

О.К. Безюков, В.А. Жуков, Е.Н. Николенко

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ СИСТЕМЫ ЖИДКОСТНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ТРАНСПОРТНЫХ ДВС

В статье представлен анализ параметров охлаждения, влияющих на процессы теплообмена и эрозионно-коррозионных разрушений в полостях охлаждения, свидетельствующий о необходимости совершенствования систем жидкостного охлаждения двигателей. Описана методика оценки влияния этих параметров на экономичность и надежность ДВС. Приведены результаты расчетных и экспериментальных исследований, подтверждающих эффективность предлагаемых направлений совершенствования жидкостного охлаждения ДВС. Даны рекомендации по модернизации систем охлаждения.

Введение и постановка проблемы

Форсирование транспортных двигателей, главным образом за счет повышения давления наддува и среднего эффективного давления, приводит к повышению тепловой и механической напряженности узлов ДВС, возрастанию нагрузок на его детали. Для современных форсированных ДВС характерно сокращение разрыва между действующими значениями тепловых и механических нагрузок и их допустимого предела. Обеспечение надежной работы двигателя возможно лишь при условии поддержания безопасного температурного уровня деталей цилиндропоршневой группы, которое осуществляется системой охлаждения (СО) двигателя. Жидкостные СО, обеспечивающие теплоотвод требуемой интенсивности, получили наиболее широкое применение в конструкциях транспортных ДВС (автомобильных, тепловозных, судовых). Системы охлаждения современных и перспективных поршневых и комбинированных двигателей должны обеспечивать оптимальное и стабильное тепловое состояние деталей и узлов. Оптимальным следует считать такой температурный уровень, при котором материалы деталей сохраняют свои прочностные свойства, моторные масла сохраняют высокую смазывающую и несущую способность, а потери теплоты через систему охлаждения минимальны. На показателях работы двигателя отрицательно сказывается как недостаточное, так и излишнее охлаждение. Перегрев двигателя вызывает ухудшение наполнения цилиндров воздушным зарядом, неполное сгорание топлива и его повышенный расход, нарушение условий жидкостного трения, возникновение повышенных износов и задиров трущихся поверхностей в узлах трения, повышенный расход масла на угар, снижение прочностных свойств материалов и появление термоусталостных разрушений. Переохлаждение двигателя приводит к чрезмерному повышению вязкости масла и, вследствие этого, возрастанию механических потерь, снижению эффективного КПД двигателя, а также к ухудшению смесеобразования и воспламенения, переносу процесса сгорания на

линию расширения и повышенным расходам топлива. Переохлаждение ДВС имеет место при работе на режимах холостого хода и малых нагрузок, характерных для большинства транспортных двигателей.

Процессы теплоотвода в жидкостных СО сопровождаются кавитационно-коррозионными разрушениями элементов систем и образованием отложений на теплоотдающих поверхностях. Эти процессы крайне негативно сказываются на надежности и эффективности ДВС. Коррозия в системах охлаждения является причиной образования шлама, который оседает преимущественно в зонах с низкой скоростью течения. Под образующимися отложениями активно протекает подшламовая коррозия. Трубопроводы систем охлаждения, изготовленные из оцинкованной или футерованной стали, подвергаются, кроме подшламовой, и равномерной коррозии, сопровождающейся уменьшением толщины стенок трубопроводов и образованием отложений продуктов коррозии, уменьшающих проходные сечения. Значительное уменьшение проходных сечений трубопроводов отрицательно сказывается на работе системы охлаждения и может привести к перегреву ДВС.

Совершенствование жидкостных СО ДВС предполагает решение трех задач: 1) определение параметров охлаждения, оказывающих наиболее существенное влияние на надежность и эффективность работы двигателя; 2) обоснование предпочтительных значений выбранных параметров; 3) разработка устройств, обеспечивающих автоматический контроль и регулирование параметров охлаждения.

Анализ публикаций

В работе [1] обоснован подход, при котором функционирование жидкостных СО ДВС характеризуется двумя группами параметров: режимных и водно-химических. К первой группе относятся температура охлаждающей жидкости $T_{ож}$ и давление в системе охлаждения $p_{со}$, скорость ее циркуляции $w_{ож}$, перепад температур в контуре охлаждения ΔT , определяющие плотность теплового потока

$q_{охл}$ через охлаждаемые поверхности и количество отводимой через систему охлаждения теплоты $Q_{охл}$. Основными следует считать температуру охлаждающей жидкости $T_{ож}$ и связанное с ней, в случае высокотемпературного охлаждения, давление в системе охлаждения $p_{со}$. Установлено, что для каждого типа двигателей существует определённый сравнительно узкий диапазон температур в рубашке охлаждения ДВС, который обеспечивает сочетание высоких мощностных и экономических показателей с достаточной долговечностью и надёжностью. Такую температуру принято называть оптимальной. Для современных комбинированных ДВС эта температура лежит в пределах 85...110 °С [2, 3].

Основной характеристикой водно-химического режима, определяющей интенсив-

ность кавитационно-коррозионных разрушений является водородный показатель рН охлаждающей жидкости [4, 5]. Наиболее эффективным способом регулирования водородного показателя охлаждающих жидкостей ДВС является введение присадок в систему охлаждения.[6].

Целью проведенных исследований являлось определение предпочтительных режимных и водно-химических параметров охлаждения с точки зрения экономичности и надежности и разработка способов обеспечения этих параметров.

Методика решения проблемы

Алгоритм решения задачи совершенствования режимных и водно-химических параметров охлаждения представлен на рис. 1.

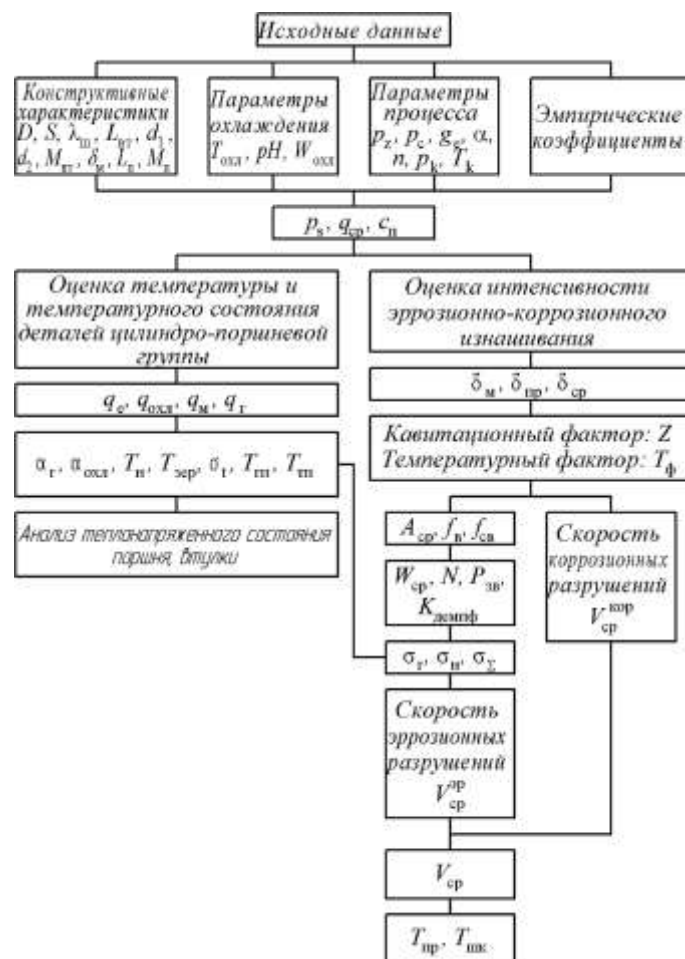


Рис. 1. Алгоритм оценки теплового состояния и скорости эрозионно-коррозионных разрушений

В качестве исходных данных при выполнении расчетов используются конструктивные характеристики двигателя, параметры охлаждения, варьируемые в процессе расчета, параметры рабочего цикла двигателя, а также эмпирические коэффициен-

ты, приводимые в литературных источниках.

На первом этапе рассчитывались параметры, оказывающие определяющее влияние на теплофизические процессы, протекающие в полостях охлаждения: давление p_s , соответствующее заданной

температуре охлаждающей жидкости $T_{\text{охл}}$, средний удельный тепловой поток через боковую поверхность втулки цилиндра $q_{\text{ср}}$, средняя скорость поршня $c_{\text{п}}$.

Для расчета использовались эмпирические формулы.

Давление насыщения охлаждающей воды [7]:

– при температуре охлаждающей воды менее 373 К:

$$P_s = 1,67 \cdot 10^{-8} \cdot \exp(0,042 \cdot T_{\text{охл}});$$

– при температуре охлаждающей воды более 373 К:

$$P_s = 1,08 \cdot 10^{-6} \cdot \exp(0,0308 \cdot T_{\text{охл}}).$$

Температура насыщения охлаждающей воды

$$T_s = 447,6 \cdot P_{\text{охл}}^{0,8}.$$

Средний удельный тепловой поток через боковую поверхность втулки цилиндра определялся по формуле, предложенной в работе [8]:

$$q_{\text{ср}} = 148 \cdot \frac{353}{T_{\text{охл}}} \cdot C_M^{0,566} \cdot P_e \cdot g_e \cdot T_{\text{инт}} \cdot \frac{1}{\sqrt{D}} \cdot \frac{1}{(P_s \cdot P_{\text{инт}})^{0,434}}.$$

На втором этапе вычислений по методике, описанной в работе [7], определялись составляющие теплового баланса (q_e , $q_{\text{охл}}$, $q_{\text{ог}}$, q_M), коэффициенты теплоотдачи от рабочего тела к стенке цилиндра и от стенки к охлаждающей жидкости (α_r , $\alpha_{\text{охл}}$), температуры наружной и внутренней поверхностей гильзы цилиндров, головки и тронка поршня ($T_{\text{п}}$, $T_{\text{зер}}$, $T_{\text{гп}}$, $T_{\text{тп}}$), напряжения в цилиндрической втулке, подверженной эрозионно-коррозионным разрушениям, под действием газовых сил, термических напряжений, дополнительных контактных напряжений (σ_r , σ_t , σ_H).

Для оценки интенсивности эрозионно-коррозионного изнашивания наружной поверхности цилиндрических втулок на основании конструкторской документации с использованием эмпирических формул определялись монтажные, предельные и средние зазоры между зеркалом втулки цилиндра и тронком поршня (δ_m , $\delta_{\text{пр}}$, $\delta_{\text{ср}}$), круговая частота свободных колебаний втулки (ω), числа свободных и вынужденных колебаний цилиндрической втулки за один рабочий цикл двигателя ($f_{\text{св}}$, f_v). Полученные значения использовались для расчета:

– коэффициента демпфирования ударного воздействия поршня при переключке масляной пленкой:

$$K_{\text{дем}} = \exp(-t_d \cdot 0,5 \frac{\delta_{\text{ср}}}{\delta_{\text{пр}}}),$$

где $t_d=1000$ при $n < 16,5 \text{ c}^{-1}$ и $t_d=1250$ при $n \geq 16,5 \text{ c}^{-1}$;

– среднего виброускорения втулки за период ее эрозионного изнашивания до предельного состояния:

$$W_{\text{ср}} = 3 \cdot 10^6 \cdot \frac{\delta_{\text{ср}}^2 \cdot n^2 \cdot N}{D_c} \cdot \left(\frac{L_{\text{вт}}}{L_{\text{п}}}\right)^{1,1} \cdot \left(\frac{M_{\text{п}}}{M_{\text{вт}}}\right)^{0,6} \times \left(\frac{P_z}{P_c}\right)^{0,11} \cdot K_{\text{дем}};$$

– средней амплитуды колебаний втулки за период ее эрозионного изнашивания до предельного состояния:

$$A_{\text{ср}} = \frac{W_{\text{ср}}}{(2 \cdot \pi \cdot f_s)^2};$$

– значения теплового фактора в эрозионно-коррозионном изнашивании:

$$T_{\Phi} = 2,5 \cdot \frac{q_{\text{ср}}^2}{1,5 + q_{\text{ср}}^4};$$

– значения кавитационного фактора в эрозионно-коррозионном изнашивании:

$$Z = 2 \cdot \pi \cdot \frac{f_v \cdot (P_{\text{охл}} - P_s)}{\rho_{\text{охл}} \cdot C_{\text{охл}}};$$

– звукового давления, генерируемого втулкой цилиндра при ее колебаниях:

$$P_{\text{зв}} = \frac{W_{\text{ср}} \cdot \rho_{\text{охл}} \cdot C_{\text{охл}}}{2 \cdot \pi \cdot f_{\text{св}}}.$$

На завершающем этапе расчета определялись средние скорости эрозионных и коррозионных разрушений $V_{\text{ср}}^{\text{эп}}$, $V_{\text{ср}}^{\text{кор}}$ и средняя скорость эрозионно-коррозионных разрушений $V_{\text{ср}}$:

$$V_{\text{ср}}^{\text{эп}} = 2,25 \cdot A_{\text{ср}} \cdot D \cdot \frac{\sigma_E}{R_{\text{ос}}} \cdot T_{\Phi} \cdot \frac{P_{\text{зв}}}{P_{\text{охл}} - P_s} \cdot \frac{n_{\text{в}}}{n_{\text{св}}},$$

где $R_{\text{ос}}$ – акустическое сопротивление материала втулки;

$$V_{\text{ср}}^{\text{кор}} = K_{\text{кор}} \cdot \left(\frac{7}{\text{pH}}\right)^3 \cdot \frac{2,5 \cdot T_{\text{отн}}^2}{1,5 + T_{\text{отн}}^4},$$

$$V_{\text{ср}} = V_{\text{ср}}^{\text{эп}} + V_{\text{ср}}^{\text{кор}} + 0,05 \cdot V_{\text{ср}}^{\text{эп}} \cdot V_{\text{ср}}^{\text{кор}}.$$

Значение средней скорости эрозионно-коррозионных разрушений позволяет определить время до предельного износа втулки (на 1/3 первоначальной толщины стенки h) $T_{\text{пред}}$ и длительность инкубационного периода, предшествующего эрозионно-коррозионным разрушениям $T_{\text{инк}}$:

$$T_{\text{пред}} = \frac{0,333 \cdot h}{3600 \cdot V_{\text{ср}}},$$

$$T_{\text{инк}} = (0,02 + 5 \cdot 10^{-10} \cdot R_{\text{ос}}) \cdot T_{\text{пред}}.$$

В соответствии с алгоритмом разработана программа в среде Delphi 7, позволяющая исследовать влияние режимных и водно-химических параметров на теплонапряженное состояние и ресурс цилиндрических втулок и оптимизировать данные параметры.

Результаты исследований

Результаты выполненных расчетов представлены на рис. 2 и 3.

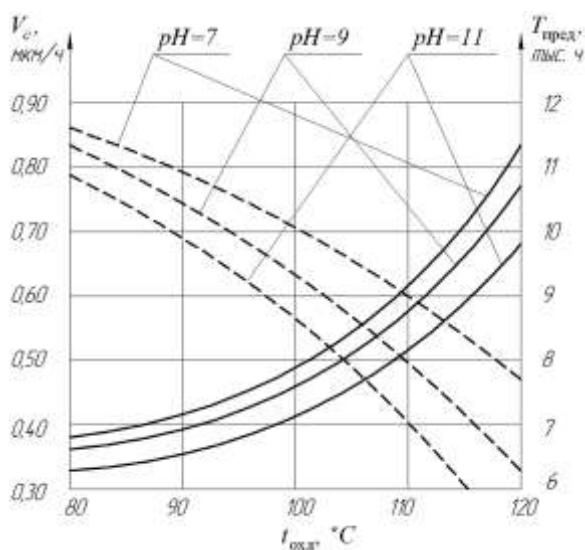


Рис. 2. Влияние режимов охлаждения на интенсивность эрозионно-коррозионного изнашивания

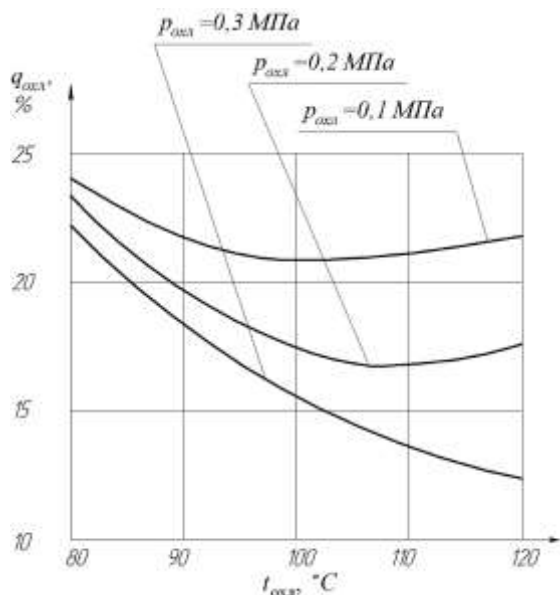


Рис. 3. Влияние режимов охлаждения на тепловые потери с охлаждающей жидкостью

Полученные данные свидетельствуют, что наиболее оптимальными, с энергетической и ресурсной точек зрения, для высокооборотных судовых ДВС являются температура охлаждающей жидкости 110...120 °С, при давлении, исключающем активное пристеночное кипение (0,13...0,14 МПа), и состав охлаждающей жидкости, содержащей комплексную присадку, обеспечивающую водородный показатель в пределах 7,5...9,0.

Результаты аналитических исследований были подтверждены в процессе стендовых испытаний двигателя 8ЧН 14/14. При работе двигателя с фиксированной нагрузкой ($N_e = 350$ кВт) и частой вращения коленчатого вала ($n = 2000$ мин⁻¹) температура охлаждающей жидкости на выходе из двигателя изменялась от 75 до 110 °С. Дальнейшее повышение температуры ограничивалось возможностями герметизации штатной системы охлаждения, давление в которой составляло при температуре 110 °С 0,15 МПа. Повышение температуры жидкости $t_{ож}$ привело к практически линейному возрастанию температуры отработавших газов перед турбиной t_t , что вызвало некоторое повышение давления наддува p_k и температуры воздуха после компрессора t_k (табл. 1). Более существенным было повышение температуры на впуске $t_{вп}$, что объясняется уменьшением глубины охлаждения наддувочного воздуха в охладителе, включенном во внутренний контур охлаждения.

Минимальное значение удельного эффективного расхода топлива соответствовало $t_{ож} = 106$ °С. При дальнейшем увеличении температуры удельный эффективный расход топлива начал возрастать, что объясняется снижением коэффициента наполнения и подтверждает необходимость увеличения глубины охлаждения наддувочного воздуха при использовании ВТО. Результаты испытаний представлены на рис. 4.

Обеспечение оптимальных режимных параметров охлаждения может быть осуществлено при помощи устройств, предложенных в работе [9], автоматическое регулирование состава охлаждающей жидкости с целью обеспечения требуемых водно-химических режимов реализуется в системах охлаждения, предложенных в работе [10].

Таблица 1. Результаты стендовых испытаний двигателя 8ЧН 14/14

$t_{ож}, °C$	75	80	85	90	95	100	105	110
$g_e, кг/кВт·ч$	0,210	0,208	0,206	0,205	0,204	0,203	0,203	0,204
$t_{вп}, °C$	91	93	98	102	104,8	112	122	133
$t_t, °C$	582	590	595	602	608	610	612	614
$t_k, °C$	159	160	161	162	163	164	165	166

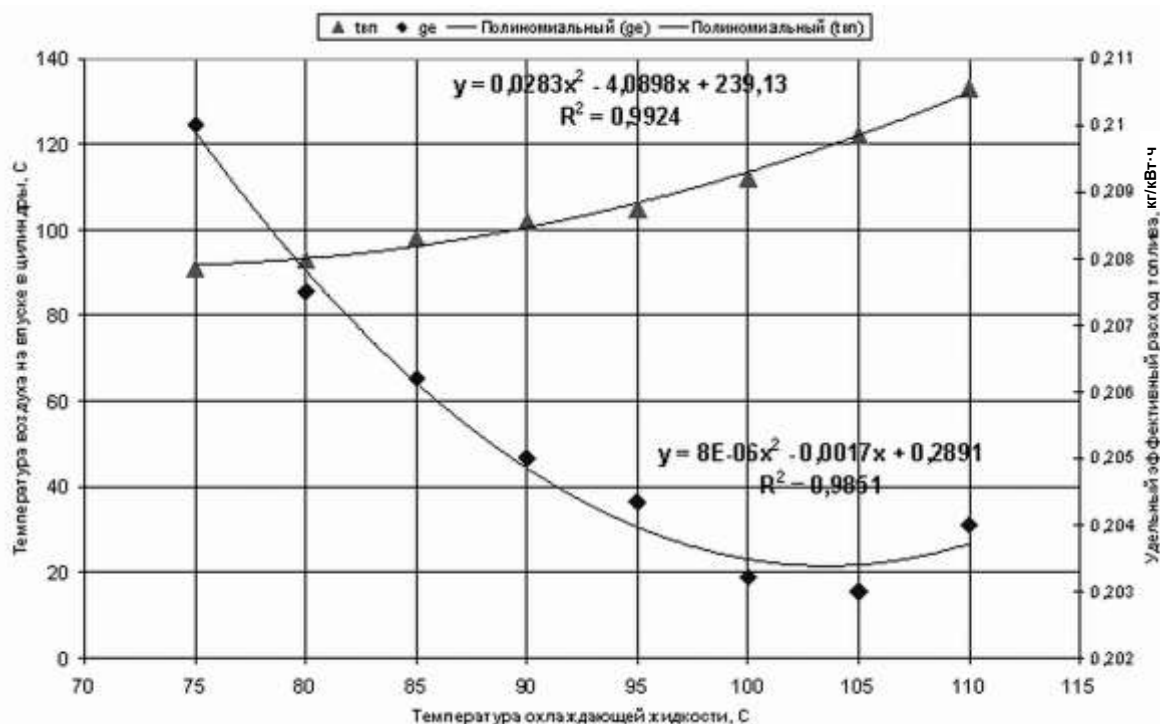


Рис. 4. Влияние температуры охлаждающей жидкости на удельный эффективный расход топлива двигателя 8 ЧН 14/14

Выводы

В результате проведенных исследований:

1. Подтверждено влияние параметров охлаждения на экономические и ресурсные показатели работы ДВС.

2. Установлено, что наиболее существенно влияют на тепловое состояние двигателя и интенсивность эрозионно-коррозионных разрушений в полостях охлаждения температура охлаждающей жидкости и давление в системе охлаждения и водородный показатель охлаждающей жидкости.

3. Проведено математическое моделирование, позволившее определить оптимальные значения данных параметров, справедливость полученных результатов подтверждена экспериментально.

4. Предложены технические решения, позволяющие осуществлять автоматическое регулирование указанных параметров.

Внедрение полученных результатов обеспечивает совершенствование жидкостного охлаждения ДВС.

Список литературы:

1. Безюков О.К. Комплексный подход к выбору конструкции и параметров систем охлаждения транспортных ДВС / О.К. Безюков, В.А. Жуков, М.А. Тарасов // Вестник Двигателестроения. – Запорожье, 2003. – № 2. – С. 70-73. 2. Большаков В.Ф. Эксплуатация судовых среднеоборотных дизелей / Большаков В.Ф., Фолмин Ю.Я., Павленко В.И. – М.: Транспорт, 1983. – 160 с. 3. Кригер А.М. Жидкостное охлаждение автомобильных двигателей. /

А.М. Кригер, М.Е. Дискин, А.Л. Новенников, В.И. Пикус. – М.: Машиностроение, 1985. – 176 с. 4. Камкин С. В. Эксплуатация судовых дизелей / Камкин С. В., Возницкий И. В., Шмелев В. П. - М.: Транспорт, 1990. - 344 с. 5. Громогласов А. А. Водоподготовка, процессы и аппараты / Громогласов А. А., Копылов А. С., Пильщиков А. П. Водоподготовка. - М.: Энергоатомиздат, 1990. - 270 с. 6. Тузов Л. В. Защита элементов жидкостных систем охлаждения ДВС от кавитационно-коррозионных разрушений / Л. В. Тузов, О. К. Безюков, В. А. Жуков // Двигатель-97. Материалы международной научно-технической конференции. – М., МГТУ, 1997, – с. 67–68. 7. Тузов Л.В. Вибрация судовых двигателей внутреннего сгорания / Тузов Л.В., Безюков О.К., Афанасьева О.В. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2012. – 348 с. 8. Лебедев О. Н. Двигатели внутреннего сгорания речных судов: Учеб. Для вузов / О. Н. Лебедев, В. А. Сомов, С. А. Калашиников. – М.: Транспорт, 1990. – 328 с. 9. Патент 2459093 РФ МПК F01P 5/10 Система охлаждения двигателя внутреннего сгорания / Безюков О.К., Жуков В.А. Опубл. 20.08.2012 Бюл. № 23. – 7 с. 10. Патент 2453714 РФ МПК F01P 5/10 Система охлаждения двигателя внутреннего сгорания / Жуков В.А.; опубл. 20.06.2012, Бюл. № 17. – 7 с.

Bibliography (transliterated):

1. Безюков О.К. Комплексный подход к выбору конструкции и параметров систем охлаждения транспортных ДВС / О.К. Безюков, В.А. Жуков, М.А. Тарасов // Вестник Двигателестроения. – Запорожье, 2003. – № 2. – С. 70-73. 2. Большаков В.Ф. Эксплуатация судовых среднеоборотных дизелей / Большаков В.Ф., Фолмин Ю.Я., Павленко В.И. – М.: Транспорт, 1983. – 160 с. 3. Кригер А.М. Жидкостное охлаждение автомобильных двигателей. / А.М. Кригер, М.Е. Дискин, А.Л. Новенников, В.И. Пикус. –М.: Машиностроение, 1985. – 176 с. 4. Камкин С. В. Эксплуатация судовых дизелей / Камкин С. В., Возницкий И. В., Шмелев В. П. - М.: Транспорт, 1990. - 344 с. 5. Громогласов А. А. Водоподготовка, процессы и аппараты / Громогласов А. А.,

Копылов А. С., Пильщиков А. П. *Водоподготовка*. - М.: Энергоатомиздат, 1990. - 270 с. 6. Тузов Л. В. *Защита элементов жидкостных систем охлаждения ДВС от кавитационно-коррозионных разрушений* / Л. В. Тузов, О. К. Безюков, В. А. Жуков // *Двигатель-97. Материалы международной научно-технической конференции*. - М., МГТУ, 1997, - с. 67-68. 7. Тузов Л.В. *Вибрация судовых двигателей внутреннего сгорания* / Тузов Л.В., Безюков О.К., Афанасьева О.В. - СПб.: Изд-во По-

литехн. ун-та, 2012. - 348 с. 8. Лебедев О. Н. *Двигатели внутреннего сгорания речных судов: Учеб. Для вузов* / О. Н. Лебедев, В. А. Сомов, С. А. Калашиков. - М.: Транспорт, 1990. - 328 с. 9. Патент 2459093 РФ МПК F01P 5/10 Система охлаждения двигателя внутреннего сгорания / Безюков О.К., Жуков В.А. Опубл.20.08.2012 Бюл. № 23. - 7 с. 10. Патент 2453714 РФ МПК F01P 5/10 Система охлаждения двигателя внутреннего сгорания / Жуков В.А.; опубл. 20.06.2012, Бюл. № 17. - 7 с.

Поступила в редакцию 13.06.2013

Безюков Олег Константинович – доктор техн. наук, профессор, заведующий кафедрой теории и конструкции судовых ДВС Санкт-Петербургского государственного университета морского и речного флота имени адмирала С.О. Макарова, Санкт-Петербург, Россия

Жуков Владимир Анатольевич – доктор техн. наук, доцент, заведующий кафедрой технологии машиностроения и ДВС Тутаевского филиала ФГБОУ ВПО «Рыбинский государственная авиационный технический университет имени П. А. Соловьева», Тутаев, Россия

Николенко Евгений Николаевич – старший преподаватель кафедры технологии машиностроения и ДВС Тутаевского филиала ФГБОУ ВПО «Рыбинский государственная авиационный технический университет имени П. А. Соловьева», Тутаев, Россия

УДОСКОНАЛЕННЯ РІДИННОГО ОХОЛОДЖЕННЯ ТРАНСПОРТНИХ ДВЗ

О.К. Безюков, В.А. Жуков, Є.М. Ніколенко

У статті представлений аналіз параметрів охолодження, що впливають на процеси теплообміну та ерозійно-корозійних руйнувань у порожнинах охолодження, що свідчить про необхідність удосконалювання систем рідинного охолодження двигунів. Описана методика оцінки впливу цих параметрів на економічність і надійність ДВЗ. Наведені результати розрахункових і експериментальних досліджень, що підтверджують ефективність запропонованих напрямків удосконалення рідинного охолодження ДВЗ. Дані рекомендації з модернізації систем охолодження.

THE IMPROVING OF LIQUID COOLING SYSTEMS FOR TRANSPORT INTERNAL COMBUSTION ENGINES

O.K. Bezjukov, V.A. Zhukov, E.N. Nikolenko

The article presents an analyses of parameters, which has influence on processes of heat-transfer and erosion-corrosion destruction in cooling cavity. This analyses shows, that improving of liquid cooling system of engines is necessary. Method of valuation influence of this parameters on fuel consumption and reliability is presented. The article contains results of numerical and experimental investigations, which confirms effect from presenting improve of cooling systems of internal combustion engine. Recommendations for modernization of cooling systems are given.

УДК 621.43.06:534.83

А.А. Прохоренко, И.В. Парсаданов, Д.Е. Самойленко

НОВАЦИОННАЯ КОНСТРУКЦИЯ ГЛУШИТЕЛЯ ШУМА ВЫПУСКА ТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ

В статье рассмотрено решение задачи уменьшения габаритного размера глушителя шума выпуска колесного трактора при сохранении акустической эффективности и аэродинамических характеристик. Предложена новационная конструкция глушителя, позволяющая улучшить обзорность с рабочего места оператора. Расчеты параметров работы глушителя выполнены с помощью программного комплекса AVL BOOST-Linear Acoustics.

К одному из значительных экологических нарушений относится шумовое загрязнение – раздражающий акустический шум антропогенного происхождения, наносимый вред жизнедеятельности живых организмов и человека. Главным источником шумового загрязнения являются транспортные и механизированные средства, в том числе – сельскохозяйственного назначения. Шум тракторов и комбайнов влияет на экологическую обстановку окружающей среды, на состояние здоровья оператора и является нормируемой величиной. Поэтому

разработка решений, направленных на его снижение является актуальной задачей.

Основными источниками шума при работе колесного трактора признаны [1]: выпускная система, корпус двигателя, вентилятор системы охлаждения и трансмиссия. Причем, наибольший уровень звука имеет выпускная система – 100-120 дБА [1-4], что на 15-35 дБА превышает допустимый уровень. Следовательно, основной задачей является снижение уровня шума именно этого источника, для чего используются глушители [1, 2].