

М387631
МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО
ОБРАЗОВАНИЯ С С С Р

МОСКОВСКОЕ ОРДЕНА ЛЕНИНА, ОРДЕНА ОКТЯБРЬСКОЙ РЕВОЛЮЦИИ
И ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ ВЫСШЕЕ ТЕХНИЧЕСКОЕ
УЧИЛИЩЕ ИМЕНИ Н.Э.БАУМАНА

На правах рукописи

ТАРХАНОВ ОЛЕГ АБДУЛХАКОВИЧ

ВЛИЯНИЕ ДОПОЛНИТЕЛЬНОЙ ПОДАЧИ ТОПЛИВА НА
ИСХОДНОМ РЕЖИМЕ НА РАБОТУ СВОБОДНОГО ТУРБОКОМПРЕССОРА
И ЭФФЕКТИВНОСТЬ РАЗГОНА ДИЗЕЛЯ
(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 - 1981

Работа выполнена в Московском ордена Ленина, ордена Октябрьской революции и ордена Трудового Красного Знамени высшем техническом училище имени Н.Э.Баумана

Научный руководитель - кандидат технических наук,
и.о.профессора О.Б.ЛЕОНОВ

Официальные оппоненты - доктор технических наук,
профессор М.Г.МАХАНЬКО

- кандидат технических наук,
доцент И.В.ЛЕОНОВ

Ведущее предприятие - Государственный союзный ордена
Трудового Красного знамени
научно-исследовательский
тракторный институт (НАТИ)

Защита диссертации состоится "28" декабря 1981 г.
в 14 часов на заседании специализированного Совета
К.053.15.05 "Тепловые машины и теоретические основы теплотех-
ники" МВТУ им.Н.Э.Баумана по адресу:

107005, Москва, Лефортовская набережная, д.1, корпус
"Энергомашиностроение"

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке МВТУ
им.Н.Э.Баумана.

Ваши отзывы на автореферат и копии автореферата, заверен-
ные печатью учреждения, прошу прислать по адресу:
107005, Москва, 2-я Бауманская ул., д.1,
им.Н.Э.Баумана, ученому секретарю

Автореферат разослан

Ученый секретарь спе-
циализированного
Совета К.053.15.05,

М387631

Актуальность исследования. В основных направлениях экономического и социального развития СССР на 1981-1985 годы и на период до 1990 года, принятых XXVI съездом КПСС, нашли отражение конкретные задачи, поставленные перед отечественным двигателестроением, главная из которых - повышение экономических мощностных показателей работы двигателей внутреннего сгорания.

Значительный резерв повышения эффективности работы двигателей транспортного назначения заключен в улучшении рабочего процесса на неустановившихся режимах, которые составляют большую часть времени их эксплуатации. Неудовлетворительное протекание рабочего процесса в дизелях с газотурбинным наддувом (ГТН) на неустановившихся режимах во многом обуславливается несоответствием в цилиндрах воздушного заряда количеству поданного топлива, связанным с конструктивной особенностью данного типа двигателей - наличием газовой связи между поршневой частью и турбокомпрессором (ТК).

Изыскание путей повышения мощностных и экономических показателей работы дизелей с ГТН в условиях неустановившихся режимов требует уточнения причин недостаточной производительности ТК и разработки конструктивных мероприятий, способствующих улучшению воздухообеспечения цилиндров двигателя на переходных режимах.

Цель работы. Исследование работы ТК на переходном режиме двигателя. Создание методики расчета цикловой располагаемой работы выпускных газов перед турбиной, позволяющей при использовании экспериментальных данных определять ее значения для циклов установившихся и неустановившихся режимов с целью выявления причины низкой производительности ТК на переходных режимах двигателя. Разработка и исследование способа улучшения воздухообеспечения дизеля с ГТН в условиях переходного режима посредством предварительного повышения на исходном режиме частоты вращения ротора ТК, достигаемого увеличением располагаемой работы выпускных газов перед турбиной при подаче в цилиндры дополнительного количества топлива в периоде расширения.

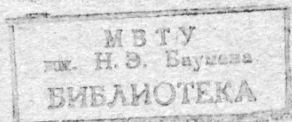
Научная новизна. Предложен способ улучшения воздухообеспечения цилиндров дизеля с ГТН на переходных режимах, заключающийся в предварительном изменении исходного режима ТК благодаря подаче

НТБ МГТУ им. Н.Э. Баумана



1387631

Тарханов О.А. Влияние допо



дополнительного количества топлива в периоде расширения. Дополнительный впрыск топлива в цилиндры способствует увеличению располагаемой работы газов, приводящему к повышению мощности турбины, и, следовательно, подготовке системы воздухообеспечения к совершению дизелем переходного режима. Разработана методика определения цикловой располагаемой работы выпускных газов на входе в турбину ТК, позволяющая с достаточной для проведения сравнительного анализа точностью вычислять ее значения в сходственных циклах установившихся и переходного режимов, т.е. при одинаковых (средних за время цикла) положениях органа регулирования подачи топлива и угловых скоростях вращения коленчатого вала. На основании расчетно-экспериментального исследования установлено, что меньшие значения параметров наддувочного воздуха в циклах переходного режима по сравнению с соответствующими величинами в сходственных циклах установившихся режимов обусловлено недостаточностью цикловых располагаемых работ газов перед турбиной ТК.

Практическая ценность. Применительно к высокофорсированным дизелям с ГТН, имеющим систему топливоподачи управляемого впрыска, предложен способ улучшения воздухообеспечения цилиндров на переходных режимах, предусматривающий предварительное изменение исходного режима ТК путем ввода части цикловой подачи топлива в периоде расширения. Использование способа позволяет уменьшить количество топлива, расходуемого дизелем при переходе с одного установившегося режима на другой, и сократить продолжительность его работы на переходном режиме. Разработанная методика определения располагаемой работы выпускных газов перед ТК за рабочий цикл двигателя применима для расчета ее значений как на установившихся, так и переходных режимах.

Апробация работы. Результаты диссертационной работы докладывались на заседаниях кафедры "Комбинированные двигатели внутреннего сгорания" МВТУ им. Н.Э. Баумана в 1978-1980 гг., на Всесоюзной научно-технической конференции "Перспективы развития комбинированных двигателей внутреннего сгорания и двигателей новых схем и топлив" в сентябре 1980 г., на семинарах молодых ученых и специалистов кафедры КДВС МВТУ в 1978-1980 гг.

Публикации. Основные положения диссертационной работы опубликованы в пяти печатных работах.

Объем диссертации. Диссертация состоит из введения, пяти

глав и основных выводов. Содержит 136 страниц основного текста, 58 рисунков, 7 таблиц и список использованной литературы, включающий 130 наименований.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

В первой главе выполнен обзор исследований работы дизеля и его систем, а также проведен анализ способов улучшения воздухо-снабжения комбинированных двигателей внутреннего сгорания на неустановившихся режимах.

Исследователями установлено, что работа двигателя на переходных режимах характеризуется ухудшенным качеством протекания рабочего процесса и, как следствие, заниженными экономическими, мощностными показателями по сравнению с их значениями на установившихся режимах в сходственных условиях. Анализ выполненных исследований процесса топливоподачи, наполнения цилиндров и теплового состояния двигателя на переходных режимах выявил их совместное влияние на качество протекания рабочего процесса в поршневой части и располагаемую работу выпускных газов перед ТК. В дизелях с ГТН параметры поступающего в цилиндры воздуха определяются режимом работы ТК.

Несоответствия параметров воздухообеспечения в сходственных циклах установившихся и переходного режимов этих двигателей обусловлены отличиями условий работы ТК, определяемых, в первую очередь, величиной цикловой располагаемой работы выпускных газов перед турбиной. Вместе с тем в литературных источниках отсутствуют сведения об отличии величин цикловой располагаемой работы газов в сходственных условиях установившихся и неустановившихся режимов.

Анализ исследованных, а также предложенных способов улучшения воздухообеспечения дизеля с ГТН на переходных режимах позволил создать классификацию и сделать вывод о том, что рационально применять способы, реализация которых предполагает использование существующих элементов, систем двигателя или энергетической (транспортной) установки, не требует значительных затрат, отличается эффективностью при осуществлении дизелем возможных видов неустановившегося режима.

На этом основании для комбинированных двигателей, имеющих систему топливоподачи управляемого впрыска, предложен способ улучшения наполнения цилиндров свежим зарядом воздуха в циклах

переходного режима. Сущность способа заключается в предварительном увеличении на исходном режиме частоты вращения ротора ТК и, следовательно, давления наддува и расхода воздуха, достигаемом в результате повышения мощности турбины при вводе в цилиндры дополнительного количества топлива в периоде расширения.

Во второй главе изложена методика расчета располагаемой работы выпускных газов перед турбиной ТК за цикл работы дизеля с ГТН в условиях установившихся и переходного режимов.

При разработке методики расчета располагаемой работы газов приняты следующие допущения. Расчет проводится в рамках квазистационарного процесса без учета влияния динамических явлений в выпускном трубопроводе на располагаемую работу газов. Мгновенные значения температуры выпускных газов перед турбиной определяются по адиабатной зависимости температуры от давления. Значение средней за цикл работы дизеля температуры выпускных газов в одном трубопроводе принимается равной соответствующей величине в другом. Допуская неравномерность наполнения цилиндров воздухом, принимается, что между группами цилиндров, имеющих общий выпускной трубопровод, неравномерность наполнения отсутствует. При подводе выпускных газов к турбине по двум трубопроводам проходное сечение турбины представляется состоящим из двух сечений (отсеков).

Располагаемая работа газов за цикл двигателя равна сумме располагаемых работ потоков газов

$$A_T = A_{T_1} + A_{T_2}. \quad (1)$$

Цикловая располагаемая работа одного, например, первого потока выпускных газов

$$A_{T_1} = \int_{G_2=0}^{G_2=G_{2u}} H_T dG_2, \quad (2)$$

где G_{2u} и $dG_2 = \mu F_T \rho_{T_0} \sqrt{2H_T} dt$ — массовое количество газов, проходящих через эффективное проходное сечение первого отсека турбины μF_T , соответственно в течение цикла и за элементарный промежуток времени dt ;

H_T — мгновенная адиабатическая работа расширения единицы массы газов.

С учетом принятых допущений выражения для определения H_T и плотности газов на выходе из турбины ρ_{T0} запишутся

$$H_T = \frac{\gamma}{\gamma-1} R T_{Tcr}^* \left[\left(\frac{P_{T1}^*}{P_{Tcr}^*} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - \left(\frac{P_{T0}}{P_{Tcr}^*} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right], \quad (3)$$

$$\rho_{T0} = \frac{P_{T0}}{R T_{Tcr}^* \left(\frac{P_{T0}}{P_{Tcr}^*} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}. \quad (4)$$

где $P_{Tcr}^* = (P_{T1cr}^* + P_{T2cr}^*)/2$.

Давление газов на выходе из турбины P_{T0} в течение рабочего цикла принимается постоянным и равным среднему значению, определяемому по записанной осциллограмме. Средние за цикл значения газовой постоянной R и показателя адиабаты γ для выпускных газов находятся по известным зависимостям.

При использовании осциллограммы давления заторможенного потока газов перед турбиной P_{T1}^* значение A_{T1} определяется с помощью численного интегрирования, для чего расчетный участок осциллограммы, соответствующий длительности цикла t_u работы двигателя, разбивается на n интервалов. Приведенное массовое количество газов, проходящих через эффективное сечение $\mu_{F_{T1}}$ за промежуток времени $\Delta t = t_i - t_{i-1}$, соответствующий i -ому интервалу (в случае деления расчетного участка на неравные по продолжительности интервалы), при докритическом режиме истечения определяется по выражению, которое с учетом (2) и (3) имеет вид

$$\bar{G}_{2ii} = \frac{G_{2ii}}{\mu_{F_{T1}}} = B_1 \int_{t_{i-1}}^{t_i} \sqrt{\left(\frac{P_{T1}^*}{P_{Tcr}^*} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - \left(\frac{P_{T0}}{P_{Tcr}^*} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} dt, \quad (5)$$

$$\text{где } B_1 = \frac{P_{T0}}{\left(\frac{P_{T0}}{P_{Tcr}^*} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \sqrt{2 \frac{\gamma}{\gamma-1} \frac{1}{R T_{Tcr}^*}}.$$

Выражение для определения $\bar{G}_{2ii}$ при сверхкритическом режиме истечения имеет вид

$$\bar{G}_{2iikp} = \frac{G_{2iikp}}{\mu_{F_{T1}}} = B_2 \int_{t_{i-1}}^{t_i} \sqrt{P_{T1}^* \frac{\gamma+1}{\gamma}} dt, \quad (6)$$

$$\text{где } B_2 = P_{\text{тср}}^* \frac{\gamma-1}{\gamma} \sqrt{\frac{\gamma}{RT_{\text{тср}} P_{\text{тср}}^*} \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}}$$

Приведенное массовое количество газов, проходящих через эффективное сечение μF_{T_1} за время рабочего цикла

$$\bar{G}_{2i} = \sum_{i=1}^n \bar{G}_{2i} \quad (7)$$

Значение μF_{T_1} определяется по выражению

$$\mu F_{T_1} = \frac{G_2 t_u}{2 \bar{G}_{2i}} \quad (8)$$

где $G_2 = G_0 \left(1 + \frac{1}{\alpha_c L_0} \right)$ - средний по времени расход газов через турбину;

G_0 - средний замеренный секундный расход воздуха через дизель;

α_c - суммарный коэффициент избытка воздуха.

При известном значении μF_{T_1} располагаемая работа первого потока газов за время Δt_i в случае докритического режима истечения равна

$$A_{T_{i1}} = B_3 \int_{t_{i-1}}^{t_i} \sqrt{\left[\left(\frac{P_{T_1}^*}{P_{\text{тср}}^*} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - \left(\frac{P_{T_0}}{P_{\text{тср}}^*} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]^3} dt, \quad (9)$$

где $B_3 = \frac{\gamma}{\gamma-1} \mu F_{T_1} R T_{\text{тср}}^* B_1$.

В случае сверхкритического режима истечения

$$A_{T_{i\text{кр}}} = B_4 \int_{t_{i-1}}^{t_i} \left(\sqrt{P_{T_1}^* \frac{\gamma-1}{\gamma}} - P_{T_0} \sqrt{P_{T_1}^* \frac{\gamma+1}{\gamma}} \right) dt, \quad (10)$$

где $B_4 = \frac{\gamma}{\gamma-1} \mu F_{T_1} \frac{R T_{\text{тср}}^*}{P_{\text{тср}}^* \frac{\gamma-1}{\gamma}} B_2$.

Располагаемая работа первого потока газов за цикл

$$A_{T_1} = \sum_{i=1}^n A_{T_{i1}} \quad (11)$$

По вышеуказанной последовательности, используя осциллограмму давления заторможенного потока газов во втором трубопроводе $P_{T_2}^*$, определяются μF_{T_2} , $A_{T_{2i}}$ и A_{T_2} . По зависимости (I) вычисляется суммарная цикловая располагаемая работа двух потоков выпускных газов.

Несоответствие суммарных цикловых располагаемых работ потоков газов перед турбиной ТК в сходственных циклах неустановившихся (н) и установившихся (у) режимов оценивается коэффициентом

$$K_A = \frac{A_{Тн}}{A_{Ту}} \quad (12)$$

Сравнение значений A_T в сходственных циклах установившихся и неустановившихся режимов позволяет оценить изменения работоспособности газов и наметить необходимые мероприятия для повышения производительности ТК на переходных режимах двигателя.

В данной главе приводится методика расчетно-экспериментального определения средней величины давления наддувочного воздуха в циклах разгона дизеля с ГТН, пригодная при выполнении предварительного анализа работы системы воздухообеспечения и ее доводки в условиях переходных режимов. Величины давления наддува определяются по известным значениям частоты вращения ротора ТК n_{TK} в циклах разгона, а также значениям n_{TK} , давления до и после компрессора в сходственных циклах установившихся режимов. Используемые для определения давления наддува зависимости получены исходя из допущения о равенстве коэффициента напора компрессора в сходственных циклах установившихся и переходного режимов.

В третьей главе описана экспериментальная установка, измерительная и регистрирующая аппаратура, изложены методики проведения исследований и обработки экспериментальных данных, а также дается оценка погрешностей измерения параметров.

Установка включает дизель 6ЧН 15/18 с турбокомпрессором ТКР-14Н-2Б, балансирную динамомашину МПБ-55/34 с независимым возбуждением, контрольную и измерительную аппаратуру, системы автоматического управления и обеспечения нормальной работы двигателя. Установка оснащена двумя комплексами измерительной аппаратуры: для регистрации параметров по показаниям приборов и для записи быстро изменяющихся параметров на осциллографической бумаге.

Расход топлива определяется весовым способом на полуавтоматическом устройстве. Измерение расхода воздуха на неустановившихся режимах производится по средней величине скоростного напора потока в подводящем трубопроводе перед колесом компрессора, изменение которой записывается на осциллографической бумаге.

Частота вращения ротора ТК измеряется фотоэлектрическим способом. Регистрация изменений давлений воздуха во впускном коллекторе и газов в выпускном трубопроводе осуществляется с помощью датчиков типа Д.И., сигналы от которых перед поступлением в осциллограф Н-115 усиливаются усилителем ТА-5. Измерение температуры выпускных газов производится термометром сопротивления, чувствительным элементом которого является вольфрамовая проволока диаметром 0,03 мм. Осциллографируются также изменения крутящего момента, частоты вращения коленчатого вала n_d , давления газов и скорости его нарастания в цилиндре, положения верхней мертвой точки и рейки топливного насоса, давление топлива в нагнетательном трубопроводе, перемещение иглы форсунки.

Экспериментальное исследование проводилось с целью получения данных для выполнения сравнительного анализа работы системы воздухообеспечения двигателя 6ЧН 15/18 в сходственных условиях установившихся и переходного режимов.

В качестве исследуемого переходного режима, характерного для транспортных установок, выбран разгон дизеля под нагрузкой по динамической внешней скоростной характеристике с выходом на номинальный режим, соответствующий эффективной мощности

$N_e = 184$ кВт при $n_d = 25$ с⁻¹. Сходственными установившимися режимами являлись режимы работы двигателя по внешней скоростной характеристике. Разгон двигателя, вызываемый перемещением рейки топливного насоса на упор максимальной подачи топлива, начинается с исходного режима, характеризуемого $N_e = 51,4$ кВт и $n_d = 13,33$ с⁻¹.

Методика обработки результатов измерений предусматривает определение параметров работы двигателя как по данным протоколов испытаний, так и по записанным осциллограммам.

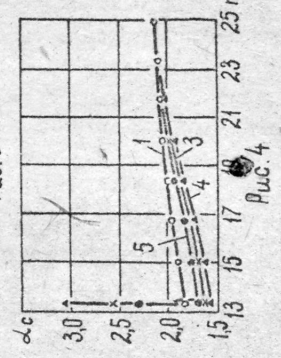
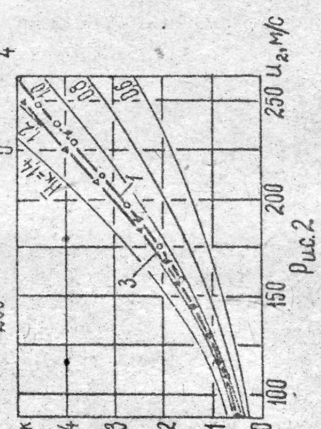
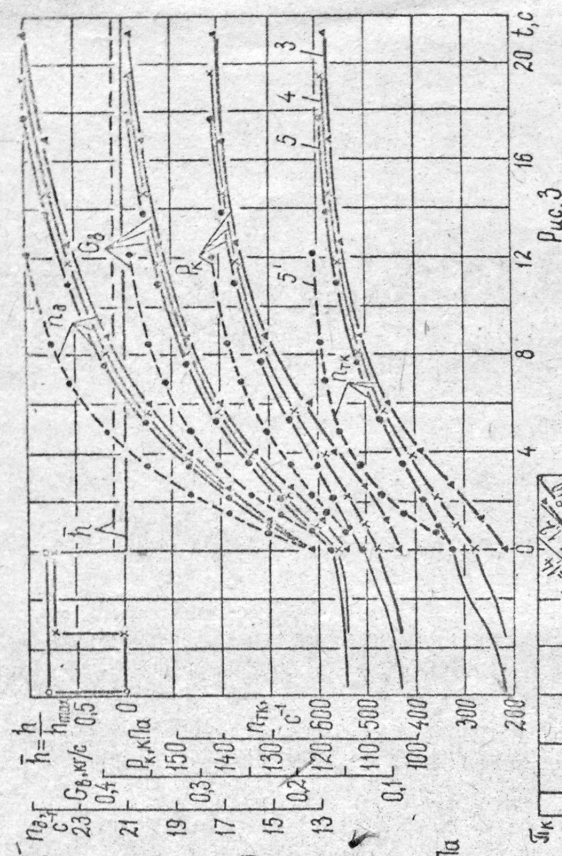
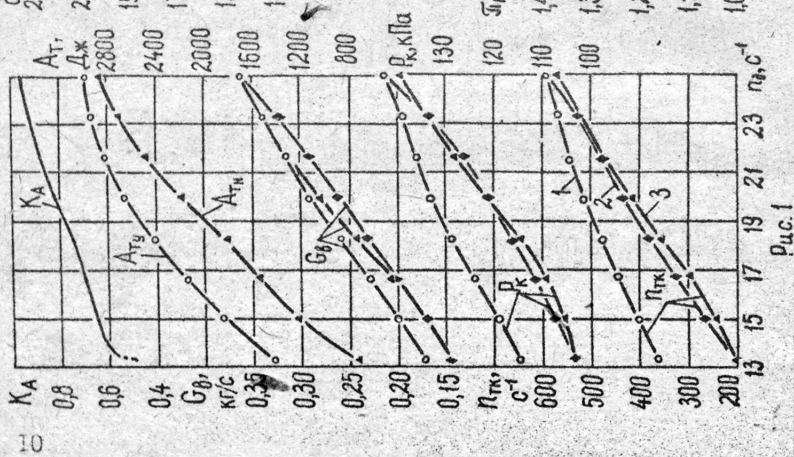
Проведенный анализ погрешностей измерения параметров работы дизеля позволяет сделать вывод о том, что используемая измерительная и регистрирующая аппаратура обеспечивает получение экспериментальных данных с удовлетворительной точностью.

Четвертая глава посвящена исследованию воздухообеспечения двигателя на установившихся и переходном режимах.

Изменения параметров $p_{гк}$, давления наддува p_k , G_B при работе дизеля на установившихся режимах внешней скоростной (кривая 1) и генераторной (кривая 2) характеристиках, а также во время разгона (кривая 3) приведены на рис.1. Характер про-

теkania параметров n_{TK} , P_K , G_B в переходном режиме и их несоответствие значениям в сходственных установившихся режимах обусловлены особенностью работы ТК, определяющейся, в свою очередь, изменением располагаемой работы выпускных газов перед турбиной во время разгона двигателя. В результате расчетно-экспериментального определения суммарных цикловых располагаемых работ газов в сходственных циклах установившихся режимов A_{Ty} и неустановившегося режима разгона A_{TH} установлено их отличие (рис.1).

На исходном перед разгоном режиме суммарная располагаемая работа газов равна 744,2 Дж, что составляет 48,6% от значения A_{Ty} на режиме внешней скоростной характеристике при той же величине $n_d = 13,33 \text{ с}^{-1}$. Увеличение подачи топлива в цилиндры во время разгона вызывает возрастание энергии выпускных газов. Например, на пятом цикле разгона ($n_d = 14,16 \text{ с}^{-1}$) прирост A_{TH} по сравнению с соответствующим значением на исходном режиме составляет 298 Дж, т.е. 40%. Несмотря на значительное повышение A_{TH} ее величина составляет только 62,5% от значения A_{Ty} сходственного цикла внешней скоростной характеристики. Этим объясняются существенные несоответствия значений параметров n_{TK} , P_K и G_B в указанных сходственных циклах. В последующих циклах переходного режима по мере увеличения воздушного заряда цилиндров, а также повышения теплового состояния деталей, образующих камеру сгорания, происходит улучшение протеканий процессов смесеобразования и сгорания в поршневой части двигателя. Это вызывает возрастание цикловых располагаемых работ газов, способствующее интенсивному разгону ротора ТК и повышению параметров наддувочного воздуха. Вместе с тем значения A_{TH} меньше соответствующих величин A_{Ty} сходственных циклов установившихся режимов. Так, в сходственном условии внешней скоростной характеристики и разгона (двадцатый цикл разгона), соответствующем $n_d = 16,66 \text{ с}^{-1}$, величина A_{TH} отличается от A_{Ty} на 615,7 Дж, т.е. на 28,6%, а в сходственных циклах при $n_d = 21,66 \text{ с}^{-1}$ отличие указанных величин составляет 12,2%. Следовательно, низкая производительность ТК во время разгона двигателя по сравнению с производительностью в сходственных условиях установившихся режимов обусловлена, в первую очередь, недостаточностью располагаемой работы выпускных газов перед турбиной в циклах переходного режима.



Анализ работы ТК в сходственных условиях установившихся и переходного режимов также показал, что в процессе разгона двигателя коэффициент напора компрессора Π_k возрастает (рис. 2, кривая 3) и, начиная с цикла, соответствующего $\Pi_d = 18,33 \text{ с}^{-1}$, его значения становятся больше значений для сходственных циклов внешней скоростной характеристики (кривая 1). Сравнение к.п.д. компрессора η_k в сходственных циклах, относящихся к диапазону частоты вращения коленчатого вала $\Pi_d = 18,33 - 25 \text{ с}^{-1}$, показывает, что значения η_{kH} больше соответствующих величин η_{kY} на 2-8%. Это объясняется уменьшением температуры воздуха при возрастании скорости потока и интенсификации отвода тепла от рабочего тела в стенки относительно "холодного" ТК во время разгона дизеля. Для определения величин к.п.д. использовались значения коэффициентов напора и работы компрессора.

В пятой главе приводятся результаты экспериментального исследования возможности изменения исходного режима работы ТК увеличением энергии выпускных газов при вводе части цикловой подачи топлива в периоде расширения, а также влияния предварительного регулирования турбокомпрессора на продолжительность и экономичность осуществления дизелем 6ЧН 15/18 переходного режима.

Макетный образец системы топливоподачи, позволяющий организовать двойную подачу топлива, создан на базе топливной аппаратуры исследуемого двигателя, в состав которой включен дополнительный распределительный топливный насос высокого давления НД-22/6 с отключенным регулятором. Кулачковый валок дополнительного насоса соединен с приводным валом основного насоса с помощью устройства, позволяющего устанавливать начало впрыска второй порции топлива по углу поворота коленчатого вала. Насос НД-22/6 может работать также в режиме создания повышенного начального (между впрысками топлива основным насосом) давления в нагнетательных трубопроводах.

На первом этапе исследования на исходном перед разгоном режиме для нескольких положений h дозирующего органа дополнительного насоса определялось соответствующее каждому h значение угла начала впрыска второй порции топлива ψ_n , обеспечивающее максимальное увеличение параметров η_{TK} , P_k и G_B при допустимой дымности отработавших газов. Во время подачи топлива в цилиндры двумя насосами постоянно исходного режима работы дизеля поддерживается регулятором основного насоса. Увеличение

подачи топлива насосом НД-22/6 вызывает ухудшение экономичности работы двигателя, но одновременно, благодаря возрастанию параметров выпускных газов, повышает мощность турбины. Последнее приводит к росту η_{TK} , P_K и G_B соответственно до 48%; 7%; 9%. С увеличением доли топлива, подаваемого в периоде расширения, происходит уменьшение максимального давления сгорания до 20%, а скорости нарастания давления газов в цилиндре — до 36%. В результате измерения дымности газов при организации двойной подачи топлива определены границы возможных изменений ψ_n для различных h исходя из того, что дымность в этих условиях работы дизеля не превышала максимальную величину, соответствующую режимам внешней скоростной характеристики.

На следующем этапе исследования для выбранных положений h (0,83 и 0,9 от максимального перемещения h_{max} дозирующего органа, насоса НД-22) и соответствующих им углах ψ_n (6 и 4 град. п.к.в. после в.м.т.) определялись продолжительности переходных процессов ТК, вызванных включениями насоса НД-22/6, а также дополнительные количества топлива ΔG_T , израсходованные двигателем за время перехода турбокомпрессора на новые режимы его работы. Продолжительности переходных процессов ТК составили 3,5–5,8 с. Секундный расход топлива на исходном режиме при работе дизеля с двумя насосами увеличивается. Однако, ввиду кратковременности переходных процессов ТК, абсолютные значения ΔG_T незначительны и составляют 0,0029–0,0084 кг.

Целью заключительного этапа исследования являлась оценка влияния исходного режима работы ТК на эффективность разгона двигателя. Следует различать предварительно осуществляемый переходный процесс ТК на исходном установившемся режиме и последующий неустановившийся режим разгона дизеля, возникающий в результате появления дисбаланса моментов двигателя и потребителя.

На рис.3 приведены изменения параметров η_d , η_{TK} , P_K и G_B во время разгона дизеля при различных исходных режимах работы ТК. Кривые 3 соответствуют разгону двигателя без предварительного регулирования ТК (штатный разгон), исходный режим которого характеризуется $\eta_{TK} = 220 \text{ с}^{-1}$, $P_K = 103,7 \text{ кПа}$ и $G_B = 0,146 \text{ кг/с}$, а кривые 4, 5 — разгону при увеличении указанных параметров соответственно на 26 и 48%; 4 и 7%; 6 и 9%. Предварительное повышение параметров наддувочного воздуха спо-

способствует улучшению воздухообеспечения цилиндров в первых циклах переходного режима, а увеличение начального значения P_{TK} уменьшает затрачиваемую турбиной работу на изменение кинетической энергии ротора ТК во время разгона. Благодаря улучшению протекания рабочего процесса в этих циклах и уменьшению "потери" мощности турбины на повышение кинетической энергии ротора ТК увеличивается производительность компрессора, т.е. возрастает подача воздуха в цилиндры в последующих циклах разгона (рис.4). Более качественное протекание рабочего процесса в поршневой части в циклах переходного режима способствует развитию двигателем повышенного крутящего момента и сокращению продолжительности работы двигателя на неустановившемся режиме. По сравнению с продолжительностью штатного разгона время, необходимое для перехода двигателя с одного установившегося режима на другой, в случае изменения исходного режима работы ТК сокращается на 8-16%. Несмотря на дополнительный расход топлива, затрачиваемый на предварительную подготовку ТК, достигается улучшение топливной экономичности работы дизеля в условиях переходного режима. Суммарный расход топлива, включающий количество топлива ΔG_T , для исследованных переходных режимов составил 93,4 и 91,4% от расхода топлива дизелем за разгон, произведенный без регулирования ТК.

На рис.3 приведены также изменения показателей одного из разгонов (кривая 5'), отличающихся от ранее рассмотренных переходных режимов тем, что наряду с предварительным регулированием ТК дополнительный насос одновременно с перемещением органа управления двигателем на максимальную подачу топлива основным насосом переводился с режима подачи второй порции топлива не режим создания повышенного начального давления (6-8 МПа) в нагнетательных трубопроводах. Сочетание регулирования ТК на исходном режиме работы дизеля и создания в нагнетательных трубопроводах повышенного начального давления, вызывающего увеличение цикловых подач и качества процесса впрыска топлива в циклах переходного режима, позволяет сократить на 36-42% продолжительность, улучшить на 27-30% топливную экономичность перехода двигателя на другой установившийся режим по сравнению с соответствующими показателями, относящимися к штатному разгону.

Таким образом, предлагаемая организация двойной подачи топлива на исходных режимах в дизелях с ГТН, оснащенных системами топливopодачи управляемого впрыска, будет способствовать улучшению воздухоcнабжения цилиндров, качества протекания рабочего процесса в них и, следовательно, повышению экономических показателей и сокращению времени работы транспортной установки на переходных режимах.

ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ

1. Настоящая работа является продолжением выполняемых в МВТУ им. Н.Э.Баумана исследований неустановившихся режимов комбинированного двигателя внутреннего сгорания, а также разработок мероприятий, повышающих показателей его работы в условиях переходного режима.

2. Разработана методика определения располагаемой работы выпускных газов перед турбиной турбокомпрессора за рабочий цикл двигателя. Методика позволяет провести сравнительный анализ цикловых располагаемых работ газов в сходственных условиях установившихся и неустановившихся режимов дизеля с азоттурбинным наддувом.

3. Результаты расчетно-экспериментального исследования показали, что отличие значений параметров наддувочного воздуха в циклах разгона двигателя 6ЧН 15/18 под нагрузкой от соответствующих величин на сходственных установившихся режимах обусловлено недостаточностью развиваемой турбиной мощности, в первую очередь, вследствие малых значений суммарной располагаемой работы потоков выпускных газов перед турбиной турбокомпрессора ТКР-14Н-2Б в циклах переходного режима. Так, в первом цикле разгона значение суммарной располагаемой работы газов меньше соответствующей величины, относящейся к сходственному циклу внешней скоростной характеристики, на 45%, для пятого цикла указанное отличие составляет 37,5%, для двенадцатого цикла - 28,6%, а для последнего цикла переходного режима - 4%.

4. Исследование работы турбокомпрессора при разгоне двигателя показало, что в диапазоне повышения частоты вращения коленчатого вала 18,33 - 25 с⁻¹ к.п.д. компрессора на 2-8% больше его значений на сходственных установившихся режимах.

5. Предложен расчетно-экспериментальный метод определения

средней величины давления наддува в циклах разгона дизеля по известным значениям частоты вращения ротора турбокомпрессора в переходном режиме, а также значениям частоты вращения ротора, давления до и после компрессора в сходственных циклах установившихся режимов.

6. Применительно к дизелям с газотурбинным наддувом, оснащенным системой топливоподачи управляемого впрыска, предложен способ улучшения воздухообеспечения цилиндров на переходных режимах, предусматривающий повышение параметров работы свободного турбокомпрессора на исходном режиме подачей дополнительного топлива в цилиндры в периоде расширения.

7. В результате проведенного исследования влияния двойной подачи топлива на установившемся режиме перед разгоном на работу свободного турбокомпрессора и двигателя 6ЧН 15/18, а также влияния исходного режима турбокомпрессора на показатели разгона установлено:

а) увеличение располагаемой работы выпускных газов при организации двойной подачи топлива приводит к повышению исходной частоты вращения ротора турбокомпрессора на 26-48%, давления наддува на 4-7% и расхода воздуха на 6-10%;

б) выбор начала впрыска по углу поворота коленчатого вала и количества топлива, подаваемого в цилиндры в периоде расширения, следует проводить с учетом допустимого кратковременного снижения экономичности работы двигателя, а также увеличений дымности отработавших газов;

в) изменение исходного режима турбокомпрессора способствует повышению во время разгона двигателя минимального значения коэффициента избытка воздуха на 8-13%, улучшению показателей рабочего процесса, сокращению на 8-16% времени и уменьшению на 6-8% количества топлива, необходимых для осуществления переходного режима, по сравнению с соответствующими параметрами в случае разгона дизеля без предварительного регулирования турбокомпрессора;

г) регулирование турбокомпрессора на исходном режиме в сочетании с повышением в циклах разгона начального давления топлива в нагнетательных трубопроводах позволяет уменьшить на 36-42% продолжительность и на 27-30% количество топлива, необходимых для перехода двигателя на другой установившийся режим, по

сравнению с указанными показателями разгона, выполняемого без внесения изменений в работу систем воздухообеспечения и топливоподачи.

Материалы диссертационной работы внедрены на Камском объединении по производству большегрузных автомобилей при исследовании и совершенствовании перспективных двигателей. При выполнении работ по улучшению показателей дизеля с ГТН 8ЧН 12/12 использованы: рекомендации по методике проведения исследований и обработке результатов измерения параметров на переходных режимах; методика расчета цикловой располагаемой работы выпускных газов перед турбиной турбокомпрессора; методика расчетно-экспериментального определения давления наддувочного воздуха в циклах переходного режима.

СПИСОК ОПУБЛИКОВАННЫХ РАБОТ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

1. Леонов О.Б., Тарханов О.А. Влияние исходной частоты вращения ротора турбокомпрессора на продолжительность и экономичность разгона дизеля. - Перспективы развития комбинированных двигателей внутреннего сгорания и двигателей новых схем и топлив: Тез. докл. Всесоюз. н.-техн. конф. М., 1980, с.69-70.
2. Тарханов О.А. Улучшение воздухообеспечения дизеля с газотурбинным наддувом при переходных режимах работы. - Известия высших учебных заведений. Машиностроение, 1980, № 12, с.82-85.
3. Леонов О.Б., Тарханов О.А. Расчетно-экспериментальный метод определения давления наддувочного воздуха в режиме разгона дизеля со свободным турбокомпрессором. - Известия высших учебных заведений. Машиностроение, 1981, № 3, с.74-78.
4. Леонов О.Б., Тарханов О.А. Влияние дополнительной подачи топлива на исходном режиме на работу свободного турбокомпрессора и продолжительность разгона дизеля. - Двигателестроение, 1981, № 5, с.54-57.
5. А.с. 827829 (СССР) Двигатель внутреннего сгорания / О.Б.Леонов, О.А.Тарханов, В.В.Арапов и др. - Опубл. в Б.И., 1981, № 17.

Л-86757 от 19.II.81 тир.100 экз. Объем 1 п.л. Зак. 1510
Типография МВТУ им.Н.Э.Баумана

