



На правах рукописи

Орехов Сергей Николаевич

УЛУЧШЕНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК СУДОВЫХ  
СРЕДНЕОБОРОТНЫХ ДИЗЕЛЕЙ РЕГУЛИРОВАНИЕМ ТУРБОНАДДУВА

05.04.02 – Тепловые двигатели

Автореферат диссертации на соискание  
ученой степени кандидата технических наук.

*1*  
*mil*

1 6 ФЕВ 2012

Москва – 2011

Работа выполнена в ОАО ХК «Коломенский завод»

Научный руководитель: кандидат технических наук, доцент  
Ивин В.И.

Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор  
Патрахальцев Н.Н.  
кандидат технических наук, доцент  
Козлов В.И.

Ведущая организация: ОАО «Всероссийский научно-исследовательский  
конструкторско-технологический институт»

Защита состоится 1 марта 2012 г. в 16<sup>00</sup> на заседании  
диссертационного совета Д 212.141.09 в Московском государственном  
техническом университете имени Н. Э. Баумана по адресу:  
105005, Москва, Рубцовская наб., 2/18, Учебно-лабораторный корпус,  
ауд. 947.

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

Ваши отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенные печатью  
учреждения, просим направлять по адресу: 105005 Москва, 2-ая Бауманская ул.,  
д. 5, МГТУ им. Н.Э. Баумана, ученому секретарю диссертационного совета  
Д212.141.09.

Автореферат разослан 30 января 2012 г.

Ученый секретарь диссертационного совета:  
кандидат технических наук, доцент Тумашев Р.З.



Актуальность проблемы. Судовой дизель должен обеспечивать низкий расход топлива на эксплуатационных режимах и устойчивую работу при минимальных частотах вращения коленчатого вала. Нередко дизель в этих условиях работает продолжительное время. При малой частоте вращения осуществляются швартовка судна, буксировка, движение по стесненному форватору, движение при плохой видимости (туман). Особенно тяжелые условия работы наблюдаются при реверсировании с полного хода вперед. Условия работы судовой дизельной установки вынуждают заказчика предъявлять требования обеспечения высокого крутящего момента при малых частотах вращения коленчатого вала.

Условия эксплуатации судна определяют и дополнительные требования к уменьшению времени переходных процессов, к возможности работать при различных климатических условиях.

Цель работы. Цель настоящей работы заключается в поиске решений, обеспечивающих расширение области режимов работы и снижения расхода топлива среднеоборотных судовых дизелей, особенно на режимах низкой частоты вращения, а также их проверка в ходе эксперимента.

Решение поставленной проблемы требует изучения совместной работы поршневой части двигателя, турбины и компрессора, с целью получения низкого расхода топлива на режиме длительной работы, при этом должны обеспечиваться такие параметры рабочего цикла двигателя, чтобы выполнить заданную характеристику в области низких частот вращения коленчатого вала двигателя. Для этого необходимо рассмотреть ряд научно-технических задач:

- оптимизация и обоснование выбора схемы системы воздухообеспечения и согласования ее характеристик с расходными характеристиками двигателя;
- выбор и оптимизация основных параметров рабочего цикла дизеля: давления наддува, степени сжатия, максимального давления цикла, угла опережения впрыска топлива с учетом их влияния на вид характеристик двигателя (винтовой и швартовной);
- исследование влияния степени сжатия  $\epsilon$  на параметры рабочего цикла двигателя на режимах эксплуатационных характеристик;
- исследование параметров рабочего цикла дизеля с подогревом воздуха на частичных режимах при температуре окружающей среды, характерной в условиях холодного климата.

Методы исследования. Комплексный подход к решению задач обусловил необходимость применения методов численного и натурного эксперимента, включающих использование средств вычислительной техники, измерительной техники и испытания на одноцилиндровом отсеке двигателя ЧН26/26.

Научная новизна. Усовершенствована математическая модель рабочего цикла двигателя, реализованная в компьютерной программе VIS. В математическую модель внесены эмпирические уравнения и коэффициенты, осно-

ванные на результатах испытания двигателей семейства Д49 (ЧН26/26) и отдельных его агрегатов. Произведена идентификация математической модели с определением значений экспериментальных коэффициентов.

Методом численного моделирования показана возможность требуемого повышения мощности двигателя в области низких частот вращения коленчатого вала в варианте двигателя с регистровой системы наддува.

Получены оценки влияния максимального давления цикла и степени сжатия в цилиндре на показатели работы двигателя на эксплуатационных режимах. Проведена оптимизация параметров рабочего цикла двигателя на номинальном режиме с учетом показателей эффективности двигателя в области частичных режимов.

В ходе натурного эксперимента определено влияние температуры воздуха во впускном трубопроводе на параметры рабочего цикла на режиме низкой частоты вращения коленчатого вала двигателя. Повышение температуры воздуха в ресивере привело к сокращению периода задержки воспламенения топлива, уменьшению продолжительности сгорания и снижению расхода топлива и скорости нарастания давления в процессе сгорания.

Практическая ценность. Усовершенствованная математическая модель позволяет моделировать рабочий цикл двигателя с хорошей точностью, в том числе на режимах частичных нагрузок, и может быть рекомендована для исследования и оптимизации двигателей.

Расчетно-экспериментальными методами показана возможность улучшения эксплуатационных характеристик судовых двигателей путем оптимизации параметров двигателя на номинальном режиме, а также за счет регулирования температуры наддувочного воздуха на режимах малых нагрузок и холостого хода.

Внедрение и реализация в промышленности. Результаты теоретических исследований используются в ОАО «Коломенский завод» при создании двигателя новой размерности и совершенствовании серийных двигателей. Также на ОАО «Коломенский завод» проводятся работы по определению влияния максимального давления цикла на показатели рабочего процесса, и мероприятия, направленные на повышение предельного максимального давления.

Апробация работы. Результаты работы доложены и обсуждены на заседании кафедры ДВС МГТУ им. Н. Э. Баумана в 2008 и 2009 гг., на научно-техническом собрании специалистов управления главного конструктора по машиностроению ОАО «Коломенский завод» в 2010 г.

Публикации. Основные положения диссертации опубликованы в трех печатных работах.

Объем работы. Диссертация изложена на 169 страницах основного текста, содержит введение, четыре главы, заключение, список литературы из 95 наименований и 49 рисунков.

## СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении показана актуальность работы, отмечено, что для уменьшения эксплуатационного расхода топлива и расширения диапазона работы двигателя требуется оптимизация параметров рабочего цикла двигателя и применение регулирующих устройств в системе наддува.

В первой главе произведен обзор литературных источников, проведен анализ состояния исследуемого вопроса и определены задачи исследования.

Из анализа тенденций современного судового двигателестроения определено, что ДВС способны работать в широком диапазоне изменения мощности (крутящего момента) и частоты вращения КВ с высокими технико-экономическими и экологическими параметрами. Судовые условия эксплуатации накладывают определенные требования к характеристике двигателя. Экономичная работа ДВС должна быть реализована при различных климатических условиях (от арктических морей до жаркого влажного климата тропиков).

Научная задача заключается в поиске оптимальной организации рабочего цикла, разработка оптимальной схемы системы наддува двигателя с целью выполнения требований к эксплуатационным характеристикам среднеоборотных судовых дизелей, особенно на режимах низкой частоты вращения.

Глава 2 посвящена исследованию и оптимизации винтовой и швартовой характеристик методом численного эксперимента. В главе рассмотрены основные характеристики судового двигателя, требования к ним, а также исследованы расходные характеристики агрегатов наддува и выбор их расчетного режима. Описана, используемая в работе математическая модель дизеля с газотурбинным наддувом и охладителем наддувочного воздуха. Проведен численный эксперимент по выбору параметров системы воздухообеспечения, исследованы особенности работы двигателя с регистровой системой наддува и с регулированием давления наддува выпуском части газов, минуя турбину.

Характеристика двигателя определяет основные требования к компрессору. Компрессор должен обеспечить необходимым количеством воздуха на всех режимах работы двигателя. При этом работа компрессора должна осуществляться в зоне его высоких КПД, так чтобы кривая изменения удельного эффективного расхода топлива в зависимости от нагрузки и оборотов была довольно пологая.

В технических требованиях к винтовой и швартовой характеристикам заказчик, как правило, четко определяет предельно допустимые величины некоторых параметров, таких как расход топлива, температура газов перед турбиной, величина вредных выбросов. Для выполнения этих требований необходимы определенные значения величины коэффициента избытка воздуха, коэффициента продувки.

Зная мощность двигателя  $P_e$ , частоту вращения КВ  $n$  с учетом необходимого коэффициента избытка воздуха  $\alpha$ , коэффициента продувки  $\eta_v$  и удель-

ного эффективного расхода топлива  $b$ , расчетным путем можно однозначно определить необходимое давление наддува  $p_{int}$ .

Массовый расход воздуха через двигатель определяется из условия получения мощности при заданном удельном эффективном расходе топлива. Таким образом для выбранного значения  $\alpha$  определяется точка на расходной характеристике двигателя. Для ряда промежуточных режимов работы двигателя определяются соответствующие значения  $\pi_{кi}$ ,  $G_{air i}$  и другие параметры. Полученная таким образом зависимость степени повышения давления в компрессоре от расхода воздуха  $\pi_{к} = f(G_{air})$  представляет кривую, теоретически необходимую для режимов работы двигателя по заданной характеристике для заданного значения  $\alpha$ ,  $b$  и других параметров.

Для расчета характеристик комбинированного двигателя и характеристик системы воздухоснабжения применяется разработанная в ОАО «Коломенский завод» универсальная математическая модель расчета характеристик КДВС с различными системами турбонаддува.

При создании математической модели выполнены следующие условия:

- модель рассчитывает поле характеристик КДВС в заданном диапазоне частот вращения коленчатого вала с различными системами турбонаддува, а также изменение характеристик при варьировании конструктивными параметрами;

- в каждый из модулей вводятся параметры идентификации с опытными данными, что позволяет предварительно проверить достоверность результатов на ограниченном количестве режимов работы, а также использовать модель для оптимизации системы наддува в период доводки.

В модели имеется возможность моделирования рабочего цикла для двигателя с одним или двумя параллельно работающими турбокомпрессорами. В каждой из схем возможно регулирование перепуском части воздуха из компрессора на вход в турбину или во входной патрубок компрессора, а также перепуском части газа мимо турбины.

Расчет характеристик турбомашин проводится в приведенных параметрах ( $\pi_k$ ,  $\pi_r$ ,  $G^* \sqrt{Ta} / Pa$ ,  $Tg/Ta$ ), что позволяет получить универсальные характеристики турбины и компрессора. При расчете рабочего цикла двигателя и параметров системы охлаждения воздуха в модулях связи осуществляется переход к требуемым атмосферным условиям. Функционирование созданной компьютерной программы применительно к различным схемам турбонаддува обеспечивается за счет модулей связи.

Для расчета характеристик турбин в работе используется методика, изложенная в работе.

Модуль «расчет параметров компрессора» построен на одномерной теории с использованием эмпирических зависимостей для коэффициентов потерь в рабочем колесе и диффузоре, полученных на основе обобщения результатов экспериментальных исследований серии компрессоров с  $D_2=300$  –

500 мм, разработанных в ОАО «Коломенский завод» для двигателей с  $\pi_k = 2,5-3,5$ .

Модуль «охладитель наддувочного воздуха» составлен на основе методики поверочного расчета ЦНИДИ. При расчете характеристик можно варьировать степень охлаждения, и тем самым выбирать ее оптимальной с точки зрения параметров и массогабаритных показателей охладителя.

Модуль «рабочий процесс в цилиндре» включает использование ряда эмпирических данных по однотипным двигателям.

Расчет процесса «сгорание—расширение» основан на численном решении дифференциального уравнения *первого закона термодинамики*:

$$dU = dQ_{\text{выд}} - dQ_w - p dV,$$

где дифференциал выделившейся в результате сгорания топлива теплоты:

$$dQ_{\text{выд}} = \chi \cdot H_u \cdot g_{T.u.} \cdot dx;$$

$dQ_w$  - теплоотдача в стенки.

Доля выделившейся в процессе «сгорание-расширение» теплоты описывается уравнением И.И. Вибе:

$$\chi_I = \chi_{\text{MAX}} * \left[ 1 - e^{-6,908 * \left( \frac{\varphi_1}{\varphi_2} \right)^{m+1}} \right],$$

где:  $\chi_I$  - доля выделившейся теплоты, соответствующая углу  $\varphi_i$ ;

$\chi_{\text{MAX}}=1$ ;

$m$  - параметр формы кривой тепловыделения;

$\varphi_2$  - продолжительность сгорания, °п.к.в.

При помощи компьютерной программы, основанной на описанной выше математической модели, произведен численный эксперимент. Цель эксперимента заключается в выборе системы воздухообеспечения и её параметров, для выполнения заданных винтовой и швартовной характеристик.

Первоначально проведен численный эксперимент по влиянию площади соплового аппарата турбины на параметры двигателя. Расчетным путем показано, уменьшение площади соплового аппарата на 15% приводит к увеличению давления наддува на 1 - 11%, к.п.д. турбокомпрессора на 1,1 - 6,5% и снижению удельного эффективного расхода топлива на 0,5 - 3,5 г/кВтч при работе двигателя по винтовой характеристике. Однако, максимальное давление цикла на номинальном режиме превысило предельную величину.

Далее был проведен численный эксперимент с выпуском части выпускных газов из полости перед турбиной в атмосферу. Методом численного эксперимента показано, что при выпуске 10 % выпускных газов в атмосферу на номинальном режиме, максимальное давление цикла снизилось на 0,7 МПа и не превысило  $p_{\text{max}}=15,3$  МПа. При этом давление наддува снизилось на 10 %,

удельный эффективный расход топлива увеличился на 1,5г/кВтч, по сравнению с вариантом без выпуска.

Математическое моделирование работы двигателя по швартовной характеристике выявило необходимость использования регистровой системы наддува, которая позволила значительно улучшить параметры двигателя в области низких частот вращения и выполнить требования к виду швартовной характеристики. Применение регистрового наддува привело к увеличению давления наддува и к.п.д. неотключаемого ТК в исследованной области.

Проведенный анализ показал, что для выполнения и улучшения заданных характеристик необходимо повышать максимальное давление цикла, либо применять регулирование системы воздухообеспечения.

В третьей главе проведено исследование характеристик дизеля методом численного эксперимента. В главе приводится описание используемой математической модели VIS (автор Ивин В. И.), а также результаты идентификации математической модели. Проведена оптимизация степени сжатия в цилиндре, давления наддува и угла опережения впрыска топлива при различных значениях максимального давления цикла на номинальном режиме с учетом их влияния на эксплуатационные режимы. А также проведен численный эксперимент по исследованию влияния степени сжатия на параметры двигателя на эксплуатационных режимах.

Термодинамическая оптимизация параметров двигателя и системы наддува осуществляется с помощью программы VIS. Программа выполняет моделирование действительных термодинамических процессов в цилиндре ДВС. В результате моделирования определяются индикаторный КПД, индикаторная работа и работа насосных ходов, расход газов во впускных и выпускных клапанах, в турбине и компрессоре, эффективная мощность, расход топлива, КПД и другие показатели эффективности двигателя. Программа позволяет определить ненаблюдаемые параметры процессов, например температуру газов в цилиндре, скорость газов в клапанах.

Термодинамическая система в программе представляет собой пространство, объем которого равен объему цилиндра, а границы системы образуют поверхности его деталей. Термодинамические процессы во впускных и выпускных трубопроводах не рассматриваются, в связи с чем принято допущение о том, что давление в граничных сечениях каналов у цилиндра в течение цикла не изменяется, т.е.  $p_{вн.к} = const$  и  $p_p = const$ . Работу, мощность, расход воздуха для многоцилиндрового двигателя получают умножением результатов моделирования для одного цилиндра на число цилиндров.

Программа VIS предназначена для моделирования рабочего цикла ДВС. В состав математической модели входят не только основные уравнения термодинамики, алгебраические уравнения граничных условий, но и эмпирические уравнения и коэффициенты. Многие из этих коэффициентов индивидуальны не только для двигателей определенной размерности, но и для отдельных двигателей. Чтобы математическая модель адекватно описывала про-



цессы, происходящие в цилиндре двигателя, необходима идентификация модели.

Для повышения точности моделирования взамен расчетной используется экспериментальная диаграмма эффективных проходных сечений клапанов  $\mu_f$ . Диаграмма получена в результате статических продувок крышек цилиндров с клапанами совместно с воздухоподводящим ресивером двигателя на специализированном газодинамическом стенде.

В программе VIS среднее давление механических потерь определяется средней скоростью поршня. Сила трения в кривошипно-шатунном механизме двигателя зависит не только от скорости движения пар трения, но и от давления между трущимися поверхностями. Давление между трущимися поверхностями пропорционально давлению в цилиндре двигателя, которое определяется давлением в конце такта сжатия  $p_c$ . Данная величина удобна тем, что учитывает влияние как давления наддува, так и степень сжатия в цилиндре. В математической модели предлагается использовать эмпирическое уравнение, учитывающее кроме скорости поршня давление в конце такта сжатия:

$$p_m = 174796 + 1845 C_m (p_c/p_0)^{0,2}.$$

Эмпирические коэффициенты данного уравнения получены обработкой экспериментальных данных для двигателя 16ЧН26/26.

В программе VIS имеется возможность определения потерь давления во впускном устройстве компрессора. Эти потери включают в себя потери в воздушном фильтре, глушителе шума и в воздушных трубопроводах, если таковые имеются. Для расчета потерь предложено применять уравнение (уравнение получено расчетно-аналитическим методом и подтверждено экспериментальными данными):

$$\Delta p_p = \Delta p_n \cdot \left( \frac{G_{B.P}}{G_{B.H}} \right)^2.$$

Программа VIS позволяет рассчитывать параметры системы воздухообеспечения, в том числе потери давления в охладителе наддувочного воздуха. Потери давления в ОНВ складываются из потерь в воздухоподводящем патрубке, соединяющем горловину улитки компрессора и трубный пучок, и потерь давления в охлаждающей секции с трубным пучком. Для расчета потерь предложено уравнение:

$$\Delta P_i = \Delta P_n \cdot \frac{\rho_n}{\rho_i} \left( \frac{Q_{airi}}{Q_{airn}} \right)^2 = \Delta P_n \cdot \frac{P_{ki}}{P_{ki}} \cdot \frac{T_{ki}}{T_{ki}} \cdot \left( \frac{Q_{airi}}{Q_{airn}} \right)^2,$$

где:  $\Delta P$ ,  $P_k$ ,  $T_k$ ,  $Q_{air}$  – величина потерь давления, давление и температура за компрессором, расход воздуха соответственно. Коэффициент «н» – для номинального и «i» – для заданного расчетного режима.

При расчете процесса сгорания в программе VIS используется уравнение Вибе:

$$x = 1 - \exp \left[ C \cdot \left( \frac{\varphi}{\varphi_z} \right)^{m_v + 1} \right]. \quad (1)$$

Уравнение содержит постоянную  $C$ . Значения коэффициента  $m_v$  и продолжительность сгорания  $\varphi_z$  определяют обработкой индикаторных диаграмм и результатов стендовых испытаний двигателей. Постоянную  $C$  находят из уравнения  $C = \ln(1 - x_z)$ , которое получается из (1), если  $\varphi = \varphi_z$ , тогда  $x = x_z$ . Условное окончание сгорания определяется заданным значением доли выделившейся теплоты  $x_z$ . Хорошее совпадение с опытными данными получается, если постоянную  $C$  и продолжительность сгорания  $\varphi_z$  определить, принимая условно, что выделение теплоты заканчивается в точке  $x_z = 0,95$ . В этом случае  $C = \ln(1 - 0,95) = -2,996$ .

Для нахождения коэффициентов  $m_v$  и  $\varphi_z$  проведен анализ индикаторной диаграммы, полученной в результате индицирования рабочего цикла двигателя 16ЧН26/26. Условное окончание сгорания принято при значении доли выделившейся теплоты  $x_z = 0,95$ . Продолжительность сгорания составила  $\varphi_z = 110^\circ$  п.к.в., величина показателя качества сгорания имеет значение  $m_v = 0,7$ .

Для расчета коэффициентов  $\varphi_z$  и  $m_v$  на любом режиме в программе VIS используются зависимости:

$$\varphi_z = \varphi_{zn} \cdot \left( \frac{\alpha_n}{\alpha} \right)^x \cdot \left( \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\text{двн}}} \right)^y$$

$$m_v = m_{vn} \cdot \left( \frac{\varphi_{zn}}{\varphi_z} \right)^p \cdot \frac{P_{\text{int}n}}{P_{\text{int}}} \cdot \frac{T_{\text{int}}}{T_{\text{int}n}} \left( \frac{n_{\text{двн}}}{n_{\text{дв}}} \right)^q,$$

где:  $T_{\text{int}n}$ ,  $\varphi_{zn}$ ,  $m_{vn}$ ,  $n_{\text{двн}}$ ,  $P_{\text{int}n}$ ,  $\alpha_n$  — параметры двигателя на известном режиме работы;

$T_{\text{int}}$ ,  $\varphi_z$ ,  $m_v$ ,  $n_{\text{дв}}$ ,  $P_{\text{int}}$ ,  $\alpha$  — параметры на рассчитываемом режиме.

Анализом индикаторных диаграмм двигателя 16ЧН26/26 на различных режимах получены следующие коэффициенты;

$$x = -0,71; \quad y = 1,04;$$

$$p = -0,754; \quad q = -0,815.$$

Окончательно уравнения имеют вид:

$$\varphi_z = \varphi_{zn} \cdot \left( \frac{\alpha_n}{\alpha} \right)^{-0,71} \cdot \left( \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\text{двн}}} \right)^{1,04}$$

$$m_v = m_{vn} \cdot \left( \frac{\varphi_{zn}}{\varphi_z} \right)^{-0,754} \cdot \frac{P_{\text{int}n}}{P_{\text{int}}} \cdot \frac{T_{\text{int}}}{T_{\text{int}n}} \left( \frac{n_{\text{двн}}}{n_{\text{дв}}} \right)^{-0,815}$$

Математическая модель имеет хорошую сходимость с результатами испытаний двигателя на стенде.

В третьей главе проведена оптимизация двигателя на номинальном режиме с учетом работы двигателя на режимах частичных нагрузок. Задача оптимизации состоит в нахождении оптимальных значений термодинамических и конструкционных параметров двигателя, которые обеспечивают минимальный расход топлива для выбранной силовой установки при заданных условиях эксплуатации. При оптимизации на одном (номинальном) режиме в качестве критерия оптимальности принят удельный эффективный расход топлива. В качестве ограничения выступает максимальное давление сгорания  $P_z$ . Оптимизация проведена для значений  $P_z=15, 18$  и  $21$  МПа с использованием программы VIS. В качестве произвольно варьируемых параметров в данной задаче используются давление во впускном коллекторе  $p_{вп.к.}$  и угол опережения впрыска топлива  $\phi_{о.в.г.}$ . При проведении оптимизации учитывалось условие  $\epsilon \geq 13,5$ , как у двигателя-прототипа. Также проанализированны варианты условно-оптимальных решений (у.о.). В анализе и обосновании этих решений принимались повышенные, по сравнению с оптимальными режимами, значения степени сжатия. По результатам расчетов была составлена таблица 1. Как видно из таблицы, при повышении максимального давления сгорания с 15 МПа до 21 МПа, появляется возможность повышения степени сжатия и уменьшения расхода топлива двигателя.

Выводы, полученные в ходе оптимизации: увеличение максимального давления сгорания с  $p_{max}=15$  МПа до  $p_{max}=21$  МПа дает возможность поднять степень сжатия в цилиндре двигателя с  $\epsilon=10,4$  до  $\epsilon=14,1$  (при оптимальных по расходу топлива значениях давления наддува и угла опережения впрыска топлива). Увеличение  $\epsilon$ , как известно, положительно сказывается на пусковых качествах двигателя, т. к. с ростом степени сжатия растут давление и температура свежего заряда в конце такта сжатия. Это обеспечивает хорошие условия для воспламенения и сгорания топлива. По этой же причине улучаются показатели работы двигателя на режимах частичной мощности.

Из таблицы 1 видно: индикаторного к.п.д. двигателя повышается со значения  $\eta_i = 0,438$  при  $p_{max}=15$  МПа до  $\eta_i = 0,459$  при  $p_{max}=21$  МПа. Увеличение индикаторного к.п.д. двигателя обусловило снижение удельного эффективного расхода топлива на  $10$  г/(кВт ч). Еще одним плюсом повышения индикаторного к.п.д. двигателя является снижение температуры газов на входе в турбину  $T_g$  с  $815$  К при  $p_{max}=15$  МПа до  $776$  К при  $p_{max}=21$  МПа. Это снижение температуры можно объяснить тем, что при более высоком к.п.д. требуется меньше топлива для получения той же мощности, энтальпия потока отработавших газов уменьшается.

Таблица 1.

Показатели эффективности двигателя при работе на номинальном режиме при различных значениях предельно-допустимого максимального давления цикла (у. о. – условно-оптимальное решение)

$p_{\max}$ , МПа	$p_{\text{int}}$ , МПа	$\Phi_{\text{овт}}$ , ° п.к.в.	$g_c$ , г/(кВтч)	$\eta_i$	$\epsilon$	$\alpha$	Tg, К
15	0,39	20	213	0,438	10,4	2,5	815
15 у.о.	0,39	5	217	0,433	13,5	2,41	844
15 у.о.	0,36	7	215	0,424	13,5	2,27	860
15 у.о.	0,33	12	215	0,421	13,5	2,09	890
18	0,39	20	208	0,451	12,2	2,52	793
18 у. о.	0,39	12	208	0,450	13,5	2,41	844
21	0,39	20	203	0,459	14,1	2,53	776
21 у. о.	0,39	15	203	0,459	15	2,54	772
21 у. о.	0,39	10	204	0,456	16	2,53	780
21 у. о.	0,39	4	208	0,443	18	2,48	802
21 у. о.	0,36	8	207	0,443	18	2,31	815
21 у. о.	0,33	12	207	0,444	18	2,14	835
21 у. о.	0,30	17	210	0,433	18	1,94	875

Численный эксперимент по влиянию степени сжатия на параметры двигателя проведен при помощи разработанной в ОАО «Коломенский завод» универсальной математической модели расчета характеристик КДВС (описание модели дано в главе 2).

Из результатов проведенного в разделе 2 данной главы исследования видно, что при существующем ограничении максимального давления цикла ( $p_{\max}=15$  МПа), оптимальная по расходу топлива степень сжатия не превышает  $\epsilon=10,5$ . Однако, при  $p_{\max}=21$  МПа, степень сжатия можно повысить до  $\epsilon=20$  (при этом расход топлива не превысит 213 г/кВтч). Поэтому численный эксперимент проведен при четырех значениях степени сжатия:  $\epsilon=10,5$  (оптимальное значение  $\epsilon$  при  $p_{\max}=15$  МПа),  $\epsilon=13,5$  (принятая на двигателе-прототипе  $\epsilon$ ),  $\epsilon=20$  (максимальное значение  $\epsilon$  при  $p_{\max}=21$  МПа без потери топливной экономичности по сравнению с двигателем прототипом),  $\epsilon=16$  (промежуточное значение).

Двигатель-прототип оборудован двумя турбокомпрессорами с регистрирующей системой наддува. Данная система позволяет отключать один турбокомпрессор при работе на низкой частоте вращения коленчатого вала двигателя. Поэтому в качестве расчетных были приняты винтовая характеристика при  $n=500 - 1000$  об/мин при работе с двумя турбокомпрессорами и швартовная характеристика при  $n=440 - 550$  об/мин при работе с одним турбокомпрессором. Выбор швартовной характеристики в качестве объекта численного эксперимента обусловлен тем, что для данного двигателя очень важным является получение относительно высокой мощности в области низких частот

вращения коленчатого вала двигателя. При этом выполнение данных требований вызывает, по известным причинам, особые трудности.

Из проведенного численного эксперимента можно сделать выводы. Повышение степени сжатия  $\epsilon$  от 10,5 до 20 привело к повышению индикаторного к.п.д. двигателя на 5 – 7% и, как следствие, к снижению удельного эффективного расхода топлива  $g_e$  на 20 – 40 г/кВт ч, температуры газов перед турбиной  $T_g$  на 50 – 150 К на исследованных режимах.

В главе 4 исследуется возможность улучшения характеристик двигателя с подогревом воздуха на режиме малых нагрузок в условиях плавания судна в северных морях.

При работе судна в северных морях, температура атмосферного воздуха достигает значений  $-30$  °С и ниже, а температура забортной воды  $t \geq -4$  °С. Это положительно сказывается на параметрах работы двигателя в области средних и высоких оборотов дизеля. Как следует из уравнения состояния

$\rho = \frac{P}{R \cdot T}$ , плотность воздуха на входе в компрессор и в ресивер увеличивается, что улучшает воздухообеспечение двигателя. Также при пониженной температуре воздуха уменьшается работа, потребляемая компрессором для сжатия воздуха. Это приводит к тому, что турбокомпрессор переходит на режим с большей степенью повышения давления и расходом. Указанные обстоятельства приводят к увеличению коэффициента избытка воздуха  $\alpha$  и, как следствие, к снижению расхода топлива и снижению теплонапряженности деталей двигателя.

Однако, при работе двигателя по винтовой характеристике при низкой частоте вращения коленчатого вала и на холостом ходу возможно значительное ухудшение работы двигателя. В данной области режимов давление и температура воздуха на входе в охладитель низкие. При этом расход воздуха тоже низкий. В результате температура воздуха после охладителя  $T_{int}$  может оказаться близкой к температуре забортной воды.

Температура воздуха в ресивере оказывает существенное влияние на параметры рабочего цикла. Как установлено проф. Толстовым А. И., период задержки самовоспламенения топлива связан с температурой в ресивере полуэмпирической формулой:

$$\tau_i = B \cdot 10^{-2} \sqrt{C} \sqrt{\frac{T_k}{p_k}} \cdot e^{\frac{E \cdot C^{m-1}}{R T_k}}$$

где  $B$ ,  $C$ ,  $E$  – коэффициенты, зависящие от сорта топлива, режима работы и конструктивных особенностей двигателя;

$p_k$  – давление в ресивере.

Период задержки воспламенения уменьшается с ростом температуры в ресивере. Это можно объяснить ускорением физико-химических реакций в цилиндре двигателя в этот период. Продолжительность этого периода воздей-

ствует на динамику всего последующего процесса горения. Таким образом, увеличение температуры в ресивере должно привести к увеличению индикаторного к.п.д. двигателя и к снижению расхода топлива.

Как известно, масса свежего заряда в цилиндре обратно пропорциональна температуре воздуха на входе в ресивер. Таким образом, увеличение температуры воздуха при прочих неизменных условиях неизбежно приведет к уменьшению наполнения цилиндра, а, следовательно, и к снижению коэффициента избытка воздуха  $\alpha$ . Коэффициент  $\alpha$  на режимах холостого хода и низких нагрузок при частотах вращения близких к минимальным имеет значения  $\alpha > 2$ . Как известно, при увеличении  $\alpha$  выше оптимального значения ( $\alpha_{\text{опт}} \approx 2$ ) эффективный к.п.д.  $\eta_e$  снижается. То есть при повышении температуры в ресивере возможно повышение эффективного к.п.д.

На одноцилиндровом отсеке двигателя ЧН26/26 проведен натурный эксперимент при различных температурах воздуха в ресивере двигателя. Цель испытаний – проверка влияния температуры наддувочного воздуха на индикаторные параметры двигателя. Испытания проводились в три этапа. На первом этапе температура воздуха в ресивере поддерживалась постоянной и равной 10 °С, на втором – 40°С. На третьем этапе температуру воздуха не удалось поднять выше 50°С из-за ограниченности технических возможностей стенда (при малых расходах воздуха возможен перегрев нагревательного элемента). На первом этапе испытаний температуру  $T_{\text{int}}$  не представилось возможным поддерживать ниже 10 °С. Остальные параметры поддерживались постоянными.

В качестве исследуемого был выбран следующий режим:  $P_e=6,64$  кВт  $n=350$  об/мин. Данный режим при пересчете на развернутый двигатель соответствует точке на винтовой характеристике судового двигателя 16 ЧН 26/26 ( $P_e=168$  кВт  $n=350$  об/мин). На данном режиме двигатель работает практически как безнаддувная машина, поэтому давление на входе в ресивер и на выходе из коллектора поддерживались равными атмосферному. Остальные параметры поддерживались такими же, как на развернутом двигателе.

На каждом режиме производилась регистрация всех необходимых параметров, включая замеры состава отработавших газов, и запись диаграмм давлений газов в цилиндре и топлива перед форсункой.

По результатам эксперимента можно сделать следующие выводы:

1. Экспериментально доказано влияние температуры воздуха в ресивере на индикаторный процесс в цилиндре. Повышение  $T_{\text{int}}$  от 283 К до 323 К привело к уменьшению периода задержки воспламенения топлива в 2 раза и уменьшению продолжительности сгорания.

2. Повышение температуры  $T_{\text{int}}$  на 40 К привело к изменению параметров динамики цикла:

- максимальная скорость нарастания давления уменьшена с 0,5007 МПа/п.к.в. до 0,3804 МПа/п.к.в.;

- средняя скорость нарастания давления уменьшена с 0,2993 МПа/п.к.в. до 0,2269 МПа/п.к.в.;

- степень повышения давления при сгорании уменьшена с 1,525 до 1,448;
- максимальное давление цикла уменьшено с 5,86 МПа до 5,43 МПа;
- максимальная относительная скорость сгорания топлива уменьшена с 0,1496  $\frac{1}{\% \text{ п.к.в.}}$  до 0,1065  $\frac{1}{\% \text{ п.к.в.}}$ .

Таким образом, рабочий процесс стал более «мягкий», что приводит к уменьшению выбросов оксидов азота.

3. Повышение температуры воздуха в ресивере на 40 К привело к увеличению индикаторного к.п.д. на 0,4 %, и, как следствие, к уменьшению удельного эффективного расхода топлива на 2 г/кВтч.

4. Повышение к.п.д. двигателя и изменение динамики цикла при увеличении  $T_{int}$  на 40 К привело к снижению вредных выбросов.

5. Подогрев воздуха на входе в ресивер в условиях холодного климата целесообразно применять на режимах малых нагрузок и холостого хода.

## ВЫВОДЫ

1. Методом численного эксперимента показано, что для выполнения и улучшения заданных характеристик требуется повышать максимальное давление цикла, либо применять регулирование системы воздухоснабжения.

1.1 Уменьшение площади соплового аппарата турбины на 15% приводит к увеличению давления наддува, а, следовательно, максимального давления цикла и коэффициента избытка воздуха, к.п.д. турбокомпрессора на 1,1 – 6,5 % и снижению удельного эффективного расхода топлива на 0,5 – 3,5 г/кВтч.

1.2 Методом математического моделирования показано, что выпуск 10% выпускных газов в атмосферу позволяет снизить максимальное давление цикла на 0,7 МПа и выполнить ограничение по максимальному давлению цикла, при этом снижается давление наддува, а удельный эффективный расход топлива увеличился.

1.3 Использование регистровой системы наддува с отключаемым турбокомпрессором позволяет значительно улучшить параметры рабочего цикла и расширить область работы двигателя в области низких частот вращения коленчатого вала двигателя. Повышение давления наддува в области  $n < 740$  об/мин за счет отключения одного ТК привело к снижению расхода топлива на 8 – 10 г/кВтч, снижению температуры газа перед турбиной  $T_g$  на 40 – 100 К и повышению к.п.д. турбокомпрессора на 2,5 – 5,7 %.

1.4 Для выполнения и улучшения заданных характеристик необходимо повышать максимальное давление цикла, либо применять регулирование системы воздухоснабжения:

- выпуск части выпускных газов, минуя турбину для ограничения  $p_{max}$  на режимах работы двигателя, близких к полной мощности;
- регистровый наддув для повышения давления наддува на режимах частичных нагрузок.

2. Оптимизация параметров двигателя на номинальном режиме доказала целесообразность повышения максимального давления цикла.

2.1 В результате численного эксперимента показано, что повышение степени сжатия с  $\epsilon=10,4$  до  $\epsilon=20$  приводит к увеличению индикаторного к.п.д. двигателя и к снижению расхода топлива во всем исследованном диапазоне режимов работы двигателя.

2.2 Увеличение индикаторного к.п.д. двигателя при повышении  $\epsilon$  от  $\epsilon=10,4$  до  $\epsilon=20$  привело к снижению температуры газов перед турбиной и к снижению частоты вращения ротора ТК, что дает возможность увеличить мощность двигателя в области средних частот вращения коленчатого вала двигателя.

3. Натурный эксперимент по влиянию температуры воздуха в ресивере на параметры двигателя на режиме малой мощности в условиях холодного климата на одноцилиндровом дизеле 1ЧН26/26 показал следующее:

3.1 повышение  $T_{int}$  от 283 К до 323 К привело к уменьшению периода задержки воспламенения топлива в 2 раза и уменьшению продолжительности сгорания;

3.2 повышение температуры  $T_{int}$  на 40 К привело к изменению параметров динамики цикла. Снижены следующие показатели: максимальная скорости нарастания давления с  $0,5007 \text{ МПа}^2/\text{п.к.в.}$  до  $0,3804 \text{ МПа}^2/\text{п.к.в.}$  и максимальная относительная скорость сгорания топлива с  $0,1496 \frac{1}{\% \text{ п.к.в.}}$  до  $0,1065 \frac{1}{\% \text{ п.к.в.}}$ , следствием чего является снижение выбросов оксидов азота.

3.3 повышение температуры воздуха в ресивере на 40 К привело к увеличению индикаторного к.п.д. на 0,4 %, и, как следствие, к уменьшению удельного эффективного расхода топлива на 2 г/кВтч.

Основные положения диссертации опубликованы в работах:

1. Орехов С.Н., Перов К.Ю. Улучшение эксплуатационных характеристик судового двигателя при увеличении максимального давления цикла// Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Серия Машиностроение. 2010. №1. С. 81 – 86.

2. Орехов С.Н. Математическая модель рабочего процесса ДВС и ее идентификация// Электронный журнал «Наука и образование: электронное научно-техническое издание». 2009. № 12.

3. Орехов С.Н. Оптимизация среднеоборотного дизеля с наддувом при ограничении максимального давления цикла // Электронный журнал «Наука и образование: электронное научно-техническое издание». 2010. № 1.



**ДЛЯ ЗАМЕТОК**

Подписано к печати 17.11.11. Заказ № 795  
Объем 1,0 печ.л. Тираж 100 экз.  
Типография МГТУ им. Н.Э. Баумана  
105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д.5  
(499) 263-62-01