

ние засорения отверстий от налипания на их кромки ТЧ и их возможном коксовании при регенерации ФТЧ, целесообразным представляется отказ от нанесения покрытия на соединительную пластину.

Ввиду некоторой неопределенности в задании граничных условий для решения задачи, целесообразно провести моторный эксперимент на стенде с быстроходным дизелем 2Ч10,5/12 с целью измерения значений этих параметров для выбранных режимов работы дизеля.

Характер течения ОГ в буферных объемах позволяет сократить их при уточненном расчете гидравлического сопротивления модуля ФЭ.

Список литературы:

1. Строчков А. П. *Современные методы очистки отработавших газов дизелей от твердых частиц* / А.П. Строчков, А.Н. Кондратенко // *Двигатели внутреннего сгорания*. - 2010. - №2. - С. 99-104; 2. Кондратенко О. М. *Визначення основних конструктивних параметрів та попередня оцінка гідравлічного опору модуля фільтра твердих частинок дизеля* / Інформаційні технології: нау-

ка, техніка, освіта, здоров'я. *Тези доповідей XIX Міжнародної науково-практичної конференції, Ч. I (1-3 червня 2011 р., м. Харків)* – Харків, НТУ «ХПІ» - с. 202; 3. Алямовский А. А. *Компьютерное моделирование в инженерной практике*. / А.А. Алямовский, А.А. Собачкин, Е.В. Одинцов, А.И. Харитонович, Н. Б. Пономарев – СПб.: БХВ-Петербург, 2005. – 800 с.: ил. 4. *Двигатель Д21А1. Техническое описание и инструкция по эксплуатации. ВТФ Владимирец СССР. Внешторгиздат Изд № 3288А. ВТИ.*

Bibliography (transliterated):

1. Strokov A. P. *Sovremennye metody oчитki otrabotavshih gazov dizelej ot tverdyh chastic* / A.P. Strokov, A.N. Kondratenko // *Dvigateli vnutrennego sgoranja*. - 2010. - №2. - S. 99-104; 2. Kondratenko O. M. *Viznachennja osnovnih konstruktivnih parametriv ta poperednja ocinka gidravlichnogo oporu modulja fil'tra tverdyh chastinok dizelja* / *Informacijni tehnologii: nauka, tehnika, osvita, zdorov'ja. Tezi dopovidej XIX Mizhnarodnoi naukovo-praktichnoi konferencii, Ch. I (1-3 chervnja 2011 r., m. Harkiv)* – Harkiv, NTU «HPI» - s. 202; 3. Aljamovskij A. A. *Komp'juternoe modelirovanie v inzhenernoj praktike*. / A.A. Aljamovskij, A.A. Sobachkin, E.V. Odincov, A.I. Haritonovich, N.B. Ponomarev– SPb.: BHV-Peterburg, 2005. – 800 s.: il. 4. *Dvigatel' D21A1. Tehnicheskoe opisanie i instrukcija po jekspluataciji. VTF Vladimirec SSSR. Vneshtorgizdat Izd № 3288A. VTI.*

УДК 621.43.052

Ю.Л. Мошенцев, канд. техн. наук, А.А. Гогоренко, инж., Д.С. Минчев, канд. техн. наук

СИСТЕМА ОХЛАЖДЕНИЯ ДЛЯ СОВРЕМЕННЫХ МАГИСТРАЛЬНЫХ ТЕПЛОВОЗОВ

Введение

Современные системы охлаждения (СО) двигателей магистральных тепловозов охлаждают воду, масло и наддувочный воздух при использовании различных схем [4]. Применяемые системы обеспечивают требуемые параметры охлаждающей воды и масла, в то время как охлаждение наддувочного воздуха осуществляется недостаточно эффективно. Наиболее глубокое охлаждение наддувочного воздуха (в рамках рекуперативных СО) может быть достигнуто с использованием воздухо-воздушных охладителей. При этом контур охлаждения наддувочного воздуха выполняется отдельно от схемы системы охлаждения. Воздухо-воздушные охладители имеют большие габариты, плохо komponуются на двигателе и практически не обеспечивают регулирование температуры воздуха за охладителем на дробных нагрузках и при низких температурах окружающего воздуха. Водно-воздушные охладители намного компактнее и принципиально удобнее для регулирования температуры воздуха за охладителем. Такие охладители могут быть реализованы в так называемых

полнопоточных и малорасходных системах охлаждения [4]. В полнопоточных СО расходы воды через все теплообменники и через двигатель одинаковы. В малорасходных системах расходы воды через теплообменники оптимизируются и, как правило, на порядок меньше расходов воды через двигатель [2, 5]. Эффективность охлаждения наддувочного воздуха в системе охлаждения принято характеризовать коэффициентом эффективности системы охлаждения наддувочного воздуха η_0

$$\eta_0 = \frac{T_k - T_s}{T_k - T_0},$$

где T_k , T_s – температуры воздуха до и после охладителя наддувочного воздуха (ОНВ); T_0 – температура окружающего воздуха.

Для выпускаемых в СНГ тепловозов используются полнопоточные системы охлаждения [3], в которых значение η_0 не превышает 0,72...0,75. Возможность повышения этого предела, даже теоретическая, для полнопоточных систем отсутствует. Применение малорасходных систем рекуперативного охлаждения с обычными теплоносителями

(вода, воздух) позволяет поднять значение η_0 до 0,94...0,96, что соответствует температуре воздуха за ОНВ примерно 46...48 °С при температуре окружающего воздуха 40 °С. Достижение температуры 46...48 °С за ОНВ на номинальном режиме работы двигателя позволяет при указанных условиях окружающей среды снизить удельный расход топлива примерно на 4...5 г/(кВт·ч) и одновременно довести токсичность выхлопа до существующих стандартов.

Анализ публикаций

На рис. 1 приведена схема полнопоточной системы охлаждения тепловоза ТЭП70 [1].

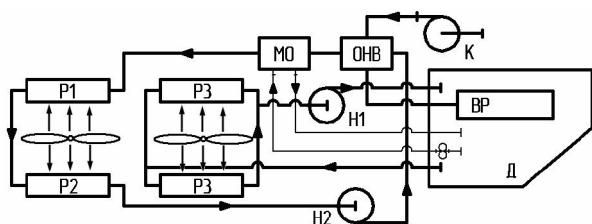


Рис. 1. Схема системы охлаждения ЗРК2П1

Система двухнасосная, в которой контур охлаждения наддувочного воздуха и масла отделен от контура охлаждения воды двигателя. Для регулирования температуры воздуха контуры сообщаются специальным каналом с регулируемым клапаном (на рис. 1 не показаны). Поддержание большого расхода воды через ОНВ и маслоохладитель (МО), равного расходу воды через двигатель, противоречит принципу возможной оптимизации теплотехнических параметров замкнутого контура с последовательно соединенными теплоисточниками (ОНВ и МО) и теплорассеивателями (радиаторный блок Р1-Р2) [2, 5]. В соответствии с таким принципом оптимальный расход воды, обеспечивающий максимальное снижение температуры воздуха за ОНВ, должен быть снижен примерно на порядок. Важно иметь в виду, что при таком снижении расхода воды конструкция теплообменников должна быть изменена для поддержания достаточной скорости воды в каналах поверхностей теплообмена. Это выражается в увеличении числа ходов теплообменников по воде в малорасходной системе по сравнению с полнопоточным вариантом. Кроме того, в малорасходных теплообменниках скорость воды в каналах принято снижать по сравнению с полнопоточными до 0,5...0,8 м/с, чтобы обеспечить приемлемые гидравлические сопротивления таких теплообменников [6, 7]. Такое снижение ско-

рости не влияет на достижение названного оптимума.

Цель и постановка задачи

Целью исследования является представление результатов исследования по разработке рациональной системы охлаждения двигателей внутреннего сгорания для современных магистральных тепловозов, которая при работе двигателя на номинальном режиме и температуре окружающего воздуха 40 °С способна обеспечить температуру наддувочного воздуха за ОНВ не более, чем 50 °С. Для достижения поставленной цели был разработан и проанализирован ряд перспективных схем систем охлаждения, разработаны методики расчета и оптимизации параметров систем и входящих в них теплообменников, а также метод выбора наилучшей схемы системы охлаждения среди рассматриваемых.

Результаты исследования

Приведенная на рис. 1 схема может быть сравнительно просто преобразована в малорасходную либо только за счет снижения расхода воды в «холодном» контуре при одновременном повышении числа ходов теплообменников по воде (схема ЗРК2П1(м)), либо путем ее некоторого усложнения, при котором через ОНВ и МО могут быть обеспечены отдельно оптимизируемые расходы воды (рис. 2). В последнем случае возможно повысить η_0 системы примерно до 0,96.

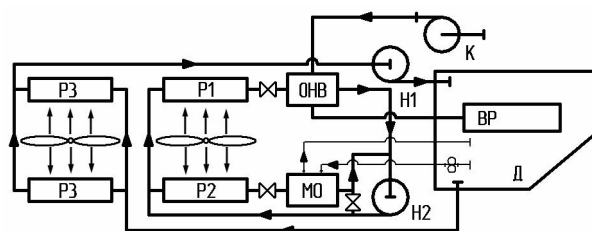


Рис. 2. Схема системы охлаждения ЗРК2М

Использование отдельных контуров и двух насосов излишне усложняет как систему, так и задачу регулирования температуры воздуха за ОНВ. Малорасходная система может быть создана и с одним насосом. В этом случае контур охлаждения наддувочного воздуха интегрируется в общую схему (рис.3).

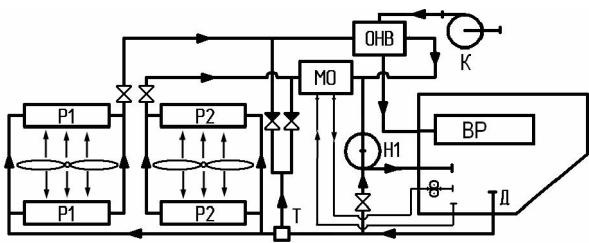


Рис. 3. Схема системы охлаждения 2PK1M

При работе системы 2PK1M вода на выходе из двигателя делится на два потока: большая часть воды без всякого охлаждения возвращается через перепуск на всасывание насоса, а меньшая часть поступает на радиаторные блоки P1 и P2, после которых направляется на вход в охладитель наддувочного воздуха и охладитель масла. В связи с малым расходом воды через P1 и P2 обеспечивается высокая эффективность этих блоков по охлаждению воды, и вода за P1 охлаждается почти до температуры окружающего воздуха. Вода за P2 охлаждается до несколько более высоких температур, чем за P1. Сравнительно низкая температура воды перед МО позволяет проектировать его с относительно низким КПД и, соответственно, приемлемыми размерами, при которых обеспечивается заданный теплоотвод от масла. Вода за ОНВ и МО смешивается на входе в насос с водой из перепуска, в результате чего получается поток с необходимой для нормальной работы двигателя температурой. Радиаторные блоки в системе работают в условиях сравнительно высоких температурных напоров, что способствует повышению компактности системы и снижает ее металлоемкость. На дробных нагрузках и при низких температурах окружающей среды снижение температуры воды за двигателем приводит к срабатыванию терморегулятора (Т), который отсоединяет радиаторные блоки и направляет воду после двигателя на ОНВ и МО, подогревая воздух и масло.

Интенсификация охлаждения наддувочного воздуха в такой схеме обеспечивается так же, как и в схеме с выделенным контуром охлаждения наддувочного воздуха. А именно: в каждой цепочке схемы, состоящей из последовательно соединенных водяным каналом теплоотсеивателя и теплоисточника (радиатор P1 и ОНВ, радиатор P2 и МО), может быть обеспечен оптимальный расход воды, при котором обеспечивается минимальная температура воздуха за ОНВ и необходимый теплоотвод в воду и масло. В приведенной схеме радиаторы рассеивают не только тепло от наддувочного воздуха и масла, но и тепло,

выделяемое двигателем, что не мешает ни оптимизации системы, ни возможности ее регулирования.

Приведенная схема системы охлаждения является наилучшей для тепловозного двигателя типа 16ЧН 26/26 мощностью 2950 кВт. В то же время при форсировании этого двигателя до 3500 кВт эта схема имеет несколько худшие параметры, чем приведенная на рис. 4.

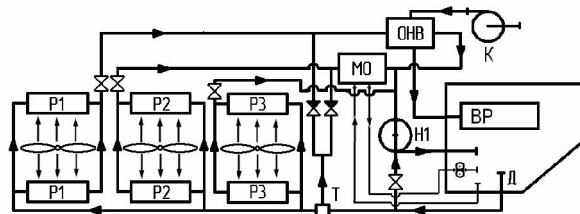


Рис. 4. Схема системы охлаждения 3PK1M5

Существует ряд подобных схем, потенциально способных получить преимущество в случае изменения параметров двигателя. Чтобы сравнить возможные схемы с целью выбора наиболее удачных, необходим специальный метод сопоставления, который позволил бы провести сравнение схем в условиях равных подходов и достигнутых пределов оптимизации каждой из схем. Для этого предлагается использовать так называемые характеристики систем, графики которых представлены на рис. 5.

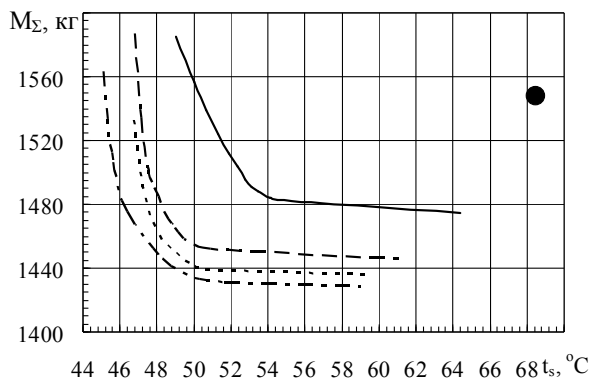


Рис. 5. Характеристики систем

· · · · · 2PK1M; - - - - 3PK1M5; - · - · - 3PK2M;
— 3PK2П1(м); ● 3PK2П1

Характеристики представляют собой зависимости общей массы сердцевин всех теплообменников системы M_{Σ} от температур воздуха за ОНВ t_s , либо зависимости массы сердцевин теплообменников, габариты которых могут быть изменены (например, в случае показанных на рис. 5 характеристик изменению подвергались только габариты маслоохладите-

лей, габариты прочих теплообменников и массы их сердцевин были фиксированы). Все системы, за исключением полнопоточной ЗРК2П1, имеют свои характеристики в виде кривых. Параметры же штатной полнопоточной системы ЗРК2П1 в рассматриваемых координатах могут быть представлены только точкой. Путем анализа характеристик систем возможно оценить как качественные, так и количественные параметры сравниваемых объектов. Из рис. 5 очевидно, что наилучшими параметрами обладает система 2РК1М, так как эта система обеспечивает минимально возможное значение t_s при минимальной суммарной массе сердцевин теплообменников.

При построении характеристик необходимо получить все точки этих кривых в условиях достижения минимально возможных температур воздуха за ОНВ и одновременном обеспечении заданных температур воды и масла за двигателем. Соответственно должны обеспечиваться заданные мощности тепловых потоков в воду и масло. Такие расчеты выполняются на базе использования компьютерных программ, реализующих расчеты систем при одновременном расчете всех теплообменников этих систем. Кроме того, при расчетах учитываются изменения мощности тепловых потоков от двигателя в воду и масло в зависимости от изменений температур воды,

масла и наддувочного воздуха. В программах также выполняются гидравлические расчеты всех теплообменников и решается задача определения действительных расходов воды по ветвям системы с учетом характеристики насоса.

Предельно возможное улучшение параметров систем проводится с учетом возможности изменения комплектации радиаторных блоков, в которых может изменяться число радиаторных стоек при фиксированном общем количестве стоек. Кроме того, проводятся расчеты характеристик систем при разном суммарном количестве радиаторных стоек (рис. 6). В последнем случае возможно найти рациональное число всех стоек в системе. Расчеты, связанные с изменением общего числа стоек, выполнялись совместно с расчетом газодинамического сопротивления шахт и радиаторных блоков при использовании экспериментальных характеристик вентиляторов. Это позволило оценивать связанные с указанными действиями изменения расходов воздуха вентиляторами. Результаты таких расчетов показаны на рис. 6, из которого следует, что для температуры воздуха за ОНВ $t_s = 47^\circ\text{C}$ минимальная суммарная масса сердцевин теплообменников системы обеспечивается при 42 радиаторных стойках.

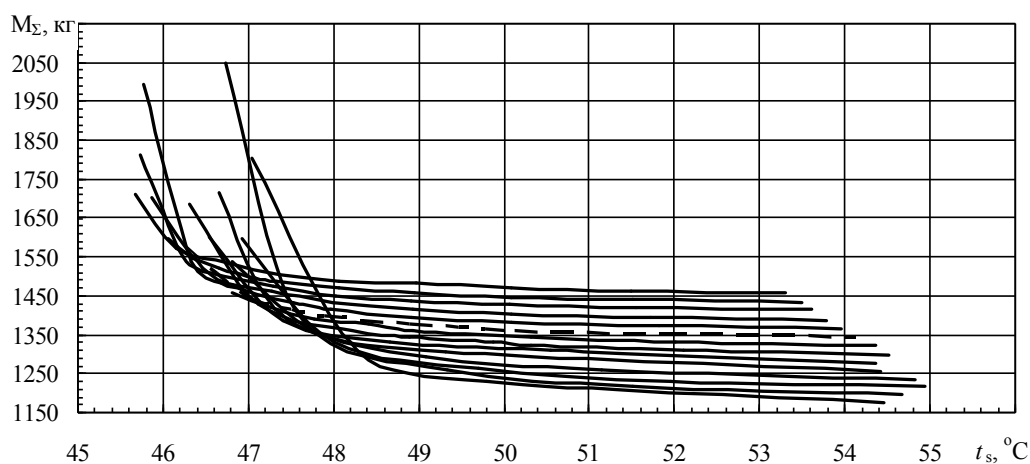


Рис. 6. Характеристики системы 2РК1М при общем числе радиаторных стоек от 34 до 47 шт.

При разработке новых систем охлаждения для тепловозных двигателей неизбежен учет разного рода ограничений, связанных с массами и габаритами теплообменных аппаратов. В частности, для серийных двигателей типа ЧН 26/26 жестко фиксируются габариты охладителя наддувочного воздуха, что ограничивает возможности оптимизации параметров системы. Аналогично ограничены габариты радиаторных стоек и охладителей масла. В этих ус-

ловиях повышение эффективности теплообменников возможно путем применения более совершенных поверхностей теплообмена и выбора рационального числа ходов теплообменников по воде. При указанных ограничениях возможности достижения минимально возможной суммарной массы сердцевин теплообменников системы и минимальной температуры наддувочного воздуха за ОНВ ограничиваются. Тем не менее, как показывают расчеты, и в таких рамках

оказывается возможным обеспечить практически ту же массу сердцевин теплообменников, что и в полнопоточных системах при том, что температура воздуха за ОНВ при работе двигателя на номинальной мощности снижается не менее, чем до 50 °С при температуре окружающего воздуха 40 °С. Следует также отметить, что из-за понижения температур наддувочного воздуха при примерно постоянных мощностях тепловых потоков в воду и масло (на самом деле, со снижением t_s эти мощности уменьшаются) общая мощность теплового потока, отводимого новой системой охлаждения, существенно возрастает.

Выводы и перспективы последующих работ

Таким образом, применяемые полнопоточные системы охлаждения целесообразно заменить малорасходными, способными повысить значения η_o до 0,94...0,96. Такие системы могут компоноваться в машинном отделении тепловоза не хуже полнопоточных, имеют практически те же массы и габариты и могут обеспечить достаточно простое регулирование температуры наддувочного воздуха на дробных режимах и при низких температурах окружающего воздуха. Рассмотренная на рис. 3 система в настоящее время находится в стадии изготовления, за которой последуют испытания, предназначенные для оценки достоверности результатов расчетов системы. В ходе этих испытаний, помимо всего прочего, должен быть определен оптимальный закон регулирования температуры воздуха за охладителем, необходимый для разработки или подбора соответствующего регулятора. Кроме того, при эксплуатации системы в условиях низких температур окружающего воздуха возможно использование тепла

отходящих газов, для чего в системе могут использоваться дополнительные теплообменники, что потребует специальных исследований и разработок.

Список литературы:

1. *Пассажирский тепловоз ТЭП70* [В.Г. Быков, Б.Н. Морозкин и др.] – М.: Транспорт, 1976. – 232 с. 2. *Кейс В.М. Компактные теплообменники* / В.Кейс, А. Лондон; пер. с англ. под ред. Ю.В. Петровского. – М.: «Энергия», 1967. – 224 с.: ил. 3. *Куликов Ю.А. Системы охлаждения силовых установок тепловозов* / Ю.А. Куликов. – М.: Машиностроение, 1988. – 280 с. 4. *Мошенцев Ю.Л. Возможные тенденции развития систем охлаждения современных магистральных тепловозов* / Ю.Л. Мошенцев, А.А. Гогоренко // *Международный информационно-технический журнал Локомотив-информ.* – Харьков. – 2011 – №7. – С.4 – 7. 5. *Eastwood J.C. Liquid-Coupled Indirect-Transfer Exchanger Application to the Diesel Engine* / J.C. Eastwood // *Transactions of the ASME. Пер. с англ.* – Т.101, №4. – 1979. – С. 25-33. 6. *Nutt. Cooling System Requirements for Advanced Diesel Engines* / Nutt, R.F. *Poehlman* // *SAE Technical Paper Series.* – №820984. – 1982. – 8pp. 7. *Sekar R.R. Trends in Diesel Engine Charge Air Cooling* / R.R. Sekar // *SAE Technical Paper Series.* – №820503. – 1982. – 12 pp.

Bibliography (transliterated):

1. *Passazhirskij teplovoz TJeP70* [V.G. Bykov, B.N. Moroshkin i dr.] – М.: Transport, 1976. – 232 s. 2. *Kejs V.M. Kompaktnye teploobmenniki* / V.Kejs, A. London; per. s angl. pod red. Ju.V. Petrovskogo. – М.: «Jenergija», 1967. – 224 s.: il. 3. *Kulikov Ju.A. Sistemy ohlazhdenija silovyh ustanovok teplovozov* / Ju.A. Kulikov. – М.: Mashi-nostroenie, 1988. – 280 s. 4. *Moshencev Ju.L. Vozmozhnye tendencii raz-vitija sistem ohlazhdenija sovremennyh magist-ral'nyh teplovozov* / Ju.L. Moshencev, A.A. Gogoren-ko // *Mezhdunarodnyj informacionno-tehnicheskij zhurnal Lokomotiv-inform.* – Har'kov. – 2011 – №7. – S.4 – 7. 5. *Eastwood J.C. Liquid-Coupled Indirect-Transfer Exchanger Application to the Diesel Engine* / J.C. Eastwood // *Transactions of the ASME. Per. s angl.* – Т.101, №4. – 1979. – S. 25-33. 6. *Nutt. Cooling System Requirements for Ad-vanced Diesel Engines* / Nutt, R.F. *Poehlman* // *SAE Technical Paper Series.* – №820984. – 1982. – 8pp. 7. *Sekar R.R. Trends in Diesel Engine Charge Air Cooling* / R.R. Sekar // *SAE Technical Paper Series.* – №820503. – 1982. – 12 pp.

УДК 621.824.32 : 621.822.001.24

К.Ю. Тарсіс, канд. техн. наук, Ю.Л. Тарсіс, канд. техн. наук

КВАЗИСТАТИЧНА ТА ДИНАМІЧНА МІЦНІСТЬ КОЛІНЧАСТОГО ВАЛА

Вступ

Історично склалося так, що для оцінки міцності колінчастих валів двигунів внутрішнього згорання використовувалися два незалежних підходи – квазістатичний та динамічний. Перший підхід враховував тільки сили інерції невірноважених мас, незважаючи на коливання, що виникають при роботі двигуна. Однак у рамках квазістатичного

підходу послідовно підвищувалась адекватність математичних моделей колінчастого вала, що дозволило врахувати найбільш істотні фактори, які впливають на параметри його міцності. До цих факторів відносяться статична невизначеність, пружна піддатливість та неспіввісність опор і, нарешті, зазори у гідродинамічних корінних підшипниках ковзання.