

11181130
ГОСУДАРСТВЕННЫЙ КОМИТЕТ СССР ПО НАРОДНОМУ ОБРАЗОВАНИЮ

Московский ордена Ленина, ордена Октябрьской
Революции и ордена Трудового Красного Знамени
Государственный технический университет
им. Н.Э.Баумана

На правах рукописи

ФЕДИН Константин Иванович

УДК 621.43.013:621.43.052:621.873.7

ОПТИМИЗАЦИЯ ПРОЦЕССА ГАЗООБМЕНА СРЕДНЕОБОРОТНОГО
ЧЕТЫРЕХТАКТНОГО ДИЗЕЛЯ С ТУРБОНАДДУВОМ ДЛЯ
ЭНЕРГОУСТАНОВКИ ПЛАВУЧЕГО КРАНА

05.04.02 - Тепловые двигатели

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва - 1990

— ПО Коломенский завод

С. И. Ефимов

Актуальность проблемы. Повышение технического уровня энергоустановок с дизелями осуществляется за счет увеличения агрегатных мощностей, что достигается, как правило, повышением цилиндровой мощности дизелей при их форсировании по среднему эффективному давлению применением турбонаддува и увеличением степени повышения давления в турбокомпрессоре. Однако в этом случае значительно ухудшаются динамические качества энергоустановок.

В настоящее время существует традиционный подход при проектировании двигателей с турбонаддувом: добиться максимальной экономичности на номинальном режиме. Такое положение не может удовлетворить всех потребителей, так как во многих случаях дизели работают на режимах близких к номинальному незначительную долю времени в общем балансе режимов работы. Большое количество дизелей, в частности, в составе энергоустановок плавучих кранов, работает только в неустановившихся режимах, когда нагрузка на дизель-генератор носит резкопеременный характер.

При эксплуатации дизелей с турбонаддувом в таких условиях происходит значительное ухудшение протекания процесса газообмена и соответственно всего рабочего процесса, что приводит к снижению экономичности и надежности двигателей.

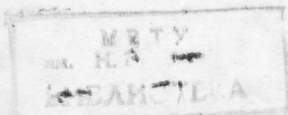
В последнее время проведено большое количество работ по улучшению динамических качеств дизелей с турбонаддувом, но особенности протекания процесса газообмена в переходных режимах при набросах нагрузки исследованы недостаточно, хотя процесс газообмена оказывает значительное влияние на динамические качества, экономичность и надежность работы дизелей в таких условиях. Таким образом исследования по оптимизации процесса газообмена для конкретных условий работы в неустановившихся (грейферных) режимах являются актуальными и соответствуют отраслевой задаче Минречфлота РСФСР по созданию надежной и экономичной энергоустановки для плавучих кранов с современным дизелем с турбонаддувом.

Цель работы. Исследование влияния процесса газообмена на динамические качества, эффективные показатели и надежность работы дизелей с турбонаддувом (6ЧН 25/34) в грейферных режимах на плавучих кранах. Оптимизация процесса газообмена путем выбора оптималь-

М 491130
НТБ МГТУ им. Н.Э. Баумана

1491130

Федин К.И. Оптимизация проц



ных фаз газораспределения для грейферных режимов по результатам численного эксперимента. Экспериментальное и практическое подтверждение целесообразности технического решения, полученного по результатам расчетных исследований.

Методы исследований. При решении поставленных задач, использовался метод математического моделирования. Расчетные исследования и обработка результатов экспериментов проведены на ЭВМ ДВК-ЗМ с использованием стандартных подпрограмм из пакета научных подпрограмм ЕС ЭВМ. Достоверность теоретических исследований подтверждена экспериментально и результатами эксплуатации дизелей с новыми конструктивными решениями в реальных условиях в составе энергоустановок плавучих кранов.

Научная новизна работы заключается в следующем:

- доказано, что в переходных режимах работы при набросах нагрузки и большом угле перекрытия клапанов ($120^\circ + 150^\circ$ ПКВ) наибольшее влияние на ухудшение качества протекания процесса газообмена, оказывает заброс выпускных газов из цилиндра во впускной коллектор и из выпускного коллектора в цилиндр в момент перекрытия клапанов;

- установлено существенное влияние на рабочий процесс и неполноту сгорания топлива его частичное попадание в пристеночную зону открытой камеры сгорания в переходных режимах работы при набросах нагрузки, когда коэффициент избытка воздуха поддерживается на низком уровне;

- с учетом попадания топлива в пристеночную зону, разработаны эмпирические зависимости параметров, необходимых для формирования характеристик тепловыделения в виде двухэкспоненциальной зависимости, как для переходных, так и установившихся режимов применительно к дизелям с давлением наддувочного воздуха в пределах 150 кПа;

- предложен инженерный критерий, позволяющий оценить динамические качества дизеля с турбонаддувом, при различных конструктивных изменениях без расчета последовательности циклов переходного процесса, что значительно сокращает время проведения численных экспериментов;

- доказано, что оптимизация фаз газораспределения среднеоборотного дизеля с турбонаддувом при уменьшении угла перекрытия клапанов до 40° ПКВ, значительно улучшает качество протекания

процесса газообмена, динамические качества, эффективные показатели и надежность работы двигателя при его эксплуатации в переходных режимах при набросах нагрузки.

Практическая ценность. Результаты расчетно-экспериментальных исследований, предложенные рекомендации, инженерный критерий оценки динамических качеств и математическая модель рабочего процесса с программным обеспечением использованы для разработки дизеля 6ЧН 25/34 модификации для плавучих кранов (МПК) и могут быть использованы на стадии проектирования среднеоборотных дизелей с турбонаддувом другого типа, которые будут эксплуатироваться только в переходных режимах.

Реализация результатов работы. Результаты исследования внедрены в производство на ордена Трудового Красного Знамени машиностроительном заводе им. 25^{го} Октября. С 1989 года начато производство и поставки Минрефллоту РСФСР дизелей 6ЧН 25/34 МПК. Экономический эффект от внедрения составляет 200 тысяч рублей в год.

Апробация работы. Основные положения и отдельные разделы диссертационной работы доложены на Всесоюзной межотраслевой научно-технической конференции (Развитие дизельных двигателей, топливной аппаратуры и повышение эксплуатационной экономичности. - Л.: 1985), на Всесоюзном семинаре по ДВС при МВТУ им. Н.Э.Баумана (1986, 1987 г.г.), на Всесоюзной научной конференции (Проблемы совершенствования рабочих процессов в двигателях внутреннего сгорания. - М.: 1986), на ежегодных научно-технических конференциях по итогам НИР кафедры судовых энергетических установок и автоматики МИВТа (1986, 1987, 1988, 1989 г.г.) и на ежегодных научно-технических конференциях подсекции рабочих процессов дизелей и топливоподающей аппаратуры МАДИ (1987, 1988 г.г.).

Публикации. По теме диссертации опубликовано 6 статей и тезисы доклада на Всесоюзной научной конференции 1986 г.

Структура и объем работы. Диссертационная работа состоит из введения, четырех глав, заключения, списка использованной литературы и приложений. Объем диссертации: 119 страниц основного текста, 50 рисунков, 10 таблиц. Список использованной литературы включает 137 наименований.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении кратко описано состояние и сформулированы основные особенности исследуемой проблемы. Показана цель диссертационной работы, ее актуальность и практическая ценность.

В первой главе проведен анализ режимов работы и рассмотрен опыт эксплуатации дизелей без наддува и с турбонаддувом в составе энергоустановок плавучих кранов, а также анализ результатов исследований по улучшению динамических качеств дизелей с турбонаддувом, повышению их эффективных показателей и надежности при работе в переходных режимах.

Энергоустановки плавучих кранов 90% времени работают при грейферных режимах (рис. 1), когда изменение нагрузки носит резкопеременный характер при ее среднем значении 25–30% от номинальной.

Двигатели без наддува типа Ч 23/30, которые в настоящее время используются в составе энергоустановок плавучих кранов, работают при грейферных режимах вполне удовлетворительно, полностью вырабатывая моторесурс, при незначительном увеличении среднего часового расхода топлива за навигацию (рис. 2). Однако дизели данного типа снимаются с производства наряду с другими неперспективными двигателями без наддува.

Опыт эксплуатации дизелей с турбонаддувом типа ЧН 25/34 в составе энергоустановок плавучих кранов при грейферных режимах показал, что происходит ухудшение их эффективных показателей (см. рис. 2) и надежности работы по ряду взаимосвязанных причин.

При грейферных режимах давление наддувочного воздуха ниже давления выпускных газов, что вызывает их заброс из цилиндра во впускной коллектор и из выпускного коллектора в цилиндр. При набросах нагрузки происходит более интенсивный рост давления выпускных газов P_g по сравнению с давлением наддувочного воздуха P_{int} , что еще значительно ухудшает качество протекания процесса газообмена.

При набросах нагрузки за короткий интервал времени происходит увеличение цикловой подачи топлива до максимальной, что из-за инерционности турбокомпрессора приводит к попаданию части топлива в пристеночную зону и снижению коэффициента избытка воздуха при сгорании для дизеля 6 ЧН 25/34 до $\alpha'_i = 1,1$ и ниже. Это в свою очередь приводит к увеличению содержания сажи в выпускных газах

Осциллограмма изменения нагрузки на дизель-генератор
при грейферном режиме работы

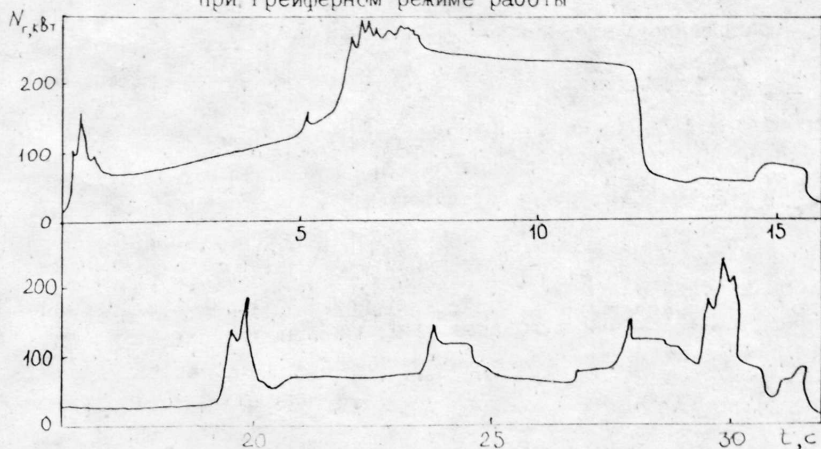
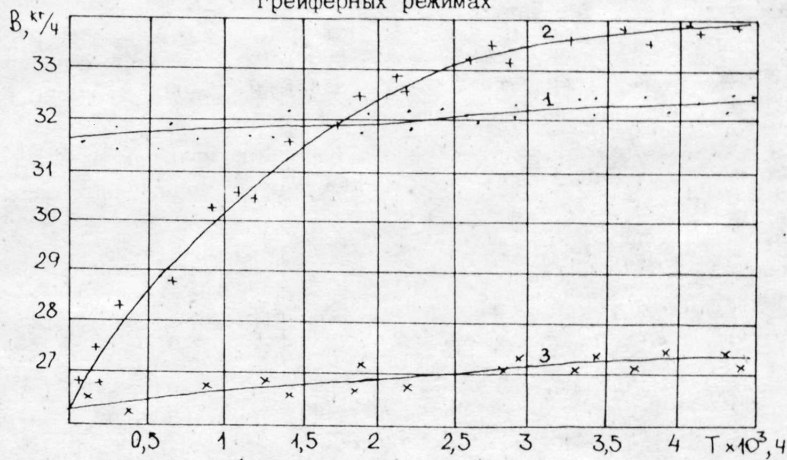


Рис. I

Изменение среднего часового расхода топлива в течение
навигации при работе энергоустановок плавучих кранов в
грейферных режимах



- I - ДГРПА 300/750 (дизель 84 23/30);
2 - ДГРПА 320/500 (серийный дизель 6ЧН 25/34);
3 - ДГРПА 320/500 (дизель 6ЧН 25/34 МК).

Рис. 2

примерно на порядок.

Периодические выбросы большого количества сажи во впускной коллектор вместе с выпускными газами и прохождение еще большего количества сажи через сопловой аппарат турбины приводит к их быстрому закоксуванию отложениями, состоящими из смеси сажи с продуктами разложения смазочного масла. Это вызывает дальнейшее ухудшение протекания процесса газообмена и увеличение дымности выпускных газов, что требует внеплановых переборок двигателя, увеличивая стоимость его эксплуатации.

Однако у дизеля с турбонаддувом 6ЧН 25/34 имеются резервы по повышению эффективных показателей и надежности при работе в грейферных режимах, так как в начальный период эксплуатации (см. рис. 2) он работает более экономично, чем дизель 8Ч 23/30.

Методы улучшения динамических качеств, повышения эффективных показателей и надежности работы дизелей с турбонаддувом в переходных режимах широко освещены в работах ЦНИДИ, ХПИ, НКИ, Крутов В.И., Толшина В.И., Леонова О.Б., и др. Проведенный обзор и анализ данных методов показал, что перспективным и новым для практики отечественного двигателестроения, может явиться путь повышения эффективных показателей и надежности работы дизелей с турбонаддувом при их эксплуатации только в переходных режимах при набросах нагрузки, за счет оптимизации фаз газораспределения и соответственно процесса газообмена.

Во второй главе проведен анализ существующих методов расчета рабочего процесса дизелей с турбонаддувом при переходных режимах работы. Исследованию дизелей с турбонаддувом в переходных режимах работы при моделировании процессов с использованием программирования на ЭВМ посвящено большое количество работ. Среди них можно выделить работы Крутова В.И., Толшина В.И., Гончара Б.М., Самсонова Л.А., Леонова О.Б. и др.

На основании выполненного анализа, проведен выбор и обоснование математического описания рабочего процесса среднеоборотного четырехтактного дизеля с турбонаддувом в переходных режимах работы.

Процесс газообмена описывается системой дифференциальных уравнений, разработанной Самсоновым Л.А., дающей возможность учитывать интенсивные забросы выпускных газов из цилиндра во впускной коллектор и из выпускного коллектора в цилиндр в момент

перекрытия клапанов, что имеет место при резкопеременном изменении нагрузки грейферных режимов.

При расчете процесса газообмена в цилиндре дизеля принимается гипотеза о мгновенном и полном перемешивании выпускных газов и воздуха. При забросе выпускных газов из цилиндра во впускной коллектор принимается гипотеза послойного вытеснения воздуха от области, лежащей вблизи впускного клапана. В выпускных коллекторах проводится приближенный учет нестационарных явлений, что является вполне достаточным для среднеоборотных дизелей.

Процессы сгорания и расширения описываются дифференциальным уравнением первого закона термодинамики. Для расчета процесса сгорания в настоящей работе, используя опыт существующих исследований, по большей выборке экспериментальных данных, полученных на дизелях типа ЧИ 25/34, были определены эмпирические зависимости параметров, необходимых для формирования характеристик тепловыделения дизеля с открытой камерой сгорания, в виде двух экспоненциальной зависимости. Параметры характеристик тепловыделения определялись в зависимости от коэффициента избытка воздуха при сгорании α_i , периода задержки воспламенения τ_i и от доли цикловой подачи топлива, попавшей в пристеночную зону $\bar{v}_{\text{цпр}}$, которая определяется с использованием методики Лышевского А.С.

Доля теплоты, выделившейся при сгорании топлива испарившегося за период задержки воспламенения

$$X_i = 0,011 \alpha_i'^{0,37} \tau_i^{2,13} \quad (I)$$

Максимальная скорость тепловыделения при сгорании топлива, испарившегося за период задержки воспламенения

$$\left(\frac{dx_i}{dt} \right)_{\max} = 3 \alpha_i'^{0,3} \tau_i^{2,18} \quad (2)$$

Доля теплоты, выделившейся в процессе сгорания

$$X_{\max} = \alpha - 0,72 \alpha_i'^{-0,17} \bar{v}_{\text{цпр}}^{1,26} \quad (3)$$

где при $\alpha_i' \geq 1$ $\alpha = 1$, при $\alpha_i' < 1$ $\alpha = \alpha_i'$.

Максимальная скорость тепловыделения при диффузионном сгорании

$$\left(\frac{dx_2}{dt}\right)_{\max} = 105 \alpha_1^{0,12} (1 - 0,5 \cdot \beta_{\text{цпр}})^{0,93} \quad (4)$$

Представленная математическая модель рабочего процесса позволила провести расчет большого количества переходных режимов работы при варьировании конструктивными параметрами систем газообмена и турбонаддува. Принятые допущения, упрощая математическую модель, незначительно влияют на ее достоверность, что подтверждается достаточно хорошим совпадением расчетных и экспериментальных данных.

В третьей главе представлены результаты численного эксперимента, проведенного на ЭВМ с использованием программы расчета, составленной по математической модели рабочего процесса дизеля с турбонаддувом, при переходных режимах.

Оптимизация процесса газообмена дизеля 6ЧН 25/34 для грейферных режимов осуществлялась с помощью критерия, который был получен при следующих допущениях:

- за начало переходного процесса принимается момент увеличения цикловой подачи топлива до максимальной, так как быстрое действие регулятора скорости непрямого действия (РН-30), как правило, значительно меньше длительности переходного процесса, соответственно цикловая подача топлива принимается постоянной и максимальной;

- влияние изменения частоты вращения двигателя, работающего в составе дизель-генератора, на индикаторный КПД незначительно по сравнению с коэффициентом избытка воздуха, поэтому этим изменением пренебрегаем;

- на основании большого количества экспериментальных данных предполагается, что к моменту увеличения цикловой подачи топлива до максимальной при набросе нагрузки, частота вращения турбокомпрессора практически не изменяется по сравнению с исходной, а в дальнейшем его частота вращения и соответственно давление наддувочного воздуха возрастают по экспоненциальной зависимости.

Изменение индикаторного КПД при набросах нагрузки соответствует изменению давления наддувочного воздуха

$$(1 - \bar{\eta}_i) = (1 - \bar{\eta}_{i0}) \exp\left(-\frac{\Delta \bar{M}_{tto}}{T_{tt}} t\right), \quad (5)$$

где $\Delta \bar{M}_{tto}$ - относительная величина перепада момента на валу турбокомпрессора в начальный момент переходного процесса;

T_{tt} - постоянная времени турбокомпрессора, с.

За критерий принимается интеграл от изменения индикаторного КПД, по которому оцениваются динамические качества дизеля с турбо-наддувом

$$\Phi_L = (1 - \bar{\eta}_{i0}) \int_{t=0}^{t=\infty} \exp\left(-\frac{\Delta \bar{M}_{tto}}{T_{tt}} t\right) dt. \quad (6)$$

После интегрирования критерий принимает вид

$$\Phi_L = (1 - \bar{\eta}_{i0}) \cdot \frac{T_{tt}}{\Delta \bar{M}_{tto}}. \quad (7)$$

В случае, когда давление насосных потерь изменяется в значительных пределах, целесообразнее в составе критерия использовать вместо индикаторного - эффективный КПД.

На рис. 3 представлен характер изменения относительных величин массового расхода выпускных газов и воздуха через выпускной и выпускной клапаны по отношению к среднему расходу воздуха через двигатель, который в начальный момент времени можно принять соответствующим режиму, предшествующему набросу нагрузки. Ухудшение качества протекания процесса газообмена происходит по следующим причинам: заброс выпускных газов из цилиндра во впускной коллектор и из выпускного коллектора в цилиндр в момент перекрытия клапанов, а также из-за выброса части заряда во впускной коллектор в период от НМТ до открытия впускного клапана.

Такой характер протекания процесса газообмена вызван двумя взаимосвязанными причинами. Во-первых, особенностями рейферного режима с его характерными набросами нагрузки, что вызывает более интенсивный рост давления выпускных газов перед турбиной по сравнению с давлением наддувочного воздуха, из-за инерционности турбокомпрессора. Во-вторых, конструктивными факторами: система газообмена изготовлена и настроена для обеспечения наиболее эконо-

Изменение относительных расходов через выпускные и впускные клапана в момент наброса нагрузки

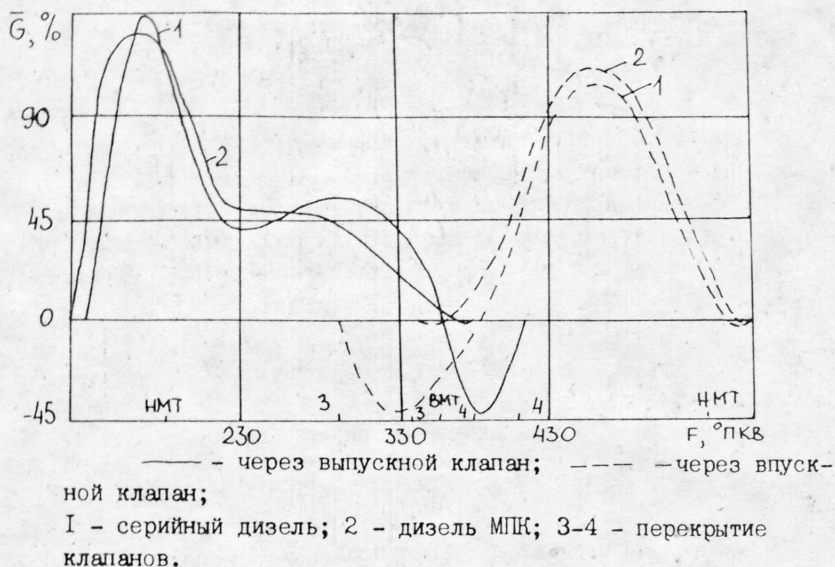


Рис. 3

мичной работы на режимах близких к номинальному.

По результатам расчетных исследований с использованием метода случайных возмущений было определено изменение фаз газораспределения от серийного варианта № 1 до варианта № 2 оптимального для рейферных режимов, представленных в таблице.

Оптимизация фаз газораспределения позволила устранить негативные факторы (см. рис. 3), ухудшающие качество протекания процесса газообмена.

При оптимизации фаз газораспределения значительно уменьшается угол перекрытия клапанов, поэтому изменение параметров, характеризующих качество протекания рабочего процесса, представлено в зависимости от его величины. На рис. 4 представлен характер изменения коэффициентов наполнения и остаточных газов, показывающий, что оптимизация фаз газораспределения, значительно улучшает воздухообмен дизеля с турбонаддувом при набросах нагрузки рейферных режимов. На рис. 5 представлен характер изменения

Изменение коэффициентов наполнения и остаточных газов от угла перекрытия клапанов в момент наброса нагрузки

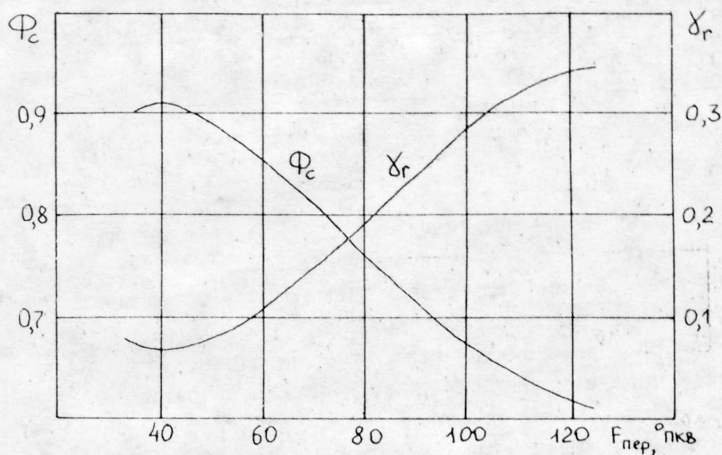


Рис.4

Изменение относительной величины индикаторного КПД и инженерного критерия, характеризующего динамические качества дизеля, от угла перекрытия клапанов в момент наброса нагрузки

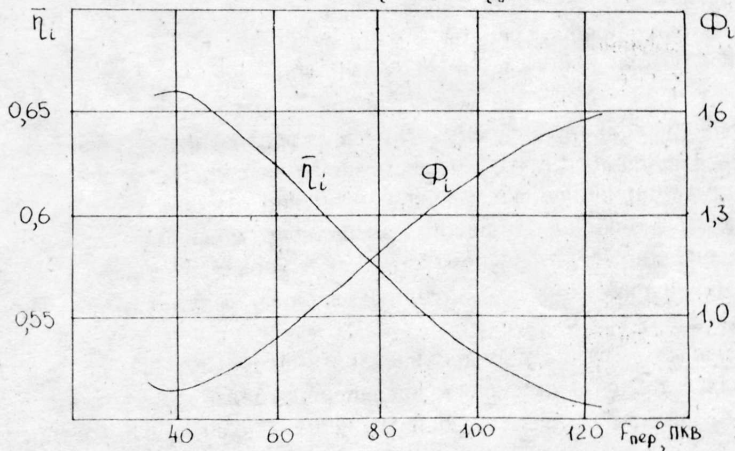


Рис.5

Таблица

Изменение фаз газораспределения при оптимизации
процесса газообмена для грейферных режимов

№ вариан- та	Выпускной клапан		Впускной клапан		Угол пере- крытия клапанов
	Открытие от НМТ	Закрытие за ВМТ	Открытие до ВМТ	Закрытие за НМТ	
1	50	50	70	30	120
2	60	20	20	20	40

относительной величины индикаторного КПД и инженерного критерия, характеризующего динамические качества дизеля с турбонаддувом, показывающий их значительное улучшение при оптимальных для грейферных режимов фазах газораспределения.

При расчетных исследованиях установлено, что попадание части цикловой подачи топлива в пристеночную зону открытой камеры сгорания, имеющее место при набросах нагрузки грейферных режимов, значительно ухудшает качество протекания рабочего процесса. Одновременно показано, что изменение площади проходного сечения соплового аппарата турбины в пределах 10%, определяемое практическими соображениями, незначительно влияет на динамические качества двигателя 6ЧН 25/34.

В четвертой главе представлено описание экспериментального стенда, метод проведения испытаний и оценка погрешности измерений, которые проводились в соответствии с требованиями ГОСТ 10448-80.

Испытания дизеля проводились по нагрузочной характеристике и при ступенчатых набросах нагрузки 300 кВт, соответствующей максимально возможному набросу нагрузки грейферных режимов.

Изменение площади проходного сечения соплового аппарата турбины от серийного в сторону увеличения и уменьшения на 10% не оказало практического влияния на характер изменения параметров при работе дизеля 6ЧН 25/34 по нагрузочной характеристике, а также на его динамические качества, что подтвердило результаты расчетных исследований.

Уменьшение угла перекрытия клапанов со 120° ПКВ до 40° ПКВ у дизеля 6ЧН 25/34 привело к увеличению удельного эффективного расхода топлива на режимах близких к номинальному, не более чем

на 1%, за счет снижения расхода воздуха и коэффициента избытка воздуха на этих режимах. Однако этот фактор не является решающим, так как дизель 6ЧН 25/34 МПК работает только в грейферных режимах при среднем значении нагрузки не более 30 % от номинальной мощности.

Одновременно при максимальной нагрузке происходит повышение температуры выпускных газов на выходе из цилиндров двигателя с 640 К до 723 К и перед турбиной с 753 К до 790 К, т.е. теплонпряженность дизеля возрастает.

Температурный уровень деталей ЦПГ при максимальной нагрузке не превышает допустимые пределы, для материалов из которых они изготовлены. Однако в данном случае у дизеля 6ЧН 25/34 МПК температура на поверхности трения цилиндровой втулки равна 180°C и приближается к 200°C – предельно допустимому значению, при котором интенсифицируются механические износы. Температурные уровни деталей ЦПГ дизеля 6ЧН 25/34 серийного и МПК при работе в условиях адекватных наиболее тяжелому грейферному режиму практически не отличаются и равны 180°C. Соответственно дизель 6ЧН 25/34 МПК с уменьшенным перекрытием клапанов может надежно работать при грейферном режиме.

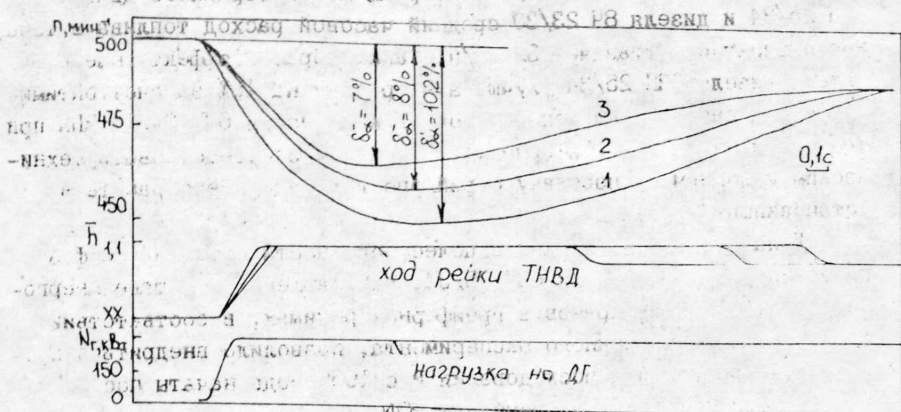
Результаты исследования динамических качеств дизеля 6ЧН 25/34 серийного и МПК представлены на рис. 6.

При ступенчатом набросе нагрузки на дизель-генератор с серийным двигателем при температуре стенок камеры сгорания 130-155°C, соответствующей режиму холостого хода, заброс частоты вращения δ_{α}^- (см. рис. 6) составляет 10,2 % или 51 мин⁻¹, что не соответствует ГОСТ 10511-83. Длительность переходного процесса τ в этом случае составляет 3,6 с и соответствует ГОСТ 10511-83.

Ступенчатый наброс нагрузки на дизель-генератор с двигателем МПК проводился при температурных состояниях ЦПГ соответствующих режимам холостого хода и номинальному. В первом случае температура стенок камеры сгорания составляет 130-140°C, заброс частоты вращения $\delta_{\alpha}^- = 8\%$ или 40 мин⁻¹, а длительность переходного процесса $\tau = 3$ с. Во втором случае дизель предварительно работал 30 минут при номинальной нагрузке, после ее сброса на 10-15 секунд до тех пор, пока давление наддувочного воздуха не снизится до величины соответствующей режиму холостого хода, производился наброс нагрузки. В настоящем случае температура стенок камеры сгорания состав-

Осциллограммы переходных процессов ДГРГА 320/500

при набросах нагрузки 300 кВт



1 - серийный дизель; 2 - дизель МПК; 3 - дизель МПК (температурное состояние ЦПГ соответствует номинальному режиму).

Рис. 6

ляет 240-265°C, заброс частоты вращения $\delta\omega = 7\%$ или 35 мин⁻¹, а длительность переходного процесса $\tau = 2,5$ с. В обоих случаях параметры переходных процессов соответствуют ГОСТ 10511-83.

Сравнительный анализ показывает, что оптимизация фаз газораспределения, позволила значительно улучшить динамические качества дизеля 6ЧН 25/34. Изменение температурного состояния деталей ЦПГ позволило косвенно оценить влияние попадания части цикловой подачи топлива в пристеночную зону. Если считать долю цикловой подачи топлива, попавшей в пристеночную зону, одинаковой при различных температурных уровнях деталей ЦПГ, то при большей температуре из-за более интенсивного испарения топлива с поверхности камеры сгорания, доля сгоревшего топлива будет выше и динамические качества дизеля лучше. Незначительное влияние на улучшение динамических качеств дизеля при повышении температуры деталей ЦПГ оказывает уменьшение в среднем не более, чем на 5% потерь в охлаждающую воду.

Опыт эксплуатации дизелей 6ЧН 25/34 МПК, начиная с 1987 года, подтвердил результаты расчетных и экспериментальных исследований. Средний часовой расход топлива дизеля 6ЧН 25/34 МПК в течение

навигации составляет 27 кг/ч (см. рис. 2). У серийного двигателя 6ЧН 25/34 и дизеля 8Ч 23/30 средний часовой расход топлива в течение навигации составляет 32 кг/ч. Таким образом эффективные показатели дизеля 6ЧН 25/34 улучшены в среднем на 15% за счет оптимизации фаз газораспределения. Срок службы дизеля 6ЧН 25/34 МПК при его эксплуатации в грейферных режимах стал соответствовать техническим условиям на поставку серийного дизеля при его работе в установившихся режимах.

Доказательно на практике целесообразности оптимизации фаз газораспределения дизеля 6ЧН 25/34, работающего в составе энергоустановок плавучих кранов в грейферных режимах, в соответствии с результатами численного эксперимента, позволило внедрить в производство результаты исследования и с 1989 года начаты поставки дизелей 6ЧН 25/34 МПК Минречфлоту РСФСР.

ВЫВОДЫ

1. Проведенный анализ результатов предварительных экспериментальных исследований и возможных способов улучшения протекания рабочего процесса среднеоборотных дизелей с турбонаддувом при переходных (грейферных) режимах работы показал, что новым для практики отечественного двигателестроения является способ улучшения динамических качеств, повышения эффективных показателей и надежности дизелей с турбонаддувом за счет улучшения протекания процесса газообмена при оптимизации фаз газораспределения для переходных (грейферных) режимов работы.

2. Исследования процесса сгорания переходных режимов работы дизеля с турбонаддувом показали, что существенную роль в образовании сажи и неполном сгорании топлива при набросах нагрузки и увеличении цикловой подачи топлива играет его частичное попадание в пристеночную зону, которое объясняется пониженной плотностью заряда и увеличенным периодом задержки воспламенения. С учетом этого фактора на базе дизеля типа ЧН 25/34 разработаны эмпирические зависимости параметров, необходимых для формирования характеристик тепловыделения среднеоборотного дизеля с открытой камерой сгорания и давлением наддувочного воздуха в пределах 150 кПа при различных условиях работы.

3. Представленные математическая модель и инженерный метод оптимизации процесса газообмена двигателя с турбонаддувом, работаю-

шего в составе дизельгенератора при переходных режимах, позволил провести оптимизацию фаз газораспределения дизеля 6ЧН 25/34 для грейферных режимов, что привело к уменьшению перекрытия клапанов со 120° ПКВ до 40° ПКВ.

4. Проведенные экспериментальные исследования, подтвердили достоверность математической модели рабочего процесса и доказали, что оптимизация фаз газораспределения приводит к улучшению динамических качеств дизеля 6ЧН 25/34. Опытная эксплуатация трех дизелей 6ЧН 25/34 МПК в составе энергоустановок плавучих кранов, начиная с 1987 года подтвердила улучшение их эффективных показателей по сравнению с серийным дизелем 6ЧН 25/34 и дизелем 8Ч 23/30.

Основные положения диссертации отражены в работах:

1. Толшин В.И., Федин К.И., Образцов Д.И. Газообмен 4-х тактного судового дизеля с импульсным наддувом в неустановившихся режимах // Проблемы совершенствования рабочих процессов в двигателях внутреннего сгорания: Тез. докл. Всесоюзной научной конференции. - М., 1986. - С. 120-121.
2. Толшин В.И., Федин К.И. Повышение эффективных показателей дизелей с турбонаддувом плавучих кранов // Труды МИИВТа. - М., 1986. - С. 25-35.
3. Толшин В.И., Моргунов В.Н., Федин К.И. Совершенствование энергоустановок плавучих кранов // Труды МИИВТа. - М., 1987. - С. 96-105.
4. Бабич А.С., Федин К.И. Приборы и методы для экспериментального исследования процессов в цилиндре дизеля плавучего крана // Труды МИИВТа. - М., 1987. - С. 106-111.
5. Федин К.И. Повышение надежности и эффективных показателей перспективных энергоустановок плавучих кранов // Экспресс-информация. - № 14. - М., Речной транспорт, 1987. - С. 5-8.
6. Федин К.И., Толшин В.И., Литвин С.Н. Моделирование рабочего процесса дизеля с турбонаддувом в переходных режимах // Двигателестроение. - 1989. - № 5. - С. 13-14.
7. Толшин В.И., Федин К.И. Модификация дизеля с турбонаддувом для плавучих кранов // Научно-технический информационный сборник. - № 6. - М., ЦЕНТИ Минречфлота, 1989. - С. 18-19.

Отпечатано на ротационте МИЛТа тираж 100 заказ № 570
подписано к печати 15.02.1990 г. Л-15096