

ПОВЫШЕНИЕ ТЕПЛО-ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Теплообменные аппараты (ТА) являются важнейшими элементами систем охлаждения и газотурбинного наддува современных комбинированных двигателей. Они предназначены для обеспечения требуемого температурного уровня охлаждающей жидкости, моторного масла, наддувочного воздуха. Эффективность работы ТА влияет на температурный уровень двигателя и, следовательно, на его эксплуатационные показатели: топливную экономичность, эмиссию вредных веществ с отработавшими газами, ресурс. Надежная работа ТА является необходимым условием безотказного функционирования двигателя в целом. Габариты и масса ТА также определяются эффективностью процессов теплопередачи, протекающих в них.

Наиболее широкое распространение в системах двигателей получили рекуперативные теплообменники, в которых передача теплоты от одной среды к другой осуществляется через разделяющую их стенку. В большинстве случаев такой стенкой является цилиндрическая поверхность, разделяющая подвижные среды, которые могут находиться в одинаковом (водо-водяные, водомасляные холодильники) или различных (охладители наддувочного воздуха, радиаторы) агрегатных состояниях).

Постановка задачи

Повышению эффективности работы ТА различного назначения посвящены работы [1, 2, 3, 4].

В ряде исследований [5, 6, 7] показана возможность повышения тепловой эффективности ТА за счет конструктивных изменений, обеспечивающих интенсификацию теплообмена прежде всего за счет турбулизации потоков теплоносителей, переход на теплообмен в присутствии фазовых переходов, совершенствование оребрений, оптимизации расположения трубок в пучке. Однако предлагаемые решения могут быть использованы только при разработке новых конструкций и, как правило, сопровождаются увеличением гидравлического сопротивления теплообменников [8] и необходимостью увеличения мощности на прокачивание теплоносителей. Актуальной представляется задача повышения теплогидравлической эффективности существующих и находящихся в эксплуатации ТА.

Решение такой задачи позволит сохранить допустимый температурный уровень деталей двигателей при их форсировании по среднему эффективному давлению или частоте вращения коленчатого вала.

Наиболее значимыми показателями совершенства ТА, используемых в качестве охладителей, являются.

Коэффициент тепловой эффективности

$$\eta = \frac{T_1' - T_1''}{T_1' - T_2'} = \frac{\bar{k} \Delta \bar{T} F}{W_{\min} \Delta T_{\max}}, \quad (1)$$

где T_1' , T_1'' – температуры горячего теплоносителя, соответственно на входе в теплообменный аппарат и на выходе из него; T_2' – температура холодного теплоносителя на входе в теплообменный аппарат; \bar{k} – средний коэффициент теплопередачи; $\Delta \bar{T}$ – средний температурный напор; F – площадь поверхности теплообмена; W_{\min} – минимальный тепловой эквивалент; ΔT_{\max} – максимальный температурный напор.

Величина η характеризует отношение действительно переданной в охладителе теплоты к максимально возможной.

Термодинамическая эффективность ТА является функцией двух параметров

$$\varepsilon = f\left(\frac{W_{\min}}{W_{\max}}, \kappa\right),$$

где W_{\min} , W_{\max} – минимальный и максимальный

тепловые эквиваленты теплоносителей; $\kappa = \frac{\bar{k} F}{W_{\min}}$ –

число единиц переноса теплоты, увеличивается пропорционально коэффициенту теплопередачи.

Зависимость между ε и κ имеет асимптотический характер: чем больше значение κ , тем ближе ТА к термодинамическому пределу.

Коэффициент термодинамической эффективности

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp\left[-(1 + \bar{W})\kappa\right]}{1 - \bar{W} \exp\left[-(1 + \bar{W})\kappa\right]}, \quad (2)$$

где $\bar{W} = \frac{W_{\min}}{W_{\max}}$ – отношение водяных эквивалентов.

тов.

Показатель энергетической эффективности

$$E = \frac{Q}{N_1 + N_2} = \frac{Q}{N_{np}}, \quad (3)$$

где Q – количество теплоты, переданной от одного теплоносителя другому; N_1, N_2 – мощности, затрачиваемые на прокачивание, соответственно охлаждаемого и охлаждающего теплоносителей; N_{np} – суммарная мощность на прокачивание теплоносителей.

Мощность на прокачивание определяется выражением

$$N_{np} = N_1 + N_2 = \frac{\Delta p_1 G_1}{\eta_1 \rho_1} + \frac{\Delta p_2 G_2}{\eta_2 \rho_2}, \quad (4)$$

где G_1, G_2 – массовые расходы теплоносителей; ρ_1, ρ_2 – плотности теплоносителей; η_1, η_2 – КПД механизмов привода, осуществляющих перекачивание теплоносителей; $\Delta p_1, \Delta p_2$ – общее сопротивление прокачиванию горячего и холодного теплоносителей.

Сопротивление прокачиванию Δp пропорционально коэффициенту гидравлического сопротивления, для определения которого существует ряд зависимостей: Филоненко-Альтшуля, Блазиуса, Никурадзе, Колбрука-Уайта, представляющих собой степенные функции числа Рейнольдса, которое в свою очередь зависит от физических свойств жидкости.

Содержание исследований и полученные результаты

Эффективность существующих ТА может быть повышена за счет совершенствования теплофизических свойств теплоносителей. Такое совершенствование должно преследовать две цели:

- интенсификация теплообмена на границе стенка-теплоноситель;
- снижение затрат мощности, необходимых для прокачивания теплоносителей.

Очевидно, что теплофизические свойства моторного масла и воздуха, участвующих в теплообмене, практически не могут быть изменены. Свойства масла должны прежде всего обеспечивать надежную работу узлов трения, а свойства воздуха, химический состав которого можно считать неизменным, определяются его термодинамическими параметрами. Таким образом, наибольший интерес представляет направленное изменение свойств охлаждающей жидкости (ОЖ) ДВС, которая является одним из теплоносителей в водо-водяных, водо-

масляных и водо-воздушных ТА, используемых в системах двигателей.

Наиболее распространенным способом подготовки охлаждающей жидкости внутреннего (замкнутого) контура систем охлаждения ДВС является введение присадок. Этот метод обработки ОЖ характерен как для воды, используемой в системах охлаждения судовых, тепловозных, тракторных и стационарных двигателей, так и для антифризов, применяемых в системах охлаждения автомобильных двигателей. Основным назначением присадок традиционно считается защита элементов систем охлаждения от кавитационно-коррозионных разрушений и предотвращение накипеобразования на теплоотдающих поверхностях. При этом в состав современных комплексных многофункциональных присадок к ОЖ входят вещества, способные изменять теплофизические свойства жидкости, влиять на структуру потока [9] и за счет этого интенсифицировать теплообмен и снижать гидравлическое сопротивление.

Проведенные экспериментальные исследования показали, что поверхностно-активные вещества (ПАВ) и водорастворимые высокополимеры, введенные в охлаждающую жидкость в малых концентрациях (0,3 – 0,5 % по массе) способны увеличивать коэффициент теплоотдачи на границе стенка-жидкость при течении внутри трубы на 25-30 % [10]. Это приводит при прочих равных условиях к изменению коэффициента теплопередачи, рассчитываемого для случая неоребреной цилиндрической поверхности по формуле:

$$\bar{k} = \frac{1}{d_{cp} \left[\frac{1}{d_1 \alpha_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{d_2 \alpha_2} \right]}, \quad (5)$$

где α_1, α_2 – коэффициенты теплоотдачи, соответственно с внутренней и наружной поверхностей трубы; d_1, d_2, d_{cp} – соответственно внутренний, наружный и средний диаметры трубы.

Основные трудности возникают при определении коэффициентов теплоотдачи. Они связаны с тем, что теплообменные аппараты имеют сложную конфигурацию теплоотдающих поверхностей, сложные поля скоростей и температур теплоносителей.

Объектом проведенных исследований являлся водомасляный холодильник двигателей семейства ЯМЗ-840, по сборочному чертежу которого в среде Solid Works была выполнена трехмерная модель трубно пучка (рис. 1).

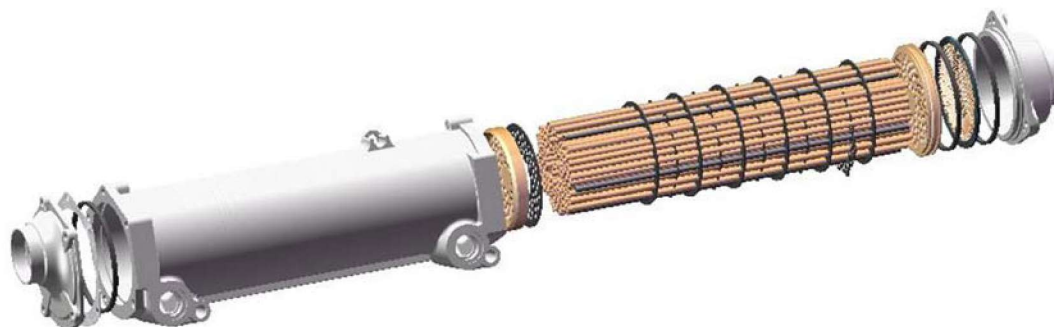


Рис. 1. Водомасляный холодильник двигателей ЯМЗ-840

Экспериментальные данные о входных и выходных температурах теплоносителей и их расходах были использованы для определения полей скоростей и температур, перепадов давления в трубном пучке с использованием пакета Solid Works Flowworks (рис. 2). Значения скоростей потоков теплоносителей и теплофизические параметры жидкостей (вязкость, теплоемкость, плотность)

были использованы для определения средних коэффициентов теплоотдачи от масла к наружной поверхности трубок $\alpha_2 = \alpha_M$ и от внутренней поверхности к охлаждающей жидкости $\alpha_1 = \alpha_B$ последовательным решением критериальных уравнений [11, 12].

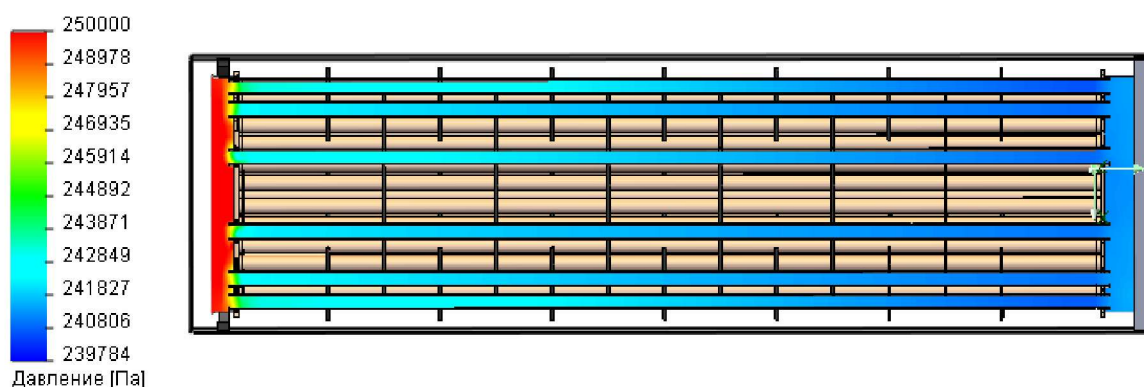


Рис. 2. Потери давления в жидкостном тракте водомасляного холодильника

Для течения масла в межтрубном пространстве теплообменного аппарата

$$Nu_M = 0,3 Re^{0,5} Pr^{0,3} \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_{ст}} \right)^{0,14}. \quad (6)$$

Определяющая температура – средняя логарифмическая температура масла в межтрубном пространстве, определяющий размер – эквивалентный диаметр, равный

$$d_{эвб} = 4f / \Pi,$$

где f – площадь поперечного сечения канала;

Π – полный периметр канала.

Для ламинарного режима течения охлаждающей жидкости в гладких трубах при $l/d > 10$, $Re_{ж} < 2300$:

$$Nu_{ж.л} = 1,4 \left(Re_{ж} \frac{d}{l} \right)^{0,4} Pr_{ж}^{0,33} \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_{ст}} \right)^{0,25}. \quad (7)$$

Для турбулентного режима течения в «технически гладкой трубе» ($Re_{ж} = 10^4 \dots 5 \cdot 10^6$ и $Pr_{ж} = 0,6 \dots 2500$):

$$Nu_{ж.т} = 0,021 Re_{ж}^{0,8} Pr_{ж}^{0,43} \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_{ст}} \right)^{0,25} \varepsilon_l, \quad (8)$$

где $\varepsilon_l = 1 + 2d/l$ при $l/d \leq 50$;

$\varepsilon_l = 1$ при $l/d > 50$.

Для переходного режима течения в трубе:

$$Nu_{ж} = \left(\frac{Nu_{ж.л}}{Nu_{ж.т}} \right)^{5,72} Nu_{ж.т} (Re_{ж})^{0,62 \ln \left(\frac{Nu_{ж.т}}{Nu_{ж.л}} \right)}. \quad (9)$$

Определяющий размер – внутренний диаметр трубопровода, определяющая температура – средняя логарифмическая температура охлаждающей жидкости в трубе.

Рассчитанные числа Нуссельта Nu_M и $Nu_{ж}$ позволяют определить коэффициенты теплоотдачи:

$$\alpha_m = \frac{Nu_m \lambda_m}{d_{эКВ}}, \alpha_{ж} = \frac{Nu_{ж} \lambda_{ж}}{d_1}$$

и по формуле (5) средний коэффициент теплопередачи \bar{k} , который используется для оценки тепловой эффективности по формулам (1) и (2).

Коэффициент гидравлического сопротивления при переходном и турбулентном режимах течения в гладкой трубе определяется выражением

$$\xi = \left[1,82 \lg(\text{Re}_{ж} \cdot \frac{\text{Pr}_{ж}}{\text{Pr}_{ст}}) - 1,64 \right]^{-2}. \quad (10)$$

Расчеты по описанному алгоритму были ре-

ализованы в среде Delphi 7, их результаты приведены в табл.1. Данные, полученные для технической необработанной воды и тосола серийного производства, служили базой для сравнения теплогидравлической эффективности при использовании охлаждающих жидкостей, содержащих присадки поверхностно-активных веществ (ПАВ) и водорастворимых полимеров в малых концентрациях (0,3 %).

Таблица 1. Тепло-гидравлические показатели водомасляного холодильника при различных охлаждающих жидкостях

Холодный теплоноситель	$Nu_{ж}$	$\alpha_1, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	$\bar{k}, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	ε	$\Delta P, \text{МПа}$	$\xi, \%$
Вода	50,102	3833,432	478,786	0,361	9219,412	100
Вода + ПАА	61,512	4705,695	491,590	0,363	9111,042	-1,07
Вода + ПАВ	79,330	6068,774	504,918	0,366	8981,843	-2,37
Тосол	51,241	3919,932	475,733	0,348	10079,354	+16,05
Тосол + ПВС	52,107	3986,168	481,378	0,350	10069,545	-0,21

Заключение

Анализ полученных результатов позволяет сделать следующие выводы.

1. Состав и свойства охлаждающей жидкости оказывают влияние на режим течения теплоносителя и интенсивность теплообмена. Наиболее существенным является влияние присадок, содержащих ПАВ.

2. Воздействие на свойства охлаждающей жидкости способно обеспечить термодинамическую эффективность – на 1,3-1,5 %.

3. Снижение гидравлического сопротивления теплообменного аппарата по тракту охлаждающей жидкости за счет введения присадок составляет 2,6 %, что обеспечивает повышение показателя энергетической эффективности на 3,5... 4 %.

4. Аналогичное повышение тепло-гидравлической эффективности может быть получено также в других ТА, в которых одним из теплоносителей является специально подготовленная охлаждающая жидкость (водо-водяные холодильники, охладители надвучного воздуха). С увеличением мощности двигателей, размеров ТА и расходов теплоносителей следует ожидать увеличения получаемого эффекта.

Список литературы:

1. Кейс В. М. Контактные теплообменники: пер. с англ. / В. М. Кейс, А. Л. Лондон; под ред. Петровского Ю. В. - М.: Госэнергоиздат, 1962. - 164 с. 2. Бурков В. В. Авто-тракторные радиаторы. / В. В. Бурков., А. И. Индейкин

- Л.: Машиностроение, 1978. - 215 с. 3. Панов Н. И. Оптимизация основных параметров охлаждающего устройства тепловозов при проектировании / Н. И. Панов, Д. С. Стоянов // Труды МИИТа, 1975. - Вып. 485. - С. 31-55. 4. Тарадай А. М. К вопросу оценки теплоэнергетической эффективности теплообменников, применяемых в муниципальной теплоэнергетике / А. М. Тарадай., Л. М. Коваленко, Е. П. Гурин // Новости теплоснабжения. - 2003. - № 6. - С. 34-36. 5. Рассохин Н. Г. Теплоотдача при поверхностном кипении в узких кольцевых каналах. - Л.: Теплоэнергетика, 1962. - № 5. - С. 34-37. 6. Маслов В. А. Влияние числа рядов охлаждающих трубок на показатели радиаторов систем охлаждения тракторных дизелей / В. А. Маслов., В. А. Мецераков., В. А. Романов, Л. В. Честнова // Труды ЦНИТА: Сборник научных трудов. - 1990. - С. 111-120. 7. Колосов Э. Ю. Конструктивные особенности и технико-экономические показатели воздушно-жидкостных радиаторов ОАО Бузурусланский завод «Радиатор» / Э. Ю. Колосов, В. А. Маслов, Ю. Н. Яшин, Мосягин В. Н., Ф. В. Сворочаев // Опыт создания дизелей: Сб. научн. трудов. - 2000. - С. 160-161. 8. Антупьев В. М. Сравнительные исследования теплоотдачи и сопротивления ребристых поверхностей. - М.: Энергомашиностроение. - 1961. - № 2. - С. 12-16. 9. Кутателадзе С. С. Экспериментальное исследование пристенных турбулентных течений / С. С. Кутателадзе, Б. П. Миронов, В. Е. Накоряков и др. Новосибирск: Наука, 1975. - С. 60-76. 9. Безюков О. К. Экспериментальное исследование теплоотдачи в жидкости, содержащей добавки высокополимеров и ПАВ / О. К. Безюков, В. А. Жуков, В. А. Ларин // Инженерно-физический журнал. - 1993. - Т. 64, № 1. - С. 34-38. 10. Бажан П. И. Справочник по теплообменным аппаратам / П. И. Бажан, Г. В. Каневец, В. М. - М.: Машиностроение, 1989. - 342 с. 11. Двигатели внутреннего сгорания. Системы поршневых и комбинированных двигателей. / Ефимов С. И., Иващенко Н. А., Ивин В. А. и др., М.: Машиностроение, 1985. - 417 с.