

УДК 621.43:62-713

МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОТЫ ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА В СИСТЕМЕ ОХЛАЖДЕНИЯ СУДОВОГО ДВИГАТЕЛЯ ПРИ ИЗМЕНЕНИИ РАСХОДА ВОДЫ ВНУТРЕННЕГО КОНТУРА

Шураев Олег Петрович¹, кандидат технических наук, доцент
e-mail: solwrk@inbox.ru

¹ Волжский государственный университет водного транспорта, Нижний Новгород, Россия

Аннотация. Проектирование теплообменных аппаратов для судовых дизелей традиционно ведется применительно к номинальному режиму работы двигателя. Вместе с тем, режим работы теплообменника в системе охлаждения может существенно изменяться даже при неизменном режиме работы двигателя. Выполнено имитационное моделирование работы водо-водяного охладителя в зависимости от доли расхода воды внутреннего контура, проходящей через него. Показано, что с уменьшением расхода воды, несмотря на снижение коэффициентов теплоотдачи и теплопередачи, удается сохранить неизменный тепловой поток за счет увеличения среднего температурного напора.

Ключевые слова: водо-водяной теплообменный аппарат, система охлаждения двигателя, имитационное моделирование.

SIMULATION OF THE OPERATION OF A HEAT EXCHANGER IN THE COOLING SYSTEM OF THE MARINE ENGINE WHEN CHANGING THE WATER FLOW RATE OF THE INTERNAL CIRCUIT

Oleg P. Shurayev¹, Candidate of Technical Science, Associate Professor
e-mail: solwrk@inbox.ru

¹ Volga State University of Water Transport, Nizhny Novgorod, Russia

Abstract. The design of heat exchangers for marine diesel engines is traditionally carried out in relation to the rated operating mode of the engine. At the same time, the operating mode of the heat exchanger in the cooling system can change significantly even with the engine operating mode unchanged. A simulation simulation of the operation of a water-water cooler has been performed depending on the proportion of the water flow rate of the internal circuit passing through it. It is shown that with a decrease in water consumption, despite a decrease in the coefficients of heat transfer and heat transfer, it is possible to maintain a constant heat flow due to an increase in the average temperature difference.

Keywords: water-water heat exchanger, engine cooling system, simulation.

Влияние режимов работы двигателя на подачу навесных насосов

Теплообменные аппараты являются необходимым элементом судовой двигательной установки. Отвод теплоты согласно II началу термодинамики также необходим для работы двигателя, как и подвод теплоты к рабочему телу в цилиндре. Вместе с тем, количество передаваемой теплоты (как экстенсивный фактор), так и тепловой поток (как фактор интенсивный) могут быть оптимизированы путем конструирования «новых поверхностей теплообмена, рациональному выбору параметров теплоносителей и схем тока в теплообменном аппарате» [1]. Следует понимать, что оптимизация работы элементов системы по отдельности и оптимизация работы всей системы – это разные вещи, зачастую имеющие разные критерии, по которым осуществляется оптимизация. Оптимизация работы отдельного элемента направлена на улучшение его функционирования без учета взаимного влияния этого элемента и его окружения. Оптимизация системы имеет целью достичь лучшего результата в работе системы в целом, при этом отдельно взятые компоненты могут функционировать далеко не в оптимальном режиме.

Рассмотрим работу рекуперативного теплообменного аппарата в системе охлаждения судового двигателя, для чего «соберем» достаточно примитивную схему (рис. 1), состоящую из теплового двигателя и двух контуров охлаждения: внутреннего и забортного, пересекающихся в водо-водяном теплообменном аппарате. Для изменения расхода воды во внутреннем контуре установим трехходовой кран, позволяющий направить часть потока охлаждающей жидкости помимо теплообменного аппарата. Проследим, как изменяются параметры теплообменного аппарата, системы охлаждения и двигателя при изменении количества воды внутреннего контура, проходящей через водо-водяной охладитель.

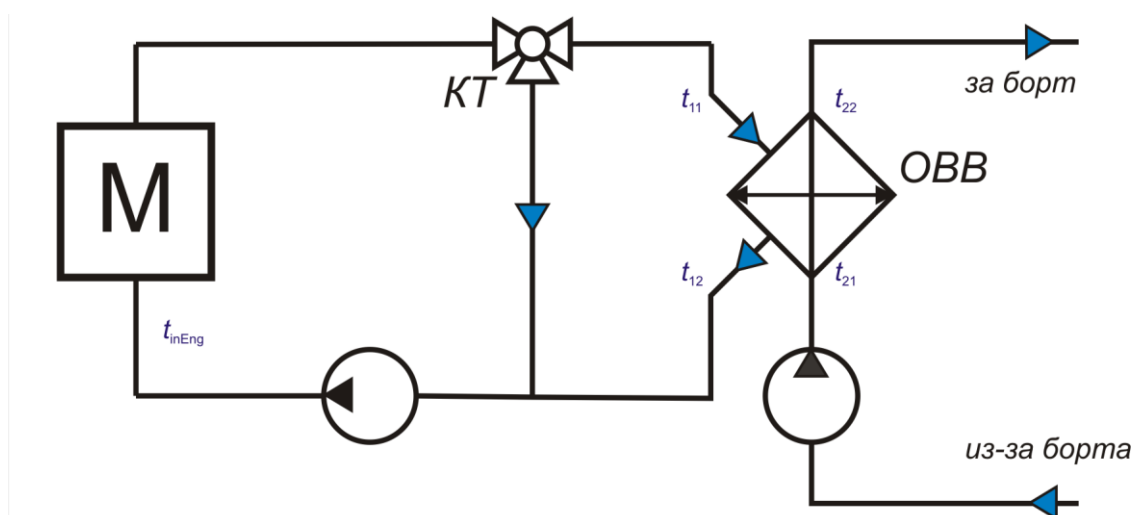


Рисунок 1 – Принципиальная схема системы охлаждения судового двигателя

Модель теплового расчета теплообменных аппаратов

Автором с конца 90-х годов разработана математическая модель теплового расчета теплообменного аппарата. Первоначально предназначением модели были задачи проектирования водо-водяных охладителей для судовых двигателей и береговых систем теплоснабжения. Развитие модели позволило рассчитывать водомасляные теплообменники, охладители наддувочного воздуха и утилизационные котлы. Другим направлением развития модели стало использование различных схем включения теплоносителей и групп теплообменных аппаратов [2], учет различных способов интенсификации теплоотдачи [3].

Первоначально, с использованием модели теплового расчета был спроектирован теплообменный аппарат – водо-водяной охладитель – для условий работы на номинальном

режиме. Если кратко сформулировать задачу, то необходимо отвести к забортной воде весь тепловой поток, выделяющийся в воду внутреннего контура охлаждения двигателя. Отметим, что получившийся водо-водяной охладитель по своим параметрам соответствует реальным теплообменникам типа ОВВ, выпускаемым предприятием «Гидротермаль» для судовых двигателей марки 6ЧРН36/45, а тепловой поток в воду взят по результатам заводских теплосбалансных испытаний данного двигателя. С другой стороны, поскольку нас интересует зависимость рабочих параметров теплообменного аппарата от эксплуатационных условий, какой-либо дополнительной оптимизации конструкции водо-водяного охладителя не проводилось.

Далее, модель теплового расчета была использована для имитационного моделирования режимов работы созданного теплообменного аппарата при изменении внешних условий. То есть, на первом этапе осуществлялся подбор и расчет геометрических параметров теплообменного аппарата, а на втором – определение его эксплуатационных характеристик при неизменных геометрических размерах его элементов. Таким образом, разработанная модель теплообменного аппарата пригодна как для решения задач проектирования, так и для имитационного моделирования [4] его работы.

Имитационное моделирование выполнялось для следующих условий

- неизменная мощность двигателя на номинальном режиме;
- управление расходом воды внутреннего контура через теплообменный аппарат осуществлялось с помощью трехходового клапана;
- расход забортной воды оставался неизменным.

Результаты расчетов по модели

Основные результаты моделирования приведены в таблице. Моделирование выполнялось для 4 положений трехходового клапана, обеспечивающих соотношение расходов воды внутреннего контура через охладитель и помимо него 1, 0.75, 0.5, 0.25. Поскольку двигатель работает на неизменном режиме, то будем добиваться во всех опытах одинакового теплового потока. Неизменность теплового потока подтверждается и неизменностью температуры забортной воды на выходе из теплообменного аппарата (ТА) – водо-водяного охладителя.

Таблица 1 – Результаты моделирования

Относительный расход воды внутреннего контура через водо-водяной охладитель	Тепловой поток, кВт	Температура, °C			Средний температурный напор, °C	Тепловая эффективность	Число единиц переноса теплоты	Коэффициент теплоотдачи со стороны межтрубного пространства, Вт/(м²·К)	Коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·К), отнесенный к площади		Температура на входе в двигатель, °C
		воды внутреннего контура		воды забортного контура на выходе из ТА					наружной поверхности	внутренней поверхности	
		на входе в ТА	на выходе из ТА								
1	541.1	61.8	53	28.6	33.1	0.21	0.265	2550	1972	2366	53
0.75	542	68	56.3	28.6	37.8	0.25	0.311	2159	1730	2076	59.2
0.5	539.1	78.8	61.2	28.6	45.5	0.3	0.386	1720	1427	1712	70
0.25	536.8	107.8	70.2	28.6	65	0.4	0.54	1210	995	1194	99

Температура воды внутреннего контура на входе в двигатель t_{inEng} формировалась по уравнению теплового баланса согласно схеме подключения (см. рис. 1):

$$t_{inEng} = t_{12} \cdot \chi + t_{11} \cdot (1 - \chi), \quad (1)$$

где t_{12} – температура воды внутреннего контура на выходе из водо-водяного охладителя, °C;

t_{11} – температура воды внутреннего контура на входе в водо-водяной охладитель, пренебрегая тепловыми потерями в трубопроводе эта температура сохранится при движении воды помимо охладителя, °C;

χ – относительный расход воды внутреннего контура через водо-водяной охладитель.

Поскольку коэффициент теплопередачи определяется на основании коэффициентов теплоотдачи и всегда меньше наименьшего из них, то в табл. 1 приведены значения коэффициента теплоотдачи со стороны межтрубного пространства. Для водо-водяных теплообменных аппаратов коэффициент теплоотдачи со стороны межтрубного пространства практически всегда меньше, чем коэффициент теплоотдачи на внутренней поверхности трубы. И применение интенсифицирующей накатки, увеличивая в большей степени коэффициент теплоотдачи на внутренней поверхности трубы, лишь усугубляет эту разницу. Еще одной причиной, побуждающей к рассмотрению именно коэффициента теплоотдачи со стороны межтрубного пространства, является неизменность расхода забортной воды в процессе моделирования. В этом случае коэффициент теплоотдачи на внутренней поверхности трубы, в первую очередь зависящий от скорости теплоносителя, будет изменяться в очень незначительных пределах.

Анализ результатов

Можно отметить, что с уменьшением расхода воды внутреннего контура через охладитель уменьшается коэффициент теплоотдачи. Поскольку по условиям моделирования мы передаем одинаковый тепловой поток и геометрические параметры (в частности площадь теплообменной поверхности A) охладителя неизменны, то согласно уравнению теплопередачи

$$\Phi = k \cdot A \cdot \Delta t_{cp} \quad (2)$$

должен возрасти средний температурный напор Δt_{cp} , что, опять же, при неизменной температуре забортной воды, вызывает увеличение температуры воды во внутреннем контуре (рисунок 2). Причем перепад температуры на двигателе остается неизменным: 8.8°C, а температура на входе в двигатель существенно повышается, и в заключительном опыте при $\chi=0.25$, становится равной 99°C. Известны высокотемпературные системы охлаждения [5, 6] где поддерживается повышенное давление во внутреннем контуре, препятствующее закипанию воды или применяется специальная охлаждающая жидкость, но для традиционных судовых систем охлаждения данный режим вызовет срабатывание аварийно-предупредительной сигнализации. С другой стороны, повышение температуры во внутреннем контуре повышает механический КПД дизеля, причем «тем сильнее, чем меньше нагрузка дизеля» [7]. Для рекомендованного [8] диапазона температуры 70...80°C во внутреннем контуре двигателя достаточно 50% расхода воды через охладитель. Если взглянуть на данную ситуацию с позиций проектирования, то получается, что площадь теплоотдачи, рассчитанная на стадии проектирования теплообменного аппарата, оказывается избыточной при его эксплуатации. Также улучшаются и показатели, по которым часто оценивается [9] эффективность теплообменного аппарата – функция тепловой эффективности и число единиц переноса теплоты.

Обсуждение

Конечно, задача, в рассматриваемой в статье постановке весьма идеализирована. Во-первых, максимально идеализирована сама система охлаждения и включает в себя только минимально необходимый набор элементов, в том числе и без необходимого



резервирования. Во-вторых, изменение температурного диапазона работы системы охлаждения неизбежно вызовет перераспределение тепловых потоков в тепловом балансе двигателя. В-третьих, избыточная площадь теплообменной поверхности служит своеобразным «демпфером», позволяющим сглаживать колебания температуры в системе охлаждения при резких изменениях нагрузки двигателя. В-четвертых, появление в процессе эксплуатации загрязнений на поверхности теплообмена уменьшает коэффициент теплопередачи, и компенсировать такое снижение позволяет запас площади теплообменной поверхности.

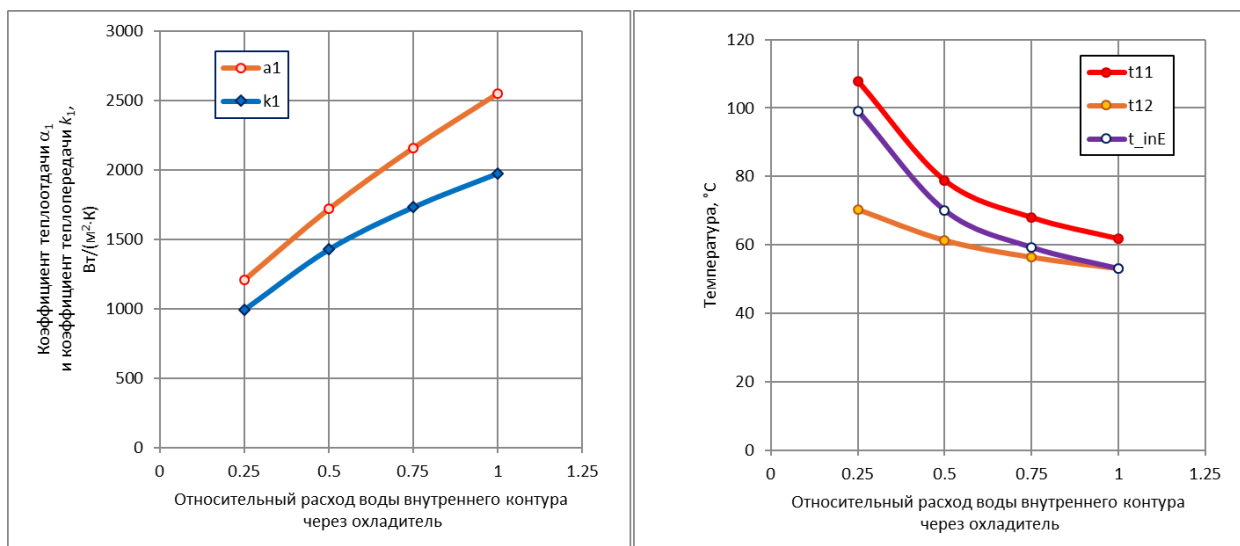


Рисунок 2 – Параметры теплопередачи и температуры во внутреннем контуре охлаждения

Тем не менее, рассмотрение задач подобного рода позволяет шире взглянуть на этапы жизненного цикла теплообменных аппаратов, понять, что решения, полученные на стадии проектирования, не всегда оказываются пригодными при эксплуатации. Моделирование работы всей системы позволяет выявить существующие резервы отдельных элементов оборудования.

Выводы

1 В разработанной модели проектирования теплообменного аппарата можно решать и задачи, связанные с его эксплуатацией в различных режимах.

2 Уменьшение потока воды внутреннего контура, движущейся через водо-водяной охладитель, приводит к повышению температуры воды в нем. Как следствие, возрастает средний температурный напор между теплоносителями, и несмотря на снижение коэффициентов теплоотдачи и теплопередачи, повышаются показатели, по которым оценивается эффективность теплообменного аппарата – функция тепловой эффективности и число единиц переноса теплоты.

3 Отвести требуемый тепловой поток от двигателя через охлаждающую жидкость к окружающей среде можно при разных режимах работы рекуперативного теплообменного аппарата – водо-водяного охладителя.

Список литературы:

1. Баев С.Ф. Судовые компактные теплообменные аппараты. Л.: Судостроение, 1965, 239 с.

2. Валиулин С. Н., Шураев О. П. Математическая модель теплообменного аппарата серии ВВПИ // Вестник Волжской государственной академии водного транспорта. – 2003. – № 5. – С. 149-154. – EDN PMYRWJ.
3. Шураев О. П., Пискулин В. Г. Математическая модель и проектирование рекуперативных теплообменных аппаратов для судовых энергетических установок // Вестник Астраханского государственного технического университета. Серия: Морская техника и технология. – 2013. – № 2. – С. 169-173. – EDN RDKSKV.
4. Шураев О. П. Математическая модель судовых теплообменных аппаратов и ее применение в имитационном моделировании систем дизеля // Научные проблемы транспорта Сибири и Дальнего Востока. – 2010. – № 1. – С. 178-182. – EDN NBXPMF.
5. Исследование процесса теплообмена в высокотемпературных системах охлаждения судовых дизелей / В. А. Жуков, В. Н. Половинкин, В. В. Медведев, А. А. Пуляев // Морские интеллектуальные технологии. – 2019. – № 1-1(43). – С. 117-124. – EDN KHOXVW.
6. Тимофеев В. Н., Шумихина Е. Г. Режимные параметры системы охлаждения судового дизеля // Тенденции развития науки и образования. – 2023. – № 100-5. – С. 167-170. – DOI 10.18411/trnio-08-2023-262. – EDN XUBUVO.
7. Лебедев О. Н., Сомов В. А., Калашников С. А. Двигатели внутреннего сгорания речных судов. – М.: Транспорт, 1989. 328 с.
8. Леонтьевский Е. С. Справочник механика и моториста теплохода. – М.: Транспорт, 1981. – 352 с.
9. Бажан П. И., Каневец Г. Е., Селиверстов В. М. Справочник по теплообменным аппаратам. М.: Машиностроение, 1989. 367 с.

