздухоохладитель. При охлаждении воздуха до температуры точки росы влага конденсируется и, попадая на рабочую поверхность втулки, становится причиной ее интенсивного износа.

1.2.3 Техническое состояние топливной аппаратуры

Анализ данных по надежности работы отдельных узлов и элементов конструкций дизелей позволяет заключить, что топливная аппаратура остается

наиболее уязвимым в эксплуатационном отношении узлом двигателя [10,28,31,77]. Согласно данным различных источников, на долю топливной аппаратуры приходится от 22 до 35 % отказов от их общего количества. Низкие рабочие качества топливной аппаратуры объясняются тем, что этот сложный в конструктивном отношении узел с подвижными прецизионными элементами подвержен действию высоких механических, гидромеханических и тепловых нагрузок. Рабочее состояние топливной аппаратуры существенно зависит от конкретных условий эксплуатации, включая и уровень технического обслуживания. Все это предопределяет меньшую надежность топливной аппаратуры в сравнении с другими узлами двигателя.

По данным работ [20,28,57,58] основными дефектами топливной аппаратуры транспортных дизелей являются: износ прецизионных поверхностей плунжерных пар и зависание плунжеров, ухудшение подвижности иглы и её зависание, нарушение герметичности запорного конуса и др. Эти дефекты или выводят топливную аппаратуру из строя, или приводят к существенному ухудшению параметров впрыска топлива.

Вследствие износа плунжерных пар топливных насосов уменьшается коэффициент подачи насоса, и при неизменной цикловой подаче топлива удлиняется процесс впрыска; процесс сгорания перемещается на линию расширения, ухудшаются экономические и энергетические показатели дизеля. По этим причинам увеличение цикловой подачи топлива для поддержания заданной мощности по мере износа плунжерных пар сопровождается ростом теплонапряженности деталей цилиндропоршневой группы. Кроме того, износ плунжерных пар может изменить фактические углы опережения подачи топлива при неизменных их геометрических значениях. Установленные геометрические углы опережения подачи топлива будут изменяться при износе кулачковых шайб топливных насосов. С увеличением угла опережения подачи топлива растут давление и температура сгорания, уменьшается температура отработавших газов t_g и, как следствие, повышается индикаторный КПД.

Изменение максимального давления сгорания P_z при $P_{mi} = const$ различно влияет на температуру поршня и верхнего пояса втулки. При малых значениях отношения P_z/P_c , которые характерны при смещении основного процесса сгорания за верхнюю мертвую точку (ВМТ), увеличение давления сгорания равнозначно уменьшению догорания на линии расширения и, следовательно, уменьшению средней результирующей температуры $T_{Гm}$. В подобных случаях температура деталей цилиндропоршневой группы уменьшается.

Увеличение P_z в некоторых дизелях с повышенной степенью наддува приближает максимум температур газов в цилиндре к максимуму давления. Поэтому вблизи ВМТ существенно возрастает коэффициент теплоотдачи α_G и увеличивается результирующая температура $T_{Гm}$, что влечет за собой повышение температуры стенок цилиндра. В общем случае для конкретного дизеля кривая температуры стенки цилиндра в зависимости от P_z должна иметь более или менее отчетливо выраженный максимум.

Техническое состояние форсунок является одной из основных причин, оказывающих влияние на теплонапряженность цилиндропоршневой группы дизеля. Из-за некачественного распыления топлива, несоответствия дальнобойности и направления факела форме и размерам камеры сгорания топливо попадает на стенки цилиндра, резко ухудшается и значительно растягивается по времени процесс сгорания, снижается экономичность дизеля. Уместно обратить внимание на возможные последствия различных неисправностей в форсунках, поскольку результаты экспериментальных исследований и суждений относительно этих последствий неоднозначны.

В работах [20,28,62] приведены результаты сравнительных испытаний судового дизеля с некачественным и нормальным распылом топлива. Отмечено, что температура отработавших газов, охлаждающей воды и другие теплотехнические параметры практически не изменились. Тензометрирование стенок цилиндрической крышки показало существенное изменение ее

температурного поля, рост температур огневой поверхности и температурных перепадов. В результате теплонапряженность увеличилась на 12-15 %.

В работах [20,28,62] приведены результаты экспериментальной оценки влияния плохого распыления топлива на температурное состояние цилиндропоршневой группы судового дизеля. При установке на цилиндр форсунки с нормальным усилием затяжки пружины, но плохим распылом температура поршня снижалась на 5-10°С, а цилиндровой крышки – на 15°С. Температура отработавших газов несколько возрастала (5-10°С). Уменьшение проходного сечения сопловых отверстий распылителя вызвало аналогичное изменение температурного состояния цилиндропоршневой группы - температуры падали на 5-15°С. В случае поломки пружины форсунки температура на огневой поверхности цилиндровой крышки возрастала на 40°С, а поршня – на 60°С.

Изложенные результаты натурных испытаний послужили основой для вывода о том, что кратковременная работа двигателя (в течение нескольких часов) с неисправной топливной аппаратурой не опасна с точки зрения температурного состояния деталей цилиндропоршневой группы. В работах [20,28,62] отмечается, что ухудшение распыла топлива может приводить к его попаданию на стенки цилиндра и вызывать повышенный износ, однако утверждать это нет серьезных оснований.

Трудно согласиться с этим выводом по той причине, что при некачественном распыле топлива создаются условия для коксования топлива на поверхности камеры сгорания и появления локальных разогревов. Кроме этого, ухудшаются экономические показатели, увеличивается дымление и неравномерность изнашивания по цилиндрам.

Другими словами, при некачественном распыле топлива на детали цилиндропоршневой группы воздействуют факторы, совокупное проявление которых неизбежно вызывает нерациональное расходование ресурса двигателя. Поэтому даже кратковременная работа хотя бы одного из цилиндров на смеси низкого качества крайне нежелательна.

1.2.4 Техническое состояние цилиндропоршневой группы

В процессе эксплуатации износ поршневых колец цилиндрических втулок приводит к нарушению нормального сопряжения трущихся пар и вызывает возрастание количества прорывающихся в картер газов. С потерей воздушного заряда в процессе сжатия и продуктов сгорания на ходе расширения заметно уменьшается коэффициент избытка воздуха при сгорании α и работа газов на такте расширения. В результате ухудшаются технико-экономические показатели дизеля. Кроме того, прорыв горячих газов через увеличившиеся зазоры кольцевого уплотнения нарушает нормальную передачу теплоты от поршня к цилиндрической втулке и повышает температуру поршня, поршневых колец, цилиндрической втулки. Это подтверждается рядом экспериментальных исследований [11,12,51,80,83].

По данным работ [7,9,20,61], увеличение зазора между поршнем и зеркалом цилиндра привело к заметному росту температуры цельноалюминиевого неохлажденного поршня двигателя Ч26/26. На номинальном режиме работы дизеля максимальная температура поршня возросла на 8%, на первом уплотнительном кольце на 16 %.

В работе [61] приводятся результаты, полученные при испытании дизеля 1Ч17,5/24 с цилиндрическими втулками различной степени изношенности. При износе втулки 0,9 мм температура в центре днища поршня повышается на 30-35 °С, а при износе 1,37 мм температура в этой же точке повышается на 140 °С.

Исследовалось также влияние аварийных состояний поршневых колец на теплонапряженность деталей цилиндропоршневой группы. Установлено, что при зависании первого поршневого кольца температура новой втулки в поясе остановки первого поршневого кольца в ВМТ повысилась на 20 °С, а температура поршня над первым кольцом – на 35 °С. Загорание двух верхних поршневых колец при работе на новой втулке приводит к повышению температуры поршня над первым кольцом на 53 °С.

Кроме рассмотренных выше факторов, на тепловое состояние верхнего пояса рабочей поверхности втулки существенное влияние оказывает процесс вращения поршневых колец с увеличением тепловых зазоров в замке.

Непрерывный контроль за температурой верхнего пояса цилиндровой втулки дизеля 1Ч17,5/24 позволил установить, что во втулке в районе прохождения замка с зазором 0,8 мм происходит скачок температуры на 12-15°С; при зазоре в замке 1,0 мм этот скачок составляет до 80°С, а при совмещении замков первого и второго колец с зазором 1,0 мм он равен 120°С [61].

Прорывающиеся через неплотности сопряжения «поршень – втулка» газы сдувают и частично сжигают масляную пленку. Это обстоятельство усугубляется при увеличении зазоров в названном сопряжении и становится причиной интенсивных износов втулок и поршневых колец.

Приведенные выше экспериментальные данные показывают, что ухудшение технического состояния втулки и поршневых колец сопровождается медленным, но заметным повышением температур в характерных точках деталей цилиндропоршневой группы. При этом интенсивность роста теплонапряженности во многом определяется конструкцией и гидродинамикой потока системы охлаждения. Дополнительно следует отметить, что с ростом форсирования рабочих процессов транспортных дизелей и связанным с этим постепенным уменьшением заложенного в них запаса по теплонапряженности, фактор теплонапряженности деталей цилиндропоршневой группы приобретает определенное значение при назначении предельно допустимых износов и при решении вопроса о выводе дизеля из эксплуатации для ремонта.

1.3 Анализ косвенных методов контроля теплонапряженности ЦПГ в эксплуатационных условиях

Наиболее целесообразный метод выбора эксплуатационных режимов работы главных судовых дизелей заключается в применении ограничительных

характеристик, устанавливающих зависимость нагрузки двигателя от частоты вращения вала, при которой показатели механической и тепловой напряженности не превышают номинальных значений [30,32,33,34].

Совокупность установившихся режимов, определяющих протекание ограничительной характеристики, наиболее достоверно определяется постоянством температуры во всех характерных точках деталей цилиндра [19,36,37]. Поэтому наиболее достоверными и надежными показателями тепловой напряженности следует признать истинные значения температур и их перепадов на стенках этих деталей. При таком контроле возможен учет всего многообразия факторов, которыми определяется тепловое состояние ЦПГ в эксплуатационных условиях.

Существующие методы контроля режимов работы главных судовых дизелей не предусматривают, как правило, непосредственного изменения показателей тепловой напряженности. Поэтому в процессе эксплуатации оценка теплонапряженности деталей ЦПГ осуществляется по ряду косвенных параметров, а в качестве ограничительных характеристик используются зависимости этих параметров от скоростного режима работы. Крайне желательно, чтобы область режимов, допустимых для длительной эксплуатации, была ограничена такими параметрами, которые можно оперативно контролировать на работающем двигателе, так как переход двигателя на режимы, лежащие за пределами названной области, конструктивно ничем не ограничен [35].

С точки зрения теплонапряженности одной из наиболее нагруженных деталей ЦПГ является поршень [39,40]. Для сравнительной оценки теплонапряженности поршней различных дизелей наибольшее распространение получил параметр q_n , предложенный А. К. Костиным [38]:

$$q_n = \epsilon \cdot c_m^{0,5} \cdot \left(\frac{D}{\eta_v \cdot P_k} \right)^{0,38} \cdot \left(P_e \cdot g_e \cdot \frac{T_k}{T_o} \right)^{0,88}, \quad (1.8)$$

где q_n – параметр, определяющий уровень температурного поля в поршне;

ϵ – коэффициент, учитывающий тактность дизеля: для 4-тактных дизелей $\epsilon = 1,0$; для 2-тактных – $\epsilon = 1,78$.

Параметр q_n позволяет построить ограничительную характеристику из условия постоянства уровня теплонапряженности деталей, если принять, что детали ЦПГ определяют работоспособность всего двигателя [38,41,42]. В этом случае ограничительная характеристика должна удовлетворять условию:

$$q_{n.o.} \leq q_{n.n.}, \quad (1.9)$$

где индекс «*n*» обозначает номинальный режим, а индекс «*o*» – режим ограничительной характеристики.

Для двигателей с охлаждаемыми поршнями при изменении скоростного режима ограничительная характеристика должна удовлетворять условию [44]:

$$q_{n.o.} \leq q_{n.n.} \cdot \left(\frac{n_o}{n_n} \right)^{0,5}. \quad (1.10)$$

В эксплуатационных условиях при изменении барометрического давления и температуры окружающей среды с изменением P_k и T_k вследствие нарушения работы или выхода из строя воздушного холодильника или турбокомпрессора необходимо ограничивать допустимую цикловую подачу топлива $g_{ц.o.}$, которую можно определить по формуле [38]:

$$g_{ц.o.} = g_{ц.n.} \cdot \left(\frac{P_{k.o.}}{P_{k.n.}} \right)^{0,43} \cdot \left(\frac{T_{k.n.}}{T_{k.o.}} \right). \quad (1.11)$$

Применительно к конкретному двигателю параметр q_n целесообразно выразить через относительные значения параметров

$$q_{no} = n_o^{0,5} \cdot (P_{eo} \cdot g_{eo} \cdot T_{ko})^{0,88} \cdot \left(\frac{1}{\eta_{vo} \cdot P_{ko}} \right)^{0,38}. \quad (1.12)$$

Если переход от абсолютных значений параметров к относительным выполнить посредством деления их текущих значений на номинальные, из выражения (1.12) следует, что режимы ограничительной характеристики должны удовлетворять условию $q_{no} = \frac{q_n}{q_{nn}} \leq 1,0$. Для реализации этого условия в

эксплуатации необходимо располагать техническими средствами контроля параметров правой части (1.12).

Параметры n , P_k и T_k контролируются штатными приборами. При работе двигателя по внешней скоростной характеристике коэффициент η_v практически мало зависит от частоты вращения, поэтому можно положить $\eta_{vo} = 1,0$.

Произведение $P_{eo} \cdot g_{eo} = \frac{G_{mo}}{n_o} = g_{co}$, т. е. для контроля режимов ограничительной по тепловой напряженности характеристики по условию $q_{no} \leq 1,0$ необходимо располагать техническими средствами для оперативного измерения часового расхода топлива G_m , который производится только в процессе ходовых послеремонтных или специальных испытаний.

Согласно методике [50] выбор ограничительной характеристики для конкретного дизеля следует производить с учетом следующих признаков:

- тип системы наддува (система с импульсным или постоянным давлением газов перед турбиной);
- давление наддува на номинальном режиме, полученное при стендовых испытаниях дизеля (избыточное);
- продолжительность работы на режиме (длительная без ограничения времени или кратковременная работа).

В работе [50] приведены ограничительные характеристики для дизелей с импульсными системами наддува и системами наддува постоянного давления для длительной (неограниченной во времени) и кратковременной работы (не более одного часа с оговоренной заводской инструкцией периодичностью).

Характеристики заданы в координатной системе $P_{mi} = f(n)$. Наклонные участки характеристик аппроксимируются линейными уравнениями вида $P_{mi} = a + b \cdot n$, где a и b – коэффициенты, численные значения которых для конкретного дизеля выбираются из таблицы в зависимости от системы наддува, давления наддува на номинальном режиме и продолжительности работы на режиме.

Температуру наружного воздуха рекомендуется учитывать посредством ограничения температуры газов перед турбиной, предельное значение которой должно приниматься согласно инструкции завода-изготовителя дизеля. При отсутствии в инструкциях указаний по предельной температуре газов перед турбиной рекомендуется снижать нагрузку дизеля на 3-4 % относительно ограничительной характеристики на каждые 10°C превышения температуры воздуха над стандартной (27°C).

Очевидно, что описанная методика контроля режимов ограничительной по тепловой напряженности характеристики может быть реализована в судовых условиях только в случаях, когда имеются технические средства для оперативного измерения среднего индикаторного давления P_{mi} . Кроме этого, неравномерность распределения P_{mi} по цилиндрам, даже на номинальном режиме, характеризуемая отклонениями от среднего значения, для нового двигателя может достигать значений $\pm 2,5\%$. По этой причине значения коэффициентов уравнения ограничительной характеристики $P_{mi} = a + b \cdot n$ должны быть различными для отдельных цилиндров конкретного двигателя.

Одним из наиболее доступных показателей для контроля теплонапряженности судовых дизелей в эксплуатационных условиях является температура отработавших газов t_g по цилиндрам. Опытные данные свидетельствуют о том, что на режимах, соответствующих винтовой и нагрузочной характеристикам, теплонапряженность деталей ЦПГ и температура отработавших газов, по цилиндрам, изменяются качественно одинаково. При работе дизеля по внешней характеристике это качественное сходство, как правило, нарушается.

Кроме этого, характер зависимости между теплонапряженностью и температурой отработавших газов t_g зависит от технического состояния деталей цилиндра, качества регулировки газораспределения и топливной аппаратуры, условий воздухообмена и теплообмена. Поэтому температура отработавших газов на выходе из цилиндров может быть использована в качестве косвенного

показателя тепловой напряженности ЦПГ только в том случае, когда установлена серия ограничительных характеристик, охватывающих весь диапазон изменения технического состояния, внешних условий и особенностей функционирования конкретного дизеля [20].

Многочисленные экспериментальные исследования показывают на принципиальную возможность достоверной оценки теплового состояния деталей ЦПГ по величине коэффициента избытка воздуха при сгорании α [20,28,56,62]. Установлено, что при сохранении на всех режимах работы дизеля неизменным номинального значения этого параметра не наблюдается заметного увеличения тепловой напряженности деталей ЦПГ.

Условие отсутствия тепловой перегрузки можно записать в виде $\alpha \geq \alpha_n$ или $\alpha_o = \frac{\alpha}{\alpha_n} \geq 1$.

В работах [44,45] изложена методика определения предельно допустимых значений температуры отработавших газов $|t_g|$ на долевых частотах вращения из условия $\alpha_o = 1$.

По данным работ [44,45,46,47], обработка опытных данных ряда четырех- и двухтактных двигателей различных типов и назначения показывает, что относительная величина параметра q_{no} , предложенного А. К. Костиным для сравнительной оценки тепловой напряженности поршней двигателей, является однозначной функцией среднего по цилиндрам относительного значения температуры выпускных газов, т. е. $q_{no} = f(T_g)$.

Относительная величина параметра q_{no} на различных режимах работы двигателя может быть представлена в виде выражения (1.12). Используя возможные преобразования произведения

$$P_{eo} \cdot g_{eo} = \frac{G_{mo}}{n_o} = \left(\frac{P_{ko}}{T_{ko}} \right) \left(\frac{\eta_{vo}}{\alpha_o} \right), \quad (1.13)$$

можно получить частные случаи выражения для определения относительной величины q_{no} :

$$q_{no} = (G_{mo} \cdot T_{ko})^{0,88} \left(\frac{1}{n_o \cdot P_{ko} \cdot \eta_{vo}} \right)^{0,38}, \quad (1.14)$$

$$q_{no} = n_o^{0,5} \left(\frac{1}{\alpha_o} \right)^{0,88} (P_{ko} \cdot \eta_{vo})^{0,5}. \quad (1.15)$$

Основная трудность определения q_{no} по соотношениям (1.14) и (1.15) связана с численной оценкой коэффициента наполнения η_{vo} . Однако, учитывая незначительные для современных двигателей отклонения η_{vo} при изменении режима работы, а также показатели степени в выражениях с η_{vo} , в практических расчетах без ощутимого ущерба для точности можно исключить η_{vo} из рассмотрения. При этом допуская, располагая опытными значениями параметров G_m , n , T_k , P_k и T_Γ на различных режимах работы двигателя, можно построить график функции $q_{no}=f(T_\Gamma)$ и подобрать соответствующую ему эмпирическую формулу.

По данным работы [45], в общем случае зависимость $q_{no}=f(T_\Gamma)$ аппроксимируется формулой

$$\bar{q}_n = (\bar{T}_\Gamma - \bar{T}_{\Gamma O}) / (1 - \bar{T}_{\Gamma O}). \quad (1.16)$$

Подставляя в левую часть формулы (1.16) выражение для q_{no} по формуле (1.15) и полагая $\eta_{vo}=1,0$, получим зависимость для относительного значения коэффициента избытка воздуха α_o на различных режимах работы двигателя:

$$\alpha_o = [(1 - T_{\Gamma O}) / (T_{\Gamma o} - T_{\Gamma O})]^{1,136} \cdot (n_o \cdot P_{ko})^{0,568}. \quad (1.17)$$

По рекомендациям работы [45], изложенная методика и построенные на ее основе номограммы позволяют оперативно контролировать ограничительные характеристики, соответствующие условию $\alpha_o = 1$.

1.4 Влияние режима охлаждения на теплонапряженность деталей цилиндропоршневой группы

Одним из основных факторов, определяющих тепловое состояние деталей цилиндропоршневой группы, является температурный режим в системе

охлаждения. Следует отметить, что на показатели работы двигателя отрицательно сказывается как недостаточное, так и излишнее охлаждение [13,16,17,76]. Перегрев вызывает ухудшение наполнения двигателя воздушным зарядом, неполное сгорание топлива и его повышенный расход, нарушение условий жидкостного трения, повышенный износ сопрягаемых подвижных поверхностей, снижение прочностных свойств материалов и появление термоусталостных разрушений. Переохлаждение двигателя приводит к чрезмерному повышению вязкости масла, возрастанию механических потерь, ухудшению смесеобразования, переносу процесса сгорания на линию расширения, снижению эффективного кпд.

В этой связи оптимальным следует считать такой температурный режим в системе охлаждения, при котором материалы деталей цилиндропоршневой группы сохраняют свои прочностные свойства, моторные масла сохраняют высокую смазывающую и несущую способность, а потери теплоты в системе охлаждения минимальны.

Температурный режим является важным, но не единственным фактором, определяющим тепловое состояние деталей цилиндропоршневой группы судовых дизелей. В соответствии с результатами исследований, выполненных авторами работ [3,14,16,17], наиболее рациональным и целесообразным является совершенствование системы автоматического регулирования теплового состояния двигателей за счет воздействия на режимы охлаждения.

Функционирование систем охлаждения судовых дизелей целесообразно характеризовать двумя группами показателей:

- режимными, такими как температура охлаждающей жидкости, ее расход, перепад температур в контурах охлаждения, давление в системах охлаждения;
- водно-химическими, характеризующими физические и химические свойства охлаждающей жидкости [18,79].

В связи с этим современная концепция регулирования охлаждения должна предусматривать как автоматическое регулирование режимных показателей, так и регулирование водно-химических показателей [15,16,17].

В традиционной двухконтурной системе охлаждения объектом регулирования является температура охлаждающей жидкости. Однако более предпочтительны многомерные системы регулирования, в которых выходными параметрами являются значения температуры высоконагретой детали $T_{дет}$, охлаждающей жидкости $T_{ж}$ и моторного масла $T_{м}$. Поддержание оптимального теплового состояния двигателя может быть обеспечено, если регулирование температуры охлаждающей жидкости $T_{ж}$ дополнить регулированием температуры высоконагретой детали $T_{дет}$. Кроме этого, должно осуществляться регулирование давления в системе охлаждения, которое приобретает важное значение при переходе на высокотемпературное охлаждение, обладающее определенными важными достоинствами, и получает все более широкое применение в судовых энергетических установках [16,17].

Температурное и теплонапряженное состояние дизелей, оснащённых современными системами газотурбинного наддува, зависит не только от температуры охлаждающей жидкости, но и от температуры воздушного заряда, поступающего в цилиндры двигателя. В связи с этим оптимальное тепловое состояние дизеля и достижение его наилучших экономических, экологических и ресурсных показателей, на различных эксплуатационных режимах возможно лишь при условии связанного регулирования температур охлаждающей жидкости и наддувочного воздуха [16,17,65].

Водно-химические режимы охлаждения задаются посредством введения в охлаждающую воду внутреннего контура системы охлаждения судовых дизелей комплексных многофункциональных присадок химического типа, содержащих поверхностно-активные вещества и водорастворимые полимеры, которые способны не только обеспечить эффективную защиту элементов системы охлаждения от кавитационно-эрозионных разрушений и накипеобразования, но и оказывать направленное влияние на процессы теплообмена в полостях охлаждения [16,17]. В процессе эксплуатации происходит старение охлаждающей жидкости, в результате под действием тепловых и физических воздействий

разрушаются введенные присадки. Механизм старения охлаждающих жидкостей и закономерности изменения их основных физико-химических свойств в зависимости от условий эксплуатации и режимных параметров охлаждения исследованы в работах [2,4].

Восстановление требуемых свойств охлаждающей жидкости в автоматическом режиме возможно при условии использования в системах автоматического регулирования охлаждения дизелей устройств для анализа физико-химических свойств охлаждающей жидкости и коррекции ее состава.

По мнению авторов работ [16,17] реализация описанной выше концепции совершенствования систем охлаждения судовых дизелей позволит максимально полно использовать потенциальные возможности систем охлаждения судовых дизелей для повышения экономических, экологических и ресурсных показателей их работы. Дальнейшие исследования должны быть направлены на разработку управляющих программ, обеспечивающих оптимальное состояние судового дизеля с учетом особенностей его конструкции и условий эксплуатации.

1.5 Цель и задачи исследования

Выполненный в предыдущих разделах настоящего исследования анализ показывает, что ограничительные по тепловой напряженности характеристики деталей цилиндропоршневой группы главных судовых дизелей должны назначаться с учетом фактических режимов работы, технического состояния деталей цилиндропоршневой группы, систем воздухообеспечения, топливоподачи и возможных метеорологических условий. Этот вывод основывается на том, что отмеченные в эксплуатации нарушения процессов смесеобразования, воспламенения и сгорания топлива, вызываемые такими часто встречающимися изменениями технического состояния, как загрязнение воздушных фильтров, проточных частей турбокомпрессоров, органов газообмена, потеря плотности топливных насосов и форсунок, закоксовывание сопловых отверстий и др.,

являются причинами роста теплонапряженности деталей цилиндропоршневой группы.

По изложенным причинам исследования по дальнейшему развитию методов определения тепловых нагрузок на детали цилиндропоршневой группы должны обеспечить их универсальностью, освободив процесс определения предельных тепловых нагрузок от необходимости привязки к режимам определенной характеристики, при одновременном учете особенностей не только конкретного двигателя в целом, но и качества протекания рабочих процессов в отдельных цилиндрах.

Изложенными соображениями определяется основная цель диссертационной работы: разработка экспериментально-теоретических моделей для контроля теплонапряженности деталей цилиндропоршневой группы судовых дизелей по косвенным параметрам с учетом условий плавания и качества протекания рабочих процессов в цилиндрах.

Поставленная цель достигается последовательным решением нижеследующих задач.

1. Оценка фактических условий работы судовых дизелей и анализ опубликованных методов контроля теплонапряженности деталей цилиндропоршневой группы по косвенным параметрам.

2. Разработка принципов, методов и алгоритмов формирования инвариантных экспериментально-теоретических моделей для функционального диагностирования рабочих процессов в цилиндрах и контроля теплонапряженности деталей цилиндропоршневой группы судовых дизелей по косвенным параметрам.

3. Формирование инвариантных экспериментально-теоретических моделей для функционального диагностирования рабочих процессов в цилиндрах и контроля теплонапряженности деталей цилиндропоршневой группы судовых дизелей по косвенным параметрам.

4. Опытная проверка работоспособности разработанных экспериментально-теоретических моделей.

ГЛАВА 2 ПРИНЦИПЫ И АЛГОРИТМЫ ФОРМИРОВАНИЯ ИНВАРИАНТНЫХ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНО-ТЕОРЕТИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ ДЛЯ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ В ЦИЛИНДРАХ И КОНТРОЛЯ ТЕПЛОВОЙ НАПРЯЖЕННОСТИ ДЕТАЛЕЙ ЦИЛИНДРОПОРШНЕВОЙ ГРУППЫ СУДОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ ПО КОСВЕННЫМ ПАРАМЕТРАМ

2.1 Принципы формирования экспериментально-теоретических моделей

В зависимости от назначения и условий эксплуатации нагрузочные и скоростные режимы работы судовых дизелей изменяются в широких пределах. Однако с точки зрения тепловой напряженности длительная работа дизеля допустима не на всех эксплуатационных режимах. Основная причина этого заключается в том, что в большинстве случаев переход форсированного дизеля на долевые режимы внешней скоростной характеристики номинальной мощности сопровождается ростом его теплонапряженности. Поэтому дизелестроительные заводы и фирмы в соответствии с особенностями дизеля и его назначением ограничивают область режимов, допустимых для длительной эксплуатации, установлением специальной ограничительной характеристики по тепловой напряженности. Эта характеристика соответствует режимам длительной работы двигателя при допустимых значениях всех параметров, характеризующих тепловую напряженность [23,66,81].

Наиболее достоверной ограничительной характеристикой по тепловой напряженности является постоянство абсолютных значений температур и перепадов температур в характерных точках деталей цилиндров. Однако непосредственное измерение возникающих в двигателе температур в эксплуатационных условиях производится крайне редко. Поэтому в процессе эксплуатации оценка тепловой напряженности двигателя осуществляется по ряду косвенных параметров, а в качестве ограничительной характеристики используют зависимости этих параметров от скоростного режима работы двигателя [23,44,82].

Устанавливая допустимые значения этих параметров при работе двигателя на пониженных частотах вращения коленчатого вала, обычно исходят из их уровня на номинальном режиме. Выполнение этого условия в процессе эксплуатации является гарантией сохранения показателей надежности, заложенных в конструкцию двигателя при проектировании и изготовлении.

В последующем формирование инвариантных экспериментально-теоретических моделей для диагностирования рабочих процессов в цилиндрах двигателей и контроля тепловой напряженности деталей цилиндропоршневой группы судовых дизелей по косвенным параметрам производится в соответствии с нижеследующими принципами [21,23,27].

1. Способность конкретного двигателя с заданным качеством вырабатывать механическую энергию характеризуется полем режимов, допустимых для длительной эксплуатации, под которым понимается часть координатной плоскости $N_e - n$ (эффективная мощность – частота вращения), ограниченная слева и справа вертикалями $n_{\min} = const$ и $n_H = const$ (минимальная и номинальная частота вращения); сверху – верхней ограничительной характеристикой; снизу – координатной осью n .

2. Ограниченное таким способом поле включает всю совокупность режимов, определяющих условия функционирования всех элементов цилиндропоршневой группы, т. е. компонентов, подверженных воздействию наибольших тепловых нагрузок.

3. Положение границ описанного поля определяется только свойствами двигателя и не зависит от особенностей потребителя механической энергии, т. е. оно обладает свойством инвариантности относительно возможных режимов работы двигателя.

4. Для количественной оценки условий функционирования деталей цилиндропоршневой группы в исходном состоянии (заведомо исправный двигатель) на основе входных в рабочий цилиндр и выходных из цилиндра параметров (информативные параметры) необходимо сформировать

количественную структуру, которая во всех точках поля давала бы постоянные численные значения, т. е. обладала свойством инвариантности относительно возможных возмущений со стороны потребителя механической энергии.

5. Количественные структуры, обладающие свойством инвариантности относительно характеристик потребителя механической энергии, имеют практическую ценность лишь в тех случаях, когда информативные параметры, на основе которых они сформированы, доступны для оперативного контроля в судовых условиях. По этой причине в последующем в качестве входных информативных параметров используются:

G_m – часовой расход топлива, кг/ч;

h – положение указателя нагрузки (индекс ТНВД);

P_k и T_k – давление и температура воздуха перед впускными органами двигателя.

В качестве выходных информативных параметров используются:

t_g – температура отработавших газов по цилиндрам, °С;

P_{mi} – среднее индикаторное давление по цилиндрам, МПа.

Входные информативные параметры принимаются одинаковыми для всех цилиндров, а выходные параметры по отдельным цилиндрам – различные. Этим обеспечивается учет особенностей протекания рабочих процессов в отдельных цилиндрах двигателя.

6. Условием, по которому определяются режимы ограничительной по тепловой напряженности характеристики, является равенство $\frac{\eta_v}{\alpha} = \frac{\eta_{vH}}{\alpha_H} = const.$

7. Оценка теплового состояния деталей цилиндропоршневой группы производится по цилиндрам с учетом качества протекания в них рабочих процессов.

По изложенным принципам формирования инвариантных экспериментально-теоретических моделей количественная оценка их параметров производится с учетом приближенного задания исходных данных.

Положим, что в описанном поле контролируются входные и выходные определяющие параметры $a_1, a_2, a_3, \dots, a_n$ рабочих процессов, протекающих в рабочих цилиндрах. Построим такую комбинацию этих параметров, которая во всех точках поля имела бы постоянное численное значение:

$$f(a_1, a_2, a_3, \dots, a_n; x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) = 0, \quad (2.1)$$

где $a_1, a_2, a_3, \dots, a_n$ – входные и выходные определяющие параметры (информативные параметры);

$x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$ – определяемые параметры.

В такой постановке задача сводится к установлению явного вида уравнения, выражающего взаимосвязи между входными в двигатель и выходными из цилиндров информативными параметрами в поле возможных режимов работы. Поскольку эти взаимосвязи обусловлены физической сущностью процессов, протекающих в рабочих цилиндрах, они в общем случае могут быть выражены разнообразными зависимостями. Кроме этого, речь идет о решении задачи, когда заведомо известно, что исходные данные (информативные параметры) заданы с погрешностями. Ясно, что в этих условиях может быть найдено только приближенное решение задачи, и погрешность решения будет состоять из вычислительной погрешности и неустраняемой погрешности.

Вычислительная погрешность, погрешность от округлений, зависит в основном от выбранного алгоритма решения задачи. При одном способе решения эта погрешность будет меньше, при другом больше. Например, решение системы уравнений методом Гаусса с выбором максимального элемента дает меньшую вычислительную погрешность по сравнению со схемой единственного деления, если вычислительные операции осуществляются при заданном округлении одинаково в обеих схемах [43,68].

Неустраняемая погрешность (погрешность информативных параметров) зависит от содержания задачи и характеризуется ее обусловленностью. Задача считается плохо обусловленной, если результат вычислений значительно меняется при малом изменении исходных данных.

Таким образом, при приближенной постановке вычислительной задачи в ее решении всегда имеется неопределенность в исходных данных. По этой причине возникает вопрос, какой из численных методов для практических расчетов предпочтительнее.

Важнейшим из критериев оценки качества численного метода является его надежность, т. е. способность перенести в решение задачи почти всю информацию, содержащуюся в ее условии. Численный метод должен считаться надежным, если при его применении решения получаются с погрешностью, не превосходящей существенно неизбежной погрешности, обусловленной неопределенностью исходных данных [68].

Ниже излагаются разработанные автором алгоритмы определения параметров моделей для функционального диагностирования рабочих процессов в цилиндрах двигателей и количественной оценки теплонапряженности деталей цилиндропоршневой группы, отличающиеся сравнительно высокой надежностью, простотой вычислительной схемы и минимальностью количества вычислительных операций.

2.2 Алгоритмы формирования экспериментально-теоретических моделей для диагностирования рабочих процессов в цилиндрах и оценки теплонапряженности деталей цилиндропоршневой группы

Анализ экспериментальных закономерностей изменения информативных параметров в поле возможных режимов работы четырех- и двухтактных двигателей различного уровня форсировки показывает, что наиболее подходящими исходными данными для формирования инвариантных количественных структур типа (2.1) являются результаты стендовых испытаний нового двигателя по серии нагрузочных характеристик (рисунок 2.1).

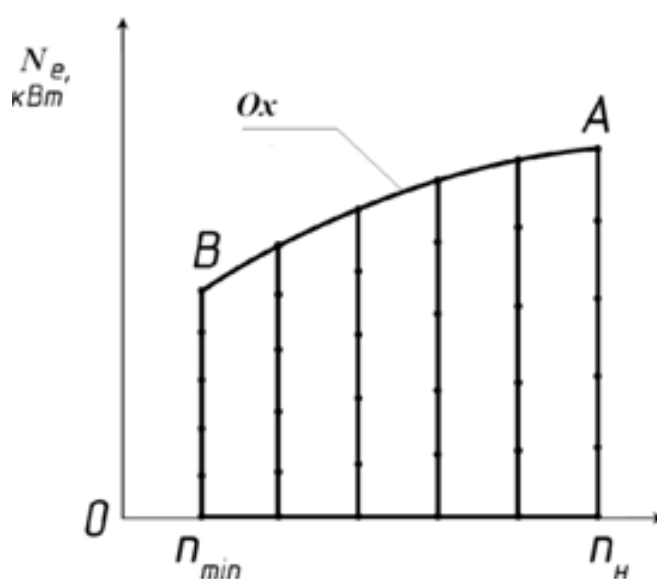
При наличии таких данных параметры инвариантных моделей для функционального диагностирования рабочих процессов в цилиндрах и оценки

теплонапряженности деталей цилиндропоршневой группы по косвенным параметрам рассчитываются по нижеследующему алгоритму [22,23,24].

1. Осуществляется переход от абсолютных значений информативных параметров к относительным по соотношениям:

$$a_{1o} = \frac{a_1}{a_{1н}}; a_{2o} = \frac{a_2}{a_{2н}}; a_{3o} = \frac{a_3}{a_{3н}}; \dots; a_{no} = \frac{a_n}{a_{нн}}, \quad (2.2)$$

где индексом «н» обозначены значения параметров, соответствующие номинальному режиму работы двигателя.



Обозначения: N_e – мощность двигателя, кВт; $AB(Ox)$ – верхняя ограничительная характеристика; n_n – номинальная частота вращения коленчатого вала, мин^{-1} ;

n_{min} – минимальная частота вращения коленчатого вала, мин^{-1}

Рисунок 2.1 – Схема стендовых испытаний двигателя по серии нагрузочных характеристик

Поскольку информативные параметры измеряются в различных единицах и меняются в различных диапазонах, переход к безразмерным параметрам исключает вопрос о размерностях. Кроме этого, безразмерные информативные параметры выражаются числами одного порядка, что способствует устойчивости вычислительного процесса.

2. На основе графического представления результатов стендовых испытаний двигателя для каждого скоростного режима определяются закономерные взаимосвязи между входными в двигатель и выходными из цилиндров безразмерными параметрами, отобранными для формирования моделей.

3. Выбирается явный вид функций, которыми могут быть аппроксимированы взаимосвязи между входными и выходными безразмерными информативными параметрами по нагрузочным характеристикам. Анализ нагрузочных характеристик четырех- и двухтактных дизелей показывает, что в большинстве случаев эти взаимосвязи могут быть аппроксимированы полиномами первого порядка вида

$$x_1(n_o) + x_2(n_o) \cdot a_{1o} = a_{2o}, \quad (2.3)$$

или полиномами второго порядка вида

$$x_1(n_o) + x_2(n_o) \cdot a_{1o} + x_3(n_o) \cdot a_{1o}^2 = a_{2o}, \quad (2.4)$$

где a_{1o} и a_{2o} – безразмерные значения входного в двигатель и выходного из цилиндров параметров;

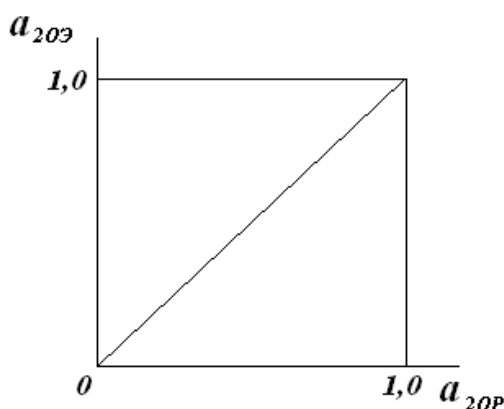
$x_1(n_o), x_2(n_o), x_3(n_o)$ – определяемые параметры в функции от частоты вращения коленчатого вала двигателя.

4. На основе явного вида зависимостей между информативными параметрами для каждого скоростного режима устанавливаются закономерности изменения определяемых параметров в функции от частоты вращения $x_i(n_o)$ посредством их графического представления.

5. Выбирается явный вид функций $x_i(n_o)$, которыми могут быть аппроксимированы закономерности изменения определяемых параметров в зависимости от частоты вращения коленчатого вала двигателя.

6. Подстановкой $x_i(n_o)$ в выражение (2.3) или (2.4) завершается процесс формирования инвариантных моделей для функционального диагностирования рабочих процессов в отдельных цилиндрах двигателя.

7. Для практической реализации диагностирования рабочих процессов в отдельных цилиндрах используется преобразование выходных экспериментальных и рассчитанных значений параметров $a_{2oэ} = f(a_{2op})$ (рисунок 2.2), которое представляет собой результат графического сопоставления экспериментальных $a_{2oэ}$ и рассчитанных a_{2op} по сформированным моделям относительных значений выходных из отдельных цилиндров информативных параметров по всему массиву исходных данных.



Обозначения: $a_{2oэ}$ – экспериментальные значения выходных параметров;

a_{2op} – рассчитанные значения выходных параметров

Рисунок 2.2 – Графическое представление преобразования $a_{2oэ} = f(a_{2op})$

8. В качестве входных в двигатель информативных параметров при формировании моделей для диагностирования рабочих процессов в цилиндрах целесообразно использовать часовой расход топлива G_m или индекс ТНВД h . Необходимость формирования двух моделей определяется тем, что модели с входными параметрами G_m используются для определения уравнения ограничительной по тепловой напряженности характеристики. Применение этих моделей для диагностирования процессов в цилиндрах усложняется тем, что в большинстве случаев в судовых условиях отсутствуют средства для оперативного контроля относительного часового расхода топлива G_{mo} . По этой причине

возникает необходимость формирования второй модели, в которой в качестве входного параметра следует применять индекс ТНВД h .

9. Для определения уравнения ограничительной по тепловой напряженности характеристики необходимо выразить относительные значения часового расхода топлива G_{mo} через параметры воздуха перед впускными органами двигателя P_k и T_k по известным из теории рабочих процессов соотношениям:

$$G_{mo} = g_{\text{цo}} \cdot n_o = \frac{P_{k_o}}{T_{k_o}} \cdot \frac{\eta_{\text{нo}}}{\alpha_o} \cdot n_o, \quad (2.5)$$

где $g_{\text{цo}}$ – относительная величина цикловой подачи топлива;

n_o – относительная величина частоты вращения коленчатого вала;

P_{k_o} и T_{k_o} – относительные значения давления и температуры воздуха перед впускными органами двигателя;

$\eta_{\text{нo}}$ и α_o – относительные значения коэффициента наполнения и коэффициента избытка воздуха.

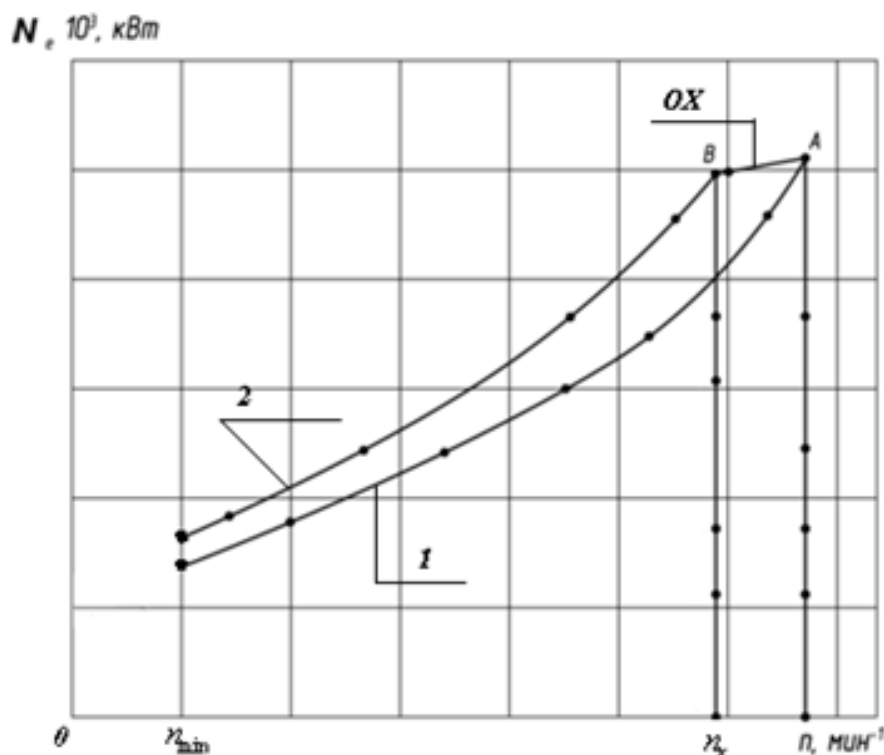
Полагая отношение $\frac{\eta_{\text{нo}}}{\alpha_o} = 1,0$, получим уравнение ограничительной по тепловой напряженности характеристики, определяющее предельные значения выходных из цилиндров информативных параметров.

2.3 Теоретические предпосылки и алгоритм формирования экспериментально-теоретических моделей на основе результатов эксплуатационных испытаний главных судовых дизелей

2.3.1 Теоретические предпосылки формирования экспериментально-теоретических моделей

Статистический анализ фактических режимов работы главных судовых дизелей показывает, что эксплуатационные режимы их работы определяются типом и назначением судна, типом судовой энергетической установки.

Область возможных эксплуатационных режимов работы главных дизелей при непосредственной передаче мощности на винт фиксированного шага (ВФШ) ограничивается слева швартовой винтовой характеристикой (В); справа – винтовой характеристикой свободного хода в балласте на спокойной воде (А); сверху – внешней характеристикой. По этой причине стендовые испытания дизелей, предназначенных для использования в качестве главных, производятся в ряде случаев по схеме, представленной на рисунке 2.3. Аналогичная информация о закономерностях изменения показателей рабочих процессов в цилиндрах, системах топливоподачи и воздухообеспечения может быть получена в процессе эксплуатационных испытаний главных дизелей (см. рисунки 1.1, 1.2) [52,53].



Обозначения: А В – номинальные значения ограничительных характеристик;

1 – гидродинамически нормальная винтовая характеристика;

2 – гидродинамически тяжелая винтовая характеристика

Рисунок 2.3 – Схема стендовых испытаний двигателя

Объем такой информации недостаточен для формирования экспериментально-теоретических моделей по алгоритму, описанному в предыдущем параграфе. В связи с этим возникает необходимость разработки

теоретических предпосылок и алгоритма формирования экспериментально-теоретических моделей, обладающих свойством инвариантности относительно только части поля возможных режимов работы главных двигателей, ограниченной описанными условиями [22,25].

Общим для обоих алгоритмов является требование – экспериментально-теоретические модели должны быть сформированы на основе информативных параметров, доступных для оперативного контроля в эксплуатационных условиях.

Другим общим для обоих алгоритмов принципом является переход от размерных значений информативных параметров к безразмерным [54,55]. Целесообразность такого перехода определяется следующими обстоятельствами.

Формирование моделей в случаях, когда исходная информация задана в виде только части поля возможных режимов работы двигателя, предполагает решение систем уравнений. Трудности получения устойчивых решений этих систем порой без особой надобности увеличиваются неподходящим выбором масштабов для измерения информативных параметров.

Действительно, любое алгебраическое уравнение можно трактовать как задачу разложения вектора правой части b по осям заданной системы координат, определяемым столбцами матрицы $A^T A$. Определитель $|A^T A|$ имеет следующую геометрическую интерпретацию. Он представляет собой объем параллелепипеда, образованного базисными векторами, т. е. столбцами матрицы $A^T A$. Этот определитель может быть очень малым по двум причинам [43,48,68].

Одна состоит в том, что векторы образуют весьма малые углы друг с другом. Другая причина та, что длина некоторых векторов оказывается весьма малой. Поскольку информативные параметры имеют определенный физический смысл, единицы их измерения могут выражаться числами различного порядка. Следовательно, неудачным выбором масштабов можно увеличить косоугольность выбранной системы координат и трудности решения системы уравнений.

Если по каким-либо соображениям при формировании модели используются размерные значения информативных параметров, неблагоприятное

влияние масштабных факторов частично может быть устранено посредством целесообразного нормирования прямоугольной матрицы A условной системы уравнений [48].

При обработке условной системы уравнений методом наименьших квадратов вычисляется сумма квадратов координат остаточного вектора, которая затем доводится до минимума. В этом процессе может оказаться, что сами уравнения недостаточно сбалансированы. Тогда каждое уравнение системы перед возведением в квадрат полезно умножить на произвольный множитель k_i . Этим частично исключается опасность того, что некоторые уравнения войдут в сумму квадратов со слишком большим или слишком малым весом [48]. Если вес какого-нибудь отдельного уравнения слишком мал, это значит, что оно, сравнительно с другими, практически не участвует в образовании системы. Другими словами, важная часть информации о взаимных связях между информативными параметрами теряется, и система уравнений сводится к недостаточно определенной. Если же вес отдельного уравнения слишком велик, одной части информации придается чрезмерное значение за счет всех остальных частей, что может привести к худшему виду недостаточной определенности, практически исключая все другие ценные части информации [48].

Следовательно, посредством нормирования уравнений условной системы каждому из них придается одинаковая значимость, и этим частично исключается опасность двух крайностей: излишней или недостаточной значимости какого-нибудь одного из уравнений.

Описанный процесс нормирования уравнений условной системы проводится поочередно по столбцам и строкам матрицы. Ясно, что выравнивание длины столбцов нарушит равновесие длины строк. Поэтому потребуются несколько повторных подгонок строк и столбцов, пока их суммы квадратов будут достаточно выравнены.

Если содержание задачи не требует, чтобы исходные данные были обязательно размерными параметрами, влияние масштабных факторов на устойчивость решения в большинстве случаев можно исключить посредством

перехода к безразмерным значениям информативных параметров. Действительно, если переход от одних единиц измерения к другим производится умножением на постоянные множители, значения безразмерных параметров не изменяются, поскольку безразмерная величина инвариантна относительно метрических преобразований. Поэтому переход к безразмерным параметрам является весьма полезным.

Следует отметить, что посредством перехода к безразмерным параметрам невозможно исключить влияние на решение системы уравнений смещений, связанных с применением одних и тех же единиц измерения, но с различными началами отсчета. Например, наряду со стоградусной шкалой применяется также шкала абсолютных температур, нуль которой лежит на $273,15^{\circ}$ ниже температуры точки плавления льда. В обеих шкалах единица измерения (градус) остается одной и той же. Аналогичное смещение имеет место при переходе от избыточного давления к абсолютному. Поэтому для повышения чувствительности выходных параметров к изменению входных параметров в последующем при формировании моделей используется стоградусная шкала измерения температур отработавших газов.

2.3.2 Обоснование признаков, позволяющих количественно контролировать процесс формирования модели

В совокупности факторов, определяющих работоспособность экспериментально-теоретических моделей, вопрос о количественной оценке влияния погрешностей измерения информативных параметров и приближенных вычислений над ними на устойчивость вычислительного процесса приобретает первостепенную значимость [67,68].

В условиях приближенного задания исходных данных и приближенных вычислений работоспособные экспериментально-теоретические модели могут быть сформированы только в том случае, если располагать количественными

признаками, позволяющими контролировать весь ход вычислительного процесса [23].

Для обоснования этих признаков положим, что экспериментально-теоретическая модель, обладающая свойством инвариантности относительно части координатной плоскости, ограниченной описанными выше условиями, может быть сформирована на основе уравнения регрессии вида:

$$x_0 + a_{1o} \cdot x_1 + a_{2o} \cdot x_2 + a_{1o} \cdot a_{2o} \cdot x_3 + a_{1o}^2 \cdot x_4 + a_{2o}^2 \cdot x_5 + a_{3o} = 0, \quad (2.6)$$

где a_{1o} и a_{2o} – безразмерные значения входных в двигатель информативных параметров;

a_{3o} – безразмерное значение выходного параметра.

Безразмерные значения информативных параметров, как и ранее, определяются по соотношениям

$$a_{1o} = \frac{a_1}{a_{1n}}; a_{2o} = \frac{a_2}{a_{2n}}; a_{3o} = \frac{a_3}{a_{3n}}, \quad (2.7)$$

где индексом «*n*» обозначены значения параметров, соответствующие номинальному режиму работы двигателя.

В уравнении (2.6) учтены линейные, парные и квадратичные эффекты входных информативных параметров.

Если взаимосвязь между информативными параметрами задана в виде уравнения (2.6), то для определения неизвестных x_1, x_2, x_3, x_4, x_5 образуем систему условных однородных уравнений

$$A \cdot x = 0, \quad (2.8)$$

где A – прямоугольная матрица порядка $m \times n$;

m – число условных уравнений;

n – число неизвестных и $m \gg n$.

Методом наименьших квадратов заменим систему условных уравнений эквивалентной системой нормальных уравнений

$$A^T A \cdot x = 0, \quad (2.9)$$

где $A^T A$ – симметричная матрица порядка $n \times n$.

Из однородного характера системы (2.9) следует, что искомый вектор x может быть определен лишь с точностью до произвольного постоянного множителя. Это обстоятельство используем для целесообразного нормирования вектора x . Например, полагая $x_5 = -1,0$, запишем систему (2.9) в неоднородной форме

$$\bar{A} \cdot x = b, \quad (2.10)$$

где \bar{A} – симметричная матрица порядка $(n-1) \times (n-1)$;

b – вектор свободных членов.

Если элементы матрицы A заданы точно и дефект матрицы $A^T A$ равен единице, в результате решения системы (2.10) можно определить с любой наперед заданной точностью компоненты вектора x . Однако в данном случае матрицы A и $A^T A$ построены на основе параметров, измеренных с погрешностями. Кроме этого, определение эффектов, включенных в уравнение (2.6), выполнено в известной степени произвольно. Поэтому следует оценить влияние этих факторов на решение.

Теоретически вопрос о совместности уравнений системы (2.10) решается весьма просто: система (2.10) имеет не равное нулю решение только в том случае, если определитель матрицы $A^T A$ равен нулю. Но поскольку исходные данные заданы приближенно, практически добиться выполнения этого условия невозможно. Более того, по величине определителя в данном случае вообще нельзя судить о том, насколько по своим свойствам построенная матрица близка к вырожденной.

Действительно, определитель матрицы $A^T A$ равен произведению ее собственных чисел

$$\det A^T A = \lambda_1 \cdot \lambda_2 \cdot \lambda_3 \cdot \dots \cdot \lambda_n. \quad (2.11)$$

Из (2.11) следует, что произведение собственных чисел может быть весьма малым, если все множители λ_i меньше единицы, но больше погрешностей измерения параметров $a_1, a_2, a_3, \dots, a_n$.

Такое же значение определителя можно получить, если имеется несколько больших множителей λ_i и несколько весьма малых. Если учесть, что расстояние до ближайшей вырожденной матрицы определяется минимальным собственным числом, то очевидно, в первом случае условие совместности системы уравнений не выполняется, а во втором случае матрица $A^T A$ по своим свойствам близка к вырожденной, т. е. систему уравнений можно считать совместной.

Можно показать, что критической величиной, которая решает вопрос о физической надежности решения системы (2.10), является не определитель матрицы \bar{A} , а отношение ее собственных чисел $\bar{\lambda}_{\max}$ и $\bar{\lambda}_{\min}$ [8,43,48,68].

Квадратный корень этого отношения измеряет увеличение помех в направлении, соответствующем числу $\bar{\lambda}_{\min}$. Пока это отношение не превышает определенную опасную величину, влияние погрешностей измерения параметров $a_1, a_2, a_3, \dots, a_n$ на решение не является критическим. Но если это отношение достигает величины 10^4 и более, увеличение помех в направлении $\bar{\lambda}_{\min}$ может привести к такому искажению решения, которое не будет соответствовать физическому смыслу задачи.

Здесь уместно отметить, что в силу построения матриц $A^T A$ и \bar{A} их собственные числа всегда вещественные и положительные или равны нулю, а их значения определяются в результате решения уравнений:

$$\det(A^T A - E\lambda) = 0; \det(\bar{A} - E\lambda) = 0, \quad (2.12)$$

где E – единичная матрица.

В процессе построения модели неизбежно возникает вопрос о степени переопределенности условной системы (2.8). В каждом конкретном случае излагаемый подход позволяет вполне обоснованно решить и этот вопрос.

Используем для этой цели известное тождество, в соответствии с которым сумма элементов матрицы $A^T A$, расположенных на главной диагонали, равна сумме ее собственных чисел

$$\sum_{i=1}^n a_{ii} = \lambda_1 + \lambda_2 + \lambda_3 + \dots + \lambda_n. \quad (2.13)$$

Из выражения (2.13) следует, что между степенью переопределенности матрицы A и свойствами эквивалентной матрицы $A^T A$ имеется прямая взаимосвязь. Действительно, если ранг матрицы $A^T A$ равен $(n-1)$, то увеличение суммы членов левой части тождества (2.13), в основном, компенсируется суммой собственных чисел $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3, \dots, \lambda_{n-1}$, и каждое из этих чисел должно быть существенно больше предполагаемого уровня максимальной погрешности в элементах матрицы $A^T A$. Что касается собственного числа λ_n , то оно должно иметь существенно меньшее значение предполагаемого максимального уровня погрешностей в элементах матрицы $A^T A$.

Таким образом, посредством использования аналитических тождеств (2.11) и (2.13) появляется возможность контролировать устойчивость вычислительного процесса на всех его стадиях и чувствительность полученного решения к изменению исходных данных.

Вычислительную задачу считают плохо обусловленной, если определяемые величины очень чувствительны к малым изменениям исходных данных. Количественные признаки, определяющие обусловленность матриц $A^T A$ и \bar{A} по отношению к вычислению их собственных значений, отличны от тех, что определяют обусловленность матриц $A^T A$ и \bar{A} относительно решения линейных систем.

В работе [43] для оценки устойчивости вычислительного процесса собственных значений матриц $A^T A$ и \bar{A} получено соотношение

$$|d\lambda_i| \leq \frac{\|dA\|}{|\cos\varphi_i|}, \quad (2.14)$$

где φ_i – угол между собственными векторами V_i и U_i матрицы A .

Число $\frac{1}{|\cos\varphi_i|}$ называют коэффициентом перекоса матрицы A , соответствующим собственному значению λ_i . Таким образом, изменение $d\lambda_i$

зависит от изменения dA и величины коэффициента перекоса. Для симметричной матрицы коэффициент перекоса равен 1,0, поэтому

$$|d\lambda_i| \leq \|dA\|. \quad (2.15)$$

Из выражения (2.15) следует, что задача вычисления собственных значений симметричных матриц всегда устойчива в смысле абсолютной погрешности, так как абсолютная погрешность собственных значений не превосходит максимальной из погрешностей в элементах матрицы. Относительная погрешность может быть большой для близкого к нулю собственного значения.

Выясним характер неопределенности решения плохо обусловленных систем уравнений. Для этой цели используем оценки, полученные в работах [8,43,68]. Полагаем, что определены собственные числа матрицы A . Ранжируем эти числа в порядке убывания:

$$\lambda_1 > \lambda_2 > \lambda_3 > \dots > \lambda_{n-1} > \lambda_n. \quad (2.16)$$

Весь спектр собственных чисел разделим на две группы:

$\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3, \dots, \lambda_r$ – группа чисел, заведомо больших предполагаемого максимального уровня погрешностей в элементах матрицы \bar{A} ;

$\lambda_{n-3}, \lambda_{n-2}, \lambda_{n-1}, \lambda_n$ – группа чисел заведомо меньших предполагаемого максимального уровня погрешностей в элементах матрицы \bar{A} .

В работе [43] решение плохо обусловленных систем уравнений предлагается представлять в виде суммы проекций на каждую из двух групп собственных векторов V_i :

$$x = x_1 + x_2; \quad x_1 = \sum_{i=1}^r \frac{(f \cdot V_i)}{\sqrt{\lambda_i}} \cdot V_i; \quad x_2 = \sum_{i=n-3}^n \frac{(f \cdot V_i)}{\sqrt{\lambda_i}} \cdot V_i. \quad (2.17)$$

Вектор x_1 есть проекция решения на подпространство, натянутое на группу векторов $V_1, V_2, V_3, \dots, V_r$, соответствующих группе больших собственных чисел. Это устойчивая проекция решения к изменению исходных данных.

Вектор x_2 – неустойчивая проекция решения на подпространство, натянутое на векторы $V_{n-3}, V_{n-2}, V_{n-1}, V_n$, соответствующие группе собственных чисел, заведомо меньших предполагаемого уровня погрешностей измерения исходных данных. Часть решения системы уравнений x_2 в плохо обусловленных системах очень велика по сравнению с x_1 и очень чувствительна к изменению исходных данных.

Только в одном случае, когда проекция x_2 состоит из одного слагаемого $x_2 = \frac{(f \cdot V_n)}{\sqrt{\lambda_n}} \cdot V_n$, может случиться, что число обусловленности невелико, решаемая система хорошо обусловлена. Это будет при $(f \cdot V_n) = 0$ или близком к нулю, т. е. когда правая часть ортогональна или почти ортогональна к собственному вектору V_n матрицы \bar{A} , соответствующему единственному малому собственному значению λ_n [43].

Таким образом, в случае плохо обусловленной системы с приближенными исходными данными образуется серия систем уравнений, которые получаются при возможных изменениях исходных данных. Область решений этих систем может быть очень большой и даже уходить в бесконечность, если в рассматриваемой области исходных данных есть и вырожденные системы. Часто при решении таких систем достаточно знать лишь устойчивую проекцию решения, т. е. проекцию решения на собственные векторы матрицы \bar{A} , отвечающие группе больших собственных чисел $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3, \dots, \lambda_r$.

Изложенные теоретические предпосылки позволяют предложить следующий алгоритм формирования экспериментально-теоретических моделей на основе результатов эксплуатационных и стендовых испытаний главных судовых дизелей [23,24].

1. Выбирается явный вид многофакторной функции (например, уравнение регрессии), которой могут быть аппроксимированы взаимосвязи между входными

и выходными информативными параметрами для заданного множества результатов эксплуатационных или стендовых испытаний.

2. По соотношениям (2.7) осуществляется переход от абсолютных значений информативных параметров к относительным.

3. На основе явного вида аппроксимирующей функции и численных значений информативных параметров формируется система условных однородных уравнений типа (2.8).

4. Переход от условной системы однородных уравнений (2.8) к эквивалентной нормальной системе (2.9) осуществляется методом наименьших квадратов.

5. Определяется спектр собственных чисел матрицы $A^T A$, эквивалентной нормальной системе.

6. Производится анализ спектра собственных чисел матрицы $A^T A$. Устойчивые решения системы (2.10) могут быть получены только в том случае, если в спектре собственных чисел матрицы $A^T A$ $(n-1)$ чисел существенно больше предполагаемого уровня погрешностей исходных данных, и только число λ_n существенно меньше этого уровня.

7. При выполнении условий п. 6 определяются численные значения неизвестных x_i многофакторной модели, аппроксимирующей весь массив исходных данных.

8. Посредством сопоставления опытных значений выходного информативного параметра с расчетными и оценки погрешностей расчета по всему массиву исходных данных делается заключение о пригодности построенной модели для практического использования.

9. Построенная модель может быть рекомендована для практического использования в том случае, если она воспроизводит весь массив исходных данных с погрешностью, существенно не превосходящей предполагаемой погрешности исходных данных.

Выводы по второй главе

1. Сформулированы принципы формирования экспериментально-теоретических моделей для контроля теплонапряженности деталей цилиндропоршневой группы по косвенным параметрам.

2. Предложен метод и алгоритм определения параметров экспериментально-теоретических моделей, обладающих свойством инвариантности в поле возможных режимов работы судовых дизелей.

3. Несомненным преимуществом предложенного метода формирования экспериментально-теоретических моделей для оценки теплонапряженности деталей цилиндропоршневой группы по косвенным параметрам является простота вычислительной схемы и минимальность количества вычислительных операций, в результате реализации которых определяется в явном виде структура модели и ее параметры.

4. При формировании экспериментально-теоретических моделей на основе результатов эксплуатационных испытаний главных дизелей возникает необходимость решения обширных линейных систем уравнений, элементы которых заданы приближенно. Сформулированы теоретические предпосылки и предложен алгоритм вычислительных операций, позволяющий в каждом конкретном случае определить структуру и параметры экспериментально-теоретической модели, которая описывает весь массив исходных данных с погрешностью, существенно не превосходящей предполагаемый уровень погрешностей измерения исходных данных.

ГЛАВА 3 ПРИМЕРЫ ПОСТРОЕНИЯ ИНВАРИАНТНЫХ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНО-ТЕОРЕТИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ ДЛЯ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ В ЦИЛИНДРАХ

3.1 Построение экспериментально-теоретической модели двигателя 1Ч 17,5/24

3.1.1 Описание экспериментальной установки и методика проведения замеров информативных параметров двигателя 1Ч 17,5/24

Теоретические предпосылки и алгоритмы, изложенные в предыдущей главе, применим для построения экспериментально-теоретических моделей для диагностирования рабочих процессов в цилиндрах конкретных двигателей. Для этой цели используем результаты стендовых испытаний заведомо исправных двигателей.

Исходная информация для построения инвариантной экспериментально-теоретической модели двигателя 1Ч 17,5/24 была получена на экспериментальной установке в лаборатории двигателей внутреннего сгорания кафедры судовых энергетических установок Балтийской государственной академии рыбопромыслового флота (см. рисунок 3.1). Краткая техническая характеристика двигателя 1Ч 17,5/24 представлена в таблице 3.1.

Двигатель испытывался по серии нагрузочных характеристик в диапазоне частот вращения от 630 до 430 мин^{-1} , с шагом $\Delta n = 50 \text{ мин}^{-1}$. В процессе испытаний производились замеры следующих информативных параметров: t_g – температура отработавших газов на выходе из цилиндра, $^{\circ}\text{C}$; n – частота вращения коленчатого вала, мин^{-1} ; G_m – расход топлива, кг/ч .

Температура отработавших газов t_g на выходе из цилиндра и частота вращения коленчатого вала двигателя n измерялись с помощью штатных приборов: термометра и тахометра. Часовой расход топлива G_m измерялся

весовым способом, для этого использовалось следующее лабораторное оборудование: мерный стеклянный сосуд с клапаном для отбора топлива, весы, секундомер. Принципиальная схема замера расхода топлива приведена на рисунке 3.2.



Рисунок 3.1 – Экспериментальная установка на базе двигателя 1Ч 17,5/24

Таблица 3.1 – Краткая техническая характеристика двигателя 1Ч 17,5/24

Наименование параметра	Значение
Номинальная мощность	18 кВт
Номинальная частота вращения	630 мин ⁻¹
Диаметр цилиндра	175 мм
Ход поршня	240 мм
Степень сжатия действительная	14,85
Средняя скорость поршня при номинальной частоте вращения	6,0 м/с
Среднее эффективное давление при номинальной мощности	0,51 МПа
Давление сжатия	3,2-3,8 МПа
Максимальное давление сгорания	5,0-5,5 МПа
Удельный расход топлива при номинальной мощности	245±10% г/кВт·ч
Удельный расход масла при номинальной мощности	3 г/кВт·ч
Масса двигателя без воды и масла	2200 кг

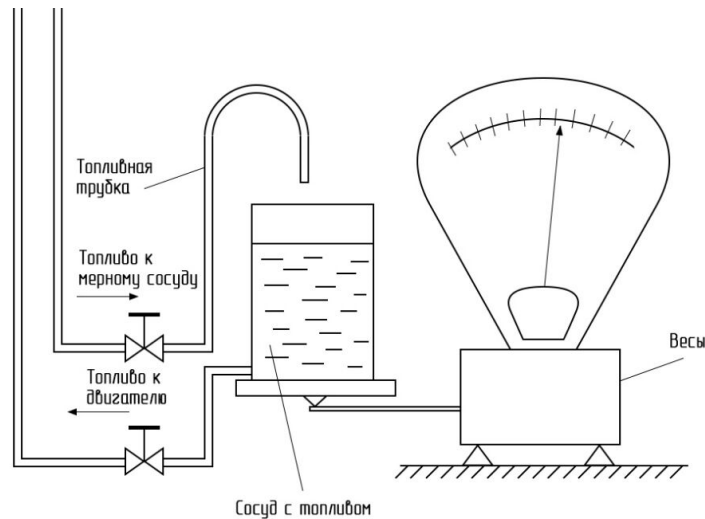


Рисунок 3.2 – Принципиальная схема замера расхода топлива весовым способом

Часовой расход топлива подсчитывался по формуле:

$$G_m = 3,6 \frac{G'_m}{t}, \quad (3.1)$$

где G_m – расход топлива, кг/ч;

G'_m – вес израсходованной порции топлива, г;

t – время расхода, с.

Результаты замеров информативных параметров по пяти нагрузочным характеристикам представлены в таблице А.1 (см. приложение А).

3.1.2 Пример формирования экспериментально-теоретической модели для диагностирования рабочих процессов четырехтактного одноцилиндрового двигателя 1Ч 17,5/24

На рисунке 3.3 приведены результаты испытаний двигателя 1Ч 17,5/24 по серии нагрузочных характеристик в безразмерной системе координат $t_{go} - G_{mo}$, где t_{go} – относительные значения температуры отработавших газов на выходе из цилиндра; G_{mo} – относительные значения часового расхода топлива.

Переход к относительным значениям параметров выполнен по соотношениям:

$$t_{go} = \frac{t_g}{t_{gn}}; G_{mo} = \frac{G_m}{G_{mn}}; n_o = \frac{n}{n_n}. \quad (3.2)$$

В соотношениях (3.2) индексом «*n*» обозначены значения параметров, соответствующие номинальному режиму работы двигателя: $t_{gn} = 384^\circ\text{C}$; $G_{mn} = 3,14 \text{ кг/ч}$; $n_n = 630 \text{ мин}^{-1}$.

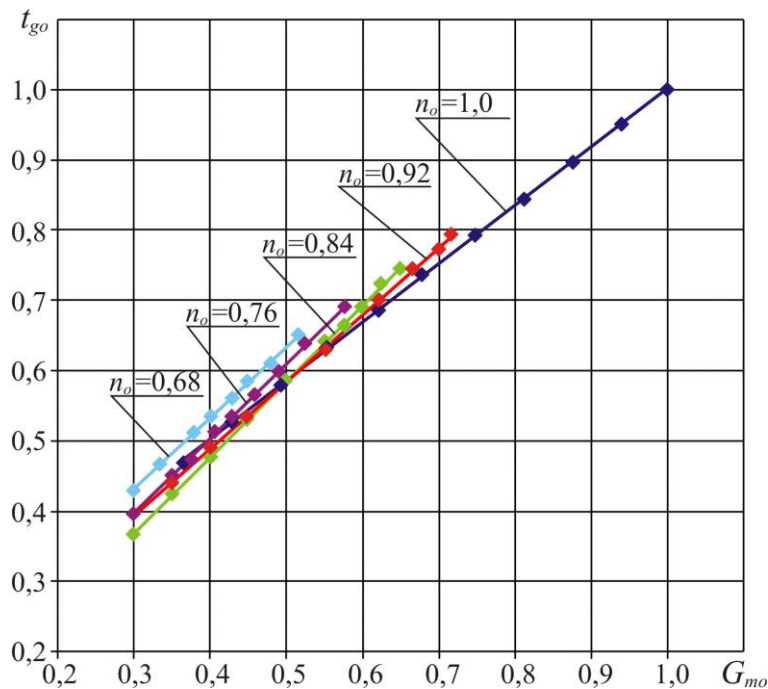


Рисунок 3.3 – Результаты испытаний двигателя 1Ч 17,5/24 по нагрузочным характеристикам

Использование в последующих вычислениях безразмерных параметров исключает вопрос о размерностях и повышает устойчивость вычислительных операций относительно влияния на результаты вычислений погрешностей исходных данных, так как значения параметров выражаются числами одного порядка.

Суть замысла сводится к тому, чтобы на основе названных информативных параметров сформировать уравнение поверхности, образованной последовательным смещением зависимости $t_{go} = f(G_{mo})$ в диапазоне изменения относительной частоты вращения двигателя $n_o = 1,0 \div 0,68$.

В данном случае характер зависимостей $t_{go} = f(G_{mo})$ можно безошибочно определить непосредственно по рисунку 3.3 – каждая из них может быть аппроксимирована линейной функцией, т. е. взаимосвязь между параметрами t_{go} и G_{mo} по характеристикам $n = const$ задана в виде:

$$t_{go} = x_1(n_o) \cdot G_{mo} + x_2(n_o), \quad (3.3)$$

где $x_1(n_o)$ и $x_2(n_o)$ – искомые функции частоты вращения двигателя.

Для определения функций $x_1(n_o)$ и $x_2(n_o)$ используем систему уравнений, аппроксимирующих нагрузочные характеристики. В данном случае эта система уравнений имеет вид:

$$\begin{aligned} 1. \quad & t_{go} = 0,834 \cdot G_{mo} + 0,1671, \quad n_o = 1,0; \\ 2. \quad & t_{go} = 0,9564 \cdot G_{mo} + 0,1062, \quad n_o = 0,9206; \\ 3. \quad & t_{go} = 1,0818 \cdot G_{mo} + 0,0439, \quad n_o = 0,8413; \\ 4. \quad & t_{go} = 1,068 \cdot G_{mo} + 0,0754, \quad n_o = 0,7619; \\ 5. \quad & t_{go} = 1,0113 \cdot G_{mo} + 0,127, \quad n_o = 0,6825. \end{aligned} \quad (3.4)$$

Система уравнений (3.4) позволяет выявить закономерности изменения решений при переходе от одной нагрузочной характеристики к другой, т. е. зависимости $x_1 = f(n_o)$ и $x_2 = f(n_o)$. Эти зависимости приведены на рисунке 3.4. Видно, что это нелинейные зависимости, поэтому аппроксимированы полиномами второго порядка:

$$\begin{aligned} x_1 &= -5,6397 \cdot n_o^2 + 8,9016 \cdot n_o - 2,4359; \\ x_2 &= 3,6148 \cdot n_o^2 - 5,9422 \cdot n_o + 2,4990. \end{aligned} \quad (3.5)$$

Подстановкой выражения (3.5) в (3.3) получено уравнение поверхности, образованной последовательным смещением зависимостей $t_{go} = f(G_{mo})$ при переходе от одной нагрузочной характеристики к другой

$$\begin{aligned} t_{go} &= (-5,6397 \cdot n_o^2 + 8,9016 \cdot n_o - 2,4359) \cdot G_{mo} + \\ &+ (3,6148 \cdot n_o^2 - 5,9422 \cdot n_o + 2,4990). \end{aligned} \quad (3.6)$$

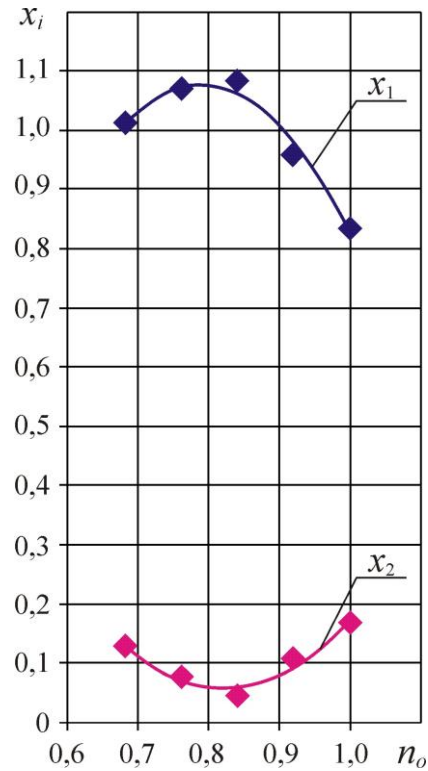


Рисунок 3.4 – Закономерности изменения решений $x_i = f(n_o)$ при переходе от одной нагрузочной характеристики к другой

Эффективность описанного метода и алгоритма построения модели (3.6) оценим посредством сравнения двух гистограмм распределения погрешностей расчета: по уравнениям (3.4) и уравнению (3.6) по всему массиву исходных данных при $N = 48$ (см. приложение А).

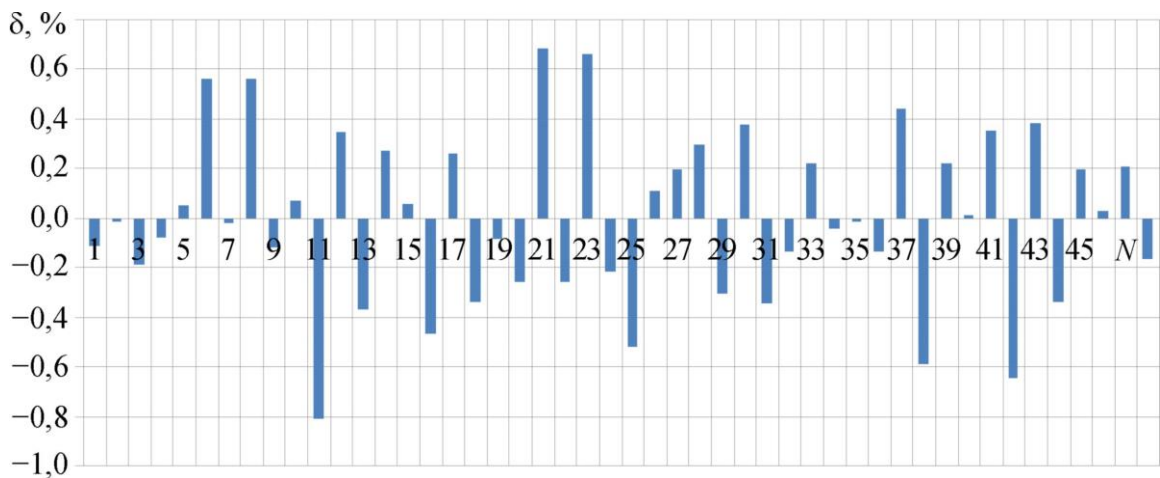


Рисунок 3.5 – Гистограмма распределения погрешностей расчета по уравнениям (3.4)

На рисунке 3.5 приведена гистограмма распределения погрешностей расчета по уравнениям (3.4) для каждой нагрузочной характеристики отдельно. Видно, что в этом случае весь массив исходных данных воспроизводится с погрешностью, не превышающей $\pm 1\%$. На этом основании можно предположить, что погрешности измерения информативных параметров t_{go} , n_o и G_{mo} в процессе стендовых испытаний двигателя не превышали $\pm 1\%$.

На рисунке 3.6 приведена гистограмма распределения погрешностей расчета по уравнению (3.6), которое воспроизводит весь массив тех же исходных данных с погрешностью, не превышающей $\pm 2,5\%$, т. е. замена системы уравнений (3.4) единой моделью приводит к увеличению погрешности в 2,5 раза. Увеличение погрешностей расчета обусловлено тем, что решения системы (3.4) определены приближенно, а следовательно, решения $x_1 = f(n_o)$ и $x_2 = f(n_o)$ являются также приближенными.

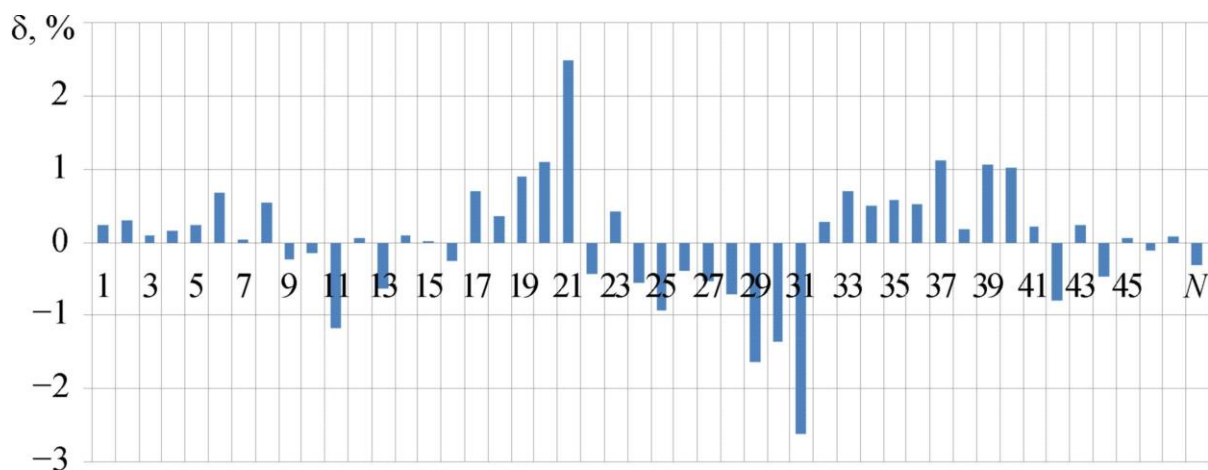


Рисунок 3.6 – Гистограмма распределения погрешностей расчета по уравнению (3.6)

Тем не менее, результаты расчета по уравнению (3.6) следует признать вполне удовлетворительными, поскольку они существенно не превосходят указанной выше неизбежной погрешности, обусловленной неопределенностью исходных данных. В последующем модель (3.6) будет использована для

определения уравнения, позволяющего контролировать предельные тепловые нагрузки на детали цилиндропоршневой группы, т.е. режимы ограничительной по тепловой напряженности характеристики.

3.1.3 Оценка возможностей построения эталонной модели двигателя 1Ч 17,5/24 другими численными методами

Дополнительно покажем эффективность описанного выше метода построения эталонных экспериментально-теоретических моделей для диагностирования рабочих процессов в цилиндрах посредством сравнения решений задачи другими численными методами [26].

Структура модели (3.6) теперь известна, поэтому на ее основании и того же массива исходных данных сформируем систему условных однородных уравнений $A \cdot x = 0$, где A – прямоугольная матрица порядка $m \times n$ ($m = 48; n = 7$) (см. приложение А). Методом наименьших квадратов условную систему уравнений заменим нормальной $A^T A \cdot x = 0$, где $A^T A$ – квадратная матрица порядка $n \times n$. Здесь уместно отметить, что в силу образования матрицы $A^T A$ ее собственными значениями могут быть только вещественные положительные или равные нулю числа.

Положим, что матрица $A^T A$ просто вырожденная, т. е. система $A^T A \cdot x = 0$ имеет не равные нулю решения. Из однородного характера системы следует, что искомое решение x_i может быть определено лишь с точностью до произвольного множителя. Это обстоятельство используем для целесообразного нормирования x_i . Например, полагая $x_7 = -1,0$, запишем однородную систему $A^T A \cdot x = 0$ в неоднородной форме $\bar{A} \cdot x = b$, где \bar{A} – симметричная матрица порядка $(n-1) \times (n-1)$; b – вектор-столбец свободных членов.

В результате решения неоднородной системы уравнений $\bar{A} \cdot x = b$ получены следующие численные значения неизвестных:

$$t_{go} = (8,083 \cdot n_o^2 - 15,126 \cdot n_o + 7,928) \cdot G_{mo} + (-2,920 \cdot n_o^2 + 5,421 \cdot n_o + 2,365). \quad (3.7)$$

На рисунке 3.7 приведена гистограмма распределения погрешностей расчета по уравнению (3.7). Видно, что при численной реализации второго алгоритма погрешности расчета увеличиваются до значений $\pm 10\%$. Другими словами, при применении другого численного метода к одним и тем же исходным данным решение получается с погрешностью, существенно превосходящей указанную выше погрешность исходных данных. По этой причине второй численный метод решения задачи не может быть признан надежным.

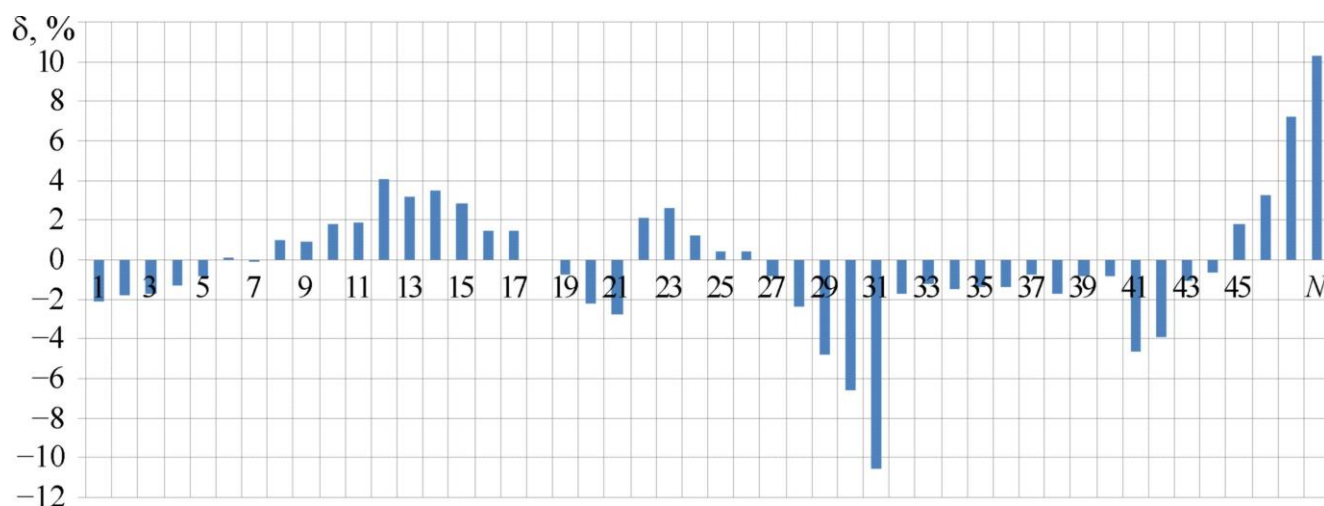


Рисунок 3.7 – Гистограмма распределения погрешностей расчета по уравнению (3.7)

Выясним возможные причины весьма существенных изменений в конечных результатах решения одной и той же задачи двумя описанными методами.

Используем для этой цели спектры собственных чисел матриц $A^T A$ и \bar{A} , которые определяются в результате решения уравнений

$$\det(A^T A - E\lambda) = 0; \det(\bar{A} - E\bar{\lambda}) = 0, \quad (3.8)$$

где E – единичная матрица.

При степени переопределенности $m = 48$ (см. приложение А) условной системы уравнений $A \cdot x = 0$ спектры собственных чисел матриц $A^T A$ и \bar{A} будут следующими:

- матрицы $A^T A$: $\lambda_1 = 161,75$; $\lambda_2 = 3,364$; $\lambda_3 = 1,054$; $\lambda_4 = 0,025$; $\lambda_5 = 3,882 \cdot 10^{-3}$;
 $\lambda_6 = 2,232 \cdot 10^{-4}$; $\lambda_7 = -3,096 \cdot 10^{-5}$;
- матрицы \bar{A} : $\lambda_1 = 143,273$; $\lambda_2 = 3,274$; $\lambda_3 = 0,792$; $\lambda_4 = 0,014$; $\lambda_5 = 1,03 \cdot 10^{-3}$;
 $\lambda_6 = -1,098 \cdot 10^{-5}$.

Структура спектров собственных чисел матриц $A^T A$ и \bar{A} такова, что по своим свойствам эти матрицы являются многократно вырожденными. Действительно, в первом случае числа $\lambda_5, \lambda_6, \lambda_7$ заведомо меньше предполагаемого уровня погрешностей измерения исходных данных. Во втором случае такими числами являются λ_5 и λ_6 . Системы уравнений с такими матрицами плохообусловлены с точки зрения устойчивости их решений при возможных вариациях исходных данных.

В работах [8,68] для относительного возмущения решения систем уравнений, элементы которых заданы приближенно, получена следующая оценка:

$$\delta x \leq \frac{H}{1 - H \cdot \delta A} (\delta A + \delta b), \quad (3.9)$$

где H – число обусловленности матрицы \bar{A} .

Оценка (3.9) и устанавливает влияние погрешностей измерения информативных параметров на устойчивость решения. С точки зрения устойчивости решения важно, чтобы число обусловленности было не слишком большим. Это число зависит от выбранной нормы, но оно никогда не может быть очень малым. Если матрица \bar{A} положительно определенная, то H равно отношению λ_{\max} и λ_{\min} [68].

Из выражения (3.9) следует, что малые относительные возмущения матрицы \bar{A} и вектора b вызывают малое относительное возмущение решения δx только в том случае, когда число H не слишком велико. Если матрица \bar{A} по своим свойствам близка к вырожденной, то возможны большие возмущения в решении даже при малых возмущениях элементов матрицы \bar{A} и вектора b .

Следовательно, критической величиной, которая решает вопрос о физической надежности решения системы $\bar{A} \cdot x = b$, является не определитель матрицы \bar{A} , а отношение ее собственных чисел λ_{\max} и λ_{\min} . Это отношение измеряет увеличение помех в направлении, соответствующем собственному числу λ_{\min} . Пока число N не превышает определенную опасную величину, влияние погрешностей измерения информативных параметров на решение не является критическим. Но если N достигает величины 10^4 или более, увеличение помех в направлении λ_{\min} может привести к такому искажению решения, которое не будет соответствовать физическому смыслу задачи [43,48,68].

Следует отметить, что решения плохообусловленных систем уравнений чувствительны не только к погрешностям измерения информативных параметров. Одним из основных факторов, снижающим надежность решения плохообусловленных систем, являются ошибки, происходящие от округления в промежуточных вычислениях.

Решение (3.7) получено при округлении элементов матриц $A^T A$ и \bar{A} до четвертого знака после запятой. Выясним, как изменится решение выражения (3.7) при округлении элементов матриц $A^T A$ и \bar{A} до второго знака после запятой. В этом случае уравнение для определения t_{go} принимает вид:

$$t_{go} = (-0,379 \cdot n_o^2 - 0,332 \cdot n_o + 1,579) \cdot G_{mo} + (0,454 \cdot n_o^2 - 0,49 \cdot n_o + 0,173). \quad (3.10)$$

Сравнение решений (3.7) и (3.10) одной и той же системы уравнений одним и тем же методом показывает, что округление элементов матрицы \bar{A} и вектора правой части b до второго знака после запятой вызывает существенное изменение всех компонент решения (3.7). При таком округлении величина возмущений элементов нормальной системы уравнений составляет сотые доли процента, т. е.

значительно меньше предполагаемой максимальной погрешности исходных данных.

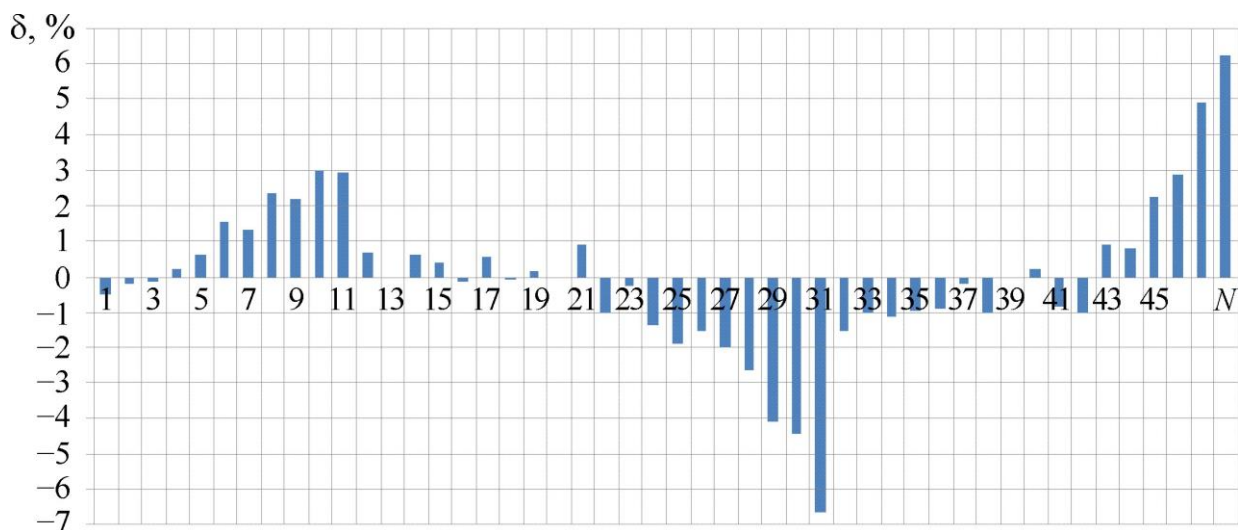


Рисунок 3.8 – Гистограмма распределения погрешностей расчета по уравнению (3.10)

На рисунке 3.8 приведена гистограмма распределения погрешностей расчета по уравнению (3.10) по всему массиву исходных данных. Видно, что в этом случае уравнение (3.10) воспроизводит опытные данные с погрешностью, не превышающей $\pm 7\%$, т. е. погрешность расчета даже несколько уменьшилась.

По существу, при приближенной постановке вычислительной задачи погрешность решения всегда будет состоять из неустранимой погрешности, обусловленной неопределенностью исходных данных, и погрешности от округлений в промежуточных вычислениях. Влияние суммарной погрешности на решение плохообусловленных систем уравнений проявляется так, что при незначительных изменениях входных данных образуется серия систем уравнений. Область решения этих систем может быть очень большой и даже уходит в бесконечность. Из этого множества практически невозможно выделить решение, которое воспроизводило бы исходные данные с погрешностью, несущественно превосходящей неопределенность исходных данных [43], т. е. соответствовало бы физической сущности задачи.

В работах [28,59] рассматриваются возможности применения методов математического моделирования для определения эталонных зависимостей диагностических параметров. По мнению авторов этих работ, при наличии отлаженной математической модели эталонные зависимости диагностических параметров можно получить с учетом влияния режимных факторов, технического состояния элементов цилиндропоршневой группы, системы топливоподачи, системы газообмена, метеорологических условий, физико-химических свойств топлива и др.

Для выявления характера возникающих опасностей при практической реализации такого подхода к построению эталонных зависимостей диагностических параметров рассмотрим частный случай.

Положим, что взаимосвязь между факторами, определяющими выходной информативный параметр, задана в виде степенного комплекса [35,36]

$$a_1^{x_1} \cdot a_2^{x_2} \cdot a_3^{x_3} \cdot \dots \cdot a_n^{x_n} = c_o. \quad (3.11)$$

Поскольку параметры $a_1, a_2, a_3, \dots, a_n$ могут изменяться в разных диапазонах, с целью исключения вопроса о размерностях и повышения устойчивости вычислительного процесса целесообразно их нормировать посредством деления текущих значений на номинальные [35, 36], т. е. представлять в безразмерной форме

$$a_{1o} = \frac{a_1}{a_{1n}}; a_{2o} = \frac{a_2}{a_{2n}}; a_{3o} = \frac{a_3}{a_{3n}}; \dots; a_{no} = \frac{a_n}{a_{nn}}, \quad (3.12)$$

где индексом «n» обозначены значения параметров, соответствующие номинальному режиму работы двигателя.

Применительно к выражению (3.11) такое нормирование позволяет определить рациональное значение постоянной c_o в правой части. Действительно,

$$a_{1o}^{x_1} \cdot a_{2o}^{x_2} \cdot a_{3o}^{x_3} \cdot \dots \cdot a_{no}^{x_n} = 1,0, \quad (3.13)$$

поскольку номинал принадлежит множеству численных значений информативных параметров, и при любых показателях степени значение комплекса (3.13) на этом режиме может быть равно только единице.

Если учесть, что информативные параметры заданы с погрешностями, то в этом частном случае нетрудно оценить величину предельной невязки между левой и правой частями выражения (3.13):

$$a_{10}^{x_1} \cdot a_{20}^{x_2} \cdot a_{30}^{x_3} \cdot \dots \cdot a_{no}^{x_n} = 1,0 \pm (x_1 \cdot \delta a_{10} + x_2 \cdot \delta a_{20} + x_3 \cdot \delta a_{30} + \dots + x_n \cdot \delta a_{no}), \quad (3.14)$$

где $\delta a_{10}, \delta a_{20}, \delta a_{30} \dots \delta a_{no}$ – относительные погрешности измерения информативных параметров.

Непосредственно из уравнения (3.14) следует, что в условиях, когда информативные параметры измерены с погрешностями, стремление учесть как можно большее количество определяющих факторов неизбежно сопровождается ростом возможной максимальной суммарной погрешности. Именно этим обстоятельством обусловлены практические трудности построения многофакторных работоспособных эталонных диагностических зависимостей.

Приближенное задание информативных параметров и приближенные вычисления с ними могут привести к такому искажению конечных результатов, которое не будет воспроизводить с приемлемой достоверностью исходные данные. Этот вывод подтверждается приведенными выше примерами построения эталонных диагностических экспериментально-теоретических моделей.

3.2 Экспериментально-теоретические модели для диагностирования рабочих процессов в цилиндрах двигателя 40ДМ (12ДРН 23/30)

3.2.1 Краткая техническая характеристика двигателя 40ДМ (12 ДРН23/30)

Основные технические данные дизеля 40ДМ (12ДРН 23/30), предназначенного к установке на судах для работы на гребной винт, представлены в таблице 3.2. Для построения экспериментально-теоретических

моделей использованы результаты стендовых испытаний двигателя по серии нагрузочных характеристик ОАО «Коломенский завод», приведённые в приложениях Б и В.

Таблица 3.2 – Основные технические данные дизеля 40ДМ (12 ДРН 23/30)

Наименование параметра	Значение
Число цилиндров дизеля	12
Диаметр цилиндра	230 мм
Ход поршня главного шатуна	300 мм
Ход поршня прицепного шатуна	304,3 мм
Номинальная частота вращения	750 мин ⁻¹
Номинальная мощность при номинальной частоте вращения	1618 кВт
Среднее эффективное давление на номинальной мощности	0,866 МПа
Минимальная устойчивая частота вращения при работе по винтовой характеристике	300 мин ⁻¹
Максимальное давление газов в цилиндрах P_z не выше	10,8 МПа
Давление продувочного воздуха (избыточное) около	0,10 МПа
Удельный эффективный расход топлива около	238 г/кВт · ч

3.2.2 Формирование моделей для диагностирования рабочих процессов в цилиндрах двигателя 40ДМ (12ДРН 23/30)

Экспериментально-теоретические модели для двигателя 40 ДМ сформированы на основе двух выходных информативных параметров: t_g – температура отработавших газов на выходе из первого цилиндра, °С; P_{mi} – среднее индикаторное давление, МПа.

Для формирования первой модели примем следующие информативные параметры: G_m – часовой расход топлива, $\frac{\text{кг}}{\text{ч}}$; n – частота вращения

коленчатого вала, мин^{-1} ; t_g – температура отработавших газов на выходе из первого цилиндра, $^{\circ}\text{C}$ [21].

В последующих расчетах будем использовать относительные значения информативных параметров:

$$G_{mo} = \frac{G_m}{G_{mn}}; t_{go} = \frac{t_g}{t_{gn}}; n_o = \frac{n}{n_n}, \quad (3.15)$$

где принято: $G_{mn} = 395,4 \text{ кг/ч}$; $t_{gn} = 397^{\circ}\text{C}$; $n_n = 750 \text{ мин}^{-1}$.

На рисунке 3.9 дано графическое представление зависимостей $t_{go} = f(G_{mo})$. Это нелинейные зависимости, поэтому каждая из них может быть аппроксимирована полиномом второго порядка вида:

$$t_{go} = x_1(n_o) + x_2(n_o) \cdot G_{mo} + x_3(n_o) \cdot G_{mo}^2. \quad (3.16)$$

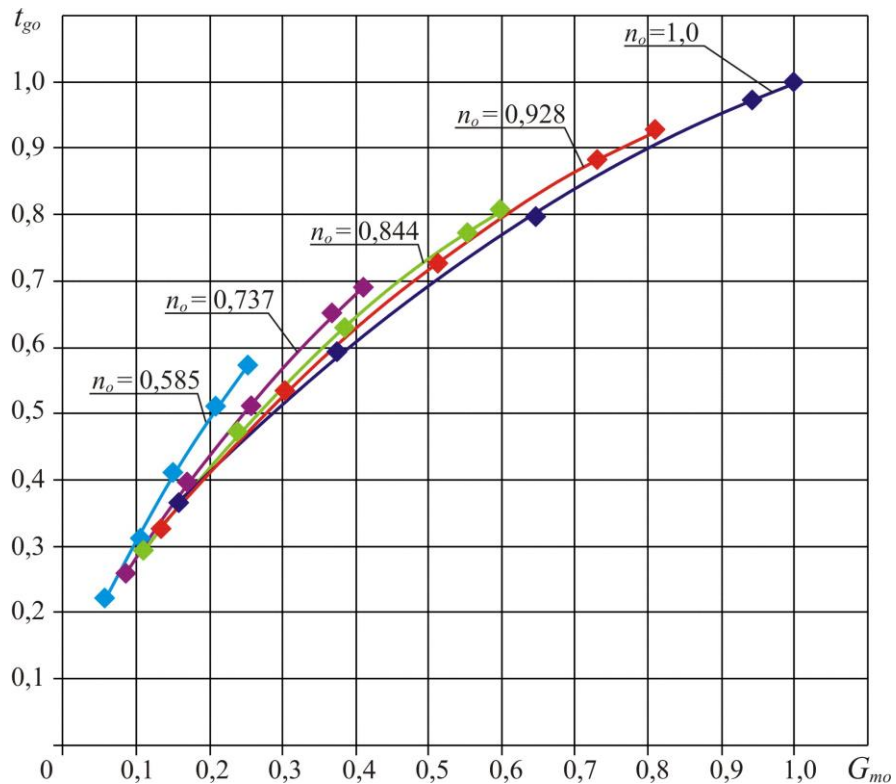


Рисунок 3.9 – Нагрузочные характеристики двигателя в координатной системе $t_{go} = f(G_{mo})$

Система полиномов, аппроксимирующих нагрузочные характеристики в явном виде, будет следующей:

1. $t_{go} = -0,4110 \cdot G_{mo}^2 + 1,2256 \cdot G_{mo} + 0,1829, \quad n_o = 1,0;$
2. $t_{go} = -0,5824 \cdot G_{mo}^2 + 1,4334 \cdot G_{mo} + 0,1467, \quad n_o = 0,928;$
3. $t_{go} = -0,8333 \cdot G_{mo}^2 + 1,6369 \cdot G_{mo} + 0,1236, \quad n_o = 0,844;$ (3.17)
4. $t_{go} = -1,0341 \cdot G_{mo}^2 + 1,8369 \cdot G_{mo} + 0,1101, \quad n_o = 0,737;$
5. $t_{go} = -2,0175 \cdot G_{mo}^2 + 2,4443 \cdot G_{mo} + 0,0842, \quad n_o = 0,585.$

Система полиномов (3.17) позволяет выявить закономерности изменения определяемых параметров $x_i(n_o)$ при переходе от одной нагрузочной характеристики к другой.

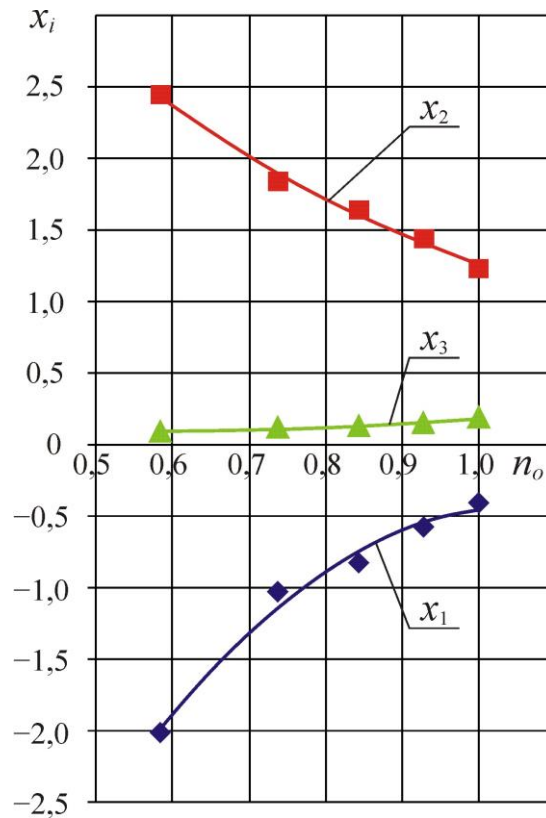


Рисунок 3.10 – Графическое представление закономерностей $x_i = f(n_o)$

Графическое представление закономерностей $x_i(n_o)$ (рисунок 3.10) показывает, что эти закономерности имеют нелинейный характер, поэтому аппроксимированы полиномами второго порядка:

$$\begin{aligned}
 x_1 &= -7,0969 \cdot n_o^2 + 14,9640 \cdot n_o + 8,3230; \\
 x_2 &= 2,4797 \cdot n_o^2 - 6,7609 \cdot n_o + 5,5387; \\
 x_3 &= 0,4304 \cdot n_o^2 - 0,4596 \cdot n_o + 0,2079.
 \end{aligned}
 \tag{3.18}$$

Подстановкой уравнения (3.18) в (3.16) получим уравнение поверхности, образованной последовательным смещением зависимости $t_{go} = f(G_{mo})$:

$$\begin{aligned}
 t_{go} &= (-7,0969 \cdot n_o^2 + 14,9640 \cdot n_o + 8,3230) \cdot G_{mo}^2 + \\
 &+ (2,4797 \cdot n_o^2 - 6,7609 \cdot n_o + 5,5387) \cdot G_{mo} + \\
 &+ (0,4304 \cdot n_o^2 - 0,4596 \cdot n_o + 0,2079).
 \end{aligned}
 \tag{3.19}$$

На рисунке 3.11 приведена гистограмма распределения погрешностей расчета по уравнениям (3.17) для каждой нагрузочной характеристики отдельно, а на рисунке 3.12 – по уравнению (3.19) по всему массиву исходных данных. Видно, что система уравнений (3.17) и модель уравнения (3.19) воспроизводят опытные данные практически с одинаковой погрешностью, не превышающей $\pm 3\%$.

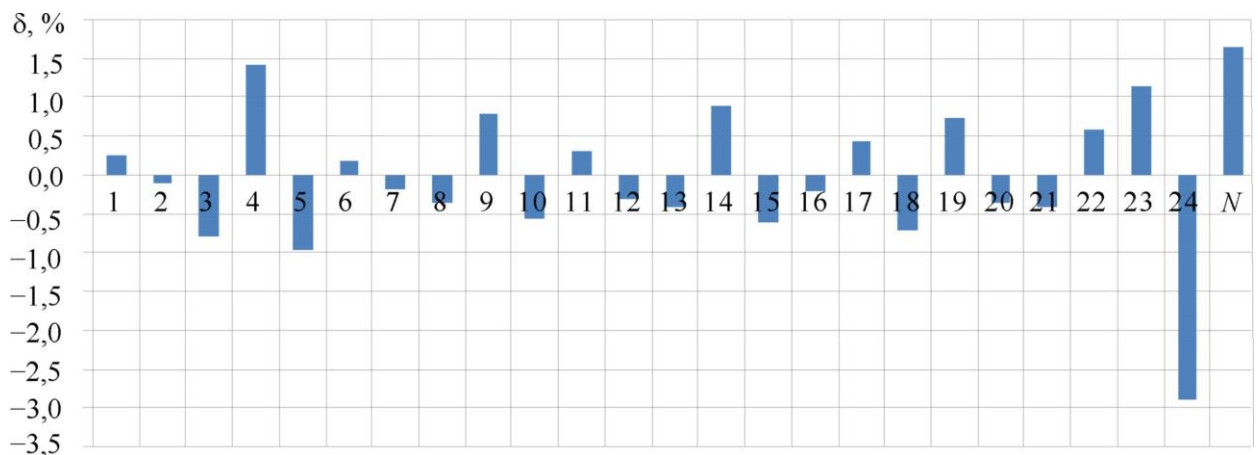


Рисунок 3.11 – Гистограмма распределения погрешностей расчета по всему массиву исходных данных по уравнениям (3.17)

В последующем модель (3.19) будет использована для определения уравнения, позволяющего контролировать предельные тепловые нагрузки на детали цилиндропоршневой группы, т. е. режимы ограничительной по тепловой напряженности характеристики.

Приведем пример формирования второй экспериментально-теоретической модели для диагностирования рабочих процессов в цилиндрах двигателя 40 ДМ

(12ДРН 23/30) для случаев, когда в качестве выходного параметра используется P_{mi} – среднее индикаторное давление.

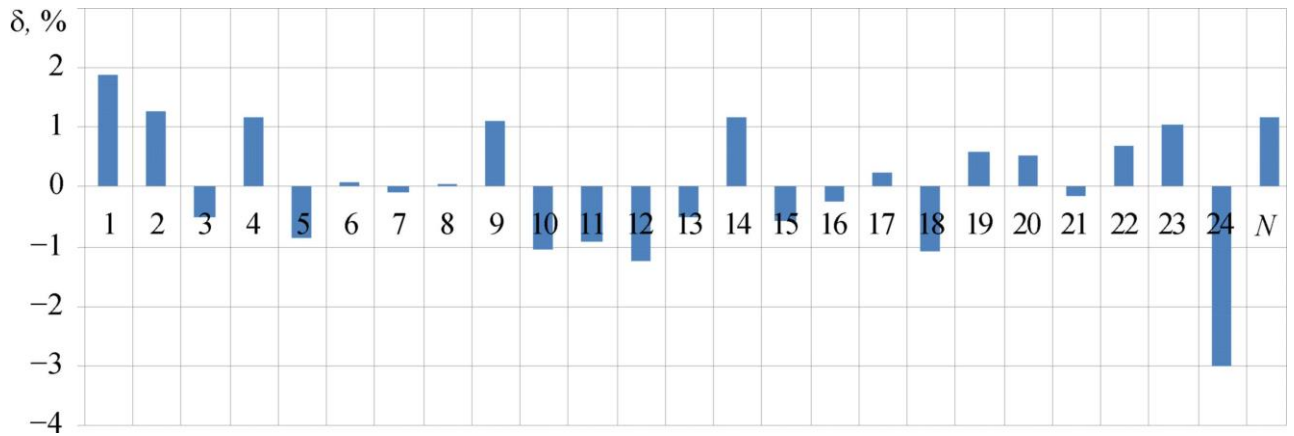


Рисунок 3.12 – Гистограмма распределения погрешностей расчета по всему массиву по уравнению (3.19)

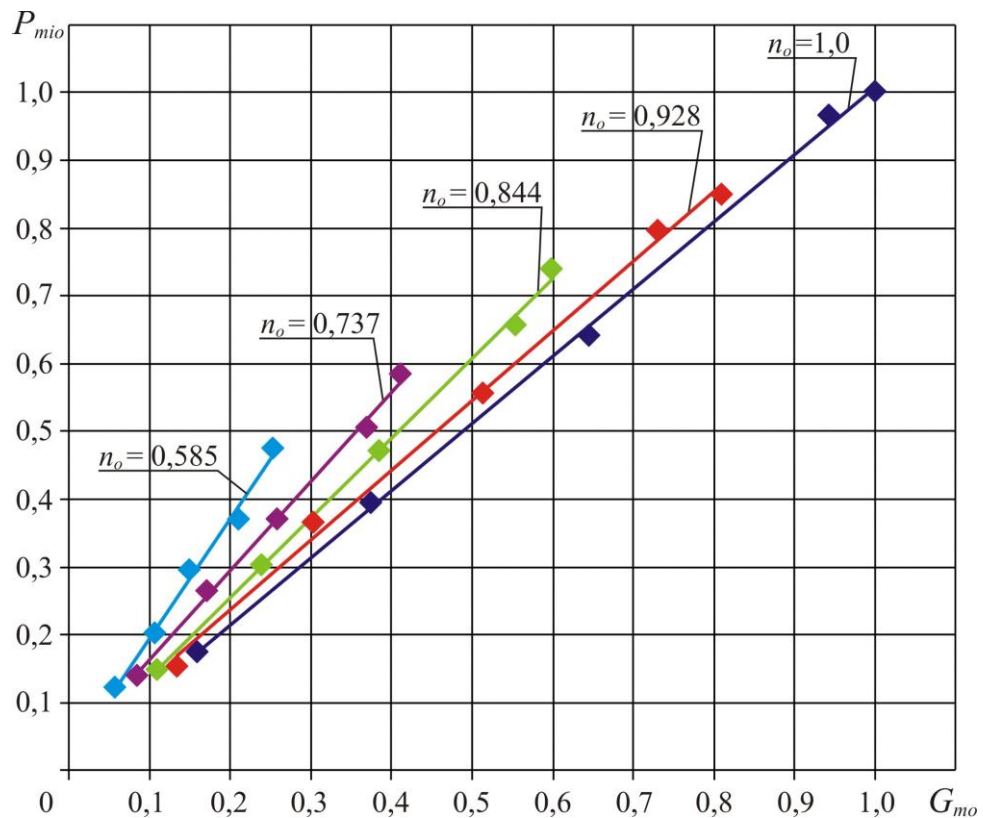


Рисунок 3.13 – Нагрузочные характеристики двигателя 40 ДМ в координатной системе $P_{mio} = f(G_{mo})$

На рисунке 3.13 приведены нагрузочные характеристики двигателя 40 ДМ в координатной системе $P_{mio} = f(G_{mo})$, где P_{mio} – относительные значения

среднего индикаторного давления; G_{mo} – относительные значения часового расхода топлива. В данном случае зависимости линейные, поэтому аппроксимированы полиномом первого порядка вида:

$$P_{mio} = x_1(n_o) \cdot G_{mo} + x_2(n_o). \quad (3.20)$$

Система полиномов, аппроксимирующих эти зависимости, принимает вид:

1. $P_{mio} = 0,9894 \cdot G_{mo} + 0,0176, \quad n_o = 1,0;$
 2. $P_{mio} = 1,0279 \cdot G_{mo} + 0,0321, \quad n_o = 0,928;$
 3. $P_{mio} = 1,1816 \cdot G_{mo} + 0,0173, \quad n_o = 0,844;$
 4. $P_{mio} = 1,3232 \cdot G_{mo} + 0,0304, \quad n_o = 0,737;$
 5. $P_{mio} = 1,7529 \cdot G_{mo} + 0,0210, \quad n_o = 0,585.$
- (3.21)

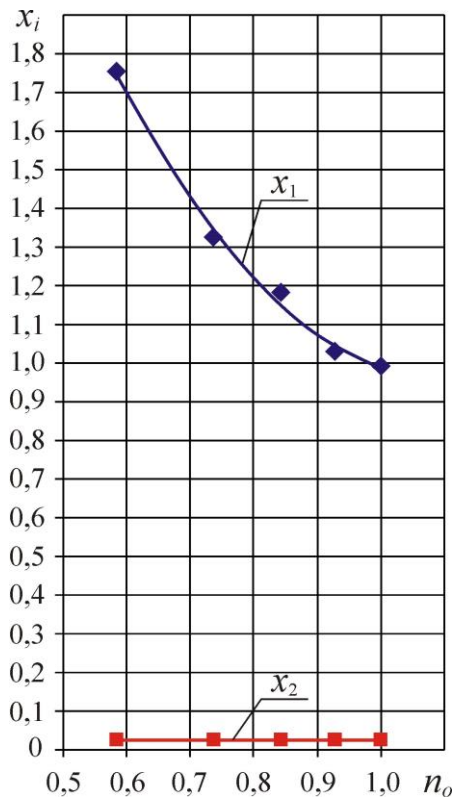


Рисунок 3.14 – Зависимость $x_i = f(n_o)$

Зависимость $x_1(n_o)$ приведена на рисунке 3.14 и аппроксимирована полиномом второго порядка

$$x_1(n_o) = 3,1111 \cdot n_o^2 - 6,7729 \cdot n_o + 4,6506. \quad (3.22)$$

Закономерности изменения $x_2(n_o)$ в данном случае обнаружить невозможно, т. к. величины вторых слагаемых правых частей уравнений (3.21) сопоставимы с погрешностями измерения P_{mi} на режимах нагрузочных характеристик.

По этой причине в уравнении (3.21) $x_2(n_o)$ принято постоянным и равным среднему значению $x_2 = 0,023$.

Подстановкой уравнения (3.22) и $x_2 = 0,023$ в (3.20) получим уравнение поверхности, образованной последовательным смещением зависимости $P_{mio} = f(G_{mo})$:

$$P_{mio} = (3,1111 \cdot n_o^2 - 6,7729 \cdot n_o + 4,6506) \cdot G_{mo} + 0,023. \quad (3.23)$$

На рисунке 3.15 приведена гистограмма распределения погрешностей расчета по уравнениям (3.21) отдельно для каждой нагрузочной характеристики, а на рисунке 3.16 – по уравнению (3.23) для всего массива исходных данных.

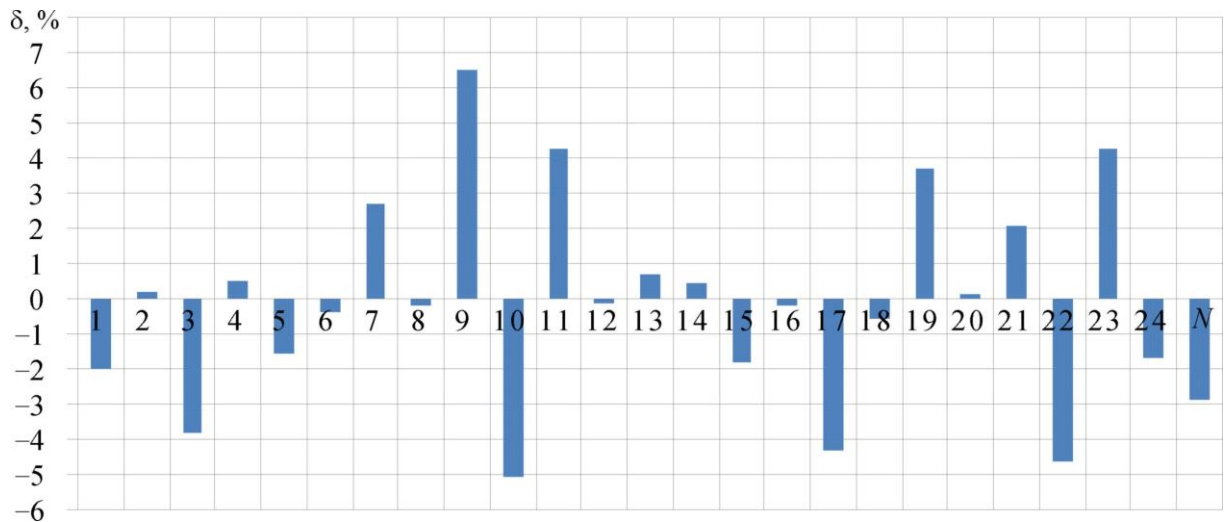


Рисунок 3.15 – Гистограмма распределения погрешностей расчета по уравнению (3.21)

Видно, что в первом случае на большинстве режимов погрешности расчета не превышают $\pm 3\%$, во втором случае $\pm 4\%$.

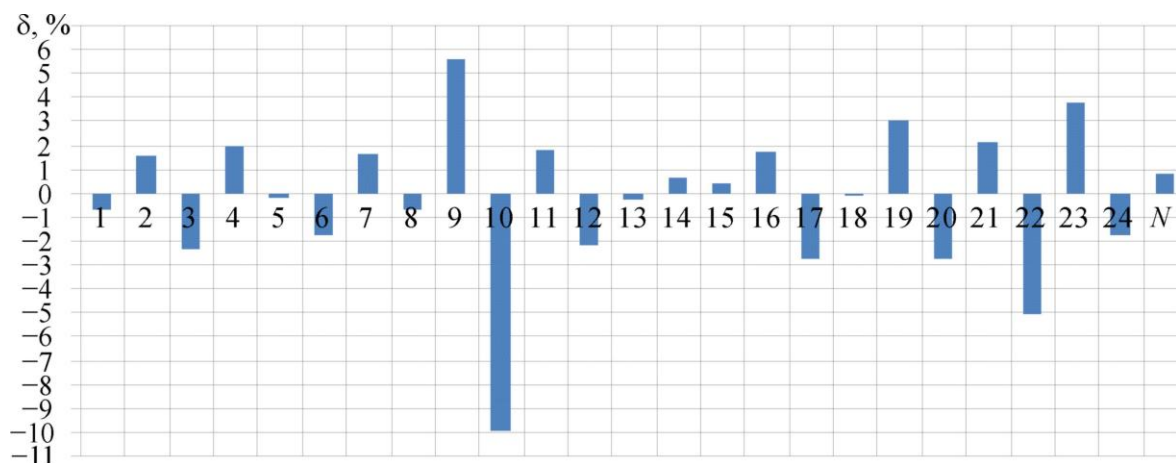


Рисунок 3.16 – Гистограмма распределения погрешностей расчета по уравнению (3.23)

В последующем модель (3.23) будет использована для определения уравнения, позволяющего контролировать предельные тепловые нагрузки на детали цилиндропоршневой группы, т.е. режимы ограничительной по тепловой напряженности характеристики.

3.3 Экспериментально-теоретические модели для диагностирования рабочих процессов в цилиндрах двигателя 6ДКРН 42/136-10

3.3.1 Краткая техническая характеристика двигателя 6ДКРН 42/136-10

Основные технические данные дизеля 6ДКРН 42/136-10 представлены в таблице 3.3.

Таблица 3.3 – Основные технические данные дизеля 6ДКРН 42/136-10

Наименование параметра	Значение
Максимальная длительная мощность (МДМ)	5100 кВт
Частота вращения	167 мин ⁻¹
Среднее эффективное давление	1,65 МПа
Средняя скорость поршня	7,6 м/с
Удельный расход при МДМ топлива	177 г/кВт·ч
Удельный расход при МДМ масла на угар	0,82 г/кВт·ч

Для построения экспериментально-теоретической модели использованы результаты стендовых испытаний двигателя 6ДКРН 42/136-10 по серии нагрузочных и скоростных характеристик АО «УК «Брянский машиностроительный завод», приведённые в приложении Г.

3.3.2 Формирование моделей для диагностирования рабочих процессов в цилиндрах двигателя 6ДКРН 42/136-10

Схема стендовых испытаний двигателя 6ДКРН 42/136-10 приведена на рисунке 3.17. В данном примере область координатной плоскости $N_e - n$ ограничена сверху винтовой СВ и ограничительной ВА характеристикой; справа и слева – вертикалями $n_H = 167 \text{ мин}^{-1}$ и $n_{\min} = 110 \text{ мин}^{-1}$; снизу – координатной осью n .

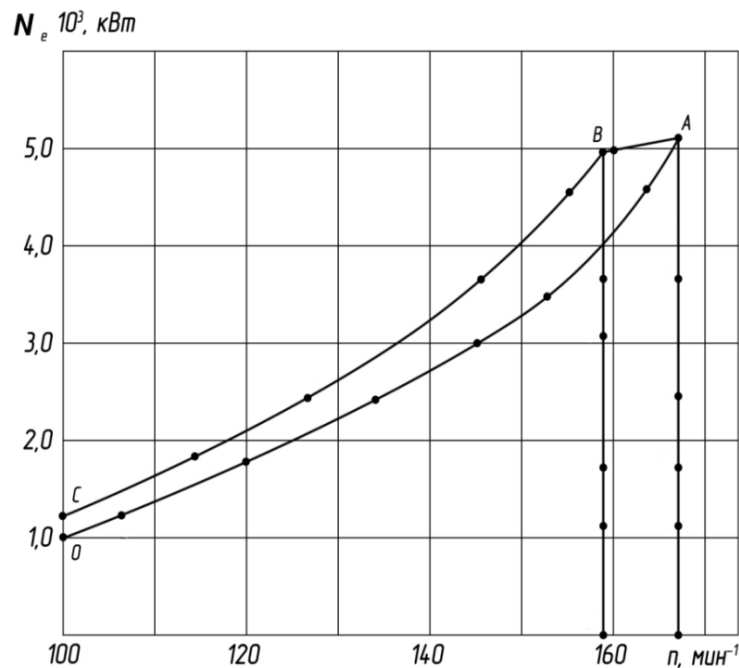


Рисунок 3.17 – Схема стендовых испытаний двигателя 6ДКРН 42/136-10

Предположим, что в ограниченной такими условиями части координатной плоскости контролируются параметры $a_1, a_2, a_3, \dots, a_n$, характеризующие

протекание рабочих процессов в цилиндрах двигателя. Образует из этих параметров количественную структуру, которая во всех точках названной части координатной плоскости имела бы постоянные численные значения:

$$f(a_1, a_2, a_3, \dots, a_n; x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) = 0, \quad (3.24)$$

где $a_1, a_2, a_3, \dots, a_n$ – определяющие информативные параметры;

$x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$ – определяемые параметры.

В такой постановке задача сводится к установлению явного вида уравнения, выражающего взаимосвязи между определяющими информативными параметрами и определяемыми параметрами в названной части координатной плоскости $N_e - n$ [23].

Выясним возможность определения решения x_i уравнения (3.24) на основе следующих информативных параметров:

t_g – температура отработавших газов на выходе из первого цилиндра, °С;

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

G_m – часовой расход топлива, $\text{кг}/\text{ч}$.

В последующих вычислениях будем использовать безразмерные значения параметров

$$t_{go} = \frac{t_g}{t_{gn}}; n_o = \frac{n}{n_n}; G_{mo} = \frac{G_m}{G_{mn}}. \quad (3.25)$$

где индексом «*n*» обозначены значения параметров на номинальном режиме работы двигателя: $G_{mn} = 903,4 \text{ кг}/\text{ч}$; $t_{gn} = 353^\circ\text{С}$; $n_n = 167 \text{ мин}^{-1}$.

Положим, что взаимосвязь между параметрами t_{go}, n_o, G_{mo} по всему массиву исходных данных может быть выражена уравнением регрессии вида:

$$x_0 + x_1 \cdot n_o + x_2 \cdot G_{mo} + x_3 \cdot n_o \cdot G_{mo} + x_4 \cdot G_{mo}^2 + x_5 \cdot t_{go} = 0. \quad (3.26)$$

Для определения неизвестных x_i образуем по уравнению (3.26) систему условных однородных уравнений $A \cdot x = 0$ и методом наименьших квадратов эквивалентную ей систему нормальных уравнений $A^T A \cdot x = 0$, где A –

прямоугольная матрица порядка $m \times n$; $m = 25$ – число уравнений; $n = 5$ – число неизвестных; $A^T A$ – квадратная матрица порядка $n \times n$.

Из однородного характера системы $A^T A \cdot x = 0$ следует, что искомый вектор x_i может быть определен лишь с точностью до произвольного постоянного множителя. Это обстоятельство используем для целесообразного нормирования вектора x_i . Например, полагая $x_5 = -1,0$, запишем систему $A^T A \cdot x = 0$ в неоднородной форме: $\bar{A} \cdot x = b$, где \bar{A} – симметричная матрица порядка $(n-1) \times (n-1)$; b – вектор столбец свободных членов.

Если элементы матрицы A заданы точно и определитель матрицы $A^T A$ равен нулю, то в результате решения системы $\bar{A} \cdot x = b$ можно определить с любой наперед заданной точностью компоненты вектора x_i .

В данном случае найти точное решение системы $\bar{A} \cdot x = b$ невозможно по следующим причинам:

- факторы, на основе которых составлено уравнение (3.26), отобраны приближенно;
- численные значения определяющих информативных параметров t_g, n, G_m заданы с погрешностями.

В условиях приближенного задания исходных данных и приближенных вычислений над ними возможность перенести в решение задачи почти всю информацию, содержащуюся в исходных данных, появляется только в том случае, если располагать количественными признаками, позволяющими контролировать ход вычислительного процесса от постановки задачи до конечных результатов.

Используем для этой цели известные аналитические тождества:

$$\det A^T A = \lambda_1 \cdot \lambda_2 \cdot \lambda_3 \cdot \dots \cdot \lambda_n ; \quad (3.27)$$

$$\sum_{i=1}^n a_{ii} = \lambda_1 + \lambda_2 + \lambda_3 + \dots + \lambda_n . \quad (3.28)$$

Из выражения (3.27) следует, что матрица $A^T A$ по своим свойствам будет близка к просто вырожденной в том случае, если число λ_n существенно меньше

предполагаемого уровня погрешностей ее элементов, а собственные числа $\lambda_1 \cdot \lambda_2 \cdot \lambda_3, \dots, \lambda_{n-1}$ заведомо больше этого уровня. Только при таком спектре собственных чисел матрицы $A^T A$ может быть определено решение, соответствующее физическому смыслу задачи.

Из выражения (3.28) следует, что между степенью переопределенности матрицы A и свойствами матрицы $A^T A$ имеется прямая взаимосвязь. Действительно, если ранг матрицы $A^T A$ равен $n-1$, то сумма ее диагональных элементов в основном должна компенсироваться суммой собственных чисел $\lambda_1 \cdot \lambda_2 \cdot \lambda_3, \dots, \lambda_{n-1}$ и каждое из этих чисел должно быть больше предполагаемого уровня погрешностей в элементах матрицы $A^T A$. Что касается собственного числа λ_n , то оно должно быть существенно меньше этого уровня.

Уместно отметить, что в силу построения матриц $A^T A$ и \bar{A} их собственные числа всегда вещественные и положительные или равны нулю, а их значения определяются в результате решения уравнений

$$\det(A^T A - E \cdot \lambda) = 0; \quad \det(\bar{A} - E \cdot \lambda) = 0, \quad (3.29)$$

где E – единичная матрица.

Спектр собственных чисел матрицы $A^T A$, сформированной на основе уравнения (3.26), будет следующим: $\lambda_1 = 94,619$; $\lambda_2 = 4,187$; $\lambda_3 = 0,153$; $\lambda_4 = 0,04$; $\lambda_5 = 3,48 \cdot 10^{-3}$; $\lambda_6 = 1,301 \cdot 10^{-3}$.

Собственные числа λ_5 и λ_6 заведомо меньше предполагаемого уровня погрешностей элементов матрицы $A^T A$, т. е. по своим свойствам матрица $A^T A$ близка к дважды вырожденной.

Такая структура спектра собственных чисел матрицы $A^T A$ свидетельствует о том, что при заданной степени переопределенности условной системы уравнений, в (3.26) включены избыточные факторы. В этих условиях целесообразно выполнить несколько вариантов расчетов, последовательно исключая различные факторы.

Например, положим слагаемое $x_2 \cdot G_{mo} = 0$, тогда запишем уравнение (3.26)

в виде:

$$x_0 + x_1 \cdot n_o + x_2 \cdot n_o \cdot G_{mo} + x_3 \cdot G_{mo}^2 + x_4 \cdot t_{go} = 0. \quad (3.30)$$

При той же степени переопределенности ($m = 25$) спектр собственных чисел матрицы $A^T A$, сформированный на основе уравнения (3.30), имеет следующую структуру: $\lambda_1 = 82,634$; $\lambda_2 = 3,58$; $\lambda_3 = 0,15$; $\lambda_4 = 0,018$; $\lambda_5 = 1,534 \cdot 10^{-3}$.

В этом случае можно считать, что матрица $A^T A$ по своим свойствам близка к просто вырожденной. Поэтому, положив $x_4 = -1,0$, в результате решения системы $\bar{A} \cdot x = b$ получим следующие численные значения неизвестных:

$$x_0 = 0,585; x_1 = 0,351; x_2 = -0,356; x_3 = 0,412. \quad (3.31)$$

С учетом решений (3.31) уравнение для определения температуры отработавших газов в области, ограниченной названными выше условиями, принимает вид:

$$t_{go} = 0,585 + 0,351 \cdot n_o - 0,356 \cdot n_o \cdot G_{mo} + 0,412 \cdot G_{mo}^2. \quad (3.32)$$



Рисунок 3.18 – Гистограмма распределения погрешностей расчета

На рисунке 3.18 приведена гистограмма распределения погрешностей расчета температуры отработавших газов по уравнению (3.32). Видно, что уравнение (3.32) воспроизводит весь массив исходных данных с погрешностью,

не превышающей $\pm 2,5\%$, которая сопоставима с предполагаемой суммарной погрешностью исходных данных.

В последующем модель (3.32) будет использована для определения уравнения, позволяющего контролировать предельные тепловые нагрузки на детали цилиндропоршневой группы, т. е. режимы ограничительной по тепловой напряженности характеристики.

Изложенные теоретические предпосылки позволяют формировать количественные структуры, обладающие свойством инвариантности в части координатной плоскости, ограниченной описанными выше условиями, на основе других информативных параметров. Например, при замене входного информативного параметра часового расхода топлива G_m на индекс ТНВД h для определения температуры отработавших газов по цилиндрам может быть использовано уравнение регрессии вида:

$$t_{go} = c_0 + c_1 \cdot n_o + c_2 \cdot n_o \cdot h_o + c_3 \cdot h_o^2, \quad (3.33)$$

где c_0, c_1, c_2, c_3 – постоянные, учитывающие особенности рабочих процессов в цилиндрах двигателя.

При наличии экспериментально-теоретических моделей типа (3.32) и (3.33) появляется возможность определять предельные значения температур отработавших газов по цилиндрам с учетом качества протекания в них рабочих процессов.

3.4 Экспериментально-теоретические модели для диагностирования рабочих процессов в цилиндрах двигателя 6ЧН 25/34-3

3.4.1 Краткая техническая характеристика двигателя 6ЧН 25/34-3

Основные технические данные дизеля 6ЧН 25/34-3 представлены в таблице 3.4. Для построения экспериментально-теоретических моделей использованы

результаты стендовых испытаний двигателя по серии нагрузочных характеристик ГП «Первомайский машиностроительный завод», приведённые в приложении Д.

Таблица 3.4 – Основные технические данные дизеля 6ЧН 25/34-3

Наименование параметра	Значение
Мощность	320 кВт
Количество цилиндров	6
Диаметр цилиндра / ход поршня	250 / 340 мм
Рабочий объем цилиндров	100,08 л
Степень сжатия	12,5
Среднее эффективное давление	0,847 МПа
Максимальное давление сгорания	7,5 МПа
Частота вращения	500 мин ⁻¹
Удельный расход топлива	228 г/кВт ч
Удельный расход масла на угар	1,45 г/кВт ч

3.4.2 Особенности построения инвариантных экспериментально-теоретических моделей для диагностирования рабочих процессов в цилиндрах двигателя 6ЧН 25/34-3

Особенности построения инвариантных экспериментально-теоретических моделей для функционального диагностирования рабочих процессов в цилиндрах многоцилиндрового двигателя покажем на примере двигателя 6ЧН 25/34-3 [22]. Для этой цели используем результаты стендовых испытаний нового двигателя 6ЧН 25/34-3 по серии нагрузочных характеристик в диапазоне частот вращения от $n_n = 500 \text{ мин}^{-1}$ до $n_{\min} = 350 \text{ мин}^{-1}$, с шагом $\Delta n = 50 \text{ мин}^{-1}$ (см. приложение Д).

В процессе испытаний производились замеры следующих информативных параметров:

t_g – температура отработавших газов на выходе из цилиндров, °С;

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

h – положение указателя нагрузки, условные единицы.

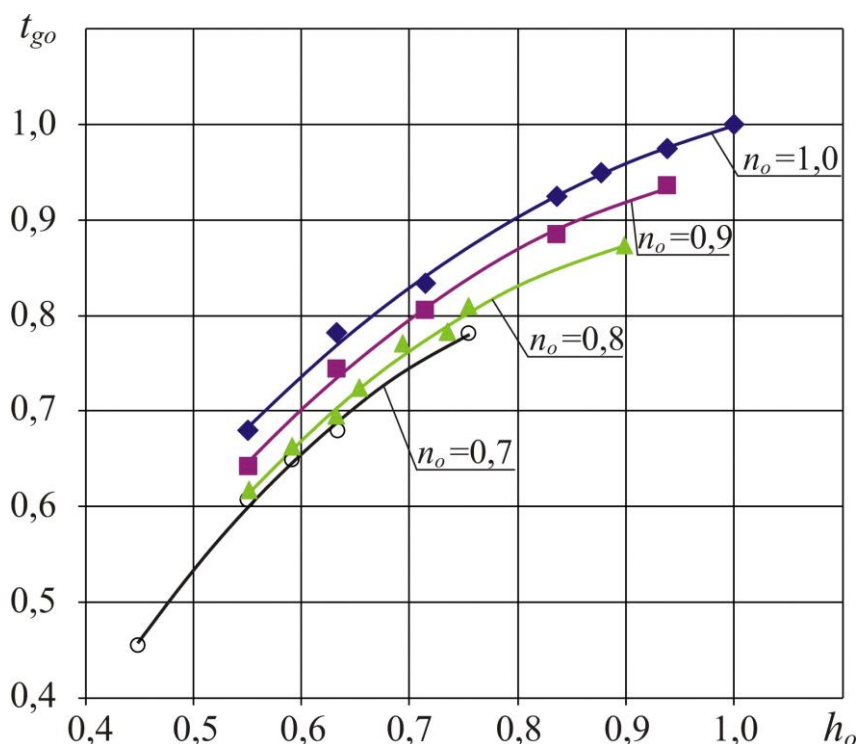


Рисунок 3.19 – Нагрузочные характеристики первого цилиндра двигателя 6ЧН25/34-3 в системе координат $t_{go} = f(h_o)$

В последующих вычислениях используем безразмерные значения информативных параметров

$$t_{go} = \frac{t_g}{t_{gn}}; \quad n_o = \frac{n}{n_n}; \quad h_o = \frac{h}{h_n}, \quad (3.34)$$

где t_{gn} , n_n и h_n – нормирующие параметры, численные значения которых в данном случае приняты следующими: $t_{gn} = 390^\circ\text{C}$; $n_n = 500 \text{ мин}^{-1}$; $h_n = 4,9$.

На рисунке 3.19 приведены нагрузочные характеристики первого цилиндра двигателя 6ЧН 25/34-3 в системе координат $t_{go} = f(h_o)$ [22].

Видно, что это монотонные кривые, поэтому каждая из них с высокой степенью достоверности ($R^2 \geq 0,99$) может быть аппроксимирована полиномом второго порядка вида

$$t_{go} = x_1(n_o) \cdot h_o^2 + x_2(n_o) \cdot h_o + x_3(n_o), \quad (3.35)$$

а вся серия нагрузочных характеристик – системой следующих полиномов:

$$\begin{aligned} 1. \quad & t_{go} = -0,8732 \cdot h_o^2 + 2,0501 \cdot h_o - 0,1789, & n_o = 1,0; \\ 2. \quad & t_{go} = -1,0884 \cdot h_o^2 + 2,3587 \cdot h_o - 0,3218, & n_o = 0,9; \\ 3. \quad & t_{go} = -1,3160 \cdot h_o^2 + 2,6532 \cdot h_o - 0,4490, & n_o = 0,8; \\ 4. \quad & t_{go} = -1,6797 \cdot h_o^2 + 3,0730 \cdot h_o - 0,6827, & n_o = 0,7. \end{aligned} \quad (3.36)$$

Система полиномов (3.36) позволяет выявить закономерности изменения определяемых параметров в функции от частоты вращения коленчатого вала, т. е. $x_i = f(n_o)$.

На рисунке 3.20 дано графическое представление зависимостей $x_1 = f(n_o)$; $x_2 = f(n_o)$; $x_3 = f(n_o)$.

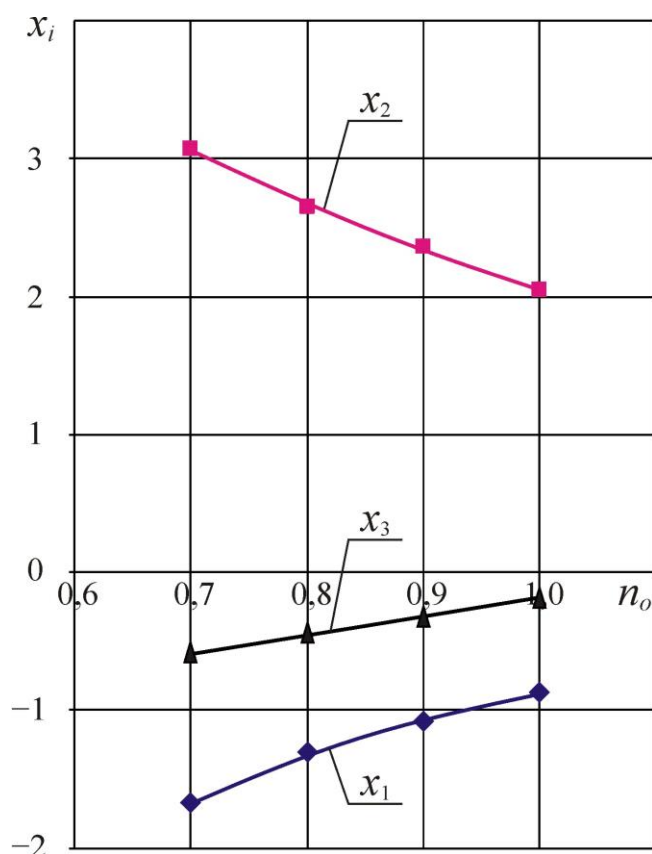


Рисунок 3.20 – Графическое представление зависимостей

$$x_1 = f(n_o); x_2 = f(n_o); x_3 = f(n_o)$$

Видно, что это также монотонные кривые, поэтому с высокой степенью достоверности ($R^2 \geq 0,99$) аппроксимированы полиномами второго порядка:

1. $x_1(n_o) = -3,8625 \cdot n_o^2 + 9,2073 \cdot n_o - 6,2251$;
2. $x_2(n_o) = 2,7800 \cdot n_o^2 - 8,0892 \cdot n_o + 7,3663$;
3. $x_3(n_o) = 0,2300 \cdot n_o^2 + 0,9476 \cdot n_o - 1,3576$.

(3.37)

Подстановкой уравнений (3.37) в уравнение (3.35) получено уравнение поверхности, образованной последовательным смещением отрезка монотонной кривой $t_{go} = f(h_o)$ первого цилиндра в диапазоне изменения частоты вращения $0,7 \leq n_o \leq 1,0$:

$$t_{gop}^I = (-3,8625 \cdot n_o^2 + 9,2073 \cdot n_o - 6,2251) \cdot h_o^2 + (2,7800 \cdot n_o^2 - 8,0892 \cdot n_o + 7,3663) \cdot h_o + (0,2300 \cdot n_o^2 + 0,9476 \cdot n_o - 1,3576). \quad (3.38)$$

По изложенному алгоритму получены уравнения поверхностей, образованных последовательным смещением нагрузочных характеристик остальных цилиндров двигателя 6 ЧН 25/34-3:

$$\begin{aligned} t_{gop}^{II} &= (-11,2870 \cdot n_o^2 + 23,0870 \cdot n_o - 12,3200) \cdot h_o^2 + \\ &+ (12,3360 \cdot n_o^2 - 25,2750 \cdot n_o + 14,4410) \cdot h_o + (-3,2025 \cdot n_o^2 + 6,8727 \cdot n_o - 3,5649); \\ t_{gop}^{III} &= (-8,8975 \cdot n_o^2 + 17,9770 \cdot n_o - 9,7956) \cdot h_o^2 + \\ &+ (10,0850 \cdot n_o^2 - 20,3960 \cdot n_o + 12,1050) \cdot h_o + (-2,6650 \cdot n_o^2 + 5,6359 \cdot n_o - 3,0660); \\ t_{gop}^{IV} &= (-7,9100 \cdot n_o^2 + 17,1740 \cdot n_o - 9,6694) \cdot h_o^2 + \\ &+ (6,8600 \cdot n_o^2 - 16,0260 \cdot n_o + 10,4080) \cdot h_o + (-0,7625 \cdot n_o^2 + 2,8269 \cdot n_o - 1,8519); \\ t_{gop}^V &= (-16,1970 \cdot n_o^2 + 35,9870 \cdot n_o - 19,9430) \cdot h_o^2 + \\ &+ (14,1250 \cdot n_o^2 - 35,0740 \cdot n_o + 21,7750) \cdot h_o + (-1,5000 \cdot n_o^2 + 6,3550 \cdot n_o - 4,5003); \\ t_{gop}^{VI} &= (-16,3950 \cdot n_o^2 + 35,2730 \cdot n_o - 19,4980) \cdot h_o^2 + \\ &+ (12,9300 \cdot n_o^2 - 31,3310 \cdot n_o + 19,9940) \cdot h_o + (-0,6900 \cdot n_o^2 + 4,3364 \cdot n_o - 3,6266). \end{aligned} \quad (3.39)$$

На основе выражений (3.38) и (3.39), посредством представления $t_{goэ} = f(t_{gop})$, может быть сформирован единый инвариантный эталон двигателя 6ЧН25/34-3, представленный на рисунке 3.21.

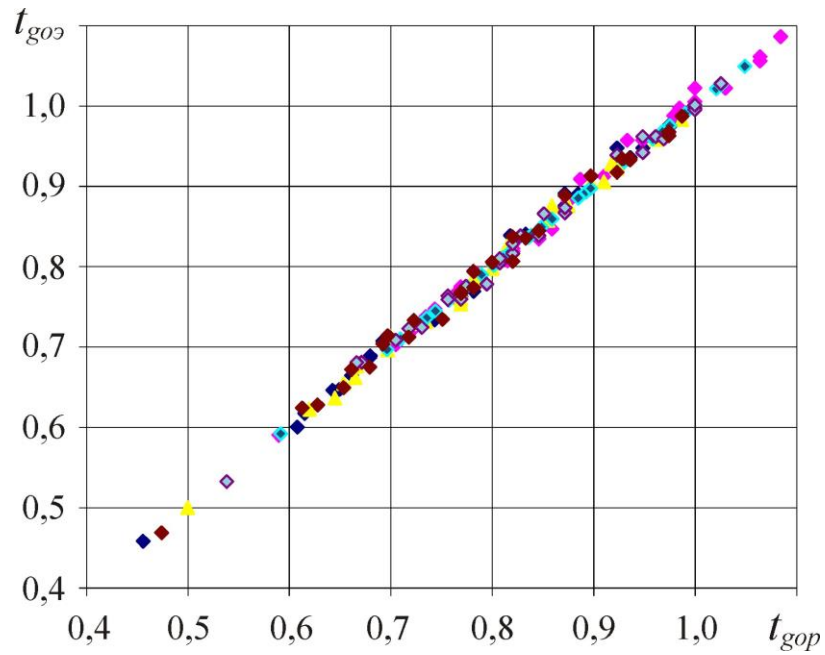


Рисунок 3.21 – Единый инвариантный эталон двигателя

6ЧН25/34-3

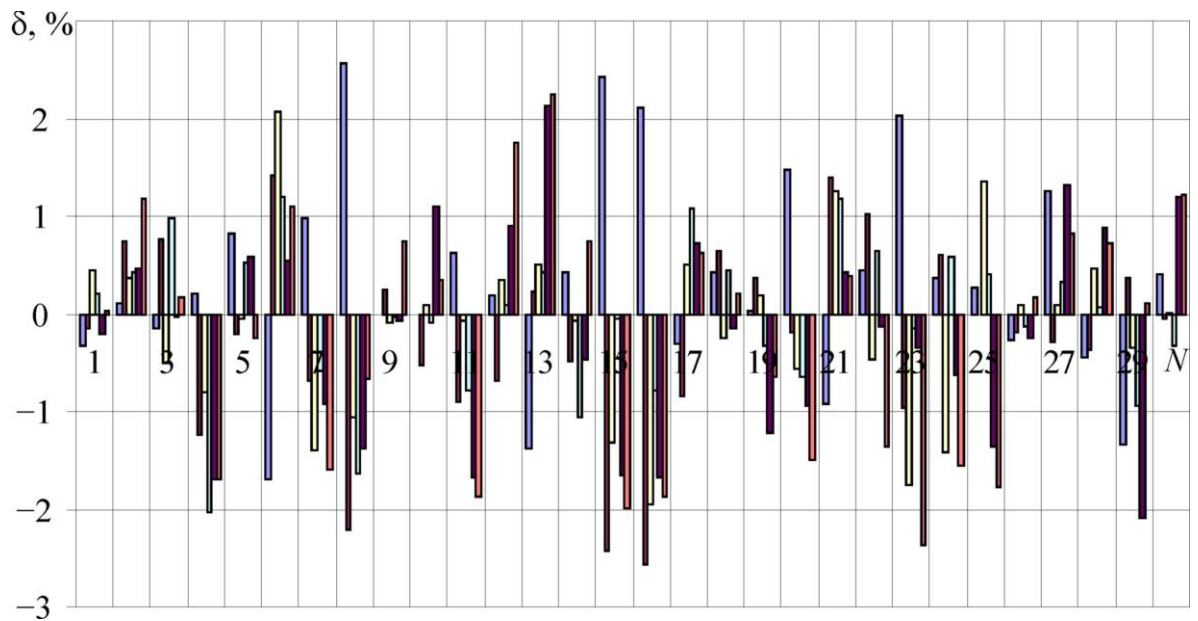


Рисунок 3.22 – Гистограмма распределения погрешностей расчета по всему массиву исходных данных

Гистограмма распределения погрешностей расчета по уравнениям (3.38), (3.39) по всему массиву исходных данных для двигателя 6ЧН25/34-3 приведена на рисунке 3.22.

Выводы по третьей главе

1. На конкретных примерах показана целесообразность формирования моделей для контроля теплонапряженности цилиндропоршневой группы по косвенным параметрам на основе стендовых испытаний двигателей по серии нагрузочных характеристик.

2. При наличии результатов стендовых испытаний двигателя по серии нагрузочных характеристик для практических расчетов параметров моделей следует применять предложенный в настоящей работе метод, позволяющий в каждом конкретном случае минимизировать влияние погрешностей измерения информативных параметров на устойчивость вычислительного процесса и параметры модели.

3. Для контроля устойчивости вычислительного процесса при формировании моделей на основе результатов эксплуатационных испытаний двигателей предложены количественные признаки, позволяющие контролировать устойчивость вычислительного процесса, определить структуру и параметры модели для описания всего массива исходных данных с погрешностью, несущественно превышающей погрешность исходных данных.

ГЛАВА 4 РЕЗУЛЬТАТЫ ФУНКЦИОНАЛЬНОГО ДИАГНОСТИРОВАНИЯ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ В ЦИЛИНДРАХ ПОСРЕДСТВОМ ИНВАРИАНТНЫХ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНО-ТЕОРЕТИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ

Инвариантные экспериментально-теоретические модели (3.6), (3.38), (3.39) описывают поверхности, образованные последовательным смещением зависимостей $t_{go} = f(G_{mo})$ по цилиндрам. Посредством представления зависимостей $t_{goэ} = f(t_{gop})$ или $P_{mioэ} = f(P_{mioп})$ эти поверхности преобразуются в прямые-эталон (см. рисунок 3.21 и рисунок 4.1, прямая 1), которые и используются для графического представления результатов диагностирования рабочих процессов в цилиндрах двигателей 1Ч 17,5/24 и 6ЧН25/34-3.

4.1 Результаты диагностирования двигателя 1Ч 17,5/24

Диагностирование рабочего процесса в цилиндре двигателя 1Ч 17,5/24 производилось посредством экспериментально-теоретической модели (3.6) по нижеследующему алгоритму [22,34].

1. Посредством представления $t_{goэ} = f(t_{gop})$ поверхность, образованная последовательным смещением зависимости $t_{go} = f(G_{mo})$, преобразуется в прямую-эталон (рисунок 4.1, прямая 1).

2. В произвольный период эксплуатации регистрируются значения параметров t_g, n, G_m на 4÷5 режимах в диапазоне $(0,5 ÷ 1,0)t_{go}$ и определяются их относительные величины.

3. По уравнению (3.6) определяются расчетные относительные значения выходного информативного параметра t_{gop} .

4. Строится линия $t_{goэ} = f(t_{gop})$ соответствующая фактическим условиям сгорания топлива в цилиндре.

5. С учетом реальных отклонений построенных линий от эталона делается заключение о качестве функционирования цилиндра.

Результаты практического диагностирования двигателя 1Ч 17,5/24 по описанному алгоритму посредством модели (3.6) приведены в приложении Е и на рисунке 4.1, где эталону соответствует прямая 1.

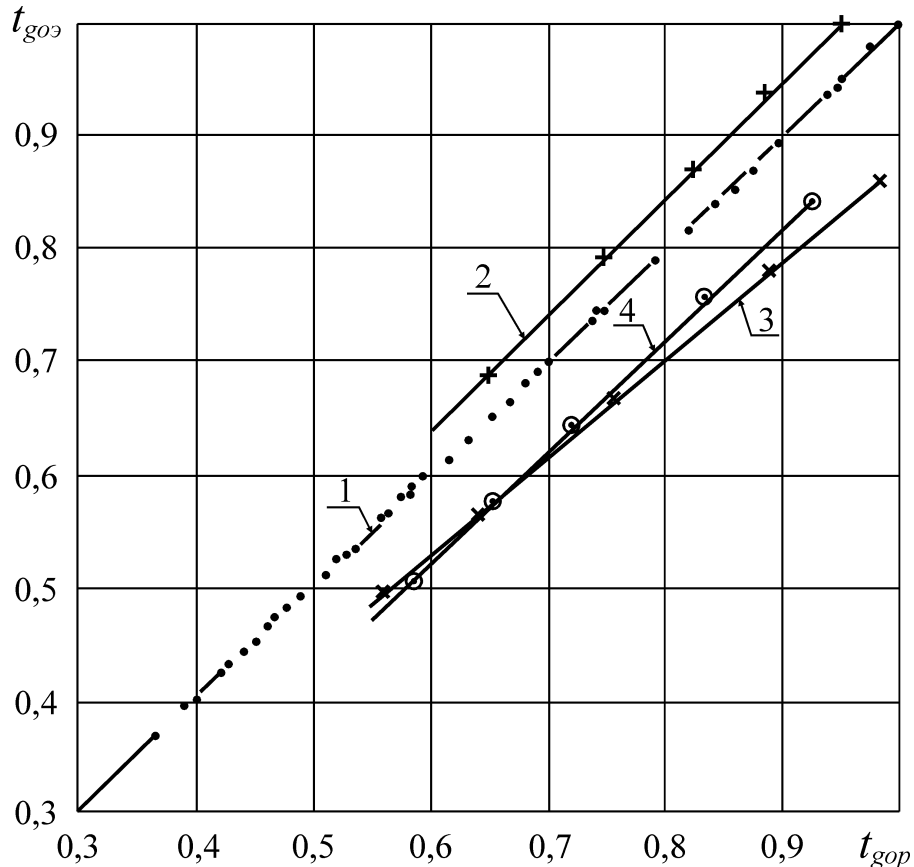
Если зафиксировать значения параметров отрегулированного двигателя t_{gn}, n_n, G_{mn} , посредством которых осуществляется переход от абсолютных величин параметров к относительным, то при работе с увеличенными зазорами в приводе клапанов до 3 мм все режимы укладываются на прямую 2, смещенную вверх от эталона. При работе двигателя с разрегулированной форсункой (давление впрыска топлива снижено до 5 МПа) все режимы укладываются на прямую 3, смещенную вниз от эталона. Аналогичное смещение происходит при снижении температуры охлаждающей цилиндра воды до 30°C (прямая 4).

В связи с приведенными результатами функционального диагностирования рабочих процессов в цилиндрах уместно более подробно обсудить некоторые особенности и диагностические возможности экспериментально-теоретических моделей типа (3.6).

Диагностические возможности экспериментально-теоретических моделей ограничиваются обнаружением проявления неисправностей, которые оказывают непосредственное влияние на протекание рабочих процессов в цилиндрах, т. е. техническое состояние систем газообмена, цилиндропоршневой группы, системы топливоподачи, и возможным изменением метеорологических условий. Проявления таких неисправностей, как трещины в опорных узлах и звеньях механизмов, никакого влияния на рабочие процессы в цилиндрах не оказывают и поэтому не могут быть обнаружены посредством инвариантных экспериментально-теоретических моделей, сформированных на основе теплотехнических параметров.

Что касается особенностей диагностирования посредством инвариантных экспериментально-теоретических моделей, прежде всего обращает внимание то

обстоятельство, что ни один из факторов, вызвавших изменение сгорания топлива, в явном виде в зависимость (3.6) не входит, и тем не менее обнаруживается их влияние на рабочий процесс в цилиндрах двигателя. Этот факт свидетельствует о том, что структура модели (3.6) содержит параметр, который по своей физической сущности является обобщенным.



Обозначения: 1 – эталон; 2 – увеличены до 3 мм зазоры в приводе клапанов;
3 – снижено до 5 МПа давление впрыска топлива форсунки; 4 – снижена до
30 °С температура охлаждающей воды

Рисунок 4.1 – Результаты функционального диагностирования двигателя
1Ч 17,5/24 посредством модели (3.6)

Применение в качестве выходных информативных параметров обобщенных переменных обеспечивает эталону важные преимущества. Прежде всего, достигается уменьшение числа переменных. Важным является и то обстоятельство, что в каждом конкретном случае изложенный в предыдущей главе метод формирования экспериментально-теоретических моделей позволяет

определить тот минимум входных и выходных информативных параметров, который необходим для построения количественной структуры, обладающей свойством инвариантности относительно возможных режимов работы двигателя.

Необходимость учитывать множество различных факторов не создает особых трудностей, если задача построения модели может быть решена аналитически. В этом случае количественные закономерности процесса выражены явно, и влияние всех переменных определяется непосредственно.

Однако в подавляющем большинстве случаев попытка найти аналитическое решение возникающих задач наталкивается на непреодолимые трудности. Обычно возможность довести исследование до конечного результата в аналитической форме достигается ценой существенных упрощений, вносимых при постановке задачи или в ходе ее решения. Поэтому конечные результаты в лучшем случае имеют характер приближенной оценки, в худшем – неправильны по существу и могут явиться источником грубых ошибок. Приходится признать, что аналитическое исследование является, как правило, только принципиальной возможностью, фактически нереализуемой из-за большой сложности возникающих задач и высоких требований к достоверности решения.

По изложенным причинам в большинстве случаев переход от физических представлений к количественным соотношениям осуществляется численными методами. Здесь также с возрастанием числа переменных исследование в значительной степени усложняется. В условиях, когда значения переменных заданы приближенно и число их велико, привести результаты решения в определённую устойчивую систему, найти скрытые в них связи и объединить эти связи устойчивыми количественными закономерностями крайне трудно. Поэтому вопрос о числе переменных, существенных для исследуемого явления, приобретает исключительную значимость, и применение обобщенных параметров становится предпочтительным. Кроме этого, при использовании обобщенных параметров обнаруживается проявление влияния не каждого из факторов в отдельности, а совместно в определенных сочетаниях, как результат взаимодействия нескольких факторов. В действительности именно такие сложные

взаимодействия различных факторов определяют интенсивность развития событий в реальных процессах. Очевидно, что заданное значение обобщенной переменной может быть получено как результат множества различных комбинаций составляющих его величин. Другими словами, применение в качестве выходных информативных параметров обобщенных переменных придает экспериментально-теоретическим моделям свойство общности и обеспечивает широкие возможности обнаружения проявления влияния на качество сгорания топлива в цилиндрах раздельного или совместного воздействия факторов, которые в явном виде в модель не включены.

Нетрудно видеть, что роль обобщенного параметра в модели (3.6) выполняет температура отработавших газов. Действительно, любое изменение условий сгорания топлива вызывает практически синхронное изменение температуры отработавших газов на выходе из цилиндра. Ясен и механизм, посредством которого температура отработавших газов реагирует на проявление неисправностей в объектах, обеспечивающих качество сгорания топлива.

Зависимость (3.6) можно рассматривать как тождество, в котором заданным значениям параметров t_{go}, n_o, G_{mo} , являющихся по постановке задачи независимыми переменными, могут отвечать только вполне определенные, единственно возможные значения всех неизвестных x_i , представляющих собой зависимые переменные. Такое строго однозначное соответствие между независимыми переменными и решениями x_i характерно только для условий сгорания топлива, соответствующих исходному состоянию заведомо исправного двигателя. Если же значение x_i зафиксировать, то при изменении условий сгорания топлива однозначность соотношений между t_{go}, n_o, G_{mo} и x_i нарушается, и зависимость $t_{go} = f(t_{gop})$, соответствующая новым условиям, отклоняется от эталона.

Никаких сведений относительно специфических признаков конкретной неисправности, которыми она выделяется из множества других, ни отклонение

реально построенной зависимости $t_{гоэ} = f(t_{гоп})$ от эталона, ни сам эталон не содержат. Следовательно, посредством модели типа (3.6) возможно решить только первую часть диагностической задачи: обнаружить на различных режимах работы двигателя конечные эффекты от проявления возможных неисправностей в объектах, обеспечивающих качество сгорания топлива в цилиндрах при отдельном или совместном воздействии этих неисправностей.

Для решения второй части диагностической задачи (поиск неисправностей) необходимы дополнительные условия, которыми определяется единственность специфических признаков конкретной неисправности. В каждом конкретном случае вопрос о том, какими должны быть эти условия и какие именно сведения должны содержать, решается по-разному. Очевидно, что объем и содержание дополнительных условий существенно зависят от уровня конкретности, который должен быть достигнут в результате диагностирования.

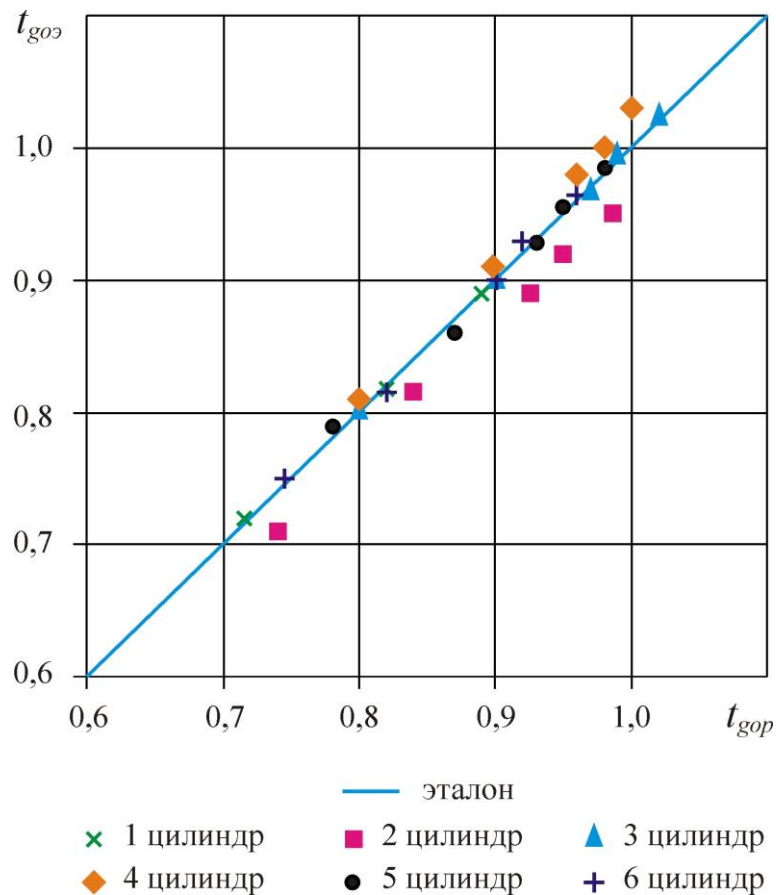
В ряде случаев полезными оказываются простые физические соображения. Например, если отклонение от эталона имеет место только на одном из цилиндров, уровень конкретности сразу же существенно повышается. С практической точки зрения здесь важно установить – устраняется неисправность без разборки или с разборкой цилиндра. В данном случае после оценки технического состояния комплекта топливной аппаратуры и механизма газораспределения, по существу, достигается однозначный результат диагностирования.

Возможность повышения эффективности использования этого простого решающего правила существенно расширяется при функциональном диагностировании рабочих процессов в цилиндрах многоцилиндровых двигателей посредством инвариантных экспериментально-теоретических моделей.

4.2 Результаты диагностирования двигателя 6ЧН 25/34-3

Результаты практического диагностирования рабочих процессов в цилиндрах двигателя 6ЧН 25/34-3 посредством экспериментально-теоретических

моделей (3.38), (3.39) приведены в приложении Е и графически на рисунках 4.2, 4.3. На рисунке 4.2 приведены результаты испытания двигателя с разрегулированными форсунками первого и второго цилиндров, и увеличенными зазорами в приводе клапанов третьего и четвертого цилиндров. Давление впрыска топлива форсунки второго цилиндра равнялось 5,0 МПа, т.е. более чем в четыре раза меньше номинального. Здесь влияние чрезмерного ослабления давления впрыска на протекание рабочего процесса в цилиндре проявляется так же, как и на двигателе 1Ч 17,5/24: все режимы второго цилиндра укладываются на прямую, смещенную вниз от эталона.



Неисправности: 1 цилиндр и 2 цилиндр – снижено до 7,5 МПа и 5,0 МПа давление впрыска топлива форсунок; 3 цилиндр и 4 цилиндр – увеличены до 1,0 и 1,5 мм зазоры в приводе клапанов

Рисунок 4.2 – Результаты функционального диагностирования двигателя 6ЧН 25/34-3 посредством инвариантных экспериментально-теоретических моделей

Приведенные результаты не подтверждают рекомендации руководств по эксплуатации судовых дизелей, согласно которым признаком проявления таких эксплуатационных неисправностей распылителей, как зависание иглы, остаточная деформация, неправильный затяг или поломка пружины форсунки, негерметичности конусного уплотнения, является повышение температуры отработавших газов в данном цилиндре. Следует отметить, что логическое обоснование этих рекомендаций представляется достаточно убедительным.

Действительно, проявление всех названных неисправностей распылителя в процессе эксплуатации неизбежно увеличивает последнюю фазу впрыска топлива, т. е. фазу подтекания или свободного истечения. Поэтому окончание процесса сгорания смещается на линию расширения, что приводит к росту температуры отработавших газов.

Не менее убедительным представляется объяснение возможного снижения температуры отработавших газов при воздействии этих же неисправностей комплекта ТА. В этом случае совокупное влияние факторов, определяющих тонкость распыла и дальнобойность топливных факелов, проявляется так, что часть впрыснутого топлива попадает на стенки камеры сгорания и не участвует в процессе горения.

При длительном воздействии именно такое проявление неисправностей комплекта ТА может привести к наиболее тяжелым последствиям. Несгоревшее топливо смывает смазку со стенок цилиндра и коксуется на днище поршня, т. е. в цилиндре создаются системные условия для разогрева поршня. В конечном счете воздействие этих факторов может привести к заклиниванию поршня. По изложенным соображениям при отклонении режимов работы какого-либо цилиндра вниз от эталона следует немедленно оценить качество функционирования комплекта ТА.

Давление впрыска топлива форсунки первого цилиндра равнялось 7,5 МПа. Видно, что все режимы этого цилиндра с разбросом, не превышающим погрешности измерения t_g , укладываются на эталон. Очевидно, данное давление

впрыска близко к минимально допустимому, при котором заметного ухудшения смесеобразования не происходит.

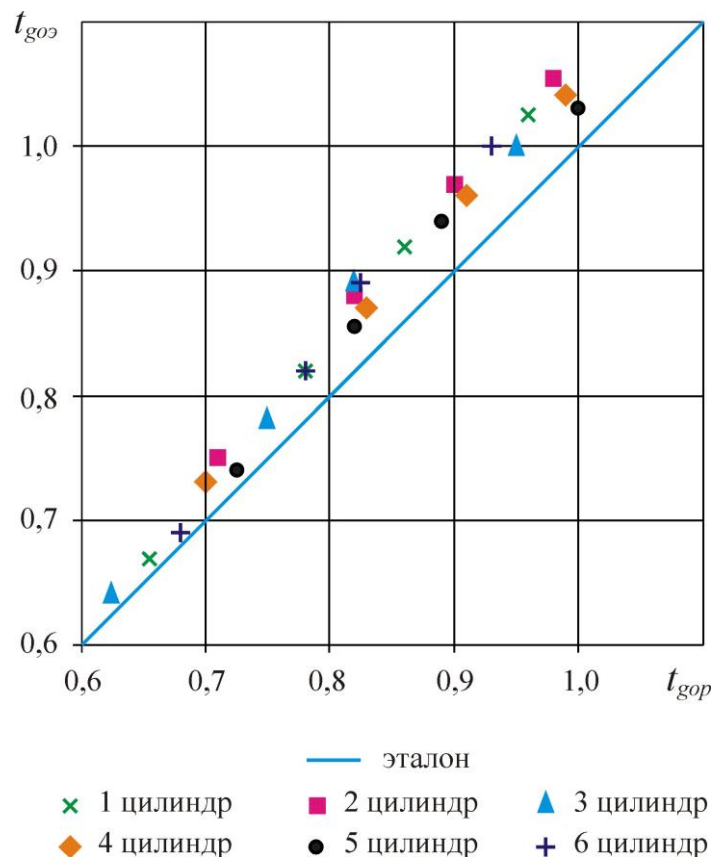
В процессе эксплуатации двигателя фазы газораспределения не остаются неизменными. Основными причинами их изменения являются износ кулачных шайб и увеличение зазоров в приводе клапанов. В результате сокращается продолжительность фаз открытия клапанов и уменьшается их время-сечение, ухудшается очистка и снижается воздушный заряд цилиндра. Согласно полученным результатам, увеличение зазора в приводе клапанов до 1,0 мм (третий цилиндр) мало влияет на качество процесса сгорания в диапазоне исследованных нагрузок. Можно сказать, что уровень этого влияния не превышает погрешностей измерения параметра t_g . При увеличении зазора до 1,5 мм (четвертый цилиндр) на режимах, близких к номинальному, достаточно отчетливо проявляется тенденция резкого отклонения действительных значений t_g вверх от эталона по нелинейному закону. Этот результат свидетельствует о том, что влияние уменьшения время-сечения органов газораспределения на качество процесса сгорания зависит от уровня нагрузки. При уровнях нагрузки $t_g < 0,9 t_{gn}$ заметного ухудшения процесса не происходит. При $t_g > 0,9 t_{gn}$ качество процесса сгорания начинает резко ухудшаться. Ясен и основной фактор, определяющий развитие событий: скорости потоков газов в проходных сечениях клапанов увеличиваются, газодинамические потери возрастают, наполнение цилиндра свежим зарядом снижается.

В связи с полученным результатом следует отметить новое полезное свойство эталонов (3.38), (3.39) – они позволяют установить режимы работы двигателя, на которых возникшая неисправность проявляется с максимальной интенсивностью.

Перечень неисправностей, возникающих в элементах воздушно-газового тракта судовых дизелей, достаточно разнообразен. Однако наибольшее распространение имеют неисправности, связанные с появлением практически во всех элементах тракта различного рода отложений и загрязнений. В результате

степень согласованности характеристик дизеля и турбокомпрессора, достигнутая при проектировании и доводке, частично или полностью нарушается, снижается коэффициент избытка воздуха при сгорании, ухудшаются показатели надежности и экономичности, повышается теплонапряженность деталей цилиндропоршневой группы и самих агрегатов наддува.

Описанный механизм проявления неисправностей элементов воздушно-газового тракта позволяет предположить, что реакция эталонов (3.38), (3.39) на эти неисправности должна быть однообразной, т. е. при единичном или совместном их воздействии режимы работы отдельных цилиндров должны смещаться только вверх от эталона. Это предположение подтверждается результатами функционального диагностирования двигателя 6ЧН 25/34-3 с использованием эталонов (3.38), (3.39), приведенными на рисунке 4.3.



Неисправность: уменьшено проходное сечение воздушного фильтра

Рисунок 4.3 – Результаты функционального диагностирования двигателя 6ЧН 25/34-3 посредством инвариантных экспериментально-теоретических моделей

На рисунке 4.3 приведены результаты испытаний при уменьшенном примерно на 50 % проходном сечении воздушного фильтра. Перепад давлений на фильтре при этом составил 0,0016 МПа. Можно сказать, что в диапазоне нагрузок $(0,6 \div 1,0) t_g$ данная неисправность проявляется на всех цилиндрах в одинаковой мере, т. е. отклонения режимов отдельных цилиндров вверх от эталона могут быть аппроксимированы единой линией с величиной разброса, не превышающей погрешности измерения параметров. Если же уменьшение проходного сечения фильтра не превышает 40 %, то режимы работы всех цилиндров практически укладываются на эталон. Аналогичные результаты получены в работах [1,49] в процессе испытаний турбокомпрессора VTR-400 с целью определения допустимого отклонения перепада давлений на воздушном фильтре. Установлено, что расход воздуха практически не меняется при изменении проходного сечения фильтра от 100 до 25 %. В то же время увеличиваются скорости потоков воздуха в ячейках фильтра, что отрицательно отражается на качестве фильтрации. Последнее обстоятельство следует принимать во внимание при назначении величины допустимого перепада давлений на фильтре. В работах [1,49] не обсуждается вопрос о средствах, посредством которых было бы возможно в каждом конкретном случае выразить названное условие в форме количественных соотношений. Поэтому, если в процессе эксплуатации величина отклонения превышает уровень погрешностей измерения параметров, и установлено, что оно вызвано изменением проходного сечения фильтра, это свидетельствует об исчерпании расчетного запаса проходного сечения фильтра, и следует принять меры по его восстановлению.

4.3 Уравнения ограничительных характеристик и алгоритм их практического применения для контроля предельных тепловых нагрузок на детали цилиндропоршневой группы

Определение уравнений ограничительных по тепловой напряженности характеристик деталей цилиндропоршневой группы производится посредством

замены входного параметра G_{mo} на параметры воздуха перед впускными органами двигателя в соответствии с тождеством

$$G_{mo} = g_{\omega o} \cdot n_o = \frac{P_{ko}}{T_{ko}} \cdot \frac{\eta_{\nu o}}{\alpha_o} \cdot n_o, \quad (4.1)$$

где $g_{\omega o}$ – относительная величина цикловой подачи топлива;

P_{ko} и T_{ko} – относительные значения давления и температуры воздуха перед впускными органами двигателя;

$\eta_{\nu o}$ и α_o – относительные значения коэффициента наполнения и коэффициента избытка воздуха.

Если в уравнении (4.1) положить $\frac{\eta_{\nu o}}{\alpha_o} = 1,0$, то с учетом этого условия после подстановки (4.1) в (3.6), (3.38) и (3.39) получим уравнения ограничительных по тепловой напряженности характеристик четырех- и двухтактных двигателей различного уровня форсирования наддувом, определяющие предельные значения температуры отработавших газов на выходе из цилиндров.

Для определения предельных значений температуры отработавших газов двигателя 1Ч 17,5/24 модель (3.6) принимает вид:

$$|t_{go}| = \left(-5,6391 \cdot n_o^2 + 8,9010 \cdot n_o - 2,4359 \right) \cdot \frac{P_{ko}}{T_{ko}} \cdot n_o + \left(3,6148 \cdot n_o^2 - 5,9422 \cdot n_o + 2,4990 \right). \quad (4.2)$$

Для определения предельных значений температуры отработавших газов двигателя 12ДРН 23/30 (40ДМ) модель (3.19) принимает вид:

$$|t_{go}| = \left(-7,0969 \cdot n_o^2 + 14,9640 \cdot n_o + 8,3230 \right) \cdot \left(\frac{P_{ko}}{T_{ko}} \cdot n_o \right)^2 + \left(2,4797 \cdot n_o^2 - 6,7609 \cdot n_o + 5,5387 \right) \cdot \left(\frac{P_{ko}}{T_{ko}} \cdot n_o \right) + \left(0,4304 \cdot n_o^2 - 0,4596 \cdot n_o + 0,2079 \right). \quad (4.3)$$

Для определения предельных значений среднего индикаторного давления модель принимает вид:

$$|P_{mio}| = (3,1111 \cdot n_o^2 - 6,7729 \cdot n_o + 4,6506) \cdot \left(\frac{P_{ko}}{T_{ko}} \cdot n_o \right) + 0,0230. \quad (4.4)$$

При наличии исходных данных $t_{go} = f(G_{mo})$, $P_{mio} = f(G_{mo})$ по цилиндрам уравнения типа (3.23) могут быть определены для каждого из цилиндров.

Для определения предельных значений температуры отработавших газов двигателя 6ДКРН 42/136-10 модель (3.32) принимает вид:

$$|t_{go}| = 0,5850 + 0,3510 \cdot n_o - 0,3560 \cdot n_o \cdot \left(\frac{P_{ko}}{T_{ko}} \cdot n_o \right) + 0,4120 \cdot \left(\frac{P_{ko}}{T_{ko}} \cdot n_o \right)^2. \quad (4.5)$$

При наличии исходных данных $t_{go} = f(G_{mo})$ по цилиндрам уравнение типа (3.32) может быть определено для каждого из цилиндров.

Предельные значения тепловых нагрузок на детали цилиндропоршневой группы оцениваются посредством уравнений (4.2), (4.3), (4.4), (4.5) по нижеследующему алгоритму.

1. Производится замер входных информативных параметров n, P_k, T_k и выходного информативного параметра t_g по цилиндрам.

2. Определяются относительные значения замеренных информативных параметров n_o, P_{ko}, T_{ko} и t_{go} .

3. Посредством моделей (3.6), (3.38), (3.39) и описанного в предыдущей главе алгоритма, производится диагностирование рабочих процессов в цилиндрах двигателя.

4. С учетом результатов диагностирования, по уравнениям ограничительных характеристик определяются относительные значения рассчитанных температур отработавших газов по цилиндрам.

5. Оценка теплового состояния деталей цилиндропоршневой группы производится посредством сравнения замеренных и рассчитанных относительных значений температур отработавших газов по цилиндрам.

6. Условие $t_{goz} < |t_{gop}|$ означает, что на данном цилиндре имеется запас по тепловой напряженности, а условие $t_{goz} > |t_{gop}|$ – тепловую перегрузку цилиндра,

для исключения которой необходимо уменьшить подачу топлива на двигатель, пока не будет выполнено условие $t_{goэ} = |t_{гор}|$.

Отличительные особенности уравнений ограничительных характеристик и алгоритм их практического применения определяются нижеследующими положениями.

– Для определения уравнений ограничительных характеристик используются инвариантные экспериментально-теоретические модели, сформированные на основе теплотехнических параметров, контролируемых в судовых условиях штатными приборами.

– Оценка предельных тепловых нагрузок на детали цилиндропоршневой группы на режимах ограничительных характеристик производится отдельно по цилиндрам, с учетом качества протекания в них рабочих процессов.

Разработан компьютерный вариант программы контроля предельных тепловых нагрузок деталей цилиндропоршневой группы многоцилиндровых двигателей по косвенным параметрам (см. приложение Ж). Программа позволяет в полуавтоматическом режиме определять предельные тепловые нагрузки на детали цилиндропоршневой группы судовых дизелей по цилиндрам с учетом качества протекания в них рабочих процессов. Получено свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ (см. приложение И).

4.4 Рекомендации по использованию инвариантных экспериментально-теоретических моделей для контроля теплового состояния деталей цилиндропоршневой группы двигателей в судовых условиях

1. Разработанные инвариантные экспериментально-теоретические модели позволяют осуществлять оперативный контроль теплового состояния деталей цилиндропоршневой группы по косвенным параметрам на любом из возможных режимов работы двигателя.

2. Контроль может быть непрерывным или периодическим.

Непрерывный контроль реализуется в тех случаях, когда информация о численных значениях информативных параметров, на основе которых сформирована модель, считывается штатными приборами (частота вращения коленчатого вала двигателя, температура и давление воздуха в надувочном ресивере, температура отработавших газов по цилиндрам) и поступает в компьютер автоматически.

Периодический контроль реализуется в тех случаях, когда численные значения информативных параметров, на основе которых сформирована модель, считываются штатными приборами и заносятся в компьютер вахтенным механиком.

3. В тех случаях, когда в инвариантных экспериментально-теоретических моделях в качестве выходного параметра используется среднее индикаторное давление, реализуется только периодический контроль тепловых нагрузок по цилиндрам, так как в автоматизированных системах контроля параметров рабочих процессов используется только один переносной датчик давления, посредством которого и производятся замеры среднего индикаторного давления по цилиндрам, и заносятся в компьютер вахтенным механиком. Например, в состав автоматизированной системы контроля параметров главных двигателей входит блок НК-3 Норвежской фирмы «Autronika» МПР – калькулятор предназначен для контроля параметров рабочего процесса.

4. В обоих случаях контроль осуществляется посредством последовательного выполнения двух операций:

- функциональное диагностирование рабочих процессов по цилиндрам посредством моделей типа (3.6), (3.38), (3.39);

- оценка предельных тепловых нагрузок по цилиндрам посредством моделей типа (4.2)-(4.5), с учетом результатов функционального диагностирования рабочих процессов по цилиндрам.

5. Необходимость функционального диагностирования рабочих процессов по цилиндрам определяется тем, что инвариантные экспериментально-

теоретические модели справедливы только для конкретного, заведомо исправного двигателя.

6. Функциональное диагностирование рабочих процессов по цилиндрам реализуется посредством преобразования $t_{гоэ} = |t_{гор}|$ по алгоритму, описанному в параграфе 4.1, с.98, с обязательным последующим графическим представлением результатов диагностирования (см. рисунки 4.1-4.3).

7. Функциональное диагностирование рабочих процессов по цилиндрам с последующим представлением результатов реализуется автоматически посредством специально разработанной программы, после внесения в компьютер численных значений информативных параметров.

8. Достоверная оценка теплового состояния деталей цилиндропоршневой группы по цилиндрам может быть дана только в том случае, если результаты диагностирования по цилиндрам укладываются на прямую-эталон.

9. В тех случаях, когда на одном или на всех цилиндрах двигателя проявляется неисправность, необходима ее локализация до уровня того компонента двигателя, где она проявляется, с обязательным последующим устранением.

10. Если неисправность проявляется только на одном из цилиндров, то с практической точки зрения важной является задача, которую предстоит решить обслуживающему персоналу: устраняется неисправность без разборки цилиндра или с разборкой цилиндра.

Повышение конкретности диагноза в этом случае достигается посредством проверки текущего состояния топливной аппаратуры и механизма газораспределения данного цилиндра. Если эти системы функционируют нормально, а неисправность на данном цилиндре проявляется, значит неисправность устраняется с разборкой цилиндра.

11. В тех случаях, когда неисправность проявляется одновременно на всех цилиндрах двигателя, то это означает, что она проявляется в воздушном тракте или тракте отработавших газов, или в обоих трактах одновременно. Как правило,

влияние этих неисправностей на рабочие процессы в цилиндрах двигателя устраняется посредством очистки проточных частей воздушного тракта и тракта отработавших газов от отложений. В судовых условиях эти операции, как правило, выполняются без разборки, посредством промывки проточных частей трактов специальным раствором.

Выводы по четвертой главе

1. Показано, что назначение предельных тепловых нагрузок на детали цилиндропоршневой группы должно производиться с учетом результатов функционального диагностирования рабочих процессов в цилиндрах.

2. Для диагностирования рабочих процессов в цилиндрах судовых двигателей могут быть использованы инвариантные экспериментально-теоретические модели, позволяющие локализовать возникающие неисправности до уровня цилиндра.

3. Уравнения ограничительных характеристик должны определяться на основе инвариантных экспериментально-теоретических моделей для каждого цилиндра отдельно, что позволяет учесть особенности протекания в них рабочих процессов.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Выполненный анализ факторов, определяющих теплонапряженность деталей цилиндропоршневой группы, показывает, что ограничительные по тепловой напряженности характеристики должны назначаться с учетом фактических режимов работы судовых дизелей, технического состояния систем, обеспечивающих качество процессов сгорания в цилиндрах, и возможных метеорологических условий.

2. Эффективность косвенных методов контроля теплонапряженности деталей цилиндропоршневой группы может быть существенно повышена посредством устранения необходимости привязки процесса контроля теплонапряженности к заданному режиму или режимам определенной характеристики.

3. Физической основой развитого в работе подхода к решению названных задач является понятие инвариантности моделей, описывающих совокупность свойств, заложенных в конструкцию конкретного двигателя в процессе проектирования, и определяющих его способность вырабатывать механическую энергию в поле допустимых для длительной эксплуатации режимов.

4. Сформулированы принципы, разработаны методы и алгоритмы, позволяющие реализовать процесс построения экспериментально-теоретических моделей для контроля предельных тепловых нагрузок на детали цилиндропоршневой группы отдельно по цилиндрам, с учетом качества протекания в них рабочих процессов.

5. На конкретных примерах (двигатели 1Ч 17,5/24, 6ЧН 25/34-3, 6ДКРН 42/136-10, 12ДРН 23/30) показана возможность и целесообразность формирования инвариантных экспериментально-теоретических моделей на основе результатов стендовых испытаний новых двигателей по серии нагрузочных характеристик. При этом в качестве информативных параметров могут быть использованы параметры, контролируемые штатными приборами.

6. Разработанные алгоритмы формирования и практического применения экспериментально-теоретических моделей легко программируются и могут быть использованы в автоматизированных системах управления судовых дизелей.

Последующие исследования должны быть направлены на разработку управляющих программ, обеспечивающих оптимальное тепловое состояние деталей цилиндропоршневой группы по цилиндрам двигателя, с учетом условий плавания и технического состояния систем, обеспечивающих качество процесса сгорания топлива в цилиндрах.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Алексеев, И. Л. Методика расчета ограничительной характеристики дизелей по механической напряженности / И. Л. Алексеев, Л. И. Ковальчук // Научно-технические разработки в решении проблем рыбопромыслового флота и подготовки кадров: матер. девятой межвузовской науч.-техн. конф. аспирантов, соискателей и докторантов / сост. М. Ю. Никишин ; под. ред. Н. А. Костриковой. – Калининград : Изд-во БГАРФ, 2010. – С. 152–157.
2. Безюков, О. К. Математическая модель старения охлаждающих жидкостей судовых дизелей / О. К. Безюков, В. А. Жуков, О. В. Жукова // Журнал университета водных коммуникаций. – 2009. – № 2. – С. 76–83.
3. Безюков, О. К. Комплексная оптимизация параметров охлаждения судовых энергетических установок / О. К. Безюков, В. А. Жуков // Журнал университета водных коммуникаций. – 2012. – № 1. – С. 51–60.
4. Безюков, О. К. Исследование теплового баланса судового высокооборотного дизеля при его охлаждении водой и антифризом / О.К. Безюков, Е. В. Макарьев, М. Маад Махфуд // Вестник Гос. ун-та морского и речного флота им. С. О. Макарова. – 2016. – № 2(36). – С. 90–98.
5. Васильев-Южин, Р. М. Влияние внешних условий на показатели работы дизеля. Математическое моделирование / Р. М. Васильев-Южин, Ф. З. Байбурин // Двигателестроение. – 1995. – № 182. – С. 17–19.
6. Васин, П. А. Формирование диагностической модели воздушного тракта дизеля с наддувом / П. А. Васин // Двигателестроение. – 1984. – № 1. – С. 49–51.
7. Влияние температуры деталей ЦПГ на показатели работы судовых дизелей на различных эксплуатационных режимах // Производственно-технический сборник МРФ. – М. : ЦБНТИ Минречфлота. – 1969. – № 83. – С. 59–63.
8. Воеводин, В. В. Линейная алгебра / В. В. Воеводин. – 2-е изд., испр. и доп. – М. : Наука, Главная редакция физико-математической литературы, 1980. – 399 с.

9. Воробьев, Б. Н. Оценка температурного состояния деталей ЦПГ ДВС с ограниченным отводом теплоты / Б. Н. Воробьев, П. П. Кича // Совершенствование быстроходных дизелей: тез. докл. междунар. науч.-техн. конф. (Барнаул, 25–28 мая 1993 г.). – Барнаул, 1993. – С. 51–53.

10. Горбаневский, В. Е. Повышение безотказности и долговечности высокоточных пар трения топливной аппаратуры дизелей : автореферат дис. ... доктора технических наук : 05.04.02, 05.02.04 / МГТУ им. Н. Э. Баумана. – М., 1991. – 32 с.

11. Дорохов, А. Ф. Анализ теплопередачи через стенку цилиндра судового малоразмерного двигателя / А. Ф. Дорохов // Двигателестроение. – 1987. – № 6. – С. 6–7.

12. Дорохов, А. Ф. Расчетно-экспериментальное исследование формирования суммарной тепловой нагрузки на цилиндрическую втулку судовых дизелей / А. Ф. Дорохов, Дж. Зеббар, А. М. Мирзабеков // Двигателестроение. – 2004. – №4 – С. 11–13.

13. Жуков, В. А. Научные основы повышения эксплуатационных показателей высокооборотных судовых ДВС совершенствованием их охлаждения: автореф. дис. ... докт. техн. наук: 05.08.05 / В. А. Жуков. – СПб. : СПГУВК, 2012. – 38 с.

14. Жуков, В. А. Исследование влияния состава теплоносителя на теплонапряженное состояние охлаждаемых деталей ДВС / В. А. Жуков, А. Е. Ратнов // Авиационная техника и технология. – Харьков, 2003. – Вып. 40/5. – С. 101–104.

15. Жуков, В. А. Автоматизация теплосбалансных испытаний двигателей внутреннего сгорания / В. А. Жуков, Е. Н. Николенко // Двигатели внутреннего сгорания. – 2011. – № 2. – С. 50–52.

16. Жуков, В. А. Перспективы совершенствования систем охлаждения судовых дизелей / В. А. Жуков // Вестник Гос. ун-та морского и речного флота им. С. О. Макарова. – 2015. – № 4(32). – С. 131–137.

17. Жуков, В. А. Современная концепция регулирования охлаждения судовых дизелей / В. А. Жуков, О. К. Безюков, В. Н. Тимофеев // Вестник Гос. ун-та морского и речного флота им. С. О. Макарова. – 2015. – № 3(31). – С. 93–103.

18. Иванченко, А. А. Охрана воздушного бассейна при проектировании и эксплуатации судовых энергетических установок: монография / А. А. Иванченко, А. А. Иванченко. – СПб. : Изд-во Гос. ун-та морского и речного флота им. С. О. Макарова, 2015. – 323 с.

19. Иванченко, А. А. Проблемы эксплуатации судов с дизельными установками нового поколения и задачи по их совершенствованию / А. А. Иванченко, И. А. Щенников, А. А. Иванченко // Вестник Гос. ун-та морского и речного флота им. С. О. Макарова. – 2014. – № 5(27). – С. 26–33.

20. Иванов, Л. А. Теплонапряженность и эксплуатационная надежность цилиндропоршневой группы судового дизеля / Л. А. Иванов. – Мурманск: Мурманское книжн. изд-во, 1974. – 208 с.

21. Исаева, М. В. Теоретические предпосылки и алгоритм формирования моделей для контроля режимов ограничительных по тепловой напряженности характеристик судовых дизелей / М. В. Исаева, Л. И. Ковальчук // Судостроение. – 2015. – № 4(812). – С. 29–32.

22. Исаева, М. В. Экспериментально-теоретические модели для диагностирования рабочих процессов в цилиндрах судовых дизелей / М. В. Исаева, Л. И. Ковальчук // Двигателестроение. – 2015. – № 4. – С. 30–33.

23. Исаева, М. В. Алгоритм расчета ограничительной по тепловой напряженности характеристики судовых дизелей на основе результатов стендовых испытаний / М. В. Исаева, Л. И. Ковальчук // Эксплуатация морского транспорта. – 2016. – № 3(80). – С. 61–69.

24. Исаева, М. В. Экспериментально-теоретические модели для определения из различных условий ограничительных по тепловой напряженности характеристик / М. В. Исаева, Л. И. Ковальчук // Научно-технические разработки в решении проблем рыбопромыслового флота и подготовки кадров : материалы пятнадцатой межвузовской научно-технической конференции аспирантов,

докторантов, соискателей и магистрантов (27–31 октября 2014 г.) / БГАРФ ФГБОУ ВПО «КГТУ». – Калининград : Изд-во БГАРФ, 2015. – С. 28–32.

25. Исаева, М. В. Алгоритм обработки результатов эксплуатационных испытаний главных судовых дизелей [Электронный ресурс] / М. В. Исаева, Л. И. Ковальчук // II Балтийский морской форум: материалы международного форума (Светлогорск, 26–30 мая 2014 г.). – Калининград : Изд-во БГАРФ, 2014. – С. 101–110. – № гос. регистрации 0321404071.

26. Исаева, М. В. Оценка влияния погрешностей исходных данных на параметры инвариантных диагностических эталонов / М. В. Исаева, Л. И. Ковальчук // Известия КГТУ. – 2016. – № 42. – С. 195–205.

27. Исаева, М. В. Определение ограничительной по тепловой напряженности характеристики судовых дизелей на основе результатов стендовых испытаний [Электронный ресурс] / М. В. Исаева, Л. И. Ковальчук // IV Международный Балтийский морской форум: материалы Международного морского форума (Калининград, 22–28 мая 2016 г.). – Калининград : Изд-во БГАРФ, 2016. – С. 297–302. – № гос. регистрации 0321603515.

28. Камкин, С. В. Техническое использование и диагностика судовых дизелей: тексты лекций / С. В. Камкин, Г. А. Давыдов, М. К. Овсянников и др. – М. : ЦРИА «Морфлот», 1982. (вып. дан. 1983) – 79 с.

29. Карпов, Л. Н. Двигатели с турбонаддувом / Л. Н. Карпов, И. А. Лютов, В. С. Гаврилов. – М. : Транспорт, 1971. – 280 с.

30. Ковальчук, Л. И. Аналитический способ задания универсальных характеристик ДВС / Л. И. Ковальчук, И. Л. Алексеев // Автомобильная промышленность. – 2010. – № 2. – С. 9–11.

31. Ковальчук, Л. И. Формирование инвариантных обобщенных показателей качества функционирования топливной аппаратуры судовых дизелей / Л. И. Ковальчук, А. В. Толмачев // Двигателестроение. – 1992. – № 2. – С. 19–21.

32. Ковальчук, Л. И. Построение инвариантных диагностических моделей для оценки качества функционирования воздушно-газового тракта главных

судовых дизелей с наддувом / Л. И. Ковальчук // Двигателестроение. – 1992. – №1–3. – С. 30–33.

33. Ковальчук, Л. И. Инвариантные диагностические модели воздушно-газового тракта дизелей с наддувом / Л. И. Ковальчук // Морской инженерный сервис. – 1991. – № 3. – С. 39–47.

34. Ковальчук, Л. И. Алгоритмы функционального диагностирования судовых двигателей в эксплуатационных условиях / Л. И. Ковальчук // Двигателестроение. – 1988. – № 2. – С. 15–17.

35. Ковальчук, Л. И. Повышение эффективности функциональных методов диагностирования судовых дизелей: дис. ... доктора техн. наук: 05.08.05 / Л. И. Ковальчук. – Калининград, 1998. – 278 с.

36. Ковальчук, Л. И. Методика расчета ограничительной по тепловой напряженности характеристики судовых дизелей / Л. И. Ковальчук, И. Л. Алексеев // Известия КГТУ. – 2013. – № 29. – С. 200–208.

37. Ковальчук, Л. И. Метод расчета и контроля ограничительной по механической напряженности характеристики дизельных двигателей / Л. И. Ковальчук, И. Л. Алексеев // Известия КГТУ. – 2014. – № 35. – С. 183–190.

38. Костин А. К. Теплонапряженность двигателей внутреннего сгорания: справ. пособие / А. К. Костин, В. В. Ларионов, Л. И. Михайлов ; под ред. А. К. Костина. – Л. : Машиностроение, 1979. – 222 с.

39. Костин, А. К. Методика определения тепловой напряженности деталей двигателя при неустановившихся режимах / А. К. Костин, Е. Е. Квасов // Двигателестроение. – 1979. – № 7. – С. 11–13.

40. Костин, А. К. Расчетное исследование тепловых напряжений и деформаций цилиндрической втулки / А. К. Костин, М. В. Семенченко, Н. Н. Шабров // Двигателестроение. – 1979. – № 12. – С.12–14.

41. Костин, А. К. Работа дизелей в условиях эксплуатации: справочник / А. К. Костин, Б. П. Пугачев, Ю. Ю. Кочинев. – Л. : Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1989. – 283 с.

42. Костин, А. К. Влияние режимов работы на показатели двигателей внутреннего сгорания : учеб. пособие / А. К. Костин ; Ленинградский политехн. ин-т им. М. И. Калинина. – Л. : ЛПИ, 1984. – 76 с.

43. Кублановская, В. Н. Численные методы алгебры / В. Н. Кублановская. – Л. : ЛКИ, 1978. – 112 с.

44. Кузькин, В. Г. Ограничительные характеристики судовых дизелей / В. Г. Кузькин, Л. И. Ковальчук // Рыбное хозяйство. – 1979. – № 1. – С. 10–15.

45. Кузькин, В. Г. Регулировка дизелей промысловых судов / В. Г. Кузькин, А. А. Минько. – М. : Агропромиздат, 1988. – 255 с.

46. Кузьмин, Н. А. Актуальные проблемы теплонапряженности ДВС / Н. А. Кузьмин, В. В. Крупа, В. А. Курочкин // Матер. междунар. науч.-практ. конф. – Н. Новгород : НГТУ, 1997. – С. 194–196.

47. Кучин, В. В. Разработка расчетно-экспериментальной методики исследования теплонапряженности авиационного дизельного двигателя: дис. ... канд. техн. наук: 05.07.05 / В. В. Кучин. – Рыбинск, 2007. – 140 с.

48. Ланцош, К. Практические методы прикладного анализа: справ. руководство / К. Ланцош ; пер. с англ. М. З. Кайнера ; под ред. А. М. Лопшица. – М. : ГИФМЛ, 1961. – 524 с.

49. Межеричский, А. Д. Турбокомпрессоры систем наддува судовых дизелей / А. Д. Межеричский. – Л. : Судостроение, 1986. – 246 с.

50. Методика выбора эксплуатационных режимов работы главных судовых дизелей с учетом характеристик гребного винта и условий плавания. – М. : В/О «Мортехинформатика», 1985. – 16 с.

51. Мохов, Д. О. Расчет теплонапряженности днища поршня судового ДВС / Д. О. Мохов // Труды ТГТУ. – Тамбов, 2008. – Вып. 21. – С. 46–50.

52. Мясников, Ю. Н. Проблемы технического диагностирования судовых энергетических установок / Ю. Н. Мясников, А. А. Равин, Ю. Н. Чекалов // Судостроение. – 1978. – № 9. – С. 31–35.

53. Мясников, Ю. Н. Техническое диагностирование применительно к судовым дизельным установкам / Ю. Н. Мясников, А. А. Павлов // Двигателестроение. – 1984. – № 1. – С. 41–43.

54. Мясников, Ю. Н. Информационные технологии в пропульсивном комплексе морского судна: монография / Ю. Н. Мясников, Л. А. Иванченко, А. М. Никитин. – СПб. : Гос. ун-т морского и речного флота им. С. О. Макарова, 2013. – 403 с.

55. Мясников, Ю. Н. Теория и практика разработки диагностического обеспечения судовой энергетической установки: учеб. пособие / Ю. Н. Мясников. – СПб. : Гос. ун-т морского и речного флота им. С. О. Макарова, 2015. – 64 с.

56. Овсянников, М. К. Тепловая напряжённость судовых дизелей / М. К. Овсянников, Г. А. Давыдов. – Л. : Судостроение, 1975. – 256 с.

57. Одинцов, В. И. Влияние эксплуатационных факторов на топливную экономичность судовых ДВС / В. И. Одинцов // Двигателестроение. – 1990. – № 3. – С. 17–18.

58. Одинцов, В. И. Исследование тепловой напряженности распылителей при переводе двигателя типа NVD на вязкое топливо / В. И. Одинцов // Труды Калининградского технического института рыбной промышленности и хозяйства: сб. ст. – Калининград : КТИРПиХ, 1978. – Вып.77: Проектирование и эксплуатация энергетических установок промысловых судов. – С. 90–94.

59. Одинцов, В.И. Диагностирование технического состояния дизелей по параметрам рабочего процесса / В.И. Одинцов, С.А. Кабыш // Вестник АГТУ. Сер.: Морская техника и технология.– 2012. – № 1. – С. 123–128.

60. Олейников, Б. И. Техническая эксплуатация дизелей судов флота рыбной промышленности: учебное пособие для высш. учеб. заведений / Б. И. Олейников. – М. : Агропромиздат, 1986. – 268 с.

61. Селянский, Б. И. Исследование ограничительных факторов при назначении норм предельных износов деталей судовых дизелей: автореф. дис. ... канд. техн. наук: специальность № 224 – Судовые силовые установки и

механизмы (главные и вспомогательные) / Б. И. Селянский. – Калининград, 1968. – 24 с.

62. Семенов, В. С. Теплонапряженность и долговечность цилиндровой группы судового дизеля / В. С. Семенов. – М. : Транспорт, 1977. – 182 с.

63. Соболев, Л. Г. Эксплуатационные испытания системы технического диагностирования главного судового двигателя. / Л. Г. Соболев [и др.] // Судостроение. – 1980. – № 9. – С. 21–24.

64. Стефановский, Б. С. Теплонапряженность деталей быстроходных поршневых двигателей / Б. С. Стефановский. – М. : Машиностроение, 1978. – 128 с.

65. Тузов, Л. В. Повышение эффективности ДВС путем совершенствования систем охлаждения / Л. В. Тузов, В. Н. Тимофеев // Двигателестроение. – 2003. – № 1. – С. 26–29.

66. Тузов, Л. В. Анализ теплонапряженности судовых дизелей / Л. В. Тузов, В. И. Брежнев // Вестник Гос. ун-та морского и речного флота им. С. О. Макарова. – 2012. – № 4(16). – С. 30–36.

67. Уилкинсон, Дж. Х. Алгебраическая проблема собственных значений / Дж. Х. Уилкинсон. – М. : Наука, 1970. – 565 с.

68. Фадеев, Д. К. Вычислительные методы линейной алгебры / Д. К. Фадеев, В. Н. Фадеев. – 4-е изд., стер. – СПб. : Лань, 2009. – 736 с.

69. Федорко, П. П. Температура цилиндровой втулки дизеля как диагностический параметр / П. П. Федорко // Сб. научн. тр. ЦНИИМФ. – Л., 1982. – Вып. 277: Техническая эксплуатация судовых энергетических установок. – С.40–49.

70. Чайнов, Н. Д. Термомеханическая напряженность деталей двигателей / Н. Д. Чайнов, В. Г. Заренбин, Н. А. Иващенко ; под ред. д-ра техн. наук, проф. А.С. Орлина. – М. : Машиностроение, 1977. – 153 с.

71. Чайнов, Н. Д. Конструирование двигателей внутреннего сгорания / Н. Д. Чайнов, Н. А. Иващенко, А. Н. Краснокутский, Л. Л. Мягков ; под. ред. Н. Д. Чайнова. – М. : Машиностроение, 2008. – 496 с.

72. Чайнов, Н. Д. Методика расчета согласованных температурных полей крышки цилиндра с клапанами / Н. Д. Чайнов, Л. Л. Мягков, Н. С. Маластовский // Вестник МГТУ им. Н. Э. Баумана. Сер. Машиностроение. – 2012. – № 7. – С. 82–91.

73. Чернышев, Г. Д. Рабочий процесс и теплонапряженность автомобильных дизелей / Г. Д. Чернышев, А. С. Хачиян, В. И. Пикус ; под ред. Г. Д. Чернышева. – М. : Машиностроение, 1986. – 216 с.

74. Charge air heating for Allen residual full engines // APE Engineering. – 1983. – № 39 (10). – P. 25.

75. Cortona, E. Engine Thermomanagement with Electrical Components for Fuel Consumption Reduction / E. Cortona, C. H. Onder, L. Guzzella // International Journal of Engine Research. – 2002. – Vol. 3. – P. 157–170.

76. Cortona, E. Engine Thermomanagement for Fuel Consumption Reduction: diss. ... doctor of technical science / E. Cortona. – Zurich, 2000. – 145 p.

77. Chanfreau, M. Advanced Engine Cooling Thermal Management System on a Dual Voltage 42V-14V Minivan / M. Chanfreau [at all.] // SAE Technical Paper Series. – 2001-01-1742. – 2001. – 10 p.

78. Kolev, N. I. Multiphase Flow Dynamics 2: Thermal and mechanical interactions / N. I. Kolev. – Berlin: Springer, 2005. – 699 p.

79. Nguyen, H. C. La Regulation electronique d'unmoteur thermigue / H. C. Nguyen, G.-L. Monlene, P. Perrer // Forum int. nouv. technol. automob., Monte-Carlo, 1985. – Croydon, 1985. – S. 287–318.

80. Myagkov, L. L. Modeling of the Thermal State of the Diesel Cylinder Cover with Allowance for Liquid Flow in the Cooling Cavity / L. L. Myagkov, E. E. Strizhov, N. S. Malastovskii // Heat Transfer Research. – 2008. – Vol. 39, iss. 8. – P. 685–694.

81. New diesel engine turning system from Autronica // The Motor Ship. – 1977. – No 679. – P. 71–72.

82. Page, R. Thermal Management for the 21st Century Improved Thermal Control & Fuel Economy in an Army Medium Tactical Vehicle / R. Page, W. Hnatzuk, J. Kozirowski // SAE Technical Paper Series. – 2005-01-2068. – 2005. – 14 p.

83. Ruschmeyer, K. The Potential of Extremely High Cylinder Pressures in Diesel Engines / K. Ruschmeyer, B. Berndt, H. Rulfs // MTZ industrial. – 2012. – No. 8. – P. 64–71.

84. Sekar, R. R. Trends in diesel engine charge air cooling / R. R. Sekar // SAE Technical Paper Series. – No 820503. – 1982.–12 p.

85. Varbanets, R. Analyse of marine diesel engine performance / R. Varbanets, A. Karianskiy // Journal of Polish CIMAC. Energetic Aspects. – Gdansk: Faculty of Ocean Engineering and Ship Technology Gdansk University of Technology, 2012. – Vol. 7, No 1. – P. 269–275.

Приложение А
Результаты лабораторных испытаний двигателя 1Ч 17,5/24 и расчет
параметров модели

Таблица А.1 – Исходные данные двигателя 1Ч 17,5/24

Результаты стендовых испытаний двигателя				Расчет параметров инвариантной экспериментально-теоретической модели				
N	n , мин ⁻¹	G_m , кг/ч	t_g , °C	n_o	G_{mo}	t_{go}	t_{gop}	δ , %
1	630	3,14	384	1,0000	1,0000	1,0000	0,9977	0,2300
2	630	2,95	365	1,0000	0,9395	0,9505	0,9477	0,2948
3	630	2,75	344	1,0000	0,8758	0,8958	0,8951	0,0810
4	630	2,55	324	1,0000	0,8121	0,8438	0,8425	0,1486
5	630	2,35	304	1,0000	0,7484	0,7917	0,7899	0,2251
6	630	2,13	283	1,0000	0,6783	0,7370	0,7320	0,6740
7	630	1,95	263	1,0000	0,6210	0,6849	0,6847	0,0342
8	630	1,74	243	1,0000	0,5541	0,6328	0,6294	0,5361
9	630	1,55	222	1,0000	0,4936	0,5781	0,5794	-0,2273
10	630	1,35	202	1,0000	0,4299	0,5260	0,5268	-0,1494
11	630	1,15	180	1,0000	0,3662	0,4688	0,4742	-1,1661
12	580	2,25	305	0,9206	0,7166	0,7943	0,7939	0,0405
13	580	2,20	297	0,9206	0,7006	0,7734	0,7784	-0,6361
14	580	2,09	286	0,9206	0,6656	0,7448	0,7441	0,0990
15	580	1,95	269	0,9206	0,6210	0,7005	0,7004	0,0178
16	580	1,73	242	0,9206	0,5510	0,6302	0,6318	-0,2509
17	580	1,57	225	0,9206	0,5000	0,5859	0,5819	0,6900
18	580	1,41	205	0,9206	0,4490	0,5339	0,5320	0,3474
19	580	1,26	188	0,9206	0,4013	0,4896	0,4852	0,8907
20	580	1,10	169	0,9206	0,3503	0,4401	0,4353	1,0854
21	580	0,9420	152	0,9206	0,3000	0,3958	0,3861	2,4702
22	530	2,04	286	0,8413	0,6497	0,7448	0,7480	-0,4256
23	530	1,96	278	0,8413	0,6242	0,7240	0,7209	0,4195
24	530	1,88	265	0,8413	0,5987	0,6901	0,6939	-0,5472
25	530	1,81	255	0,8413	0,5764	0,6641	0,6702	-0,9272
26	530	1,73	246	0,8413	0,5510	0,6406	0,6432	-0,3987

Продолжение таблицы А.1

Результаты стендовых испытаний двигателя				Расчет параметров инвариантной экспериментально-теоретической модели				
N	n , мин ⁻¹	G_m , кг/ч	t_g , °C	n_o	G_{mo}	t_{go}	t_{gor}	δ , %
27	530	1,57	225	0,8413	0,5000	0,5859	0,5891	-0,5393
28	530	1,41	204	0,8413	0,4490	0,5313	0,5350	-0,7089
29	530	1,26	183	0,8413	0,4013	0,4766	0,4843	-1,6266
30	530	1,10	163	0,8413	0,3503	0,4245	0,4302	-1,3555
31	530	0,9420	141	0,8413	0,3000	0,3672	0,3768	-2,6253
32	480	1,81	265	0,7619	0,5764	0,6901	0,6883	0,2643
33	480	1,65	245	0,7619	0,5255	0,6380	0,6336	0,6878
34	480	1,54	230	0,7619	0,4904	0,5990	0,5961	0,4836
35	480	1,44	217	0,7619	0,4586	0,5651	0,5619	0,5658
36	480	1,35	205	0,7619	0,4299	0,5339	0,5312	0,5033
37	480	1,28	197	0,7619	0,4076	0,5130	0,5073	1,1231
38	480	1,18	182	0,7619	0,3758	0,4740	0,4731	0,1803
39	480	1,10	173	0,7619	0,3503	0,4505	0,4458	1,0523
40	480	0,9420	152	0,7619	0,3000	0,3958	0,3918	1,0151
41	430	1,62	250	0,6825	0,5159	0,6510	0,6497	0,2137
42	430	1,51	234	0,6825	0,4809	0,6094	0,6142	-0,7884
43	430	1,41	224	0,6825	0,4490	0,5833	0,5819	0,2401
44	430	1,35	215	0,6825	0,4299	0,5599	0,5626	-0,4803
45	430	1,26	205	0,6825	0,4013	0,5339	0,5336	0,0545
46	430	1,19	196	0,6825	0,3790	0,5104	0,5110	-0,1124
47	430	1,05	179	0,6825	0,3344	0,4661	0,4658	0,0645
48	430	0,9420	165	0,6825	0,3000	0,4297	0,4310	-0,3098

Приложение Б
Результаты стендовых испытаний двигателя 12ДРН 23/30 (данные ОАО
«Коломенский завод») и расчет параметров первой модели

Таблица Б.1 – Исходные данные двигателя 12ДРН 23/30

Результаты стендовых испытаний двигателя				Расчет параметров инвариантной экспериментально-теоретической модели				
N	n , мин ⁻¹	G_m , кг/ч	t_g , °C	n_o	G_{mo}	t_{go}	t_{gop}	δ , %
1	750	395,4	397	1,0000	1,0000	1,0000	0,9813	1,8700
2	750	373	386	1,0000	0,9433	0,9723	0,9601	1,2540
3	750	255,6	316,5	1,0000	0,6464	0,7972	0,8013	-0,5126
4	750	147,8	235	1,0000	0,3738	0,5919	0,5850	1,1718
5	750	62,9	144,5	1,0000	0,1591	0,3640	0,3671	-0,8637
6	696	320	368	0,9280	0,8093	0,9270	0,9262	0,0825
7	696	288,9	350	0,9280	0,7307	0,8816	0,8824	-0,0873
8	696	203,1	288,5	0,9280	0,5137	0,7267	0,7265	0,0328
9	696	120,2	211,5	0,9280	0,3040	0,5327	0,5269	1,0940
10	696	52,9	129,5	0,9280	0,1338	0,3262	0,3296	-1,0379
11	635	236,7	320,5	0,8467	0,5986	0,8073	0,8146	-0,9065
12	634	218,9	306,5	0,8453	0,5536	0,7720	0,7817	-1,2505
13	633	152,5	249,5	0,8440	0,3857	0,6285	0,6316	-0,5070
14	633	94,8	187,5	0,8440	0,2398	0,4723	0,4668	1,1648
15	632	43,6	116	0,8427	0,1103	0,2922	0,2939	-0,5694
16	553	162,6	273,5	0,7373	0,4112	0,6889	0,6906	-0,2393
17	553	146	258	0,7373	0,3692	0,6499	0,6483	0,2370
18	553	102	203	0,7373	0,2580	0,5113	0,5169	-1,0878
19	553	67,6	157,5	0,7373	0,1710	0,3967	0,3944	0,5820
20	553	33,7	102,5	0,7373	0,0852	0,2582	0,2568	0,5427
21	440	100,2	227	0,5867	0,2534	0,5718	0,5727	-0,1538
22	439	83	203	0,5853	0,2099	0,5113	0,5079	0,6812
23	438	59,4	163	0,5840	0,1502	0,4106	0,4063	1,0454
24	439	41,8	123,5	0,5853	0,1057	0,3111	0,3205	-3,0120
25	439	22,5	87,5	0,5853	0,0569	0,2204	0,2178	1,1610

Приложение В
Результаты стендовых испытаний двигателя 12ДРН 23/30 (данные ОАО
«Коломенский завод») и расчет параметров второй модели

Таблица В.1 – Исходные данные двигателя 12ДРН 23/30

Результаты стендовых испытаний двигателя				Расчет параметров инвариантной экспериментально-теоретической модели				
<i>N</i>	<i>n</i> , мин ⁻¹	<i>G_m</i> , кг/ч	<i>P_{mi}</i> , МПа	<i>n_o</i>	<i>G_{mo}</i>	<i>P_{mio}</i>	<i>P_{mior}</i>	<i>δ</i> , %
1	750	395,4	1,134	1,0000	1,0000	1,0000	1,0110	-1,1000
2	750	373	1,095	1,0000	0,9433	0,9656	0,9550	1,0957
3	750	255,6	0,728	1,0000	0,6464	0,6420	0,6617	-3,0689
4	750	147,8	0,448	1,0000	0,3738	0,3951	0,3923	0,6957
5	750	62,9	0,198	1,0000	0,1591	0,1746	0,1802	-3,1885
6	696	320	0,963	0,9280	0,8093	0,8492	0,8678	-2,1897
7	696	288,9	0,903	0,9280	0,7307	0,7963	0,7857	1,3310
8	696	203,1	0,631	0,9280	0,5137	0,5564	0,5592	-0,4938
9	696	120,2	0,414	0,9280	0,3040	0,3651	0,3403	6,7796
10	696	52,9	0,175	0,9280	0,1338	0,1543	0,1627	-5,4012
11	635	236,7	0,837	0,8467	0,5986	0,7381	0,7086	3,9922
12	634	218,9	0,745	0,8453	0,5536	0,6570	0,6582	-0,1844
13	633	152,5	0,535	0,8440	0,3857	0,4718	0,4663	1,1655
14	633	94,8	0,343	0,8440	0,2398	0,3025	0,2986	1,2917
15	632	43,6	0,168	0,8427	0,1103	0,1481	0,1500	-1,2220
16	553	162,6	0,663	0,7373	0,4112	0,5847	0,5765	1,4032
17	553	146	0,573	0,7373	0,3692	0,5053	0,5199	-2,9010
18	553	102	0,421	0,7373	0,2580	0,3713	0,3702	0,2877
19	553	67,6	0,3	0,7373	0,1710	0,2646	0,2531	4,3303
20	553	33,7	0,158	0,7373	0,0852	0,1393	0,1377	1,1648
21	440	100,2	0,539	0,5867	0,2534	0,4753	0,4646	2,2479
22	439	83	0,42	0,5853	0,2099	0,3704	0,3897	-5,2148
23	438	59,4	0,335	0,5840	0,1502	0,2954	0,2860	3,1715
24	439	41,8	0,23	0,5853	0,1057	0,2028	0,2077	-2,3892
25	439	22,5	0,138	0,5853	0,0569	0,1217	0,1224	-0,5829

Приложение Г
**Результаты стендовых испытаний двигателя 6ДКРН 42/136-10 (данные АО «УК «Брянский
 машиностроительный завод») и расчет параметров модели**

Таблица Г.1 – Исходные данные двигателя 6ДКРН 42/136-10

Результаты стендовых испытаний двигателя				Расчет параметров инвариантной экспериментально-теоретической модели								
N	n , мин ⁻¹	G_m , кг/ч	t_g , °C	n_o	G_{mo}	t_{go}	$n_o \cdot G_{mo}$	G_{mo}^2	n_o^2	$n_o^2 \cdot G_{mo}$	$n_o \cdot G_{mo}^2$	$n_o \cdot t_{go}$
1	167,9	903,4	353	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000
2	167,1	888,2	348	0,9952	0,9832	0,9858	0,9785	0,9666	0,9905	0,9738	0,9620	0,9811
3	167	893,8	352	0,9946	0,9894	0,9972	0,9841	0,9789	0,9893	0,9788	0,9736	0,9918
4	167,1	876,5	342	0,9952	0,9702	0,9688	0,9656	0,9413	0,9905	0,9610	0,9368	0,9642
5	167,7	887,7	345	0,9988	0,9826	0,9773	0,9815	0,9655	0,9976	0,9803	0,9644	0,9762
6	168,3	905,9	350	1,0024	1,0028	0,9915	1,0052	1,0055	1,0048	1,0076	1,0079	0,9939
7	167,1	661	316	0,9952	0,7317	0,8952	0,7282	0,5354	0,9905	0,7247	0,5328	0,8909
8	167,1	448,5	306	0,9952	0,4965	0,8669	0,4941	0,2465	0,9905	0,4917	0,2453	0,8627
9	167,6	246,7	305	0,9982	0,2731	0,8640	0,2726	0,0746	0,9964	0,2721	0,0744	0,8625
10	158,8	858,8	345	0,9458	0,9506	0,9773	0,8991	0,9037	0,8945	0,8504	0,8547	0,9244
11	158,5	777,5	329	0,9440	0,8606	0,9320	0,8125	0,7407	0,8912	0,7670	0,6992	0,8798
12	158,5	604,1	303	0,9440	0,6687	0,8584	0,6313	0,4472	0,8912	0,5959	0,4221	0,8103

Продолжение по вертикали таблицы Г.1

Результаты стендовых испытаний двигателя				Расчет параметров инвариантной экспериментально-теоретической модели								
N	n , мин ⁻¹	G_m , кг/ч	t_g , °C	n_o	G_{mo}	t_{go}	$n_o \cdot G_{mo}$	G_{mo}^2	n_o^2	$n_o^2 \cdot G_{mo}$	$n_o \cdot G_{mo}^2$	$n_o \cdot t_{go}$
13	158,5	397	300	0,9440	0,4395	0,8499	0,4148	0,1931	0,8912	0,3916	0,1823	0,8023
14	158,5	198,6	305	0,9440	0,2198	0,8640	0,2075	0,0483	0,8912	0,1959	0,0456	0,8156
15	153	604,5	313	0,9113	0,6691	0,8867	0,6098	0,4477	0,8304	0,5556	0,4080	0,8080
16	151,7	554,8	296	0,9035	0,6141	0,8385	0,5549	0,3771	0,8163	0,5013	0,3408	0,7576
17	151,2	629	307	0,9005	0,6963	0,8697	0,6270	0,4848	0,8110	0,5646	0,4366	0,7832
18	158,5	856,7	338	0,9440	0,9483	0,9575	0,8952	0,8993	0,8912	0,8451	0,8489	0,9039
19	144,1	628,5	305	0,8582	0,6957	0,8640	0,5971	0,4840	0,7366	0,5125	0,4154	0,7415
20	133,9	433,6	296	0,7975	0,4800	0,8385	0,3828	0,2304	0,6360	0,3053	0,1837	0,6687
21	133,3	445	298	0,7939	0,4926	0,8442	0,3911	0,2426	0,6303	0,3105	0,1926	0,6702
22	126,2	427	290	0,7516	0,4727	0,8215	0,3553	0,2234	0,5650	0,2670	0,1679	0,6175
23	106,1	236	275	0,6319	0,2612	0,7790	0,1651	0,0682	0,3993	0,1043	0,0431	0,4923
24	106	215	268	0,6313	0,2380	0,7592	0,1503	0,0566	0,3986	0,0949	0,0358	0,4793
25	100	222,1	270	0,5956	0,2458	0,7649	0,1464	0,0604	0,3547	0,0872	0,0360	0,4556
Σ				22,4163	16,3824	22,2521	15,2497	12,6220	20,4787	14,3391	12,0102	20,1336

Продолжение по горизонтали таблицы Г.1

Расчет параметров инвариантной экспериментально-теоретической модели								
N	$n_o^2 \cdot G_{mo}^2$	$n_o \cdot G_{mo}^3$	$n_o \cdot G_{mo} \cdot t_{go}$	G_{mo}^4	$G_{mo}^2 \cdot t_{go}$	t_{go}^2	t_{gor}	$\delta, \%$
1	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	0,992	0,8
2	0,9574	0,9458	0,9646	0,9344	0,9529	0,9719	0,984238	0,162099
3	0,9684	0,9633	0,9813	0,9582	0,9761	0,9943	0,98708	1,011596
4	0,9324	0,9090	0,9355	0,8861	0,9120	0,9386	0,978403	-0,98724
5	0,9632	0,9476	0,9592	0,9323	0,9437	0,9552	0,98399	-0,68069
6	1,0103	1,0107	0,9966	1,0111	0,9970	0,9831	0,993284	-0,17979
7	0,5303	0,3898	0,6519	0,2866	0,4792	0,8014	0,895657	-0,05285
8	0,2441	0,1218	0,4283	0,0607	0,2137	0,7514	0,859976	0,793561
9	0,0743	0,0203	0,2355	0,0056	0,0644	0,7465	0,869054	-0,58232
10	0,8084	0,8125	0,8787	0,8167	0,8832	0,9552	0,969218	0,83075
11	0,6601	0,6018	0,7572	0,5486	0,6903	0,8686	0,932283	-0,0291
12	0,3985	0,2823	0,5418	0,1999	0,3838	0,7368	0,875849	-2,0378
13	0,1721	0,0801	0,3526	0,0373	0,1641	0,7223	0,848227	0,19191
14	0,0431	0,0100	0,1793	0,0023	0,0418	0,7465	0,86238	0,19012

Продолжение по горизонтали таблицы Г.1

Расчет параметров инвариантной экспериментально-теоретической модели								
N	$n_o^2 \cdot G_{mo}^2$	$n_o \cdot G_{mo}^3$	$n_o \cdot G_{mo} \cdot t_{go}$	G_{mo}^4	$G_{mo}^2 \cdot t_{go}$	t_{go}^2	t_{gop}	$\delta, \%$
15	0,3718	0,2730	0,5407	0,2005	0,3970	0,7862	0,872249	1,628127
16	0,3079	0,2093	0,4653	0,1422	0,3162	0,7031	0,859985	-2,55902
17	0,3931	0,3040	0,5453	0,2350	0,4216	0,7564	0,877602	-0,90991
18	0,8014	0,8051	0,8572	0,8087	0,8611	0,9168	0,968158	-1,11236
19	0,3565	0,2890	0,5159	0,2343	0,4182	0,7465	0,873092	-1,0497
20	0,1465	0,0882	0,3210	0,0531	0,1932	0,7031	0,823566	1,784157
21	0,1529	0,0949	0,3301	0,0589	0,2048	0,7127	0,824412	2,34311
22	0,1262	0,0794	0,2919	0,0499	0,1835	0,6749	0,814393	0,868737
23	0,0273	0,0113	0,1286	0,0047	0,0532	0,6069	0,776153	0,370184
24	0,0226	0,0085	0,1141	0,0032	0,0430	0,5764	0,776443	-2,27024
25	0,0214	0,0089	0,1120	0,0037	0,0462	0,5850	0,766827	-0,25558
Σ	11,4903	10,2664	14,0846	9,4739	11,8403	19,9399		

Приложение Д
Результаты стендовых испытаний двигателя 6ЧН25/34-3 (данные ГП «Первомайский машиностроительный завод»)
и расчет параметров модели

Таблица Д.1 – Исходные данные двигателя 6ЧН25/34-3

Результаты стендовых испытаний двигателя									Расчет параметров инвариантной экспериментально-теоретической модели							
N	n , мин ⁻¹	h	t_g^I , °C	t_g^{II} , °C	t_g^{III} , °C	t_g^{IV} , °C	t_g^V , °C	t_g^{VI} , °C	n_o	h_o	t_{go}^I	t_{go}^{II}	t_{go}^{III}	t_{go}^{IV}	t_{go}^V	t_{go}^{VI}
1	500	4,9	390	423	385	410	400	385	1,0000	1,0000	1,0000	1,0863	0,9872	1,0513	1,0256	0,9872
2	500	4,6	380	415	375	400	390	380	1,0000	0,9388	0,9744	1,0561	0,9615	1,0256	1,0000	0,9744
3	500	4,3	370	390	360	390	375	365	1,0000	0,8776	0,9487	1,0221	0,9231	1,0000	0,9615	0,9359
4	500	4,1	360	375	350	370	360	350	1,0000	0,8367	0,9231	0,9972	0,8974	0,9487	0,9231	0,8974
5	500	3,5	325	355	320	350	340	325	1,0000	0,7143	0,8333	0,9121	0,8205	0,8974	0,8718	0,8333
6	500	3,1	305	335	300	330	320	305	1,0000	0,6327	0,7821	0,8468	0,7692	0,8462	0,8205	0,7821
7	500	2,7	265	300	260	300	295	270	1,0000	0,5510	0,6795	0,7745	0,6667	0,7692	0,7564	0,6923
8	450	4,6	365	390	360	380	378	365	0,9000	0,9388	0,9359	1,0052	0,9231	0,9744	0,9692	0,9359
9	450	4,1	355	370	335	360	350	340	0,9000	0,8367	0,8850	0,9573	0,8750	0,9231	0,8974	0,8718
10	450	3,5	323	350	320	345	330	320	0,9000	0,7143	0,8055	0,8809	0,8000	0,8600	0,8462	0,8205
11	450	3,1	290	320	290	320	310	293	0,9000	0,6327	0,7436	0,8186	0,7350	0,8050	0,7949	0,7513
12	450	2,7	250	290	255	295	275	255	0,9000	0,5510	0,6430	0,7472	0,6538	0,7280	0,7051	0,6538

Продолжение таблицы Д.1

Результаты стендовых испытаний двигателя									Расчет параметров инвариантной экспериментально-теоретической модели							
N	n , мин ⁻¹	h	t_g^I , °C	t_g^{II} , °C	t_g^{III} , °C	t_g^{IV} , °C	t_g^V , °C	t_g^{VI} , °C	n_o	h_o	t_{go}^I	t_{go}^{II}	t_{go}^{III}	t_{go}^{IV}	t_{go}^V	t_{go}^{VI}
13	400	4,4	340	360	325	345	340	330	0,8000	0,8980	0,8718	0,9171	0,8550	0,9010	0,8718	0,8462
14	400	3,7	315	340	312	330	323	312	0,8000	0,7551	0,8077	0,8686	0,8000	0,8462	0,8282	0,8000
15	400	3,6	305	334	305	325	320	305	0,8000	0,7347	0,7821	0,8581	0,7821	0,8333	0,8205	0,7821
16	400	3,4	300	330	300	322	315	300	0,8000	0,6939	0,7692	0,8344	0,7692	0,8256	0,8077	0,7692
17	400	3,2	282	318	283	310	302	282	0,8000	0,6531	0,7231	0,8071	0,7256	0,7949	0,7744	0,7231
18	400	3,1	270	306	273	302	295	272	0,8000	0,6327	0,6923	0,7921	0,7000	0,7744	0,7564	0,6974
19	400	2,9	258	298	260	292	280	258	0,8000	0,5918	0,6615	0,7594	0,6667	0,7487	0,7179	0,6615
20	400	2,7	240	282	242	278	262	239	0,8000	0,5510	0,6154	0,7232	0,6450	0,7128	0,6718	0,6128
21	350	3,7	305	320	300	320	315	300	0,7000	0,7551	0,7821	0,8221	0,7692	0,8100	0,8077	0,7692
22	350	3,1	280	305	275	305	300	280	0,7000	0,6327	0,6800	0,7672	0,6970	0,7600	0,7692	0,7179
23	350	2,9	265	295	260	295	285	265	0,7000	0,5918	0,6500	0,7377	0,6650	0,7300	0,7308	0,6795
24	350	2,7	242	275	240	275	260	245	0,7000	0,5510	0,6080	0,7025	0,6200	0,6900	0,6667	0,6282
25	350	2,2	190	230	195	230	210	185	0,7000	0,4490	0,4560	0,5900	0,5000	0,5897	0,5385	0,4744

Приложение Е

Результаты практического диагностирования четырехтактных судовых дизелей

Результаты практического диагностирования двигателя 1Ч 17,5/24 представлены в таблице Е.1.

Таблица Е.1– Таблица неисправностей двигателя 1Ч 17,5/24

n , мин ⁻¹	G_m , кг/ч	$t_{goэ}$	$t_{гор}$	$t_{goэ}$	$t_{гор}$	$t_{goэ}$	$t_{гор}$
1,000	0,9431	1	0,95	0,86	0,98	0,84	0,92
0,9206	0,8050	0,94	0,88	0,78	0,89	0,76	0,84
0,8413	0,7180	0,87	0,82	0,66	0,76	0,64	0,72
0,7619	0,6343	0,79	0,75	0,56	0,64	0,58	0,65
0,6825	0,5165	0,68	0,65	0,5	0,56	0,51	0,58

Результаты практического диагностирования двигателя 6ЧН 25/34-3 представлены в таблице Е.2 и в таблице Е.3. В таблице Е.2 представлены следующие неисправности: в 1 цилиндре и 2 цилиндре снижено до 7,5 МПа и 5,0 МПа давление впрыска топлива форсунок; в 3 цилиндре и 4 цилиндре увеличены до 1 мм и 1,5 мм зазоры в приводе клапанов. В таблице Е.3 в качестве неисправности выступает уменьшение проходного сечения воздушного фильтра.

Таблица Е.2 – Таблица неисправностей двигателя 6ЧН 25/34-3: снижено давление впрыска, увеличены зазоры в приводе клапанов

$t_{goэ}$	$t_{гор}$	$t_{goэ}$	$t_{гор}$	$t_{goэ}$	$t_{гор}$	$t_{goэ}$	$t_{гор}$	$t_{goэ}$	$t_{гор}$	$t_{goэ}$	$t_{гор}$
1 цилиндр		2 цилиндр		3 цилиндр		4 цилиндр		5 цилиндр		6 цилиндр	
1,025	1,02	0,95	0,987	0,965	0,96	1,03	1	0,985	0,98	0,965	0,96
0,995	0,99	0,92	0,95	0,93	0,92	1	0,98	0,955	0,95	0,93	0,92
0,968	0,97	0,89	0,926	0,89	0,89	0,98	0,96	0,928	0,93	0,9	0,901
0,901	0,9	0,815	0,84	0,818	0,82	0,91	0,898	0,86	0,87	0,816	0,82
0,803	0,8	0,71	0,74	0,72	0,715	0,81	0,8	0,79	0,78	0,75	0,745

Таблица Е.3 – Таблица неисправностей двигателя 6ЧН25/34-3: уменьшено проходное сечение воздушного фильтра

$t_{гоэ}$	$t_{гор}$	$t_{гоэ}$	$t_{гор}$	$t_{гоэ}$	$t_{гор}$	$t_{гоэ}$	$t_{гор}$	$t_{гоэ}$	$t_{гор}$	$t_{гоэ}$	$t_{гор}$
1 цилиндр		2 цилиндр		3 цилиндр		4 цилиндр		5 цилиндр		6 цилиндр	
1,025	0,96	1,055	0,98	1	0,95	1,04	0,99	1,03	1	1	0,93
0,92	0,86	0,97	0,9	0,89	0,82	0,96	0,91	0,94	0,89	0,89	0,825
0,82	0,78	0,88	0,82	0,78	0,75	0,87	0,83	0,855	0,82	0,82	0,78
0,67	0,655	0,75	0,71	0,64	0,625	0,73	0,7	0,74	0,725	0,69	0,68

Приложение Ж

Программа контроля предельных тепловых нагрузок деталей цилиндропоршневой группы многоцилиндровых двигателей по косвенным параметрам

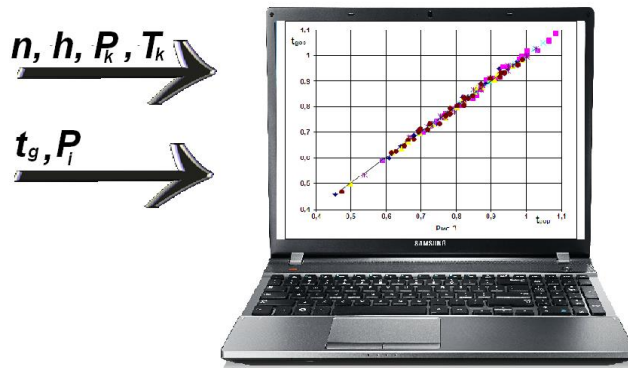


Рисунок Ж.1 – Компьютерный вариант программы контроля предельных тепловых нагрузок деталей цилиндропоршневой группы многоцилиндровых двигателей по косвенным параметрам

A	B	C	D	E	F	G	H
1	n	t_{gop}^I	t_{gop}^{II}	t_{gop}^{III}	t_{gop}^{IV}	t_{gop}^V	t_{gop}^{VI}
2	350	0,8176	0,8290	0,7925	0,8207	0,7902	0,7494
3		$t_{g\partial}^I$	$t_{g\partial}^{II}$	$t_{g\partial}^{III}$	$t_{g\partial}^{IV}$	$t_{g\partial}^V$	$t_{g\partial}^{VI}$
4		0,7435	0,7820	0,6410	0,7948	0,7179	0,7692
5	ВВОД ДАННЫХ $t_{g\partial}$	290	305	250	310	280	300
6		ok	ok	ok	ok	ok	alert

Рисунок Ж.2 – Интерфейс программы контроля предельных тепловых нагрузок деталей цилиндропоршневой группы многоцилиндровых двигателей

Алгоритм.

1. На листе с вводимыми данными пользователь задает значения варьируемых переменных $n, h, t_{g\partial}^I, t_{g\partial}^{II}, t_{g\partial}^{III}, t_{g\partial}^{IV}, t_{g\partial}^V, t_{g\partial}^{VI}$. Замеренные значения температуры отработавших газов $t_{g\partial}$ (вводимое значение)

помещается в ячейки C5, D5, E5, F5,G5, H5. Количество оборотов коленчатого вала n (вводимое значение) помещается в ячейку A2 (номинальное значение 500 мин^{-1}). Положение указателя нагрузки h (вводимое значение) помещается в ячейку B2 (номинальное значение 4,9)

2. На основе этих данных автоматически вычисляются значения $t_{гоз}^I, t_{гоз}^{II}, t_{гоз}^{III}, t_{гоз}^{IV}, t_{гоз}^V, t_{гоз}^{VI}, t_{гор}^I, t_{гор}^{II}, t_{гор}^{III}, t_{гор}^{IV}, t_{гор}^V, t_{гор}^{VI}$, а также заполняются ячейки C6, D6, E6, F6,G6, H6.

Температура отработавших газов по цилиндрам $t_{гор}^I, t_{гор}^{II}, t_{гор}^{III}, t_{гор}^{IV}, t_{гор}^V, t_{гор}^{VI}$ автоматически рассчитывается по уравнениям, номинальное значение $t_{гн}=390^\circ\text{C}$. Уравнения для расчета температуры для каждого цилиндра при номинальном значении $t_{гн}=390^\circ\text{C}$:

$$t_{гор}^I = (-3,8625*(A2/500)^2 + 9,2073*(A2/500) - 6,2251)*(B2/4,9)^2 + (2,78*(A2/500)^2 - 8,0892*(A2/500) + 7,3663)*(B2/4,9) + (0,23*(A2/500)^2 + 0,9476*(A2/500) - 1,3576);$$

$$t_{гор}^{II} = (-11,287*(A2/500)^2 + 23,087*(A2/500) - 12,32)*(B2/4,9)^2 + (12,335*(A2/500)^2 - 25,275*(A2/500) + 14,441)*(B2/4,9) + (-3,2025*(A2/500)^2 + 6,8727*(A2/500) - 3,5649);$$

$$t_{гор}^{III} = (-8,8975*(A2/500)^2 + 17,977*(A2/500) - 9,7956)*(B2/4,9)^2 + (10,085*(A2/500)^2 - 20,396*(A2/500) + 12,105)*(B2/4,9) + (-2,665*(A2/500)^2 + 5,6359*(A2/500) - 3,066);$$

$$t_{гор}^{IV} = (-7,91*(A2/500)^2 + 17,174*(A2/500) - 9,6694)*(B2/4,9)^2 + (6,86*(A2/500)^2 - 16,026*(A2/500) + 10,408)*(B2/4,9) + (-0,7625*(A2/500)^2 + 2,8269*(A2/500) - 1,8519);$$

$$t_{гор}^V = (-16,197*(A2/500)^2 + 35,987*(A2/500) - 19,943)*(B2/4,9)^2 + (14,125*(A2/500)^2 - 35,074*(A2/500) + 21,775)*(B2/4,9) + (-1,5*(A2/500)^2 + 6,355*(A2/500) - 4,5003);$$

$$t_{гор}^{VI} = (-16,395*(A2/500)^2 + 35,273*(A2/500) - 19,498)*(B2/4,9)^2 + (12,93*$$

$$*(A2/500)^2-31,331*(A2/500)+19,994)*(B2/4,9)+(-0,69*(A2/500)^2+4,3304* \\ *(A2/500)-3,6266).$$

Расчет значений $t_{гоэ}^I$, $t_{гоэ}^{II}$, $t_{гоэ}^{III}$, $t_{гоэ}^{IV}$, $t_{гоэ}^V$, $t_{гоэ}^{VI}$ осуществляется по формулам:

$$C4=C5/390; D4=D5/390; E4=E5/390; F4=F5/390; G4=G5/390; H4=H5/390.$$

Ячейки С6, D6, E6, F6, G6, H6 используются для контроля теплонапряженности деталей цилиндропоршневой группы по цилиндрам. Если в соответствующей ячейке появляется надпись «ok», то в данном цилиндре имеется запас по теплонапряженности, «alert» означает тепловую перегрузку цилиндра.

Приложение И

Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



СВИДЕТЕЛЬСТВО

о государственной регистрации программы для ЭВМ

№ 2017617410

Программа контроля предельных тепловых нагрузок
деталей цилиндропоршневой группы многоцилиндровых
двигателей по косвенным параметрам

Правообладатель: *Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего образования
«КАЛИНИНГРАДСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ» (RU)*

Авторы: *Ковальчук Леонид Игнатьевич (RU),
Исаева Марина Васильевна (RU)*

Заявка № 2017614621

Дата поступления 22 мая 2017 г.

Дата государственной регистрации

в Реестре программ для ЭВМ 04 июля 2017 г.

Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности

 Г.П. Ивлиев



Приложение К

Справки о возможности внедрения результатов диссертационного исследования



Ул. Портовая, 86,
Калининград, 236035, Россия
Телефон: +7 (4012) 920-410
Факс: +7 (4012) 920-411
info@pregol.ru www.pregol.ru

Справка

О возможности внедрения и полезности использования при эксплуатации судовых дизелей результатов диссертационного исследования Исаевой Марины Васильевны «Разработка инвариантных экспериментально-теоретических моделей для контроля теплонапряженности цилиндропоршневой группы по косвенным параметрам».

Диссертационное исследование является дальнейшим развитием существующих косвенных методов контроля теплонапряженности деталей цилиндропоршневой группы судовых дизелей. Отличительными признаками разработанных в исследовании моделей являются нижеследующие:

1. Разработанные модели и алгоритмы позволяют контролировать по косвенным параметрам теплонапряженность деталей цилиндропоршневой группы по цилиндрам, на возможных режимах работы главных дизелей, включая и режимы швартовых испытаний.
2. Модели позволяют дать сравнительную оценку влияния качества выполненных ремонтных работ на энергетические и экономические показатели судовых дизелей.
3. Применение разработанных моделей на судах будет способствовать рациональному расходованию ресурса, заложенного в двигатель в процессе проектирования и изготовления, предотвращению аварийных повреждений деталей цилиндропоршневой группы, вызванных тепловыми перегрузками.

Результаты исследования, представляющие наибольшую практическую ценность для организации, прошли апробацию в ведущих рецензируемых научных изданиях и международных конференциях.

На основе вышесказанного считаем, что работа Исаевой Марины Васильевны представляет интерес для нашей организации и принимается к внедрению.

Генеральный директор
ООО «СРП ПРЕГОЛЬ»



А.А. Белый



«ВЕСТРЫБФЛОТ»

ЗАКРЫТОЕ АКЦИОНЕРНОЕ ОБЩЕСТВО



Российская Федерация
236000, г. Калининград обл.
ул. Комсомольская, д. 27 "а"

Телефон: 4012 21-97-03, 95-55-51
Факс: 4012 21-97-03, 95-51-65
E-mail: wflot@wflot.gazinter.net

№ 154 от 14 апреля 2017 г.

Справка

о возможности применения и полезности использования в судовых условиях результатов диссертационного исследования Исаевой Марины Васильевны «Разработка инвариантных экспериментально-теоретических моделей для контроля теплонапряженности цилиндропоршневой группы по косвенным параметрам».

Диссертационное исследование содержит новые результаты и решения, позволяющие повысить эффективность контроля деталей цилиндропоршневой группы судовых дизелей по косвенным параметрам. С практической точки зрения наиболее значимым результатом исследования являются экспериментально-теоретические модели, для контроля теплонапряженности деталей цилиндропоршневой группы, обладающие свойством инвариантности относительно возмущений со стороны потребителя механической энергии. Модели позволяют решать в судовых условиях следующие практические задачи:

1. Реализовать на фактических установившихся режимах работы судовых дизелей оценку качества протекания рабочих процессов по цилиндрам
2. Оценить уровень тепловых нагрузок и предотвратить их повышение до недопустимых значений для безопасной эксплуатации.
3. Разработанные модели легко поддаются программированию и могут быть использованы в системах автоматизированного контроля судовых дизелей.

Применение разработанных моделей на судах ЗАО «ВЕСТРЫБФЛОТ» позволит рационально использовать технико-экономические и ресурсные показатели заложенные в двигатель в процессе проектирования и изготовления, а также снизить вероятность аварийных повреждений деталей цилиндропоршневой группы вызванные тепловыми перегрузками.

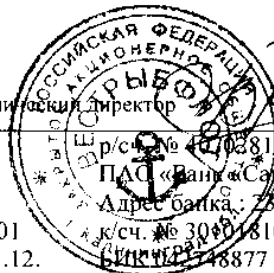
Результаты исследования, представляющие наибольшую практическую ценность для организации, опубликованы в рецензируемых научных изданиях:

1. Статья «Теоретические предпосылки и алгоритм формирования моделей для контроля режимов ограничительных по тепловой напряженности характеристик судовых дизелей» / Ковальчук Л.И., Исаева М.В.//Судостроение.- 2015.- №4.-С. 29-32
2. Статья «Экспериментально-теоретические модели для диагностирования рабочих процессов в цилиндрах судовых дизелей» / Ковальчук Л.И., Исаева М.В.// Двигателестроение.- 2015.- №4.- С.30-33
3. Статья «Алгоритм расчета ограничительной по тепловой напряженности характеристики судовых дизелей на основе результатов стендовых испытаний» / Ковальчук Л.И., Исаева М.В.// Эксплуатация морского транспорта.-2016 г.- №3– С. 61-69

Технический директор

Лукьянцов В.В.

«Вестрыбфлот» ЗАО
ул. Комсомольская, 27 «а»
236000, г. Калининград, РФ
ИНН 3903000159 КПП 390601001
ОКПО 16649033 ОКВЭД 05.01.12.
ОГРН 1023900762313



р/сч № 40702810875000074443 в филиале «Европейский»
ПАО «Банк Санкт-Петербург», г. Калининград
Адрес банка: 236010, г. Калининград, ул. Кутузова, д.39
к/сч № 30401810927480000877
БИК 044503748877

Приложение Л

Акт о внедрении результатов диссертационного исследования

Приложение №1 к приказу
от 10.01.2017 №А/З-О

УТВЕРЖДАЮ
Заместитель начальника БГАРФ по УМР

Алтунина В.В.
 2018 г.

АКТ

о внедрении результатов НИОКР /результатов диссертационного исследования/
программы для ЭВМ в учебный процесс

Настоящий акт составлен об использовании в учебном процессе разработки: “Программа контроля предельных тепловых нагрузок деталей цилиндропоршневой группы многоцилиндровых двигателей по косвенным параметрам “

выполненной по теме диссертационного исследования: “Разработка инвариантных экспериментально-теоретических моделей для контроля теплонапряженности цилиндропоршневой группы судовых дизелей по косвенным параметрам”.

Разработка использована в учебном процессе кафедры “Судовые энергетические установки” по дисциплинам “Двигатели внутреннего сгорания”, “Эксплуатация ДВС”, а также для выполнения курсовых (дисциплина “ДВС”) с 09.2017 г.

по направлению подготовки (специальности) 26.05.06. – “Эксплуатация судовых энергетических установок”

и позволяет сократить время освоения учебного материала и сэкономить средства на развитие материально-технической базы.

Описание объекта внедрения прилагается (на обороте) и является неотъемлемой частью Акта.


Декан факультета

Заведующий кафедрой


Начальник УО

Начальник УНИД

Начальник ЦИТ


(подпись, фамилия)

(подпись, фамилия)

(подпись, фамилия)

(подпись, фамилия)

(подпись, фамилия)

Описание объекта внедрения

Программа контроля предельных тепловых нагрузок деталей цилиндропоршневой группы многоцилиндровых двигателей по косвенным параметрам

1 Краткая характеристика объекта внедрения и его назначения.

Представленная программа для ЭВМ представляет собой две вкладки: исходные данные, результаты расчета и графики.

После введения исходных данных выполняется расчет, результатом которого является оценка фактического теплового состояния деталей цилиндро-поршневой группы судовых дизелей.

Объект внедрения предназначен для повышения качества и эффективности преподавания по дисциплинам “Двигатели внутреннего сгорания” и “Эксплуатация ДВС”, а так же для сокращения времени освоения учебного материала и экономии средств на развитие материально-технической базы.

2 Разработчики: Ковальчук Л.И., д.т.н., профессор, профессор кафедры “Автомобильный транспорт и сервис автомобилей”; Исаева М.В., аспирант, БГАРФ

3 Сотрудники, использующие разработку: Одинцов В.И., д.т.н., профессор, профессор кафедры “Судовые энергетические установки”

4 Начало использования объекта внедрения : сентябрь 2017 г.

5 Число студентов (аспирантов, докторантов), пользующихся разработкой: 50


6 Дата и номер протокола заседания кафедры, на котором разработка рекомендована к внедрению в учебный процесс по направлению подготовки (специальности) 26.05.06. – “Эксплуатация судовых энергетических установок”: Протокол заседания кафедры СЭУ №10 от 15. 05.2018 г.

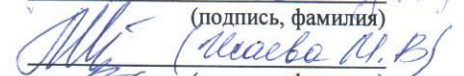
7 Реквизиты рабочей программы дисциплины, в которой имеется ссылка на разработку: рабочие программы дисциплин “Двигатели внутреннего сгорания” и “Эксплуатация ДВС” протокол заседания кафедры СЭУ №10 от 15. 05.2018 г.

Заведующий кафедрой

Разработчики


(подпись, фамилия)


(подпись, фамилия)


(подпись, фамилия)