

М261810

НА ДОМ
НЕ ВЫДАЕТСЯ

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
С С С Р

МОСКОВСКОЕ
ОРДЕНА ЛЕНИНА И ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ
ВЫСШЕЕ ТЕХНИЧЕСКОЕ УЧИЛИЩЕ им. Н.Э.БАУМАНА

Кривцов Юрий Георгиевич

На правах рукописи

Исследование рабочего процесса четырехтактного
судового дизеля с подогревом топлива перед
впрыском

(05.04.02 - Тепловые двигатели)

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Работа выполнена в Московском высшем техническом училище имени Н.Э.Баумана. Экспериментальные исследования проведены в дизельной лаборатории Астраханского технического института рыбной промышленности и хозяйства.

Научные руководители:

кандидат технических наук, доцент Алексеев В.П. /МВТУ/
кандидат технических наук, доцент Танин К.С. /АТИРПХ/

Официальные оппоненты:

доктор технических наук Кутовой В.А.
кандидат технических наук, доцент Хачиян А.С. / МАДИ /

Ведущее предприятие-Волжское объединенное ордена Ленина речное пароходство.

Автореферат разослан " " 197 г.
Защита диссертации состоится " " 197 г.
на заседании Совета факультета "Энергомашиностроение" МВТУ им. Н.Э.Баумана.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке МВТУ.

Ваши от
направлять п
МВТУ им. Н.Э
"Энергомашин

росим
1, д. 5

M261840

Учёный
К.Т.1

Флот рыбной промышленности и речной флот постоянно пополняется новыми судами, на которых в качестве главных и вспомогательных двигателей установлены среднеоборотные дизели, работающие на дистиллятных сортах топлива. С ростом суммарной мощности дизелей увеличивается расход топлива и борьба за его экономии приобретает важное значение. Актуальность поставленной задачи вытекает из указаний, имеющихся в Директивах XXIV съезда КПСС по пятилетнему плану развития народного хозяйства СССР на 1971-75 годы, предусматривающих снижение расхода топлива у дизелей на 10-12%. Применение предварительного подогрева топлива перед впрыском в цилиндр, являющееся одним из способов улучшения смесеобразования может способствовать решению поставленной задачи.

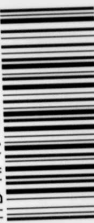
В настоящее время подогрев применяется в основном для тяжелых сортов топлив и как средство облегчения пуска холодного дизеля, но почти не используется для дистиллятных сортов топлива. Целью настоящего исследования является выявление целесообразности применения предварительного подогрева дистиллятного топлива, как средства повышения экономичности работы дизеля, а также выявление физико-химической основы влияния подогрева топлива перед впрыском в цилиндр на рабочий процесс четырёхтактного судового дизеля.

Поставленная задача решалась путём проведения расчётных и экспериментальных исследований, на основе разработанной автором методики.

Научная новизна заключается в том, что при помощи анализа динамики тепловыделения сделана попытка описать зависимость изменения скорости тепловыделения от температуры топлива. С ростом температуры увеличивается количество испарившегося и вступившего в смесеобразование топлива при диффузионном горении. Скорость тепловыделения при диффузионном горении с повышением температуры растёт и за один и тот же промежуток времени при постоянной нагрузке количество выгоревшего топлива увеличивается. Введен поправочный коэффициент в формулу Б.М. Гончара, рекомендуемую для определения скорости тепловыделения при диффузионном горении. Даны эмпирические зависимости изменения поправочного коэффициента от температуры топлива и режима нагрузки двигателя.

Практическая ценность работы заключается в подтверждении целесообразности применения подогрева дистиллятного топлива,

НТБ МГТУ им. Н.Э. Баумана



1261810

Кривоцов Ю. Г. Исследование

Ma 61810

как средства снижения удельного расхода, и обоснование возможности использования для нагрева топлива теплоты выпускных газов.

Апробация работы газовых подогревателей топлива осуществлена на главном двигателе пассажирского теплохода "Н.Гастелло" Волжского объединенного ордена Ленина речного пароходства. Опытная эксплуатация модернизированного дизеля подтвердила экономическую целесообразность и надежную работу газового подогрева.

Диссертация состоит из введения, пяти глав и общих выводов, представленных на 172 листах с 38 иллюстрациями, 3 таблицами и списком литературы 84 источников отечественных и зарубежных авторов.

Рассмотрены работы по применению подогрева дистиллятного топлива, выполненные ранее различными исследователями. Отмечается, что результаты исследований не содержат однозначного ответа об экономической целесообразности применения подогрева дистиллятного топлива. Для выполнения расчетных работ по процессам топливоподачи, распыливания и испарения собраны материалы по влиянию температуры и давления на физические свойства топлива "ДЛ". Отсутствующие данные, в качестве первого приближения, принимались по топливу Т-5, которое по своим свойствам близко к топливу "ДЛ". Рассмотрено влияние температуры и давления на следующие свойства топлива: коэффициент сжимаемости, плотности, коэффициент поверхностного натяжения, вязкость жидкой и паровой фаз, давление насыщенных паров, коэффициент диффузии, коэффициент теплопроводности паров и воздуха, теплоемкость жидкой и паровой фаз. Определено изменение скорости распространения волны давления и рассмотрена термическая стабильность топлива. Проанализирована литературный материал исследований по влиянию температуры дизельного топлива на качество распыливания и период задержки воспламенения.

На основании функциональных зависимостей физических свойств топлива от температуры и давления выполнено расчетное исследование изменения качества распыливания и определено количество топлива, испарившегося за период задержки воспламенения. Расчетами установлено уменьшение среднего объемного диаметра капель топлива на 29% при повышении температуры топлива с 50°C до 180°C. Основное влияние на мелкость распыливания топлива оказывает уменьшение вязкости топлива, на долю которой приходится 75-65% от общей величины изменения среднего диаметра капель топлива в зависимости от температуры подогрева. Существующие формулы для определения кривой распыливания, характеристик размера и распределения капель могут быть применены и для случая подогрева топлива при учете изменения свойств топлива, на основании удовлетворительной сходимости экспериментальных и расчетных данных. Обработка в отно-

сительных величинах результатов исследований различных авторов по влиянию подогрева топлива на период задержки воспламенения позволила предложить коэффициент, учитывающий это изменение.

$$K = 1,03 - 0,00113t_{\text{г}}$$

где $t_{\text{г}}$ — температура топлива.

Расчётное исследование влияния температуры подогрева на количество топлива, испарившегося за период задержки воспламенения, выполнено по методике Д.Н.Врубцова, с уточнениями по величинам коэффициента диффузии и теплосодержания топлива. При повышении температуры топлива с 50°C до 180°C количество топлива испарившегося за период задержки воспламенения, даже с учетом его сокращения увеличилось на 60%. Основное влияние на количество испарившегося топлива оказывает уменьшение характеристики размера капель.

Приводится описание экспериментальной установки, методики и точности измерений. Экспериментальное исследование применения подогрева дизельного топлива перед впрыском в цилиндр проводилось на дизель-генераторной установке с дизелем 4NVD-24 (4ч17,5/24), имеющей большее распространение на судах рыбной промышленности и речного флота. Установка оснащалась необходимой измерительной аппаратурой. Особое внимание уделялось точному замеру давления газов в цилиндре и учёту неравномерности протягивания плёнки в магнитно-электрическом осциллографе.

Для записи давления газов в цилиндре двигателя был разработан, изготовлен и испытан датчик с упругим элементом в виде гильзы, на которую наклеивались тензометры сопротивления. Конструкция датчика обеспечила высокую частоту собственных колебаний рабочих элементов. Продолжительные испытания датчика показали хорошую линейность и стабильность его тарировок. Неравномерность протягивания плёнки в осциллографе учитывалась по угловым фазовым отметкам регистрируемым через каждые 15° п.к.в. Последовательность проведения опытов при подогреве топлива электрическими нагревателями и за счет тепла выпускных газов осуществлялось таким образом, чтобы обеспечить сопоставимость режимов нагрузки двигателя. Установлены погрешности измерения определяемых величин.

Приводятся результаты экспериментального исследования влияния температуры топлива на рабочий процесс дизеля. Исследованиями установлено, что можно не учитывать изменение интегрального закона подачи топлива с повышением температуры подогрева при дифференциальном законе подачи близком к прямоугольному. Скорость распростране-

ния волны давления при подогреве топлива снижается и приводит к уменьшению действительного угла опережения подачи топлива. Так при повышении температуры топлива с 50°C до 180°C скорость распространения волны давления снижается с 1320 м/сек до 1040 м/сек, т.е. на 21% , а угла опережения подачи топлива при этом уменьшается с 22° п.к.в. до 20° п.к.в., т.е. на 9% . Одновременно с этим увеличивается остаточное давление в трубопроводе между насосом и форсункой.

Приводятся формулы, описывающие влияние температуры топлива на действительный угол опережения подачи и остаточное давление в трубопроводе высокого давления.

Снижение экономичности работы дизеля при подогреве топлива, отмечаемое рядом авторов, объясняется уменьшением действительного угла опережения подачи и появлением дополнительных впрысков.

Установлено уменьшение периода задержки воспламенения при повышении температуры топлива с 50°C до 180°C на $19,5\%$. Экспериментальные точки как при электрическом, так и при газовом способах подогрева на различных режимах нагрузки двигателя удовлетворительно согласуются с полученной ранее зависимостью. Следовательно относительное изменение периода задержки воспламенения при подогреве топлива не зависит от нагрузки двигателя и способа подогрева.

Рассмотрена следующая физическая модель процесса горения в дизеле без учета специальной организации движения заряда. Каждый факел впрыскиваемого топлива представляет собой совокупность капелек, распределенных в конусе. Поверхность факела определяется его длиной и углом раскрытия. Так как воспламенение происходит с задержкой, то образующиеся пары топлива рассеиваются по камере сгорания до того, как местное паросодержание достигает нижнего предела воспламенения. Ввиду того, что в начале процесса сгорают не только пары топлива, рассеянные по камере сгорания, но и пары, окружающие факел, процесс горения назван кинетическо-диффузионным. Горение внутри факела отсутствует из-за значительной концентрации топлива в жидкой и паровой фазах и недостатка кислорода. В дальнейшем после выгорания паров топлива, рассеянных по камере сгорания, процесс горения становится диффузионным.

Проведено исследование процесса сгорания по динамике тепловыделения. Расчет коэффициента теплоспользования произведен как для номинального, так и для частичных режимов нагрузки двигателя при различных температурах топлива перед впрыском с применением ЭВМ "Наири-М". Вне зависимости от различия исходных условий на всех графиках коэффициента теплоспользования появляется второй максимум, приходящийся на $135-145^{\circ}$ п.к.в.

Возможно, что появление второго максимума связано с догоранием топлива. Интегральной по всем поверхностям количество теплоты, отданное газом стенкам, определялось в предположении квазистационарного процесса теплообмена по формуле закона Ньютона. Размер участков по углу поворота коленчатого вала выбирался таким же, как при расчете коэффициента теплоиспользования. Коэффициент теплотдачи от газа стенкам цилиндра определялся по эмпирической формуле Эйхельберга. Коэффициент тепловыделения вычислялся суммированием одноименных ординат коэффициента теплоиспользования и относительной доли тепла, отведенного в стенки цилиндра. Расчет выделения тепла заканчивался на первом максимуме кривой теплоиспользования.

Дифференцирование кривых тепловыделения по углу поворота коленчатого вала дало экспериментальные точки кривой скорости тепловыделения. Построение графика скорости тепловыделения выполнено таким образом, чтобы сумма квадратов отклонений была минимальной. На графике скорости тепловыделения нанесены характерные точки, которые соответствуют: максимальной скорости тепловыделения при кинетическо-диффузионном горении $(dx/d\varphi)_{max}^I$, концу области кинетическо-диффузионного горения, максимальной скорости тепловыделения при диффузионном горении $(dx/d\varphi)_{max}^{II}$ и концу диффузионного горения.

Рассмотрено влияние нагрузки двигателя на относительную скорость тепловыделения без применения подогрева топлива. Сравнение показало, что уменьшение нагрузки двигателя ведет к увеличению $(dx/d\varphi)_{max}^I$ и $(dx/d\varphi)_{max}^{II}$. Так при снижении нагрузки двигателя с номинальной до 25% $(dx/d\varphi)_{max}^I$ увеличилась с 0,058 1/град до 0,2196 1/град, т.е. в 3,8 раза, а $(dx/d\varphi)_{max}^{II}$ увеличилась с 0,021 1/град до 0,0324 1/град, т.е. в 1,6 раза. Известно, что скорость сгорания возрастает с увеличением количества поданного топлива, поэтому целесообразно сравнение скоростей тепловыделения проводить в абсолютных единицах измерения. Для перевода абсолютных единиц в безразмерные делается приведение к цикловой подаче номинального режима нагрузки двигателя.

$$x = x' \frac{g_u}{g_{uH}} \cdot \frac{dx}{d\varphi} = \left(\frac{dx}{d\varphi} \right)' \frac{g_u}{g_{uH}}$$

где $x' \cdot \left(\frac{dx}{d\varphi} \right)'$ - коэффициент тепловыделения и скорость тепловыделения, определенные по цикловой подаче топлива заданного режима нагрузки двигателя,

g_u, g_{uH} - цикловая подача топлива заданного и номинального режимов нагрузки двигателя.

Зависимость скорости тепловыделения от нагрузки двигателя после приведения к номинальной цикловой подаче имеет другой вид, чем зависимость относительной скорости тепловыделения.

Если $(dx/d\varphi)_{\max}^I$ как и раньше увеличивается с уменьшением нагрузки двигателя, то $(dx/d\varphi)_{\max}^{II}$ напротив, уменьшается. В этом случае снижение нагрузки двигателя с номинальной до 25% приводит к увеличению $(dx/d\varphi)_{\max}^I$ с 0,058 1/град до 0,0882 1/град, т.е. только в 1,5 раза, а $(dx/d\varphi)_{\max}^{II}$ уменьшилась с 0,021 1/град до 0,013 1/град, т.е. почти в 1,6 раза.

Установлен общий характер влияния температуры топлива на скорость тепловыделения при различных нагрузках двигателя:

максимальная скорость тепловыделения при кинетическо-диффузионном горении $(dx/d\varphi)_{\max}^I$ уменьшается с повышением температуры топлива, а соответствующий ей угол φ_I практически остается без изменения, колеблясь в интервале 2,5 - 3,5 градуса; максимальная скорость тепловыделения при диффузионном горении $(dx/d\varphi)_{\max}^{II}$ увеличивается с повышением температуры топлива, а соответствующий ей угол φ_{II} уменьшается.

Рассмотрены особенности изменения скорости тепловыделения от температуры для номинального и 25% от номинального режима работы двигателя. Предлагается следующее объяснение результатов опытов.

Подогрев увеличивает количество паров топлива, образовавшихся за $T_{\text{заг}}$. Однако, не все образовавшиеся пары участвуют в образовании горючей смеси. Уменьшение количества паров топлива, распространившихся по объему камеры сгорания за период задержки воспламенения и вступивших в смесеобразование с воздухом, пропорционально изменению поверхности факела. Расчеты параметров факела за периоды задержки воспламенения, проведенные по формулам А.С.Лышевского, показали, что увеличение угла раскрытия факела при подогреве топлива не компенсирует сокращение длины факела и приводит к сокращению его поверхности. Следовательно, причиной уменьшения количества паров топлива, вступающих в смесеобразование и выгорающих за период кинетическо-диффузионного горения является уменьшение поверхности факела за период задержки воспламенения. Это и приводит к уменьшению $(dx/d\varphi)_{\max}^I$ при подогреве топлива.

Диффузионное горение является основным видом горения в дизелях, так как при этом выгорает наибольшее количество топлива и продолжительность диффузионного горения значительна. Проведено сравнение экспериментальных кривых скорости тепловыделения с расчетными значениями по уравнениям Б.М.Гончара. При этом рассматривались два расчетных варианта: один из условия равенства максимальной скорости тепловыделения $(dx/d\varphi)_{\max}^I$ экспериментальному значению, другой из условия равенства угла φ_{II} экспериментальному значению.

Установлено, что графики, рассчитанные по уравнению Б.М.Гончара, не дают удовлетворительной сходимости с экспериментальными графиками. С повышением температуры топлива и уменьшением нагрузки двигателя расхождения между расчетными и экспериментальными зависимостями увеличиваются. Если при номинальной нагрузке двигателя расхождения составляют 20-25%, то на частичных режимах расхождения доходят до 300%. Для обеспечения необходимой точности в уравнение Б.М.Гончара введен коэффициент K , который учитывает изменение условий горения на базе экспериментально найденных связей между $(dx/d\varphi)_{\max}^I$ и φ_{II} .

Кривая скорости тепловыделения с учетом введенного коэффициента описывается уравнением

$$\frac{dx}{d\varphi} = \frac{\varphi}{K \varphi_{II}^2} e^{-\frac{\varphi}{\varphi_{II}}},$$

где φ - текущий угол поворота коленчатого вала, φ_{II} при котором достигается максимум скорости диффузионного горения.

$$\varphi_{II} = \frac{1}{K e (dx/d\varphi)_{\max}^I}.$$

Сопоставление экспериментальных графиков и расчетных, полученных при включении коэффициента K , показало их удовлетворительную сходимость. Коэффициент K определяется формулой

$$K = K_T \cdot K_N.$$

Относительное изменение коэффициента K от температуры определяется эмпирической зависимостью.

$$K_T = 0,96 + 0,00077 t_p.$$

Относительное изменение коэффициента K от нагрузки двигателя определяется эмпирической зависимостью:

$$K_N = 5,2 e^{-0,0165 N}$$

где N - мощность двигателя, %.

Показана зависимость коэффициента K с величиной диффузионной поверхности, которая в I приближении может быть принята пропорциональной поверхности факела. Таким образом, устанавливая взаимосвязь между $(dx/d\varphi)_{\max}^I$ и φ_{II} , коэффициент K характеризует относительное количество выгоревшего топлива в единицу времени. Определив коэффициент K , для построения кривой скорости тепловыделения диффузионного горения при подогреве по предложенным формулам необходимо иметь изменение $(dx/d\varphi)_{\max}^I$ либо φ_{II} в зависимости от температуры топлива.

Значение $(dx/d\varphi)_{\max}^{\bar{a}}$ и $\varphi_{\bar{a}}$ при подогреве топлива определяются формулами

$$(dx/d\varphi)_{\max}^{\bar{a}} = A (dx/d\varphi)_{\max}^{\bar{a}'}$$

$$\varphi_{\bar{a}} = B \varphi_{\bar{a}'}$$

где $(dx/d\varphi)_{\max}^{\bar{a}'}$, $\varphi_{\bar{a}'}$ - максимальная скорость и соответствующей ей угол без применения подогрева топлива.

Коэффициент A , учитывающий относительное изменение $(dx/d\varphi)_{\max}^{\bar{a}}$ для всех режимов нагрузки, выражается уравнением

$$A = 0,94 + 0,0012 t_T.$$

Коэффициент B , учитывающий относительное изменение $\varphi_{\bar{a}}$ для всех режимов нагрузки, выражается уравнением

$$B = 1,08 - 0,0016 t_T.$$

На рис. 1. показано изменение количества испарившегося и выгоревшего топлива при температурах топлива 50°C и 180°C

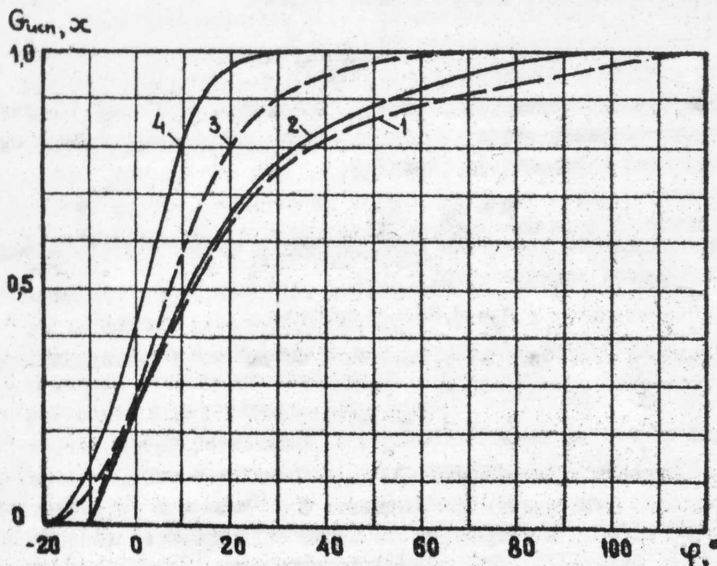


Рис. 1. Влияние подогрева на количество испарившегося и выгоревшего топлива:

1 - x при 50°C ; 2 - x при 180°C ;

3 - G при 50°C ; 4 - G при 180°C .

Таким образом, можно предполагать, что физическая сущность влияния подогрева топлива на рабочий процесс двигателя заключается в увели-

чении количества испарившегося топлива, следовательно и количества топлива, участвующего в смесеобразовании при диффузионном горении. В результате в единицу времени выгорает большое количество паров топлива. Если без применения подогрева на номинальной нагрузке двигателя 90% топлива выгорает к 65° после ВМТ, то при подогреве до 150°C к этому моменту выгорает 97% топлива. Аналогичный характер изменения выгорания топлива при подогреве остается и на частичных нагрузках двигателя.

Рассмотрено влияние подогрева топлива на механические нагрузки и экономичность дизеля. Максимальное давление сгорания в значительной степени определяется максимальной скоростью тепловыделения при диффузионном горении и расположением этого максимума по отношению ВМТ. Максимальная скорость нарастания давления отмечается в начале процесса сгорания и определяется максимальной скоростью тепловыделения при кинетическо-диффузионном горении. С повышением температуры топлива максимальная скорость нарастания давления $(dp/d\varphi)_{\max}$ уменьшается. Так, повышение температуры с 50°C до 180°C на номинальной нагрузке двигателя уменьшает $(dp/d\varphi)_{\max}$ с 5,0 кг/см²/град до 4,1 кг/см²/град, т.е. на 18%, а $(dx/d\varphi)_{\max}^I$ при этом уменьшается с 0,058 1/град до 0,046 1/град т.е. на 20%.

Индикаторный к.п.д. увеличивается с уменьшением потерь тепла в стенки, т.к. процесс сгорания смещается к ВМТ. Так, при нагреве топлива с 50°C до 180°C индикаторный к.п.д. при номинальной нагрузке двигателя увеличивается с 0,408 до 0,433, т.е. на 6,2%.

Улучшение эффективных показателей работы двигателя происходит за счет повышения индикаторных показателей, так как механический к.п.д. остается без изменения. При повышении температуры топлива с 50°C до 180°C эффективный к.п.д. при номинальной нагрузке двигателя увеличивается с 0,331 до 0,349, т.е. на 5,2%.

Приводятся результаты пробной эксплуатации дизеля с подогревом топлива перед впрыском в цилиндр на пассажирском теплоходе "Н.Гастелло" Волжского объединенного ордена Ленина речного пароходства. Даются общие сведения о теплоходе "Н.Гастелло" и его характеристики главного двигателя, на котором установлен газовый подогрев топлива. Рассмотрено влияние газового способа подогрева топлива на показатели работы двигателя.

На рис. 2 показано изменение винтовой характеристики двигателя 6 NVD-48 теплохода "Н.Гастелло" при применении газового подогрева топлива.

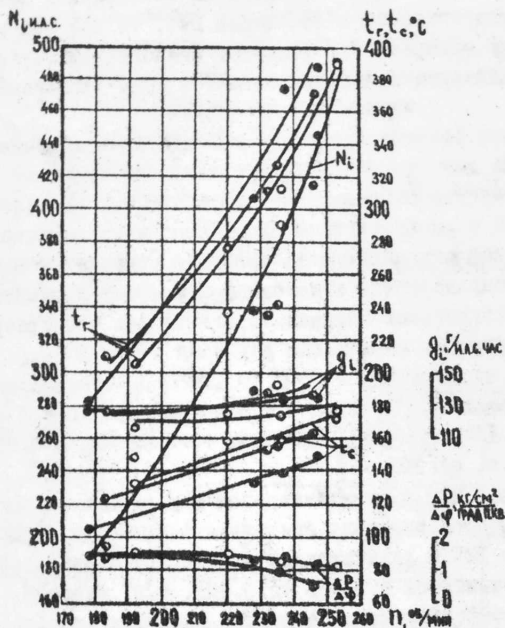


Рис. 2. Винтовая характеристика двигателя 6 NVD-48 теплохода "Н.Гастелло"

●-без подогрева топлива; ○-с подогревом топлива без регулировки угла опережения; □-с подогревом топлива после регулировки угла определения, компенсирующий увеличение длины трубопровода высокого давления;

N_i -индикаторная мощность; G_t - индикаторный расход топлива; t_r -температура выпускных газов; t_c -температура сопла форсунки; $\frac{\Delta P}{\Delta \phi}$ - средняя жесткость нарастания давления газов.

Произведен расчет затрат на изготовление и установку газового подогрева. Установлено, что затраты на модернизацию окупятся во время первой навигации. В результате проведенных исследований показана и подтверждена в экспериментальных условиях на теплоходе "Н.Гастелло" возможность улучшения тепловой экономичности судового дизеля путем подогрева впрыскиваемого топлива.

При этом выявлены следующие особенности процессов подачи, распыливания, испарения и тепловыделения в дизелях, определяющие работу дизеля с подогревом топлива.

1. Подогрев топлива не оказывает существенного влияния на интегральный закон подачи при дифференциальном законе близком к прямоугольному. Необходимо учитывать влияние изменения температуры топлива на действительный угол опережения подачи и остаточное давление в трубопроводе высокого давления. Повышение температуры топлива приводит к запаздыванию впрыска в результате уменьшения скорости распространения волны давления.

2. С повышением температуры топлива мелкость и однородность распыливания улучшаются. Основное влияние на качество распыла оказывает уменьшение вязкости, влияние изменения поверхностного натяжения значительно меньше. Подогрев топлива уменьшает длину факела и увеличивает угол раскрытия. Мелкость распыливания и размеры факела топлива можно рассчитывать по существующим формулам с учетом изменения физических свойств топлива при подогреве.

3. Относительное изменение периода задержки воспламенения не зависит от величины нагрузки двигателя и определяется только температурой топлива. На основании обработки результатов исследований многих авторов, проведенных на установках постоянного объема и в двигателях различных марок, для определения периода задержки воспламенения дизелей с объемным смесеобразованием рекомендуется формула, описывающая относительное влияние температуры топлива.

4. Кривые скорости тепловыделения имеет два максимума. Первый максимум определяется выгоранием паров топлива, вступивших в смесеобразование за период задержки воспламенения, при кинетическо-диффузионном горении. С повышением температуры топлива и увеличением нагрузки двигателя первый максимум скорости тепловыделения уменьшается.

Второй максимум определяется выгоранием паров топлива при диффузионном горении. С повышением температуры подогрева топлива второй максимум скорости тепловыделения увеличивается.

5. Изменение скорости тепловыделения при диффузионном горении по углу поворота коленвала описывается уравнением Б.М. Гончара с введенным в это уравнение вторым параметром - коэффициентом K .

В работе получены эмпирические выражения для определения коэффициента K , входящего в это уравнение, учитывающие влияние изменения нагрузки двигателя и температуры топлива.

6. Уменьшение жесткости работы дизеля при подогреве топлива определяется уменьшением максимальной скорости тепловыделения при кинетическо-диффузионном горении.

Повышение экономичности работы дизеля при подогреве топлива связано с увеличением скорости тепловыделения при диффузионном горении и с сокращением продолжительности процесса горения.

Ухудшение экономичности работы дизеля при подогреве топлива, отмечаемое в работах некоторых авторов, вызвано значительным уменьшением действительного угла опережения и появлением дополнительных впрысков в результате повышения остаточного давления в трубопроводе.

7. Результаты полученные при испытаниях дизеля с подогревом топлива не зависят от способа подогрева. При применении газового подогрева необходимо компенсировать изменение угла опережения ввиду увеличения длины трубопровода высокого давления. Затраты на переоборудование дизеля при применении подогрева топлива выпускными газами окупаются в течение первого года эксплуатации судна после модернизации. Как показали результаты многолетней опытной эксплуатации главного двигателя 6 NVD-48 т/х "Н.Гастелло" Волжского объединенного речного пароходства, газовый подогрев работает надежно и улучшает технико-экономические показатели.

Основное содержание диссертации опубликовано в работах:

1. Кривцов Ю.Г., Танин К.С. Об улучшении смесеобразования в судовых дизелях за счет подогрева топлива выхлопными газами. Судостроение, 1963, № 6.
2. Кривцов Ю.Г., Танин К.С. Индикаторные показатели рабочего процесса модернизированного дизеля в эксплуатационных условиях. XX Научная конференция. Сборник докладов. Астраханский технический институт рыбной промышленности и хозяйства, 1970.
3. Кривцов Ю.Г., Танин К.С., Баранович Д.С., Балакин В.В. Подогрев топлива выхлопными газами. Речной транспорт, 1970, № 8.
4. Кривцов Ю.Г. Влияние подогрева топлива на скорость тепловыделения. Сб. "Пути повышения мощности, надежности и долговечности двигателей внутреннего сгорания" (Тезисы докладов и сообщений всесоюзной научно-технической конференции октябрь 1973), МВТУ, 1973.