
ИНФОРМАЦИОННО-ИЗМЕРИТЕЛЬНЫЕ И УПРАВЛЯЮЩИЕ СИСТЕМЫ

УДК 621.436.12;536.12

ОБРАБОТКА ИНФОРМАЦИИ И УПРАВЛЕНИЕ ТЕМПЕРАТУРНЫМ РЕЖИМОМ РАБОЧЕГО ЦИЛИНДРА ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ СУДОВОГО ДИЗЕЛЯ

Дорохов Александр Фёдорович, доктор технических наук, профессор, Астраханский государственный технический университет, 414056, Российская Федерация, г. Астрахань, ул. Татищева, 16, e-mail: dorokhovaf@rambler.ru

Пахомова Надежда Владимировна, аспирант, Астраханский государственный технический университет, 414056, Российская Федерация, г. Астрахань, ул. Татищева, 16, e-mail: nb.13@mail.ru

Попов Георгий Александрович, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой, Астраханский государственный технический университет, 414056, Российская Федерация, г. Астрахань, ул. Татищева, 16, e-mail: popov@astu.org

На основе серии проведенных экспериментов обоснованы целесообразные механизмы управления температурным режимом рабочего цилиндра судового дизеля (СД) при его форсировании посредством газотурбинного наддува - это позволяет существенно продлить «жизненный цикл» использования двигателя, его надежность и эффективность работы. В результате форсирования работы СД происходит рост температур и, как следствие, напряженно-деформированного состояния (НДС) рабочего цилиндра и сопряженных с ним элементов цилиндропоршневой группы, что, в свою очередь, ведет к снижению основных эксплуатационных показателей СД. В качестве средства управления НДС цилиндра предложено изменение конструкции системы охлаждения - это позволяет уменьшить уровень НДС до приемлемых значений. Для выявления необходимых параметров управляющих воздействий была проведена серия экспериментов с целью оценки температурного состояния цилиндра двигателя (как в дефорсированном варианте, так и в форсированном). На двигатель была установлена цилиндровая втулка (2-ой цилиндр), препарированная 24-мя стандартными хромель-копелевыми термопарами. В статье приведены результаты измерений температуры цилиндра двигателя, при его расположении в вертикальном и горизонтальном положениях. По результатам измерений сформулированы граничные условия, необходимые для решения соответствующей задачи теплопроводности. На основе проведенных экспериментальных измерений и результатов их анализа обоснована целесообразность изменения схемы охлаждения СД - с комбинированной на полнопоточную циркуляционную (с подводом охладителя в верхнюю часть блока цилиндров).

Ключевые слова: дизель, рабочий цилиндр, форсирование, температуры поверхности цилиндра, обработка информации, напряженно-деформированное состояние, управление, система охлаждения, принятие решений

INFORMATION PROCESSING AND THERMAL MANAGEMENT OF THE WORKING CYLINDER OF THE INTERNAL COMBUSTION ENGINE MARINE DIESEL ENGINE

Dorokhov Aleksandr F., D.Sc. (Engineering), Professor, Astrakhan State Technical University, 16 Tatishchev st., Astrakhan, 414056, Russian Federation, e-mail: dorokhovaf@rambler.ru

Pakhomov Nadezhda V., post-graduate student, Astrakhan State Technical University, 16 Tatishchev st., Astrakhan, 414056, Russian Federation, e-mail: nb.13@mail.ru

Popov Georgiy A., D.Sc. (Engineering), Professor, Head of the Department, Astrakhan State Technical University, 16 Tatishchev st., Astrakhan, 414056, Russian Federation, e-mail: popov@astu.org

Based on a series of experiments proved appropriate mechanisms for the temperature control of the working cylinder marine diesel (DM) when forcing through a gas turbine boost - this can significantly extend life cycle of a motor, its reliability and efficiency. As a result of forcing BOD work on the rise of temperatures and, as a consequence, the stress-strain state (SSS) of the working cylinder and associated elements of the cylinder group that, in turn, leads to the decrease of the main operational parameters of DM. As a means of managing VAT cylinder proposed modifications to the cooling system - this reduces the VAT level to acceptable values. To identify the needed parameters, control actions, a series of experiments to assess the thermal state of the engine cylinder (as in derated form, and forced). The engine was installed liner (2nd cylinder) prepared 24 standard chromel-kopelove thermocouples. The article presents the results of measurements of temperature of a cylinder of the engine, in its location in the vertical and horizontal positions. According to the results of measurements of the boundary conditions necessary for solution of the corresponding heat conduction problem. On the basis of experimental measurements and the results of their analysis of the expediency of modifying the schema cooling SD - combined on full flow circulation (with the supply of the refrigerant in the upper part of the cylinder block).

Keywords: diesel engine, a working cylinder, forcing, surface temperature of the cylinder, information processing, stress-strain state, control, cooling system, decision making

Введение. Повышение эффективности использования морально устаревших двигательных установок для судов морского и речного транспорта является важной задачей - в т.ч. и для Каспийского морского бассейна и Волжской речной системы, на котором эксплуатируется достаточно много судов небольших размеров. Актуальность этой задачи связана с тем, что многие такие суда еще не выработали свой ресурс, а замена их двигательных установок на новые для улучшения эксплуатационных характеристик чаще всего невозможна по конструктивно-техническим соображениям. Поэтому целью данной статьи был анализ технологических возможностей по форсированию определенного типа двигательной установки - с учетом ограничений по температурным режимам и механическим напряжениям. Для обеспечения форсированных режимов обоснована возможность (целесообразность) изменения системы охлаждения.

Общая характеристика направлений исследований и проблематики статьи. Объектом исследования являлся судовый дизель (СД) 4Ч9,5/11 с двухконтурной водяной комбинированной системой охлаждения (принудительная циркуляция теплоносителя в головке цилиндров и термосифонная в блоке) и вихрекамерным смесеобразованием. Двигатели этого типа, а именно Ч9,5/11 и Ч8,5/11 в 2-х, 4-х и 6-ти цилиндровом исполнении с рядным расположением цилиндров, являются единственными представителями класса СД в Российской Федерации с диаметром цилиндра менее 100 мм. Модели этой серии СД схожи конструкционно (80% их деталей, узлов и агрегатов взаимозаменяемы) и технологически. Указанные СД представляют собой довольно старые модели, которые по своим удельным показателям значительно уступают современному оборудованию аналогичного класса и назначения. Тем не менее, они еще продолжают широко использоваться во флоте в качестве главных двигателей малых судов (служебные и разъездные катера, рыбопромысловые боты, спасательные шлюпки), а также как вспомогательные на более крупных судах - в качестве приводов судовых электрогенераторов и различных комбинированных агрегатов. Вопрос повышения энергетической эффективности, топливной экономичности, экологической безопасности данных СД назрел давно и производителем действия в этих направлениях уже предпринимались. Однако по разным причинам предложенные технические решения не были реализованы в серийном производстве. Теоретических исследований по указанной тематике также не проводилось. Современные реалии, связанные с эксплуатацией флота, требуют ка-

чественного улучшения функциональных характеристик вышеуказанных СД. При этом первым этапом должна быть конструкционная модернизация уже эксплуатируемых серийных СД. В свою очередь это требует проведения экспериментальных исследований, включающих получение и обработку данных о термических режимах СД; выполнения теоретических разработок, направленных на определение параметров математических моделей тепловых процессов. Поэтому в настоящей статье решались две основные задачи: разработка методики и фактическое проведение экспериментальных исследований; идентификация параметров математической модели процессов, связанных с использованием существующей и предлагаемой системы охлаждения для СД. По данной проблематике представляют интерес работы [9–11]. Отметим, что описанная проблема существует и должна решаться также в ряде развитых стран [12–16].

Описание экспериментальных исследований. Конечной целью работ было улучшение функциональных характеристик рассматриваемых в статье СД - без кардинального изменения их конструкции, технологии изготовления и, по возможности, без замены материалов основных элементов. Для достижения этой цели лаборатория проблем моторной энергетики при Астраханском государственном техническом университете (совместная с Институтом физики Дагестанского научного центра РАН), по согласованию с производителем этих типов дизелей (ОАО «Завод «ДАГДИЗЕЛЬ»»), произвела работы по форсированию дизеля 4ЧН9,5/11 по среднему эффективному давлению путём газотурбинного наддува. На двигатель был установлен турбокомпрессор ТКР-6 со всеми необходимыми коммуникациями (рис. 1).



Рис. 1. Общий вид экспериментальной установки для исследования дизеля 4ЧН9,5/11

Важнейшим фактором оценки технического состояния СД, как тепловой машины, является уровень температур его основных элементов, определяющих работоспособность. Одним из таких элементов является цилиндропоршневая группа (ЦПГ), детали которой находятся в сопряжении. В ЦПГ входят цилиндр, поршень, поршневые кольца, поршневой палец. Наибольшую информацию об общем температурном состоянии ЦПГ дают значения температур цилиндра, как базового поддерживающего элемента. Поэтому по уровню и распределению температур цилиндра можно судить о процессах, происходящих со всеми элементами ЦПГ в процессе работы двигателя.

Для оценки температурного состояния (режима) цилиндра СД (как в дефорсированном варианте, так и в форсированном) в двигатель была установлена цилиндровая втулка («второй» цилиндр), препарированная 24-мя стандартными хромель-копелевыми термопарами с диаметром термоэлектрода 0.23 мм. Термопары размещались в двух взаимно перпендикулярных плоскостях (в плоскости оси коленчатого вала и в плоскости качания шатуна) - по 6-ти поясам. Цилиндровая втулка в процессе работы СД воспринимает как тепловые, так и механические нагрузки – от сил давления газов и боковой силы прижатия поршня к цилиндру.

На рисунке 1 видны выходы электродов термопар во фторопластовых чехлах, а на рис.2 показана цилиндровая втулка с выводами термопар после извлечения её из двигателя.



Рис. 2. Цилиндровая втулка, препарированная термопарами

На рис. 3 показана схема расположения термопар во втулке. Первый пояс термопар располагался на расстоянии 5 мм от верхнего торца втулки, остальные пояса - через каждые 20 мм по высоте. Глубина заделки термопар от тепловоспринимающей поверхности втулки составляла 1 мм.

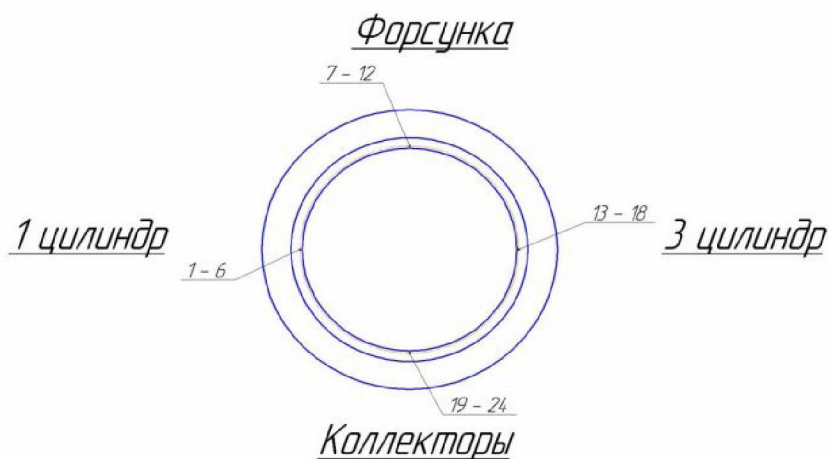


Рис. 3. Схема установки термопар в цилиндрическую втулку

В экспериментах моделировалась работа двигателя на режимах винтовой характеристики, то есть имитировалась работа двигателя на винт судна. Тормозным устройством являлся генератор постоянного тока П-81, нагружаемый системой тепловых электрических нагревателей. В связи с тем, что не предполагались многократные измерения температур, а также синхронное отслеживание динамики температур во всех исследуемых точках, авторы сочли нецелесообразным создание и использование специальной информационно-измерительной системы на основе мультиплексора сигналов, аналогово-цифрового преобразователя, микропроцессора и пр. Поэтому показания термопар снимались посредством мультиметра МУ62 класса точности 0,5 – для задач, решаемых на данном этапе исследований, этого было вполне достаточно.

Таким образом, была получена информация по температурному состоянию цилиндрической втулки на режимах работы 50, 75 и 100 % от номинальной мощности двигателя $N_{e \text{ ном.}} = 27$ кВт, при частотах вращения коленчатого вала соответственно 1190, 1360 и 1500 мин^{-1} . Здесь и далее имеются в виду установившиеся (стационарные) температурные режимы. Они достигались по прошествии примерно 15 минут работы СД после его запуска, а также после перехода на другой режим работы.

Помимо этого была получена информация по основным показателям рабочего процесса безнаддувного и наддувного дизелей (также в стационарных режимах). Номинальная эффективная мощность серийного судового вихрекамерного дизеля 4Ч9,5/11 составляет 22 кВт - при частоте вращения коленчатого вала 1500 мин^{-1} и удельном эффективном расходе топлива – 0,279 кг/(кВт час). Эффективная мощность дизеля 4ЧН9,5/11 составляла 27 кВт ($n = 1500 \text{ мин}^{-1}$) при удельном эффективном расходе топлива – 0,24 кг/(кВт час). Мощность в 27 кВт была принята по соображениям поддержания на приемлемом уровне внешних показателей СД – температур самого дизеля, давления воды и масла, температур отработавших газов, температур цилиндрической втулки и клапанов (при исходной серийной комплектации дизеля).

Фактически СД развивал мощность в 30 кВт. Он мог развить и большую мощность, но при этом стали проявляться дефекты, связанные с недостаточной жесткостью элементов остова, недостаточной производительностью насосов системы охлаждения и другие факторы.

2. Анализ результатов экспериментов. На рисунке 4 приведены полученные графики распределения температур (по показаниям термопар) в цилиндрической втулке дизелей 4Ч9,5/11 и 4ЧН9,5/11 при работе на режимах номинальной мощности. В таблицах 1 и 2 представлены значения температур вставляемой цилиндрической втулки на режимах винтовой характеристики.

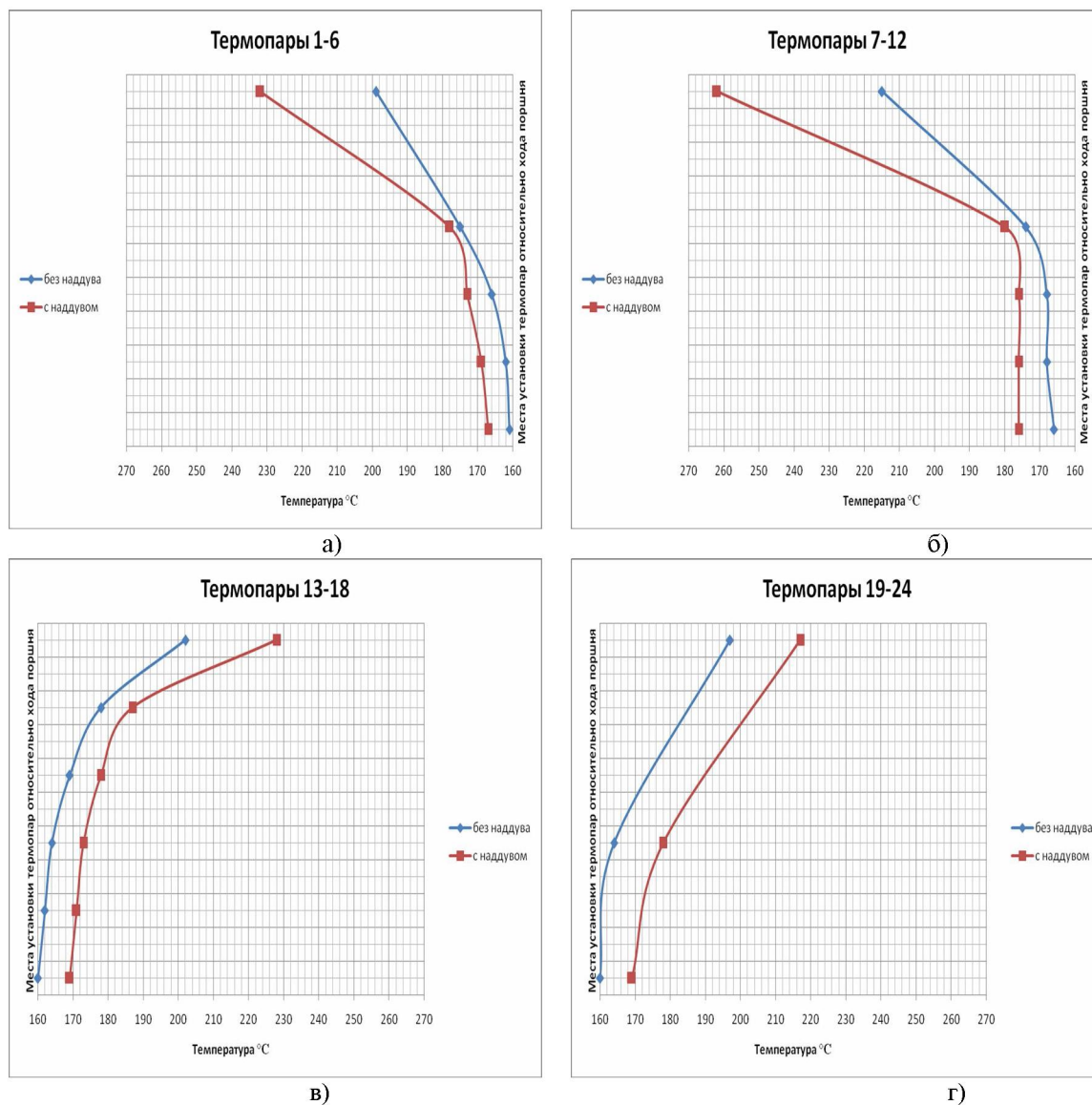


Рис. 4. Сравнение показаний для термопар
 а) термопары 1 – 6; б) термопары 7 – 12; в) термопары 13-18; г) термопары 19-24

В процессе проведения экспериментов произошел отказ некоторых термопар (№№ 8, 20, 21, 23) – поэтому при построении части графиков показания этих термопар не использовались.

Распределение температур для вихрекамерных дизелей было вполне ожидаемое (табл. 1 и 2) и подтверждает результаты ранее проведенных исследований [1, 2].

Таблица 1.

Результаты термометрирования цилиндровой втулки дизеля 4ЧН9,5/11 (°C)

Номера термопар	Режимы работы, мин ⁻¹			
	XX	1190 (50%)	1360 (75%)	1500 (100%)
1	180	195	208	232
3	167	173	178	178
4	160	165	167	173
5	158	160	163	169

ПРИКАСПИЙСКИЙ ЖУРНАЛ:
управление и высокие технологии № 2 (30) 2015
ИНФОРМАЦИОННО-ИЗМЕРИТЕЛЬНЫЕ И УПРАВЛЯЮЩИЕ СИСТЕМЫ

6	158	162	163	167
7	195	210	224	262
9	167	173	176	180
10	169	167	171	176
11	160	165	167	176
12	160	167	169	176
13	180	195	205	228
14	169	176	182	187
15	162	167	173	178
16	158	162	167	173
17	155	158	163	169
18	157	160	165	171
19	180	195	202	217
22	158	163	165	169
24	160	163	167	178

Обозначения в таблице: XX – холостой ход; в столбцах 3, 4 и 5 указано время работы двигателя и процент от максимальной мощности, при котором проводились замеры температуры.

Таблица 2.

Результаты термометрирования цилиндровой втулки дизеля 4Ч9,5/11 (°С)

Номера термопар	Режимы работы, мин ⁻¹			
	XX	1190 (50%)	1360 (75%)	1500 (100%)
1	171	183	191	199
3	163	168	171	175
4	159	112	148	166
5	157	158	159	161
6	156	159	161	162
7	186	198	206	215
9	163	168	171	174
10	170	169	168	168
11	157	161	164	166
12	156	161	165	168
13	171	183	191	202
14	165	170	174	178
15	159	163	166	169
16	156	159	161	164
17	153	156	157	160
18	155	158	159	162
19	171	183	191	197
22	155	159	162	164
24	158	161	162	164

Примечание – обозначения колонок аналогичны таблице 1.

Распределения температур в плане, особенно в районах с 1-го по 3-й пояс термопар, представляют собой односторонне вытянутые эллипсы с большей осью (направленной в сторону расположения вихревой камеры), которая значительно смещена от оси цилиндра. Со стороны 3-го цилиндра, коллектора и 1-го цилиндра распределение температур практически одинаково.

На рисунке 5 показано распределение температур в плане по верхнему горизонтальному поясу термопар – т.е. в сечении перпендикулярном оси втулки.

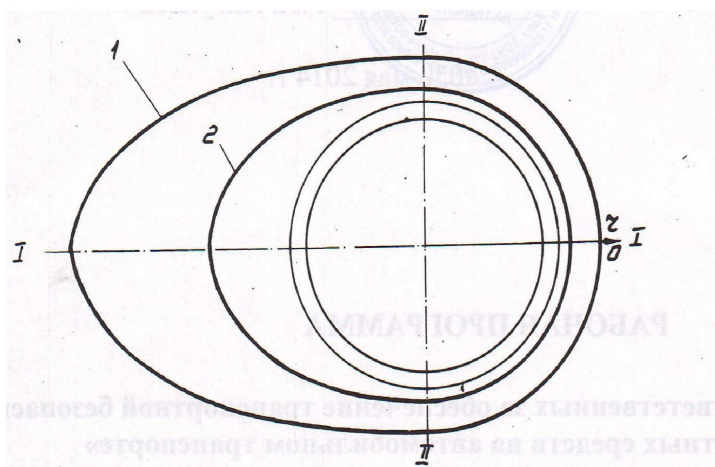


Рис. 5. Эпюры температур втулки в плане: 1 – для двигателя 4ЧН9,5/11,
2 – для двигателя 4Ч9,5/11

На рис. 6 показана схема распределения температур по вертикальному осевому горизонтальному сечению цилиндра.

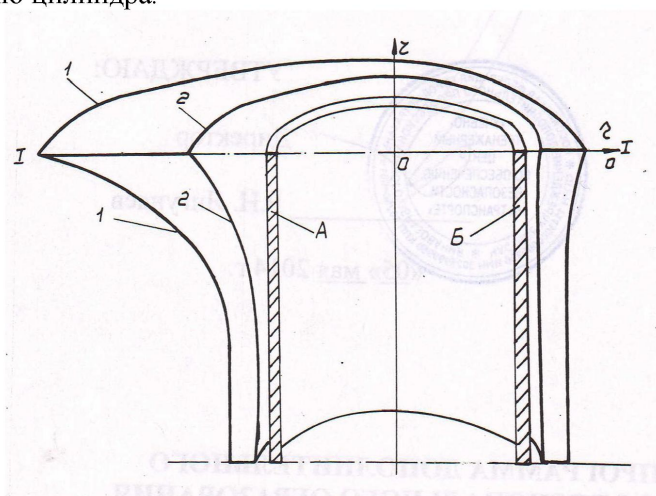


Рис. 6. Схема температурных полей по сечению цилиндра;
1 – двигателя 4ЧН9,5/11, 2 – двигателя 4Ч9,5/11; А и Б – стенки цилиндра двигателя

Отсюда можно сделать вывод о сложном напряженно-деформированном состоянии относительно тонкостенной цилиндрической втулки дизелей типа Ч9,5/11 – это сказывается на условиях работы всей ЦПГ.

Обработка полученной посредством термометрирования информации о температурном состоянии цилиндра форсированного дизеля подтвердила полученные ранее данные для этого типа двигателей при отсутствии наддува [3]. Для безнадувного режима эксплуатации СД неравномерность распределения температур не была столь велика и это позволяло поддерживать эксплуатационные показатели дизеля (в первую очередь ресурс до первой переборки), в приемлемых для потребителя пределах (5 ÷ 6 тысяч часов). Полученные данные для форсированного двигателя говорят о гораздо более высоком и неравномерном уровне напряженно-деформированного состояния всех элементов ЦПГ, находящихся в сопряжении.

По В.А. Ваншейдту [4] условные температурные напряжения, возникающие в цилиндрической втулке, будут определяться выражением:

$$\sigma_r = \alpha E q \delta / 2(1 - \mu) \lambda, \text{ МПа}$$

где λ – среднее значение коэффициента теплопроводности чугуна – 0,168 Вт/(м час град); α – среднее значение коэффициента линейного расширения ($12/10^6$ на 1°C); μ – коэффициент Пуансона, равный 0,25; δ – средняя толщина стенки цилиндра в месте максимальных температурных значений, 0,019 м; E – модуль упругости ($1,13/10^5$ МПа); q – среднее значение количества теплоты, проходящего через стенку втулки (Вт/час). Допускаемые напряжения, согласно [5], определяются по формуле:

$$(\sigma_{\text{сж}}) = \sigma_{\text{в сж}} \cdot \varepsilon_{\text{в}} / k_c (n), \text{ МПа}, \quad (1)$$

где $\sigma_{\text{в сж}} = 1000$ МПа, $\varepsilon_{\text{в}} = 1,0$, $k_c = 1,0$, $n = 3$.

Тогда, ввиду (1), $(\sigma_{\text{сж}}) = 333$ МПа. По аналогии с [4], термические напряжения составляют $\sim 1/3$ от механических, то есть $(\sigma_t) = 111$ МПа. Отсюда, допускаемый перепад температур по толщине стенки цилиндра составит $\Delta T = 121^\circ\text{C}$. Следовательно, если принять за исходную температуру деформированного двигателя величину в 215°C , то допускаемая температура цилиндра составит 356°C – тогда, как максимальное действительное значение температур 262°C (рис. 6, табл. 1). Отсюда получается, что температурное состояние цилиндра находится в допускаемых (допустимых) пределах и ещё есть некоторый запас.

Важную техническую задачу представляет оценка уровня температурных деформаций, которые определяются коэффициентом линейного расширения α [6]:

$$\alpha = (1/k) \cdot (dk/dT),$$

где « k » определяющий размер детали в «метрах» (диаметр цилиндрической втулки по верхнему бурту – 0,133 м).

Тогда переписав уравнение для α , в конечных разностях как:

$$\alpha = (1/k) \cdot (\Delta k / \Delta T),$$

получим приращение определяющего размера $\Delta k = \alpha \cdot k \cdot (\Delta T)$. Подставив конкретные значения, получим $\Delta k = 0,0004$ м или 0,4 мм. Температурное расширение цилиндрической втулки на доминирующем режиме работы величиной 0,4 мм представляет собой серьёзную проблему с точки зрения работоспособности всего сопряжения ЦПП, а ожидаемый рост уровня форсирования двигателя в пределах $30 \div 35$ кВт эту проблему ещё более ужесточает (усложняет). Таким образом, превалирующим фактором в данном случае является температура цилиндра.

Знания температурного состояния элементов двигателя ещё недостаточно, для того чтобы судить о его теплонапряжённом состоянии. Необходима математическая модель теплопередачи через стенку цилиндрической втулки – с тем, что бы учесть все источники и количества теплоты, проходящие через втулку, а также зоны наиболее интенсивной теплопередачи. С точки зрения авторов моделирование может быть осуществлено двумя путями.

(А) На основе трехмерной задачи стационарной теплопроводности для твёрдого тела в виде цилиндрической оболочки [7]:

$$\partial^2 T / \partial r^2 + 1/r (\partial T / \partial r) + 1/r^2 (\partial^2 T / \partial \phi^2) + \partial^2 T / \partial z^2 = 0.$$

(В) На основе двухмерной задачи стационарной теплопроводности для твёрдого тела в виде цилиндрической оболочки:

$$\partial^2 T / \partial r^2 + 1/r (\partial T / \partial r) + \partial^2 T / \partial z^2 = 0.$$

При этом принимается осесимметричность температурного поля с трех сторон втулки (1-ый этап) и рассматривается отдельная двумерная задача для участка стенки со стороны вихревой камеры (2-ой этап). Затем производится «сшивание» эпюр тепловых потоков по границам областей. Оба эти уравнения представляют собой разновидность оператора Лапласа

са. Решение данных задач возможно при задании соответствующих условий однозначности. К ним относятся следующие:

- геометрические условия, представляющие собой размеры детали в соответствующей системе координат;
- граничные условия, т.е. условия, характеризующие температурное состояние, условия теплообмена и теплопередачи на границах тела с внешней средой.

Если с геометрическими условиями всё понятно, то граничные условия необходимо задать в соответствии с функционированием детали при прохождении через нее тепловых потоков. На рисунке 7 приведены цифровые обозначения зон цилиндрической втулки для формирования граничных условий.

Граница 1. Находится в зоне интенсивного изменения температур t_1 . Здесь имеет место граничное условие 1-го рода в виде функции температур $t_1 = t(z)$. Эта функция задается на основе экспериментов - с последующей обработкой на основе метода интерполяции Лагранжа.

Граница 2. Верхний торец втулки, изолируется от головки цилиндров асбостальной прокладкой, которая препятствует теплообмену. Здесь можно задать граничное условие 2-го рода в виде отсутствия теплопередачи ($\partial q/\partial z = 0$).

Граница 3. Это зона теплового зазора между втулкой и блоком. Здесь также можно задать граничное условие 2-го рода ($\partial q/\partial r = 0$).

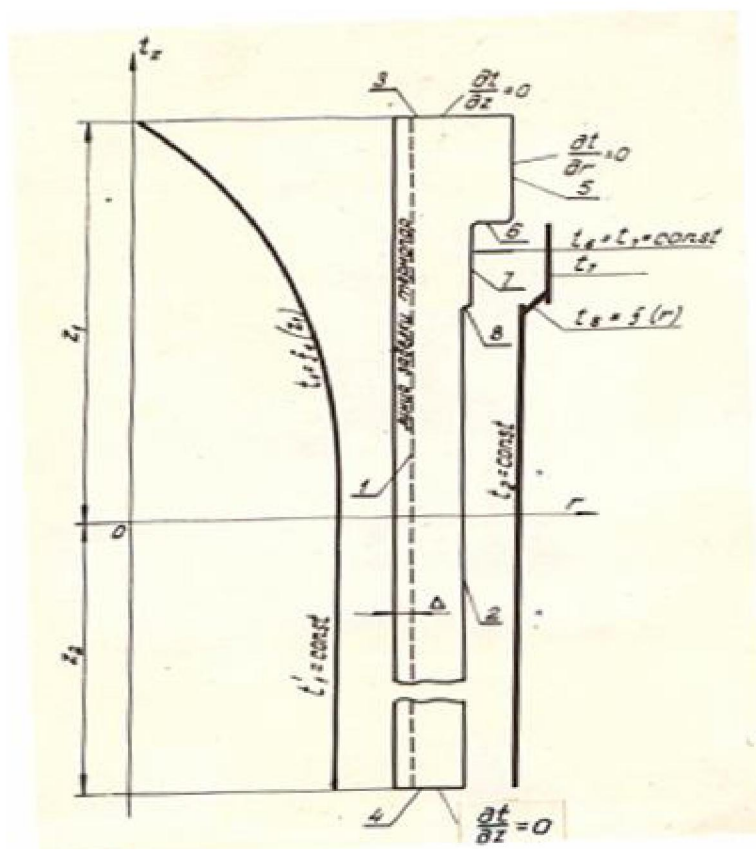


Рис. 7. Разбивка цилиндрической втулки на граничные зоны для задания исходных граничных условий

Границы 4 и 5. Это зоны плотного контакта втулки с блоком цилиндра СД и здесь можно задать граничные условия 4-го рода (в виде равенства температур в зоне стыка, $t_4 = t_5 = t_6 - \text{const}$, где t_6 – температура блока в зоне контакта).

Граница 6. Зона перехода к охлаждаемой поверхности втулки, омываемой охлаждающей жидкостью. Поскольку она имеет небольшие размеры, то её температуру можно принять постоянной и равной температуре высшей точки теплоотдающей поверхности 7.

Граница 7. Теплоотдающая поверхность втулки. Здесь можно задать граничное условие 3-го рода с использованием коэффициента теплоотдачи от втулки к охлаждающей жидкости. Примем его по формуле Зоннекена [7] в виде $\alpha = 1,16[300 + 1800(w_{\text{охл}})^{0,5}]$, Вт/(м² °С), где $w_{\text{охл}}$ – скорость течения охлаждающей жидкости (м/с).

Граница 8. Является нижним торцом цилиндровой втулки и контактирует с атмосферой картера двигателя. Ширина торца достаточно мала. Поэтому можно принять условие отсутствия теплообмена по оси z , т.е. $\partial q/\partial z = 0$.

Граница 9. Зона l_2 на тепловоспринимающей поверхности втулки, где температуры выровнены и стабильны - поэтому можно принять граничное условие 1-го рода, т.е. $t_9 = \text{const}$.

Таким образом, задавшись уравнениями стационарной теплопроводности и условиями однозначности, можно составить алгоритм и программу расчёта температурных градиентов, тепловых потоков и общих количеств теплоты одним из численных методов. Точность получаемых результатов будет определяться выбранными шагами по времени и пространству. Такие результаты позволят выявить неучтённые источники теплоты - например, от сил трения (на наличие таких источников указывают ранее проведённые исследования [4, 5]). Это даст возможность рационально организовать теплоотвод от мест наиболее интенсивной теплопередачи и наибольших значений температур. В конечном итоге, эти меры позволят снизить локальный уровень напряжённо-деформированного состояния ЦПГ, улучшить эксплуатационные показатели двигателя и его ресурс.

Рассматривая возможности управления напряжённо-деформированным состоянием ЦПГ следует иметь ввиду, прежде всего, условия и режимы системы охлаждения двигателя в целом для данного конкретного случая. Серийная система охлаждения двигателей типа Ч9,5/11 комбинированная - она показана на рис. 8.

Теплоноситель подаётся от насоса в нижнюю часть головок цилиндров, а отводится из верхней. Таким образом, в полости охлаждения головок цилиндров осуществляется принудительная циркуляция теплоносителя и теплоотвод выполняется посредством вынужденной конвекции.

Принудительное охлаждение →

Зона конвективного охлаждения →

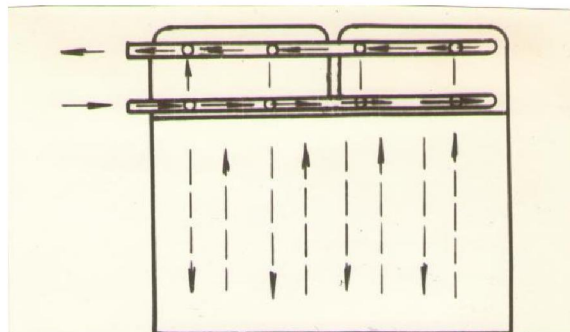


Рис. 8. Комбинированная схема охлаждения

В блоке цилиндров циркуляция теплоносителя осуществляется за счёт изменения плотности теплоносителя при нагреве, т. е. теплоотвод выполняется посредством свободной конвекции или термосифонного охлаждения.

Процесс термосифонного охлаждения в серийных дизелях не обладает высокой интенсивностью, описывается системами критериальных уравнений [8]. В этом случае, как показали экспериментальные исследования, имеет место пристеночное, а иногда и развёрнутое (объемное) кипение теплоносителя (в большинстве случаев - это вода).

Поэтому, при высоком уровне тепловой нагрузки на цилиндр термосифонного охлаждения недостаточно для компенсации возникающих температурных деформаций цилиндра и всех элементов ЦПГ при форсировании двигателя. Для управления этими процессами необходимо изменить схему охлаждения двигателя с комбинированной на полнопоточную циркуляционную – с подводом охладителя в верхнюю часть блока цилиндров и обязательно со стороны наибольших значений температур цилиндра, т.е. со стороны вихревой камеры (рис. 9).

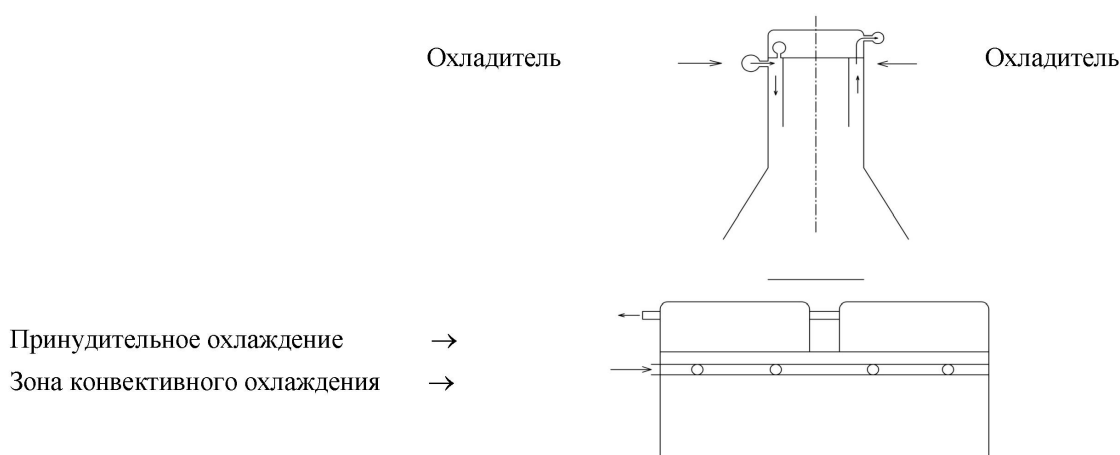


Рис. 9 Предлагаемая схема организации движения теплоносителя

Таким образом, охладитель направляется непосредственно от теплообменника к наиболее теплонагруженной части цилиндра – в отличие от схемы по рис. 8. Подбирая или регулируя производительность циркуляционного насоса можно управлять уровнем напряжённо-деформированного состояния рабочего цилиндра и сопряжённых с ним элементов ЦПГ, обеспечивать поддержание функциональных характеристик двигателя в установленных пределах, что, как предполагается, будет являться предметом дальнейших исследований.

Итак, в ходе проведённых работ получены следующие результаты.

1. Для оценки температурного состояния цилиндра двигателя выполнены экспериментальные исследования температурных режимов путем установки термопар в двигатель (с использованием цилиндрической втулки).

2. В результате проведенных экспериментов были получены таблицы и графики распределения температур по поверхности рабочего цилиндра СД.

3. На основе анализа результатов эксперимента был сделан вывод о сложном НДС состоянии относительно тонкостенной цилиндрической втулки дизелей типа Ч9,5/11. В частности, значения температур по азимуту цилиндра, в его верхних поясах не являются осесимметричными.

4. Полученные результаты позволили сформулировать требования по управлению НДС двигателя и, прежде всего, в отношении условий и режимов его охлаждения.

5. Предложен вариант схемы охлаждения, существенно «облегчающий» температурные режимы эксплуатации СД - это особенно существенно при их форсировании путем турбонаддува.

6. Реализация предлагаемой схемы охлаждения позволит повысить эффективность работы двигателей рассматриваемых в статье типов, продлить сроки их эксплуатации.

Список литературы

1. Беляев В.Н., Борович Л.С., Досчатов В.В. Краткий справочник машиностроителя. – М.:Машиностроение, 1966. 797 с.
2. Ваншейдт В.А. Конструирование и расчёты прочности судовых дизелей – Л.: Судостроение, 1969. - 639 с.
3. Гацуц А.Г., Миська А.Р., Дранкова А.О. Повышение эффективности работы судовых энергетических установок путем обеспечения оптимального температурного режима. // Електромеханічні і енергозберігаючі системи. Випуск 3/2011 (15) стр.71-74.
4. Горячев Н.В., Петрянин Д.Л. Тепловая модель учебной системы охлаждения. //Прикаспийский журнал: управление и высокие технологии. – 2014, №2, с.197-209.
5. Дорохов А.Ф. Температурное состояние деталей ЦПГ малоразмерного дизеля при различных способах смесеобразования. //Двигателестроение, 1980, N 4, с.15 – 18.
6. Дорохов А.Ф., Бочкарёв В.Н. Температурное состояние ЦПГ судовых малоразмерных дизелей. //Двигателестроение, 1986, N 11, с. 51-52.
7. Дорохов А. Ф. Исследование основных эксплуатационных показателей судового дизеля при его форсировании наддувом. //Вестник Астраханского государственного технического университета. Серия: Морская техника и технология. 2014 г., № 4. Ноябрь. С. 65 – 72.
8. Пахомова Н.В., Дорохов А.Ф. Одноконтурная система охлаждения судовых дизелей. //Вестник Астраханского государственного технического университета. Серия: Морская техника и технология. 2013 г. № 4. С. 143 – 148.
9. Политехнический словарь. Под редакцией И.И. Артоболевского. – М.: Советская энциклопедия, 1977, 607 с.
10. Савочкин А.Е. Алгоритмизация работы системы мониторинга и контроля для решения задач идентификации степени повреждения технически сложных объектов. //Прикаспийский журнал: управление и высокие технологии. – 2014, №2, с.23-35.
11. Шорин С.Н. Теплопередача. М.:Высшая школа, 1964 - 450 с.
12. Grimmelius, H. and Stapersma, D. Control optimisation and load prediction for marine diesel engines using a mean value simulation model, environment and sustainability. In Proceedings of Ensus 2000 conference, Newcastle-upon-Tyne, 2000.
13. Hansen, J. F., Adnanes, A. K, and Fossen, T. I. Mathematical modelling of diesel-electric propulsion systems for marine vessels. Mathematica and Computer Modelling of Dynamical Systems, 7:1-33, 2001.
14. Morgan, E.J. and Lincoln R.H. Duty Circle for Recreational Marine Engines, Society of Automotive Engineers, Paper 901596, 1990.
15. Ollus R. and Juoperi K. Alternative fuels experiences for medium-speed diesel engines 234, Proceedings of the 25th CIMAC World Congress on Combustion Engine Technology, Vienna, Australia, 2007.
16. Stapersma, D. Modelling of mechanical and heat losses in a diesel engine. Kim-pfs-2000-142, Royal Netherlands Naval College, 2001.

References

1. Beljaev V.N., Borovich L.S., Doschatov V.V. Kratkij spravochnik mashinostroitelja. – M.:Mashinostroenie, 1966. 797 s. [Short reference book of the mechanician. – M.: mashinostroyeny, 1966. 797 pages.]
2. Vanshejdt V.A. Konstruirovaniye i raschjoty prochnosti sudovyh dizelej – L.: Sudostroenie, 1969. - 639 s. [Designing and calculations of durability of ship diesels – L.: Shipbuilding, 1969. - 639 pages.]
3. A.G.Gacuc, A.R.Mis'ka, A.O.Drankova. Povysheniye jeffektivnosti raboty sudovyh jenergeticheskikh ustanovok putem obespecheniya optimal'nogo temperaturnogo rezhima. // Elektromehanichni i energozberigajuchi sistemi. Vipusk 3/2011 (15) str.71-74. [Improving the efficiency of ship power plants by ensuring optimal temperature. // Electromechanics i energozberigayuchi systems. The issue 3/2011 (15) pp. 71-74.
4. Gorjachev N.V., Petryanin D.L. Teplovaya model' uchebnoj sistemy ohlazhdeniya. [Thermal model for the training of the cooling system] //Prikaspijskij zhurnal: upravlenie i vysokie tehnologii. [Caspian journal: management and high technologies], 2014, №2, pages 197-209

5. Dorohov A.F. Temperaturnoe sostojanie detalej CPG malorazmernogo dizelja pri razlichnyh sposobah smeseobrazovanija [A temperature condition of details of TsPG of the small-sized diesel at various ways of a smeseobrazovanije]. //Dvigatelistroenie [Engine-building], 1980, № 4, pages 15 – 18.

6. Dorohov A.F., Bochkarjov V.N. Temperaturnoe sostojanie CPG sudovyh malorazmernih dizel'ej [Temperature condition of TsPG of ship small-sized diesels]. //Dvigatelistroenie [Engine-building], 1986, № 11, pages 51-52.

7. Dorohov A. F. Issledovanie osnovnyh jekspluacionnyh pokazatelej sudovogo dizelja pri ego forsirovanii nadduvom [Research of the main operational indicators of the ship diesel at its speeding up by pressurization] //Vestnik Astrahanskogo gosudarstvennogo tehničeskogo universiteta. Serija: Morskaja tehnika i tehnologija. [Bulletin of the Astrakhan state technical university. Series: Sea equipment and technology], 2014, №. 4. November. Pages 65 – 72.

8. Pahomova N.V., Dorohov A.F. Odnokonturnaja sistema ohlazhdenija sudovyh dizel'ej [One-planimetric cooling system of ship diesels] //Vestnik Astrahanskogo gosudarstvennogo tehničeskogo universiteta. Serija: Morskaja tehnika i tehnologija. [Bulletin of the Astrakhan state technical university. Series: Sea equipment and technology], 2013 №. 4. Pages 143 – 148.

9. Politehničeskij slovar'. Pod redakciej I.I. Artobolevskogo [Polytechnical dictionary. Under I.I. Artobolevsky's edition] – M.: Sovetskaja jenciklopedija, [– M.: Soviet encyclopedia], 1977, 607 pages.

10. Savochnik A.E. Algoritmizacija raboty sistemy monitoringa i kontrolja dlja reshenija zadach identifikacii stepeni povrezhdenija tehničeski slozhnyh ob'ektov. //Prikaspijskij zhurnal: upravlenie i vysokie tehnologii. – 2014, №2, str.23-35 [Algorithmization of the system of monitoring and control to solve problems identify the extent of damage technically complex objects. //Caspian journal: management and high technologies. - 2014, №. 2, pp.23-35]

11. Shorin S.N. Teploperedacha. M.:Vysshaja shkola, 1964 - 450 s. [Teploperedacha. M.:vysshij school, 1964 - 450 pages.]

12. Grimmeliuss, H. and Stapersma, D. Control optimisation and load prediction for marine diesel engines using a mean value simulation model, environment and sustainability. In Proceedings of Ensus 2000 conference, Newcastle-upon-Tyne, 2000.

13. Hansen, J. F., Adnanes, A. K, and Fossen, T. 1. Mathematical modelling of diesel-electric propulsion systems for marine vessels. Mathematica and Computer Modelling of Dynamical Systems, 7:1-33, 2001.

14. Morgan, E.J. and Lincoln R.H. Duty Circle for Recreational Marine Engines, Society of Automotive Engineers, Paper 901596, 1990.

15. Ollus R. and Juoperi K. Alternative fuels experiences for medium-speed diesel engines 234, Proceedings of the 25th CIMAC World Congress on Combustion Engine Technology, Vienna, Australia, 2007.

16. Stapersma, D. Modelling of mechanical and heat losses in a diesel engine. Kim-pfs-2000-142, Royal Netherlands Naval College, 2001.

УДК 004.891

**ПРОГРАММНО-АППАРАТНЫЙ КОМПЛЕКС ДЛЯ АНАЛИЗА
ВОЛЬТАМПЕРНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК БИОАКТИВНЫХ ТОЧЕК
НА ОСНОВЕ МОДУЛЯ L-CARD E20-10**

Суржикова Светлана Евгеньевна, аспирант, Юго-Западный государственный университет, 305040, Российская Федерация, г. Курск, ул. 50 лет Октября, 94, e-mail: moi_lanchik@mail.ru

Шаталова Ольга Владимировна, кандидат технических наук, доцент, Юго-Западный государственный университет, 305040, Российская Федерация, г. Курск, ул. 50 лет Октября, 94, e-mail: shatolg@mail.ru

Федянин Вадим Витальевич, аспирант, Юго-Западный государственный университет, 305040, Российская Федерация, г. Курск, ул. 50 лет Октября, 94, e-mail: fedyanin.50@mail.ru