

УДК 621:43.016

*Канд. техн. наук Ю. Л. Мошенцев, канд. техн. наук А. А. Гогоренко
Национальный университет кораблестроения имени адмирала Макарова, г. Николаев*

ФОРМИРОВАНИЕ ВЫСОКОЭФФЕКТИВНЫХ СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Предложены правила формирования высокоэффективных систем охлаждения для двигателей внутреннего сгорания. Выделен критерий подобия, характеризующий эффективность применения каждого теплообменного аппарата в системах охлаждения и эффективность работы системы в целом. Рассмотрены конкретные примеры формирования таких систем.

Ключевые слова: *охладитель масла, охладитель наддувочного воздуха, малорасходная система охлаждения, характеристика системы охлаждения, температура воздуха за охладителем, эффективность системы по охлаждению наддувочного воздуха.*

Постановка проблемы и выделение нерешенных ранее частей общей проблемы

Для поршневых двигателей мощностью более 1000 кВт суммарная масса сердцевин теплообменников системы охлаждения (обычно цветной металл) составляет около 0,4...0,7 кг на киловатт мощности. Затраты мощности на привод циркуляционных насосов и вентиляторов для таких систем на расчетном режиме составляют 0,06...0,10 от номинальной мощности двигателя. Габаритные размеры системы охлаждения также существенны и занимают около 0,10...0,15 % объема машинного отделения. Указанные пределы определяются в зависимости от качества применяемой системы охлаждения. Из сказанного очевидно, что в современных условиях целесообразно совершенствовать системы охлаждения для уменьшения стоимости, эксплуатационных затрат и улучшения условий компоновки энергетической установки.

Несмотря на обилие публикаций по системам охлаждения ДВС и их элементам, авторам неизвестны сформулированные кем-либо принципы формирования высокоэффективных схем систем охлаждения ДВС. Поэтому, имея длительный опыт создания таких систем, авторы предлагают сравнительно простые правила, позволяющие формировать высокоэффективные системы.

Обзор публикаций

В настоящее время для охлаждения двигателей внутреннего сгорания применяются системы охлаждения с различными схемами [1–5]. Как показывает анализ этих схем, разница в их качестве бывает весьма существенной [1, 3]. При этом значения основных параметров даже выходят за рамки указанных выше границ. Для новых и модернизируемых энергетических установок дол-

жны создаваться системы охлаждения с прогрессивными показателями.

Основной материал статьи

От систем охлаждения требуется обеспечение заданных температур охлаждающей жидкости, масла и наддувочного воздуха на входе в двигатель. Обеспечение приемлемых температур охлаждающей жидкости и масла выполняется во всех действующих системах охлаждения, при этом в этих системах для отвода соответствующих тепловых потоков используются примерно одинаковые затраты энергии и материалов. Хуже обстоит с обеспечением температуры наддувочного воздуха за компрессором. С ростом наддува двигателей возрастают тепловые потоки от охлаждаемого воздуха. Они намного превышают по значению тепловые потоки от цилиндров двигателя в охлаждающую жидкость и в масло. Эта дополнительная тепловая нагрузка по-разному воспринимается системами, выполненными на основе разных схем. Современные высокоэффективные рекуперативные системы охлаждения обеспечивают высокие значения КПД системы по охлаждению наддувочного воздуха, η_o [1], и этот коэффициент можно считать одним из основных показателей, характеризующих эффективную систему охлаждения современного двигателя. В то же время окончательная оценка системы делается с учетом ряда дополнительных показателей. Учитывается сложность схемы и ее отдельных элементов, номенклатура элементов системы, затраты энергии на прокачку теплоносителей, суммарная масса сердцевин всех теплообменников в системе M_{Σ} и некоторых других. При равных значениях η_o , одним из наиболее важных параметров, определяющих качество си-

стемы охлаждения, является величина суммы масс сердцевин всех теплообменников системы M_{Σ} . С ростом η_o для систем с любыми схемами наблюдается возрастание M_{Σ} .

Если построить зависимость $M_{\Sigma} = f(\eta_o)$, то она представит два важнейших параметра, используемых для оценки системы. Эта зависимость названа характеристикой системы [2]. Она удобна для правильного выбора при сопоставлении различных систем, а также для выбора рационального значения η_o для проектируемой системы. В нашем представлении высокоэффективная система должна иметь характеристику, проходящую ниже кривых характеристик менее эффективных систем. Тогда эффективная система будет иметь минимальные M_{Σ} при одинаковых с прочими системами значениях η_o .

Чтобы создавать высокоэффективные системы охлаждения, при их формировании предлагается руководствоваться сформулированными ниже правилами. Выполнение этих правил не обязательно приведет к реализации одинаковых схем, но отличие в M_{Σ} , для правильно сформированных схем, будет минимальным. Для анализа причин уменьшения или увеличения M_{Σ} удобно использовать предложенный ниже критерий.

Итак, для обеспечения минимальных M_{Σ} , при прочих равных условиях, рекомендуется выполнять следующее.

1. Охлаждение наддувочного воздуха в системе должно быть максимально возможным на номинальном режиме в летний период. Для этого теплоноситель внутреннего контура (ТВК) перед охладителем наддувочного воздуха (ОНВ) должен быть максимально охлажден. Максимальное охлаждение возможно в том случае, если циркуляционный контур охладителя наддувочного воздуха будет включен в систему охлаждения так, чтобы местное переохлаждение ТВК не сказалось на охлаждении самого двигателя.

2. Все теплообменники системы должны образовывать по ТВК последовательные цепочки, состоящие из звеньев: теплорассеиватель-теплоисточник.

3. Пары теплорассеиватель-теплоисточник должны прокачиваться оптимизированным расходом охлаждающей жидкости, который зависит от параметров обоих теплообменников. Оптимальный расход охлаждающей жидкости через такие пары в системе подбирается на основе тех же принципов, которые используются в замкнутой системе из двух теплообменников [6, 7].

4. Каждый теплообменник в системе должен быть поставлен в условия максимально возмож-

ного температурного напора ΔT_i . При этом следует учитывать и величину теплового потока через данный теплообменник Q_i , и энергоемкость теплоносителя, в который уходит тепловой поток W_{ix} .

Следствия из п. 4:

а) низкотемпературные, отдельно выделенные контуры охлаждения будут неэффективными, система охлаждения должна иметь один циркуляционный контур по теплоносителю внутреннего контура;

б) теплообменники с низкими коэффициентами теплопередачи k будут хуже теплообменников, где k высокие при прочих равных условиях;

в) чем выше произведение kF (F – площадь теплопередающей поверхности) для теплообменника, тем выше его эффективность.

Достаточно полно, с записанных выше позиций, эффективность работы теплообменников в системе может быть охарактеризована безразмерным критерием I_x :

$$I_x = \frac{Q_i}{\Delta T_i W_{ix}},$$

где Q_i – тепловой поток через теплообменник, Вт;

ΔT_i – температурный напор между теплоносителями (средняя логарифмическая разница температур);

W_{ix} – энергоемкость холодного теплоносителя, Вт/К.

Критерий характеризует величину проходящего через теплообменник теплового потока в зависимости от температурного напора и энергоемкости холодного теплоносителя.

Преобразуя далее записанное выражение, получим цепочку:

$$\begin{aligned} I_x &= \frac{Q_i}{\Delta T_i W_{ix}} = \frac{k_i F_i}{W_{ix}} = \frac{k_{gi} M_i}{W_{ix}} = \\ &= \frac{k_i F_i}{W_{ix}} \frac{W_{i \min}}{W_{i \min}} = N_i \frac{W_{i \min}}{W_{ix}}, \end{aligned}$$

где F_i – площадь поверхности теплообмена, к которой отнесен коэффициент теплопередачи k_i , м²;

k_{gi} – коэффициент использования массы теплообменного элемента, кВт/(кг·К);

M_i – масса теплообменного элемента, кг;

$W_{i \min} = G_{\min} C_p$ – минимальная энергоемкость (из двух) теплоносителей, Вт/К;

G_{\min} – минимальный расход теплоносителя через теплообменник, кг/с;

C_p – теплоемкость теплоносителя с минимальным расходом, Дж/(кг·К);

W_{ix} – энергоемкость холодного теплоносителя в теплообменнике, Вт/К;

N_i – так называемое число единиц переноса теплоты (NTU или критерий Банзена) для теплообменника [8].

Из записанной цепочки преобразований следует, что критерий I_x можно получать различными способами. Последнее выражение, записанное в цепи формул, удобно для расчетов, поскольку все входящие в него параметры обычно вычисляются в используемых методиках расчетов систем.

Для оценки системы в целом критерием I_{xci} на рассматриваемом режиме (при заданном t_s) следует суммировать критерии I_x для всех теплообменников системы. Тогда получим:

$$I_{xci} = \sum_1^m I_{xi},$$

где m – полное число теплообменников системы.

При рассмотрении критериев системы на разных режимах работы (при разных t_s) необходимо учитывать, что на разных режимах могут иметь место разные расходы теплоносителя, в который отводится тепло. В этом случае все значения критериев должны быть приведены к какому-либо одному из сравниваемых режимов (назовем его эталонным). В общем случае приведенные критерии для каждого из сравниваемых режимов I_{xpi} можно определить следующим образом:

$$I_{xpi} = I_{xci} \frac{W_{xc}}{W_{xc}},$$

где W_{xc} – энергоемкость холодного теплоносителя для сравниваемого режима, Вт/К;

W_{xc} – энергоемкость холодного теплоносителя для эталонного режима (для тепловозных систем – это энергоемкости потоков охлаждающего воздуха), Вт/К.

Если рассматриваются приведенные критерии, полученные для ряда сравниваемых систем, необходимо дополнительное приведение их значений к параметрам одной из сравниваемых систем (ее также можно назвать эталонной). Приведение должно выполняться при одинаковых t_s по формуле

$$I_{xci} = I_{xpi} \frac{W_{xsc}}{W_{xc}},$$

где I_{xci} – приведенные критерии для сравниваемых систем при одинаковых t_s ;

W_{xsc} – энергоемкость холодного теплоносителя для сравниваемой системы, Вт/К;

W_{xc} энергоемкость холодного теплоносителя для эталонной системы, Вт/К.

С увеличением суммарной массы всех сердцевин теплообменников в системе критерий I_x возрастает и наоборот. Поэтому при проектировании и системы, и теплообменников следует стремиться к уменьшению численного значения критерия.

Рассмотрим три различные схемы системы охлаждения. Все они спроектированы для двигателя с основными параметрами, указанными в табл. 1. Их принципиальные тепловые схемы представлены на рис. 1–3.

Таблица 1 – Основные параметры двигателя типа 12ЧН 18,5/21,

Обозначение	Наименование	Значение
N_e , кВт	Мощность	2416
n , об/мин	Частота вращения коленчатого вала	1900
$P_{к1}$, бар	Давление за компрессором (абс.)	5
$G_{нв}$, кг/с	Расход наддувочного воздуха	5,87
$T_{к}$, °C	Температура воздуха за компрессором	250
$T_{м1}$, °C	Температура масла за двигателем	96
$G_{вт}$, кг/с	Расход воды через горячий контур	24,4
$G_{хх}$, кг/с	Расход воды через холодный контур	24,4
$G_{м}$, кг/с	Расход масла	14
$Q_{д}$, кВт	Тепловой поток от цилиндров двигателя	403
$Q_{м}$, кВт	Тепловой поток от масла	175

На рис. 1–3: 1 – наддувочный компрессор; 2 – сердцевина ОНВ; 2г – сердцевина ОНВ, охлаждаемая в горячем контуре, 2х – сердцевина ОНВ, охлаждаемая в холодном контуре; 3 – водяной насос; 3г – водяной насос горячего контура, 3х – водяной насос холодного контура; 4 – воздушный ресивер двигателя; 5 – двигатель; 6 – масляный циркуляционный насос; 7 – терморегулятор; 8 – радиаторный блок Р1; 9 – радиаторный блок Р2; 8г, 9х – радиаторные блоки горячего и холодного контуров; 10 – вентилятор; 11 – секция радиатора, выделенная для охлаждения воды, используемой в охладителе гидравлической жидкости; 12 – теплообменник для охлаждения гидравлической жидкости; 13 – охладитель масла (МО); 14 – перепуск от двигателя на всасывание в насос. Цифры с индексами даны для двухконтурной системы охлаждения типа ЕС12.

Сопротивления всех теплообменников по теплоносителям не должны превышать пределов, указанных в действующих стандартах.

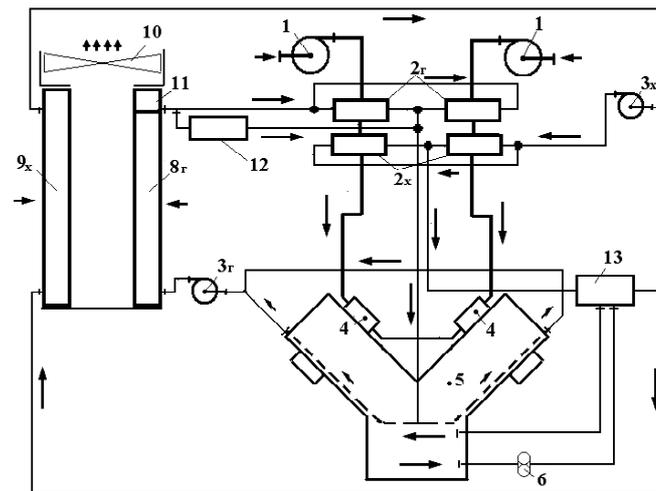


Рис. 1. Схема системы охлаждения типа EC12

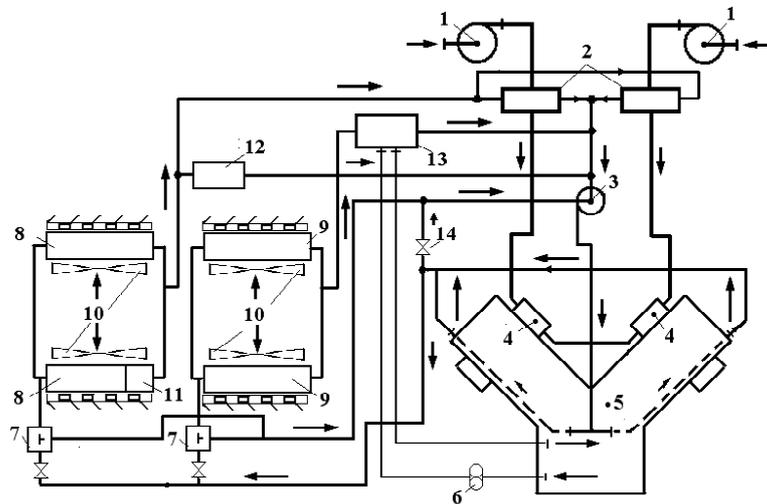


Рис. 2. Схема системы охлаждения типа 2P1M12

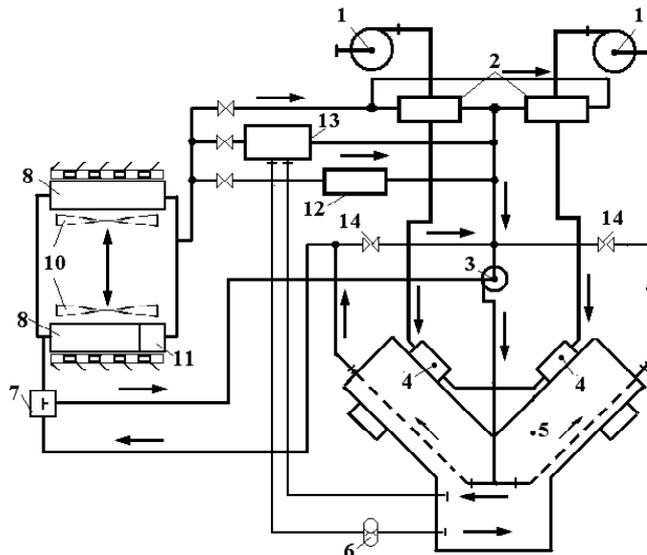


Рис. 3. Принципиальная тепловая схема системы охлаждения типа 1P1M12

Система типа ЕС12 имеет два отдельных циркуляционных контура – холодный и горячий. Соответственно в каждом контуре имеется свой циркуляционный насос. Теплота из обоих контуров отводится через радиаторы. В блоке 8 выделена одна секция для охлаждения гидравлической жидкости 11. Радиаторы прокачиваются охлаждающим воздухом с помощью вентиляторов. Особенностью системы является то, что в ней используется два охладителя наддувочного воздуха (на каждый ряд двигателя), каждый с двумя отдельными сердцевинами. Первая по ходу наддувочного воздуха сердцевина охлаждается водой горячего контура, а вторая – холодного. Все теплообменники системы прокачиваются водой с расходами, равными производительности насосов.

Система типа 2P1M12 имеет один замкнутый циркуляционный контур. Соответственно в системе имеется один циркуляционный насос 3. Теплота в системе отводится через два радиаторных блока 8 и 9, которые прокачиваются охлаждающим воздухом с помощью вентиляторов. В блоке 8 выделена одна секция 11 для снижения температуры охлаждающей жидкости, поступающей затем в теплообменник 12 для охлаждения гидравлической жидкости. В системе два параллельно работающих ОНВ (каждый на отдельный ряд цилиндров двигателя), каждый с единственной сердцевиной.

Особенностью данной системы является местное переохлаждение охлаждающей жидкости перед ОНВ, что дает возможность получить необходимо низкую температуру воздуха в ресивере. Оптимальная работа системы происходит при сравнительно малых расходах охлаждающей жидкости через ОНВ 2 и радиатор 8 (почти на порядок меньше, чем через ОНВ в системе ЕС12). Оптимальный расход охлаждающей жидкости через радиатор 9 и МО также сравнительно мал, хотя больше, чем через ОНВ. Расходы охлаждающей жидкости через оба радиатора регулируются при настройке системы с помощью клапанов, установленных перед радиаторами. Низкие температуры охлаждающей жидкости перед ОНВ и МО не мешают получить необходимо высокую температуру охлаждающей жидкости перед двигателем за счет смешения потоков, идущих после всех теплообменников и потока охлаждающей жидкости через перепуск 14, который отводится после двигателя и не охлаждается. Особенности системы позволяют использовать эффект, установленный для замкнутых циркуляционных контуров [6, 7]. Эффект состоит в повышении эффективности системы за счет направленного регулирования расхода охлаждающей жидкости в замкнутом контуре. Направленное регулирование в системах сходного назначения ведет к существен-

ному снижению расхода охлаждающей жидкости через цепи из последовательно соединенных теплорассеивателей (радиаторов) и теплоисточников (ОНВ и МО) по сравнению с привычными расходами в аналогичных обычных системах охлаждения. Использование эффекта обеспечивает достаточно высокую эффективность данной системы охлаждения для двигателей с высоким наддувом и глубоким охлаждением воздуха.

Регулирование температур охлаждаемых теплоносителей в системе при изменении нагрузки двигателя или при изменении температуры окружающего воздуха может выполняться с помощью терморегуляторов 7, а также отдельным регулированием расходов воздуха через радиаторы.

Система типа 1PHM12 также имеет один циркуляционный контур. Соответственно здесь имеется один циркуляционный насос 3. В отличие от предыдущей системы, в ней применен один радиаторный блок 8, в котором выделена одна секция 11 для снижения температуры охлаждающей жидкости, поступающей затем в теплообменник 12 для охлаждения гидравлической жидкости. Тепло из системы отводится в радиаторе за счет прокачки охлаждающим воздухом с помощью вентилятора 10.

После теплообменников 2, 12, 13 потоки охлаждающей жидкости смешиваются с охлаждающей жидкостью, поступающей после охлаждения двигателя через перепуск 14. В результате температура охлаждающей жидкости доводится до значения, необходимого для входа в двигатель. В данной системе ОНВ (и последовательно включенный с ним радиаторный блок) при оптимальной настройке системы прокачивается сравнительно малым расходом охлаждающей жидкости. Охлаждающая жидкость за радиатором охлаждается до минимально возможной температуры (переохлаждается). Аналогично регулируется цепь из МО и радиатора. В данной системе цепочки из радиатора и теплоисточников (прочих теплообменников) устроены иначе, чем в предыдущей. В то же время расходы через теплоисточники в данной системе могут быть отрегулированы до расчетных значений независимо друг от друга. Эти особенности, аналогично предыдущей системе, также позволяют использовать эффект, установленный для замкнутых циркуляционных контуров [6, 7] и проявляющийся в данной системе, несмотря на определенные отличия от циркуляционных контуров в указанных источниках. Это обеспечивает сравнительно высокую эффективность данной системы охлаждения для двигателей с высоким наддувом и глубоким охлаждением наддувочного воздуха. Регулирование температур охлаждаемых теплоносителей в системе выполняется аналогично предыдущей.

Системы 1PHM12 и 2P1M12 созданы с учетом всех приведенных рекомендаций, а при создании EC12 они не учитывались. На рис. 4 приведены характеристики сравниваемых систем.

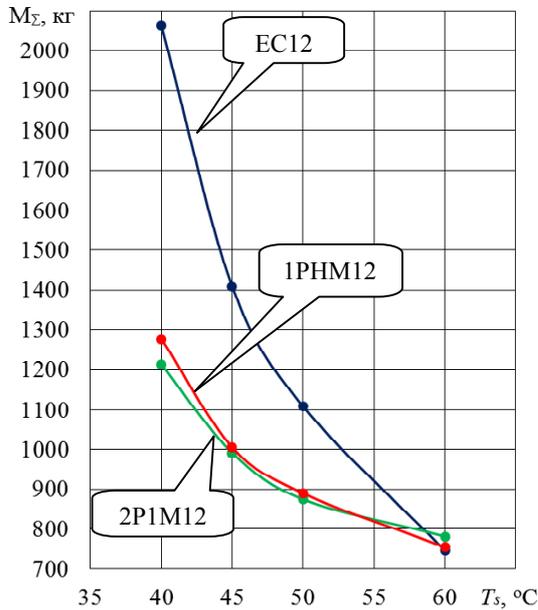


Рис. 4. Характеристики сравниваемых систем охлаждения

Так, достаточно очевидно, что системы 1PHM12 и 2P1M12 имеют примерно равную эффективность, а система EC12 им значительно уступает. Можно говорить об общей эффективности систем или их эффективности для каждой отдельной температуры t_s . При этом нужно не забывать, что системы характеризуют не только основные показатели η_o и M_Σ , но и ряд дополнительных, о чем говорилось ранее. С этих пози-

ций для всех t_s , больших примерно 45°C , не делая специального анализа, можно считать лучшей систему охлаждения типа 1PHM12. При 40°C у системы 2P1M12 уже имеются существенные преимущества по M_Σ . Она может быть признана лучшей после тщательного анализа, если влияние ее дополнительных показателей будет достаточным для превалирования над 1PHM12. В табл. 2 приведены основные параметры сравниваемых систем, позволяющие выполнить их подробный анализ.

В последней строке табл. 2 дан приведенный критерий эффективности систем I_{xc} . При вычислении критерия за эталонную систему принималась 1PHM12. Как видно, критерий хорошо коррелирует со значением M_Σ для всех систем. На рис. 5 представлены критериальные характеристики сравниваемых систем.

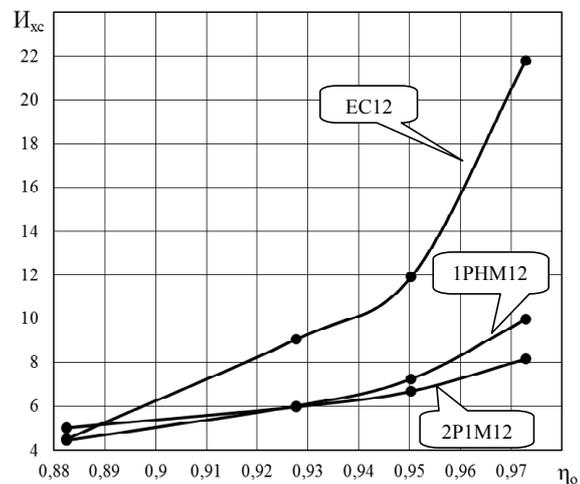


Рис. 5. Критериальные характеристики сравниваемых систем

Таблица 2 – Основные параметры сравниваемых систем

	EC12				2P1M12				1PHM12			
	$t_s, ^\circ\text{C}$	40	45	50	60	40	45	50	60	40	45	50
η_o	0,973	0,950	0,928	0,882	0,973	0,950	0,928	0,882	0,973	0,950	0,928	0,882
$G_{в}, \text{кг/с}$	148	94	75	48	70	62	58	45	74	60	54	46
$G_{вт}, \text{кг/с}$	24,4	24,4	24,4	24,4	24,4	24,4	24,4	24,4	24,4	24,4	24,4	24,4
$G_{мх}, \text{кг/с}$	24,4	24,4	24,4	24,4	-	-	-	-	-	-	-	-
$G_{w2}, \text{кг/с}$	-	-	-	-	1,3	1,4	1,6	1,8	1,4	1,8	2	2,2
$G_{w1}, \text{кг/с}$	-	-	-	-	2,35	2,39	2,38	2,89	2,5	2,4	2,5	2,7
Z_c , шт.	75	48	38	26	36	32	30	26	38	31	28	24
Z_1 , шт.	40	25	21	14	32	25	22	20	-	-	-	-
Z_2 , шт.	35	23	17	11	7	7	8	6	-	-	-	-
$M_{нвг}, \text{кг}$	62,4	67,2	57,8	55,9	-	-	-	-	-	-	-	-
$M_{нвх}, \text{кг}$	111,7	111,1	64,3	40,1	-	-	-	-	-	-	-	-
$M_{нвс}, \text{кг}$	174,2	178,3	122,1	95,9	-	-	-	-	-	-	-	-
$M_{нв}, \text{кг}$					176,9	133,0	108,0	90,9	251,2	222,5	156,5	52,7
$M_{мо}, \text{кг}$	27,0	30,1	31,6	37,3	176,9	133,0	108,0	90,9	47,1	46,8	47,5	121,1
$M_{р}, \text{кг}$	1837	1176	931	612	955	784	735	637	931	759	686	588
$M_\Sigma, \text{кг}$	2063	1409	1109	746	1213	992	875	781	1277	1006	890	754
$I_{хп}$	12,38	7,86	6,52	4,32	5,01	4,96	5,08	5,01	9,97	7,25	6,01	4,44
I_{xc}	21,82	11,92	9,06	4,51	8,16	6,68	5,97	5,01	9,97	7,25	6,01	4,44

Как видно, рис. 5 позволяет сделать выводы, аналогичные полученным по рис. 4. Критерий можно рассматривать с учетом различных теплотехнических параметров, используемых для его образования в соответствии с записанной выше цепочкой выражений. Это дает возможность выполнять анализ причин, по которым рассматриваемая система имеет преимущества или недостатки.

Выводы и перспективы последующих работ

Выполнение сформулированных правил дает возможность создавать высокоэффективные системы охлаждения для двигателей с высоким наддувом и охлаждением наддувочного воздуха. Предложенный критерий эффективности систем позволяет объяснить достоинства или недостатки системы с позиций теплотехники.

Дальнейшая работа в данном направлении предполагает разработку и анализ эффективных схем систем охлаждения для новых двигателей.

Список литературы

1. Мошенцев Ю. Л. Тенденции развития систем охлаждения двигателей современных магистральных тепловозов / Ю. Л. Мошенцев, А. А. Гогоренко // Международный информационно-технический журнал Локомотивинформ. – Харьков, 2011. – № 7. – С. 4–8.
2. Система охлаждения для современных магистральных тепловозов / Ю. Л. Мошенцев, А. А. Гогоренко, Д. С. Минчев // Двигатели внутреннего сгорания. – Харьков : НТУ «ХПИ». – 2011. – № 2. – С. 90–94.
3. Куликов Ю. А. Системы охлаждения силовых установок тепловозов / Ю. А. Куликов. – М. : Машиностроение, 1988. – 280 с. : ил.
4. Тепловозы: Основы теории и конструкция : учеб. для техникумов / В. Д. Кузьмич, И. П. Бородулин, И. А. Пахомов и др. – М. : Транспорт, 1991. – 352 с.
5. Автомобильные двигатели с турбонаддувом / Н. С. Ханин, Э. В. Аболтин, Б. Ф. Лямцев и др. – М. : Машиностроение, 1991. – 336 с.
6. Eastwood J. C. Liquid-Coupled Indirect-Engine Exchanger Application to the Diesel Engine / J. C. Eastwood // Transactions of the ASME. Пер. с англ. Т.101, №4, 1979. – С. 25-33.
7. Nutt R. F. Cooling System Requirements for Advanced Diesel Engines [Text] / R. F. Nutt // SAE Technical Paper Series №820984, 1982. – 8 p.
8. Кейс В. М. Компактные теплообменники / В. М. Кейс, А. Л. Лондон ; пер. с англ. ; под ред. Ю. В. Петровского. – М. : Энергия, 1967. – 224 с. : ил.

Поступила в редакцию 15.03.2017

Мошенцев Ю.Л., Гогоренко О.А. Формування високоефективних систем охолодження двигунів внутрішнього згорання

Запропоновано правила формування високоефективних систем охолодження для двигунів внутрішнього згорання. Виділено критерій подібності, який характеризує ефективність застосування кожного теплообмінного апарату у системах охолодження і ефективність роботи системи в цілому. Розглянуто конкретні приклади формування таких систем.

Ключові слова: охолоджувач масла, охолоджувач наддувочного повітря, маловитратна система охолодження, температура повітря за охолоджувачем, ефективність системи по охолодженню наддувочного повітря.

Moshentsev U., Gogorenko A. Generating high efficiency cooling systems for internal combustion engines

The proposed rules in creating high efficiency cooling systems for internal combustion engines. The selected similarity criterion characterizing the efficiency of each heat exchanger in cooling systems and the efficiency of the system as a whole. The concrete examples of the formation of such systems.

Key words: oil cooler, charge air cooler, slow flow system, air temperature after cooler, system efficiency of cooling supercharging air.