

М471/40

УДК А

Московское ордена Ленина, ордена Октябрьской Революции
и ордена Трудового Красного Знамени высшее техническое
училище им. Н.Э.Баумана

На правах рукописи

ГУСЬКОВ Валентин Федорович

УДК 621.43

ВЫБОР И ИССЛЕДОВАНИЕ ОПТИМАЛЬНОЙ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ
НАДУВНОГО ВОЗДУХА ВЫСОКОФОРСИРОВАННЫХ ТРАНСПОРТНЫХ
ДВИГАТЕЛЕЙ

(05.04.02 - тепловые двигатели)

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва 1988

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,
профессор Мизернов Г.Н.

Официальные оппоненты - доктор технических наук,
профессор Маханько М.Г.
кандидат технических наук, старший
научный сотрудник Бундин А.А.

Ведущее предприятие - Научно-исследовательский
институт двигателей

Защита диссертации состоится "6" июня 1988 г.
в 15³⁰ 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, Лефортов-
ская наб., д. 1, корп. факультета "Энергомашиностроение".

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

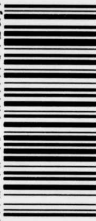
_____ 1988 г.

специ-
ка

Ефимов С.И.

И 471140

НТБ МВТУ им. Н.Э.Баумана



1471140

Гуськов В.Ф. Выбор и исслед.

Актуальность проблемы. "Основными направлениями экономического и социального развития СССР на 1986-1990 годы и на период до 2000 года" предусматривается дальнейшее расширение производства дизелей с высокими технико-экономическими показателями. Решение возникающих при этом задач невозможно без создания высокоэффективных систем ДВС и в том числе системы охлаждения наддувочного воздуха (СОНВ). Оптимально спроектированная СОНВ должна обеспечивать наиболее благоприятные условия протекания рабочего процесса и эксплуатации теплонпряженных деталей двигателя при наилучших массогабаритных характеристиках, минимальном энергопотреблении и высокой надежности. Разработка конструкции СОНВ, соответствующей предъявляемым требованиям, вызывает необходимость в проведении значительного объема опытно-конструкторских и научно-исследовательских работ, что увеличивает сроки проектирования. В целях экономии времени и средств решение этой задачи расчетным путем является актуальным.

Цель работы. Определение путей оптимального сочетания основных конструктивных и режимных параметров СОНВ для обеспечения высоких технико-экономических показателей транспортных двигателей.

Методы исследования. Поиск оптимального сочетания основных конструктивных и режимных параметров рекуперативной СОНВ осуществляется методом перебора различных вариантов. После обработки сформированного массива производится выбор оптимального варианта по минимальной величине комплексного показателя энергетического совершенства охладителя и ддувочного воздуха (ОНВ). В качестве ограничений используются различные характеристики охладителей, регламентированные ГОСТ 10598-74.

Критерий оптимальности и ограничительные параметры определяются математическим моделированием совместной работы турбокомпрессора, ОНВ и дизеля и охлаждения наддувочного воздуха в теплообменном аппарате.

Определение параметров совместной работы агрегатов двигателя производится путем решения системы уравнений в относительных параметрах, описывающих взаимосвязь комплекса параметров до и после поршневой части. Для оценки изменения показателей дизеля при охлаждении поступающего в цилиндры воздуха используются

термодинамические соотношения, установленные Погодиным С.И. и Портновым Д.А. Расчет ОНВ основан на методе числа единиц переноса тепла.

Экспериментальные исследования проводились на двигателе 16 ЧН 26/26 в лаборатории ВНИИТ.

Для подтверждения достоверности математического моделирования использовались экспериментальные данные, полученные автором, а также другими исследователями.

Научная новизна работы состоит в обосновании и разработке методики выбора жидкостного ОНВ транспортного двигателя.

Расчетно-теоретическими исследованиями получена связь между основными технико-экономическими показателями двигателя и режимными и конструктивными параметрами ОНВ.

Для выбора оптимального варианта воздухоохладителя предложен комплексный показатель энергетического совершенства ОНВ, характеризующий энергетическую эффективность охлаждения наддувочного воздуха и энергетические затраты, связанные с изготовлением охладителя и его транспортировкой.

Разработана методика выбора жидкостного ОНВ транспортного двигателя.

С целью повышения точности расчета установлены новые формулы для тепловой эффективности двухпоточного по охлаждающей жидкости охладителя с перекрестным током при условии абсолютного перемешивания горячего теплоносителя. Полученные зависимости позволяют определять условия перехода от однопоточного к двухпоточному охладителю.

На основе расчетно-теоретических исследований определены пути улучшения массогабаритных показателей охладителей, сконструированных из труб, оребренных винтовой накаткой.

Практическая ценность. Разработанные алгоритм и программа расчета на основе предложенной методики позволяют уменьшить сроки и трудоемкость экспериментально-доводочных работ при создании рекуперативной СОНВ транспортных дизелей.

На основании выполненного исследования предложены рекомендации по рациональному выбору теплогидравлических параметров ОНВ и ограничению температуры наддувочного воздуха с целью предотвращения возникновения помпажа компрессора.

Для охладителей, сконструированных из труб, оребренных винтовой накаткой, определены мероприятия по улучшению массогабаритных характеристик.

Результаты исследований внедрены во ВНИИТ.

Апробация работы. Диссертационная работа заслушивалась на заседаниях кафедры "Комбинированные двигатели внутреннего сгорания" МВТУ им. Н.Э.Баумана в 1979, 1980, 1981 гг. По основным разделам работы были сделаны доклады на отраслевой конференции "Проблемы форсирования и надежности тракторных и комбайновых двигателей" в НИИТИД в 1985 г., на научном семинаре "Диагностика, повышение эффективности, экономичности и долгоречности двигателей" в ЛОХИ в 1986 г., на Всесоюзной конференции "Актуальные проблемы двигателестроения" в НИИТИД в 1987 г., на Всесоюзной конференции "Перспективы развития комбинированных двигателей внутреннего сгорания и двигателей новых схем и на новых топливах" в МВТУ им. Н.Э.Баумана в 1987 г.

Публикации. Основные положения диссертации опубликованы в восьми научных работах.

Объем работы. Диссертация состоит из введения, пяти глав и выводов. Она изложена на 188 страницах, включая 42 рисунка, 4 таблицы и список литературы из 160 наименований.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

В первой главе выполнен обзор применяемых в двигателестроении СОНВ, а также рассмотрены существующие подходы и основанные на них методы выбора оптимальных ОНВ.

На основе анализа показано, что для транспортных двигателей наиболее рациональной СОНВ является рекуперативная система. Для дизелей, работающих в условиях тепловозных режимов, целесообразно применять жидкостную смешанную схему рекуперативной СОНВ, в которой ОНВ включен в контур с водомасляным охладителем, а для автотракторных двигателей — в жидкостную автономную схему. Указано на наибольшее распространение на мощных транспортных дизелях воздушных охладителей, сконструированных из труб, оребренных винтовой накаткой. Отмечено, что рекомендации по выбору рациональных геометрических параметров оребрения трубы с поперечными винтовыми ребрами при поперечном обтекании их газовым потоком справедливы только для конкретных исследованных трубных пучков.

На основе анализа существующих подходов к выбору оптимального ОНВ показано, что большинство используемых в практике методов основано на результатах экспериментальных исследований

отдельных двигателей. Многие исследования проводились на отсеках без учета влияния температуры наддувочного воздуха на условия совместной работы дизеля и агрегатов наддува и на двигателях с низкой форсировкой при существенных ограничениях по режимам работы. Отмечено, что методы выбора оптимальных ОНВ не учитывают влияния теплогидравлических параметров охладителя на условия совместной работы дизеля и турбокомпрессора. Большинство расчетных уравнений получено с применением упрощающих допущений, в результате чего область применения расчетных формул ограничена рядом условий. Поиск оптимального ОНВ проводится для номинального режима работы двигателя.

Анализ методов расчета двухпоточного по охлаждающей жидкости трубчатого охладителя с перекрестным током указывает на отсутствие формул для тепловой эффективности, учитывающих расположение перегородки, разделяющей жидкостную полость теплообменника пополам.

На основе выполненного обзора ставятся задачи, необходимые для достижения поставленной цели:

1. Обоснование и уточнение методики выбора охладителя наддувочного воздуха транспортного двигателя.

2. Определение влияния теплогидравлических параметров ОНВ на показатели двигателя.

3. Исследование влияния наклона делительной перегородки к потоку наддувочного воздуха с целью уточнения методики расчета жидкостного двухпоточного трубчатого охладителя с перекрестным током.

4. Экспериментальное исследование влияния температуры наддувочного воздуха на индикаторные и эффективные показатели двигателя и условия совместной работы дизеля и агрегатов наддува с целью получения зависимостей, пригодных для выбора теплогидравлических параметров охладителя на стадии его проектирования.

5. Расчетное исследование по выбору охладителя наддувочного воздуха высокофорсированного транспортного двигателя.

6. Сравнение эффективности пучков из круглых труб с винтовыми ребрами при поперечном обтекании их газовым потоком с целью выявления геометрических размеров оребрения и компоновки труб, обеспечивающих получение наилучших массогабаритных характеристик охладителя.

Вторая глава посвящена обоснованию и разработке методики

выбора ОНВ. С этой целью прежде всего была установлена взаимосвязь факторов при оценке совершенства воздухоохладителей и выполнено сравнение ОНВ известных транспортных двигателей по величинам площади теплообменной поверхности F и эффективной мощности Ne , отнесенных к тепловой нагрузке Q , на основе которых сформулирован принцип выбора ОНВ: наиболее совершенная конструкция охладителя должна обеспечивать наилучшие условия протекания рабочего процесса двигателя при наименьшей массе и минимальных затратах на изготовление и эксплуатацию. Такой подход к выбору ОНВ позволил сформировать комплексный показатель энергетического совершенства воздухоохладителя

$$E = (g_e + \Delta g_{en} + \Delta g_{er}) / g_{eд},$$

где $g_e, g_{eд}$ - удельные эффективные расходы топлива двигателем, действительный и при температуре наддувочного воздуха, равной температуре охлаждающей жидкости, соответственно; $\Delta g_{en}, \Delta g_{er}$ - изменения удельного эффективного расхода топлива двигателем с учетом стоимости ОНВ и затрат на его транспортировку.

Анализ различных вариантов, а затем и выбор охладителя основывается на определении таких его теплогидравлических и конструктивных параметров, величинам которых соответствует минимальное значение комплексного показателя E для характерного в эксплуатации режима работы двигателя.

Поскольку исходными данными для расчета ОНВ являются параметры номинального режима работы двигателя, формирование массива вариантов с различными конструктивными размерами трубного пучка осуществляется решением уравнений

$$\begin{aligned} g_e, G_s, P_k, T_k &= f(\gamma, \beta), \\ \ell_1, \ell_2, \ell_3, V &= f(\gamma, \beta, G_w, T_w', U_w, \Delta P_w, G_s, P_k, T_k), \end{aligned}$$

где $\ell_1, \ell_2, \ell_3, V$ - размеры трубного пучка и его объем соответственно; P_k, T_k, G_s - давление, температура наддувочного воздуха после компрессора и его расход; $G_w, U_w, \Delta P_w$ - расход, средняя скорость и потери давления охлаждающей жидкости в охладителе;

T_w' - температура охлаждающей жидкости на входе в ОНВ; γ, β - тепловая эффективность охладителя и коэффициент восстановления полного давления наддувочного воздуха.

Графическое построение связи между рассматриваемыми характе-

ристикami F/Q и Ne/Q для ОНВ мощных транспортных двигателей позволило уменьшить область поиска оптимальной конструкции. По величине Ne/Q для номинального режима работы двигателя эта область ограничена с одной стороны значением $Ne/Q = 6,0$, которому соответствуют наименьшие удельные капиталовложения в собственно охладитель. Другое предельное значение Ne/Q соответствует наиболее благоприятным условиям протекания рабочего процесса двигателя при охлаждении наддувочного воздуха с учетом возможности размещения охладителя в отведенном объеме и других ограничений, регламентированных ГОСТ 10598-74.

Важным этапом в разработке ОНВ является выбор расчетного режима для комплексной оценки его энергетического совершенства.

Использование при оптимизации параметров ОНВ среднеексплуатационного удельного расхода топлива с исключением из рассмотрения режимов малых нагрузок и холостого хода сопровождается определением параметров совместной работы дизеля, турбокомпрессора и охладителя и определением температуры охлаждающей жидкости в контуре на неноминальных режимах работы двигателя.

Выполненные исследования показали, что применительно к двигателям с относительно продолжительной работой в эксплуатации на номинальном режиме целесообразно для упрощения определять величины g_e и $g_{eнд}$ на режиме номинальной мощности, а Δg_e и $\Delta g_{ен}$ на режиме среднеексплуатационной мощности. В этом случае ОНВ обеспечит с учетом энергетических затрат на изготовление и транспортировку наилучшую топливную экономичность двигателя не только на номинальном режиме, но и на режиме среднеексплуатационной мощности.

Измерение эффективных показателей при охлаждении поступающего в дизель воздуха определяется по термодинамическим соотношениям, установленным Логодиным С.А. и Портновым Д.А. При этом для оценки изменения индикаторного КПД используется зависимость $\eta_i = f(\alpha/\eta_v, T_s)$.

Расчет параметров совместной работы компрессора, ОНВ, дизеля и турбины основан на решении известной системы уравнений в относительных параметрах (по отношению к параметрам номинального режима), описывающих взаимосвязь комплекса параметров до и после поршневой части. Предполагается, что характеристики отдельных агрегатов известны. Для упрощения расчета в

систему уравнений вводится дополнительное уравнение, полученное Левковичем С.Л. и подтвержденное результатами экспериментальных исследований, которое справедливо для нерегулируемых турбокомпрессоров с осевой турбиной:

$$\overline{P_T - P_2} = \overline{P_2 G_s [(T_{TK}^{(K-1)/K} - 1)/\eta_{TK}]}^{0,5},$$

где P_T, P_2 - давление газов соответственно до и после турбины; η_{TK} - КПД турбокомпрессора; K - показатель адиабаты для воздуха. Черточкой сверху обозначены относительные значения параметров.

Расчет перекрестно-точного охладителя ведется по методу числа единиц переноса тепла и основан на решении уравнений

$$F = Z W_L N (C_{1L}/v_L^{q_1} + R_{ст} + C_W/v_W^{q_2}),$$

$$v_L = [P_K(1 - \beta) W_L S_2 \eta_{KL} / (C_{2L} F C_{PL} \rho_L \eta_L)]^{1/(3+e)},$$

где $C_{1L} = D_L^{1-q_1} v_L^{q_1} / (C_1 \lambda_L)$,

$$C_W = \varphi d_w^{q_2} v_w^{q_2} / (0,021 \lambda_W P_{rw}^{q_{43}}),$$

$$C_{2L} = C_2 C_3,$$

v, W - скорость и водный эквивалент теплоносителя; $R_{ст}$ - термическое сопротивление стенки трубы; N - число единиц переноса тепла одного хода; Z - количество ходов охлаждающей жидкости; F - площадь поверхности теплообмена; $C_P, \lambda, \rho, \nu, Pr$ - удельная массовая теплоемкость, коэффициент теплопроводности, плотность, коэффициент кинематической вязкости и критерий Прандтля теплоносителя; S_2, η_{KL} - продольный шаг труб и коэффициент компактности поверхности; D, d - эквивалентные диаметры; C_1, C_2, e, q_1 - коэффициенты в критериальных уравнениях теплоотдачи и гидравлического сопротивления; C_3 - коэффициент, учитывающий потери давления воздуха на местных сопротивлениях; φ - коэффициент обрешетки трубы.

Индекс L относится к наддувному воздуху, индекс W - к охлаждающей жидкости.

Для повышения точности расчета двухпоточного по охлаждающей жидкости теплообменного аппарата рассмотрено влияние угла наклона перегородки α , разделяющей жидкостную полость охладителя пополам, к плоскости, нормальной к потоку абсолютно перемешанного газа, на тепловую эффективность по методу Ундервуда.

В частности, для случая $0^\circ < \alpha < 45^\circ$ из дифференциальных уравнений теплопередачи и теплового баланса получены уравнения изменения температур теплоносителей по длине хода

$$x = 0 \dots x_1, \quad \frac{dT_L}{dx} = -2N \int_0^1 (T_L - T_w'') dy,$$

$$\frac{\partial T_w''}{\partial y} = -mN(T_L - T_w''),$$

$$x = x_1 \dots x_2, \quad \frac{dT_L}{dx} = -\frac{2N}{x_2 - x_1} \left[(x - x_1) \int_0^1 (T_L - T_w') dy + (x_2 - x) \int_0^1 (T_L - T_w'') dy \right],$$

$$x = x_2 \dots 1, \quad \frac{dT_L}{dx} = -2N \int_0^1 (T_L - T_w') dy,$$

$$\frac{\partial T_w'}{\partial y} = mN(T_L - T_w'),$$

где T_L, T_w - температуры газа и жидкости; m - соотношение водяных эквивалентов теплоносителей; x, y - относительные координаты; x_1, x_2 - координаты проекции делительной перегородки на ось x .

Из решения указанной системы уравнений получим уравнение для тепловой эффективности

$$\eta = 1 - (1 - \varepsilon)^2 \left\{ -xp(-B) + mA^2 / \left\{ 1 + m[A(1 - \varepsilon + 1/B) - B/6 - \varepsilon/B - 0,5] \right\} \right\},$$

$$\text{где } \varepsilon = 1 - \exp \left\{ -(1 - C) [1 - \exp(-mN)] / m \right\},$$

$$A = 1/B - (1 - \varepsilon + 1/B) \exp(-B),$$

$$B = 2 [1 - \exp(-mN)] / m,$$

$$C = (\ell_1 / \ell_2) \operatorname{tg} \alpha,$$

ℓ_1, ℓ_2 - ширина и длина трубной доски.

Аналогично определяются уравнения $\eta = f(N, m, c)$ для случаев $45^\circ \leq \alpha \leq 90^\circ$. Расчетные исследования (рис. 1) показали, что при прочих равных условиях увеличение α приводит к уменьшению тепловой эффективности. С увеличением N и m влияние угла наклона делительной перегородки на снижение η усиливается. Показано, что существуют предельные соотношения геометрических размеров трубной доски и угла наклона делительной перегородки, при которых тепловая эффективность одно- и двухпоточного охладителя одинакова.

Сравнение результатов расчета по отдельным элементам методики с экспериментальными данными для номинального режима двигателя 16 ЧН 26/26, полученными в работе и другими авторами (рис. 2, 3), показывает их хорошую сходимость. Результаты вариантов расчетов охладителя, сконструированного из труб, серебряных винтовой накаткой, с наружным диаметром 26 мм, приведены на рис. 4.

Анализ результатов показывает, что степень влияния температуры наддувочного воздуха на параметры совместной работы турбокомпрессора и дизеля определяется режимом работы последнего.

С увеличением η интенсивность роста массы трубного пучка M возрастает. Степень снижения g_e , как функции тепловой эффективности, значительно меньше. Поэтому в области $\eta \leq 0,82$ минимальная величина критерия E соответствует высоким значениям β , а в области $\eta < 0,93$ наименьшим значениям β , определяемым по предельным потерям давления наддувочного воздуха.

Третья глава посвящена описанию экспериментальной установки, методики проведения испытаний и обработки опытных данных, оценке погрешностей измеряемых величин. Экспериментальные исследования проводились в лаборатории ДВС ВНИИЖТ на дизель-генераторном стенде с двигателем 16 ЧН 26/26, оборудованным двухконтурной внешней системой охлаждения.

Испытания проводились с целью получения исходных данных, необходимых для обоснования и разработки методики выбора ОНВ и сопоставления с результатами расчетов. В соответствии с задачами исследований стенд обеспечивал нагружение дизеля в широком диапазоне режимов и позволял проводить испытания двигателя при изменении температуры наддувочного воздуха и сохранении цикловой подачи топлива неизменной на каждом основном режиме. За исследуемые режимы по тепловосной характеристике были приняты режимы, наиболее характерные для эксплуатации двигателя 16 ЧН 26/26.

Во время испытаний двигателя измерялись параметры рабочего тела в характерных точках системы воздухообеспечения и выпуска, проводилось индицирование рабочего процесса в одном цилиндре и запись подъема иглы форсунки. Максимальная погрешность измерений не превышала 2%.

В четвертой главе изложены результаты экспериментальных исследований влияния температуры наддувочного воздуха T_s на рабочий процесс и параметры совместной работы поршневой части и турбокомпрессора двигателя 16 ЧН 26/26.

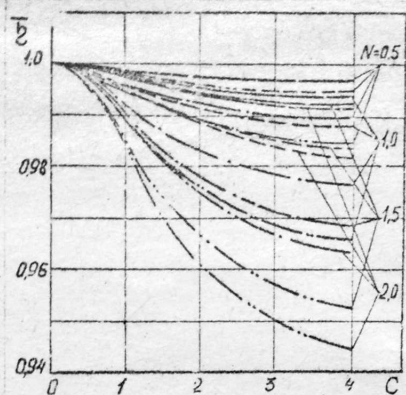


Рис.1. Изменение тепловой эффективности двухпоточного охладителя с перекрестным током:
 — $m = 0.05$; — $m = 0.1$;
 — $m = 0.2$; — $m = 0.3$

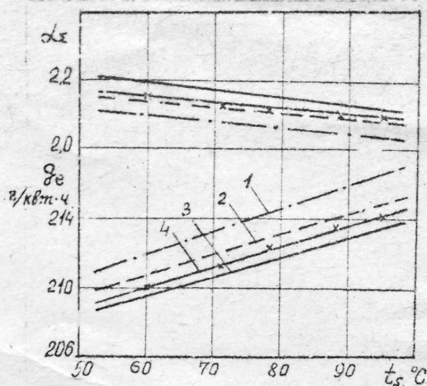


Рис.2. Влияние температуры наддувочного воздуха на показатели двигателя ($N_e = \text{const}$): 1, 2, 3 - расчет; 4 - эксперимент; 1 - $\beta = 0.96$; 2 - $\beta = 0.98$; 3 - $\beta = 1.00$

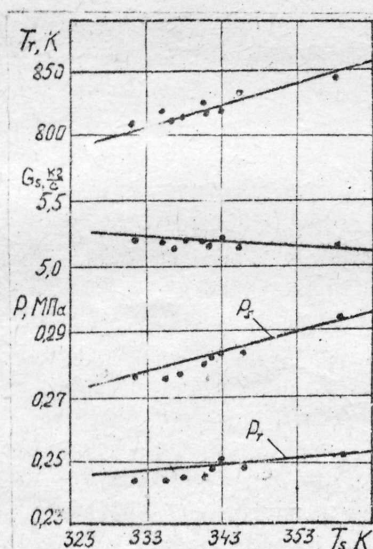


Рис.3. Влияние температуры наддувочного воздуха на параметры совместной работы дизеля и турбокомпрессора ($\eta_c = \text{const}$):
 — расчет;
 эксперимент

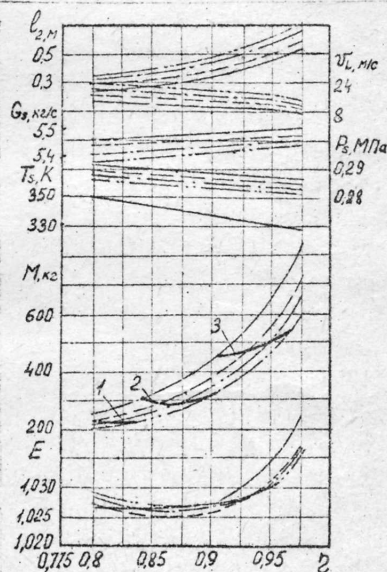


Рис.4. Зависимость параметров трубного луча ОНВ двигателя 16 ЧН 26/26: 1 - $g_e = 212 \text{ г/кгВ·ч}$; 2 - $g_e = 211 \text{ г/кгВ·ч}$; 3 - $g_e = 210 \text{ г/кгВ·ч}$;
 — $\beta = 0.995$; — $\beta = 0.99$;
 — $\beta = 0.985$; — $\beta = 0.98$

Анализ результатов (рис.5) показывает, что увеличение расхода воздуха через двигатель при снижении T_s определяется исходным положением точки совместной работы дизеля и компрессора и целью охлаждения наддувочного воздуха. Наибольший прирост расхода воздуха будет в случае, когда охлаждение воздуха производится с целью повышения эффективной мощности при условии постоянства температуры газов перед турбиной. Снижение T_s при работе двигателя на режиме $N_e = const$ практически не сопровождается увеличением G_s . Гидравлическая характеристика двигателя при $n = 830 \text{ мин}^{-1}$ очень близко проходит от границы помпажа. При проведении испытаний двигателя по тепловозной характеристике на режиме $n = 830 \text{ мин}^{-1}$ кратковременное повышение T_s до температуры 348 К привело к помпажу компрессора.

Из обработки индикаторных диаграмм (рис.6,7) следует, что интенсивность увеличения индикаторного КПД при снижении T_s для исследуемых режимов работы двигателя различна и определяется совокупным изменением коэффициента избытка воздуха, периода задержки воспламенения и теплопотерь в масло и охлаждающую жидкость. С учетом, что определение коэффициента избытка воздуха для двигателя с наддувом и продувкой камеры сгорания затруднительно, получена зависимость $\eta_i = f(T_s, \alpha/\eta_v)$ (рис. 8), из которой следует, что даже в случае $\alpha/\eta_v = const$ снижение T_s приводит к увеличению η_i . Происходит это благодаря увеличению степени повышения давления и снижению теплопотерь с маслом и охлаждающей жидкостью. Последние на исследуемых режимах работы двигателя при снижении T_s на 10 К уменьшаются на (1...4)%.

Анализ экспериментальных данных показал, что снижение на номинальном режиме на 30 К приводит к увеличению эффективной мощности на 2% при снижении g_e на 4 г/кВт.ч и повышению максимального давления на 7%. С уменьшением частоты вращения вала по тепловозной характеристике влияние T_s на рост η_i усиливается и при $n = 630 \text{ мин}^{-1}$ составляет при охлаждении воздуха на 30 К - (3,1... 3,2)% при снижении g_e на (5,5...6) г/кВт.ч.

В пятой главе изложена методика и результаты сопоставления теплообменных поверхностей из поперечно сребренных труб по массогабаритным показателям. Методика сопоставления основывается на сравнительной оценке различных поверхностей, предложенной Гухманом А.А., и позволяет определять соотношения площадей и

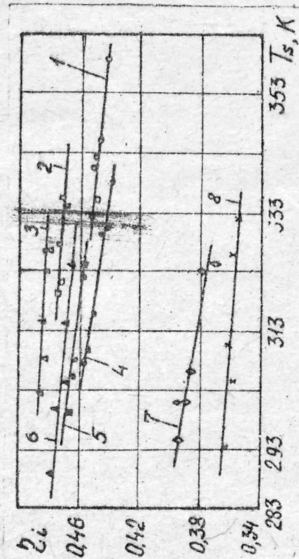


Рис. 7. Изменение индикаторного КПД от температуры надувочного воздуха: 1, 2, 3 — $\pi = 1010$ мин⁻¹; 4 — $\pi = 1290$ г/п; 5 — $\pi = 820$ г/п; 6 — $\pi = 0,75$ г/п; 7 — $\pi = 4,56$ г/п; 8 — $\pi = 1,0$ г/п; 9 — $\pi = 0,798$ г/п; 10 — $\pi = 0,575$ г/п; 11 — $\pi = 0,330$ г/п; 12 — $\pi = 0,240$ г/п.

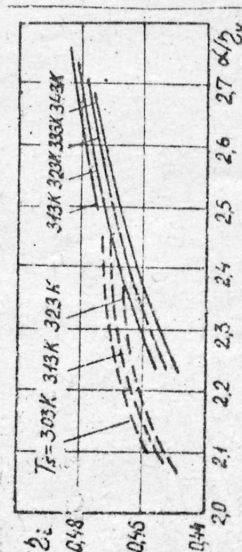
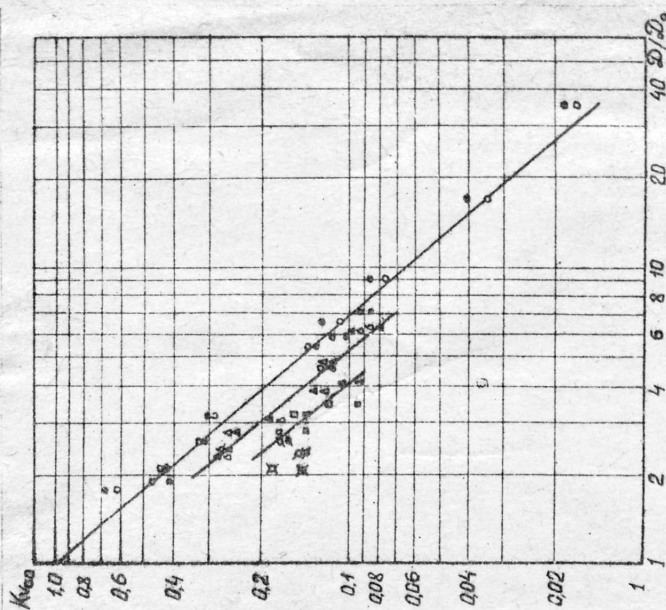


Рис. 8. Изменение индикаторного КПД в зависимости от параметра α/η_0 :
 --- $\eta = 1010$ мПа; --- $\eta = 830$ мин⁻¹

[illegible]

других характеристик, жестко связанных с ней, при которых передаваемые количества теплоты и затраты энергии на движение теплоносителей образца и эталона равны.

С использованием данных по теплоотдаче и гидравлическому сопротивлению из работ Кайса В.М. и Лондона А.Д. и Юдина В.Ф. проведено сопоставление 29 шахматных пучков труб с поперечными винтовыми однозаходными ребрами.

При анализе пучков ребристых труб исследовано влияние на массогабаритные характеристики продольного и поперечного шагов расположения труб и геометрии оребрения трубы.

Анализ результатов показал, что изменением шаговых характеристик возможно перераспределение размеров между фронтом и длиной трубного пучка до 13% при неизменном его объеме. В связи с увеличением компактности поверхности наименьшие массовые и объемные характеристики имеют пучки с малыми продольными и поперечными шагами расположения труб.

В качестве критерия объемной эффективности поверхностей используется относительная величина свободного объема теплообменника, определяемая по сжатому живому сечению:

$$K_{Vco} = N_u D_o^2 / (N_{uo} D^2),$$

где N_u — критерий Нуссельта.

Из анализа результатов следует (рис.9), что ухудшение теплоотдачи поверхностей с ростом соотношения высоты ребра к расстоянию между ребрами трубы объясняется снижением скорости потока между ребрами вследствие увеличения потери энергии на трение и снижением локальной турбулентности потока из-за уменьшения количества ребер, генерирующих вихри.

ВЫВОДЫ

1. Выполненные исследования показали, что оптимальные размеры ОНВ должны определяться путем сопоставления эффективных показателей двигателя и энергетических затрат на изготовление и транспортировку рассматриваемого охладителя для характерного режима работы двигателя в эксплуатации.

2. Разработана методика выбора жидкостного ОНВ транспортного двигателя, учитывающая влияние его теплогидравлических па-

раметров на показатели рабочего процесса дизеля и условия совместной работы последнего с турбокомпрессором. Проведенное сравнение результатов расчета по отдельным элементам методики с экспериментальными данными показало их удовлетворительную сходимость.

3. В работе впервые получены формулы для тепловой эффективности двухпоточного по охлаждающей жидкости теплообменника с перекрестным током при условии абсолютного перемешивания горячего газа для случаев, когда перегородка, разделяющая жидкостную полость охладителя пополам, расположена не в плоскости, нормальной к потоку горячего газа, а под углом к ней.

4. Расчетные исследования влияния расположения делительной перегородки на тепловую эффективность двухпоточного охладителя показали, что с увеличением угла ее наклона к плоскости, нормальной к потоку горячего газа, снижение тепловой эффективности при прочих равных условиях определяется соотношением геометрических размеров трубной доски. Для определенных значений числа единиц переноса тепла и отношения водяных эквивалентов теплоносителей существуют предельные соотношения геометрических размеров трубной доски и угла наклона делительной перегородки, при которых тепловая эффективность одно- и двухпоточного охладителя одинакова.

5. Результаты расчетной оптимизации параметров ОНВ двигателя И6 ЧН 26/26 без накладываемых ограничений указывают на возможность снижения удельного эффективного расхода топлива на номинальном режиме на 1 г/кВт.ч при увеличении массы пучка оребренных труб диаметром 26 мм на 30%. Установлено также, что при проектировании ОНВ для области значений тепловой эффективности $\eta \leq 0,82$ целесообразно исходить из минимальных ($\beta = 0,995 \dots 0,99$), а в области $\eta > 0,93$ - из предельных потерь давления наддувочного воздуха, регламентированных ГОСТом.

6. Выполненное сопоставление пучков труб с поперечными винтовыми однозаходными ребрами при поперечном обтекании их газовым потоком указывает на возможность уменьшения размеров ОНВ путем интенсификации теплообмена за счет применения труб с соотношением высоты ребра к расстоянию между ребрами, равным $h/\mu = 1,3 \dots 2,7$.

7. Результаты экспериментальных исследований совместной работы дизеля, воздухоохладителя и турбокомпрессора ИДПС И6 ЧН

26/26 указывают на необходимость ограничения температуры наддувочного воздуха при работе двигателя с частотой вращения вала $n = 830 \text{ мин}^{-1}$ до 345 К в целях предотвращения возникновения помпажа компрессора.

Основные положения диссертации отражены в работах:

1. Мизернюк Г.Н., Гуськов В.Ф. Тепловая эффективность охладителя наддувочного воздуха /Владим.политехн.ин-т. - Владимир, 1985. - 13 с. - Деп. в ЦНИИТЭИтяжмаш 26.02.85, № 1421 - ТМ.

2. Мизернюк Г.Н., Гуськов В.Ф. Расчет параметров совместной работы дизеля и турбокомпрессора при охлаждении наддувочного воздуха /Владим.политехн.ин-т. - Владимир, 1985. - 13 с. - Деп. в ЦНИИТЭИтяжмаш 26.02.85, № 1422-ТМ.

3. Гуськов В.Ф. Взаимосвязь параметров наддувочного воздуха с индикаторным КПД двигателя /Владим.политехн.ин-т. - Владимир, 1985. - 11 с. - Деп. в ЦНИИТЭИтяжмаш 26.02.85, № 1423-ТМ.

4. Гуськов В.Ф. Повышение тепловой эффективности охладителя наддувочного воздуха при увеличении числа ходов охлаждающей жидкости //Проблемы форсирования и надежности тракторных и комбайновых двигателей: Тез.докл.отрасл.науч.-техн.конф. - Владимир, 1985. - С. 45 - 47.

5. Гуськов В.Ф. Исследование влияния теплогидравлических параметров охладителей наддувочного воздуха на показатели двигателя с газотурбинным наддувом //Актуальные проблемы двигателестроения: Тез.докл. Всесоюз.науч.-техн.конф. - Владимир, 1987. - С. 94.

6. Гуськов В.Ф. Выбор параметров охладителей наддувочного воздуха транспортных дизелей //Перспективы развития комбинированных двигателей внутреннего сгорания и двигателей новых схем и на новых топливах: Тез.докл. Всесоюз.науч.-техн.конф. - М., 1987. - С. 43.

7. Гуськов В.Ф., Юрц А.Э. Оценка совершенства охладителей наддувочного воздуха транспортных двигателей /Владим.политехн.ин-т. - Владимир, 1987. - 7 с. - Деп. в ЦНИИТЭИтяжмаш 28.04.87, № 1895-ТМ.

8. Мизернюк Г.Н., Гуськов В.Ф. Сопоставление трубчатых теплообменных поверхностей охладителей наддувочного воздуха транспортных двигателей по габаритным характеристикам /Владим.политехн.ин-т. - Владимир, 1987. - 6 с. - Деп. в ЦНИИТЭИавтопром. 03.11.86, № 109-ап.

Гуськов

ИВТУ
им. Н.Э. Баумана
БИБЛИОТЕКА

Подписано в печать 21.04.88. Ж 01161. Формат 60x84 1/16. Бумаж. для
множит. техники. Печать офсетная. Усл. печ. л. 0,93. Усл. кр.-отт. 0,93
Уч.-изд. л. 1,0 . Тираж 100 экз. Зак. 103 Бесплатно.

Московское высшее техническое училище им. Н.Э.Баумана
107005 Москва, Лефортовская наб., 1

Ротапринт Владимирского политехнического института
600029 Владимир, Горького, 87