

DOI [https://doi.org/10.15589/znp2020.3\(481\).6](https://doi.org/10.15589/znp2020.3(481).6)
УДК 536.27

THE CHOICE OF DISTANCES BETWEEN DIAPHRAGMS AND VELOCITIES OF HEAT CARRIERS FOR SHELL-AND-TUBE HEAT EXCHANGERS

ВЫБОР РАССТОЯНИЙ МЕЖДУ ДИАФРАГМАМИ И СКОРОСТЕЙ ТЕПЛОНОСИТЕЛЕЙ ДЛЯ КОЖУХОТРУБНЫХ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

ВИБІР ВІДСТАНЕЙ МІЖ ДІАФРАГМАМИ ТА ШВИДКОСТЕЙ ТЕПЛОНОСІВ ДЛЯ КОЖУХОТРУБНИХ ТЕПЛООБМІННИХ АПАРАТІВ

Yuryi L. Moshentsev
yurimosh@gmail.com
ORCID: 0000-0002-1377-7498
Oleksiy A. Gogorenko
oleksiy.gogorenko@gmail.com
ORCID: 0000-0002-9157-6659

Ю. Л. Мошенцев,
канд. техн. наук, профессор
А. А. Гогоренко,
канд. техн. наук, доцент

Admiral Makarov National University of Shipbuilding, Mykolayiv

Национальный университет кораблестроения имени адмирала Макарова, г. Николаев
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, м. Миколаїв

Abstract. Shell-and-tube heat exchangers, along with other types of heat exchangers for liquid heat carriers, remain in demand at the present time. Their compactness, especially with the perception of relatively large heat fluxes, ease of maintenance and manufacturability during manufacture, allow the use of such heat exchangers along with others. Currently, the most common shell-and-tube heat exchangers with segmented diaphragms. However, with the same thermal efficiency, shell-and-tube heat exchangers can have different core weights with other similar parameters. It depends on the choice of the initial design parameters during the design. The calculation of such heat exchangers is very complicated and has a number of specific features. The difficulties in optimizing such heat exchangers are mainly due to the fact that both velocities of their heat carriers cannot be selected from the condition of smooth changes in the latter. One of the speeds of the heat carriers usually changes depending on the other speed in a jump, considering what is the speed of the other heat carrier, what is the distance between the diaphragms and what is the number of heat exchanger strokes for each of the heat carriers.

When such heat exchangers are included in the cooling system of internal combustion engines, and the system is optimized based on the choice of a rational system layout and rational flow rates of heat carriers through all heat exchangers, it is necessary to solve the problem of achieving the specified efficiency of these heat exchangers at the lowest possible mass of their cores under these conditions. If the masses of the cores of shell-and-tube heat exchangers change irregularly, including increase when their decrease is possible, the optimization of the cooling system due to the above factors will be unsuccessful due to irrationally designed shell-and-tube coolers.

To determine the sought regularities, we used a method for calculating shell-and-tube heat exchangers, based on the use of a system of corrections developed at the University of Delaware (USA) by Kenneth Bell. The system considers the deviations of the real flow around the heat transfer agent bundles of heat exchangers from the ideal flow. As follows from the performed analysis of the calculations of such heat exchangers, the value of the mass of their beams is strongly influenced by the choice of the distance to the honey by the diaphragms and the choice of the possible velocities of both heat carriers, all other things being equal.

The article discusses the changes in the masses of beams of such coolers depending on the choice of distances between the diaphragms and the choice of the speeds of both heat carriers. The established patterns are explained and recommendations for the selection of the appropriate distances and speeds are given.

Key words: heat carrier; oil cooler; resistance; segmented diaphragms; shell-and-tube; water-to-water heat exchanger.

Анотація. Кожухотрубні теплообмінні апарати, поряд із теплообмінниками інших типів для рідких теплоносіїв, залишаються затребуваними і натеper. Їхня компактність, особливо під час сприйняття порівняно великих теплових потоків, простота в обслуговуванні і технологічність у виготовленні дозволяють використовувати такі теплообмінники поряд з іншими. Нині найбільш поширені кожухотрубні теплообмінники із сегментними діафрагмами. Однак за однакового теплового коефіцієнта корисної дії кожухотрубні теплообмінники можуть мати різну масу сердцевини за інших близьких параметрів. Це залежить від вибору вихідних конструктивних параметрів під час проектування. Розрахунок таких теплообмінників вельми складний і має низку специфічних особливостей. Складнощі оптимізації таких теплообмінників в основному зумовлені тим, що обидві швидкості їхніх теплоносіїв не можуть підбиратися з умови плавної зміни останніх. Одна зі швидкостей теплоносіїв зазвичай змінюється залежно від іншої швидкості стрибком з урахуванням того, яка швидкість іншого теплоносія, яка відстань між діафрагмами, яке число ходів теплообмінника за кожним із теплоносіїв.

Коли такі теплообмінники входять у систему охолодження двигунів внутрішнього згоряння, система оптимізується на основі вибору раціональної схеми системи і раціональних витрат теплоносіїв через усі теплообмінники, необхідно вирішувати завдання досягнення заданих показників коефіцієнта корисної дії цих теплообмінників за мінімально можливих у цих умовах мас їхніх сердцевин. Якщо ж маси сердцевин кожухотрубних теплообмінників будуть змінюватися незакономірно, зокрема зростати тоді, коли можливе їх зниження, оптимізація системи охолодження завдяки зазначеним вище чинникам виявиться невдалою через нераціонально спроектовані кожухотрубні охолоджувачі.

Для визначення шуканих закономірностей у роботі використовувалася методика розрахунку кожухотрубних теплообмінників, заснована на використанні системи поправок, розроблених в Делаверському університеті (Сполучені Штати Америки) Кеннетом Беллом. Система враховує відхилення реального обтікання теплоносієм пучків теплообмінників від обтікання ідеального. Як впливає з виконаного аналізу розрахунків таких теплообмінників, на величину маси їхніх пучків істотно впливають вибір відстані між діафрагмами і вибір можливих швидкостей обох теплоносіїв, за інших рівних умов.

У статті розглянуті зміни мас пучків таких охолоджувачів залежно від вибору відстаней між діафрагмами і вибору швидкостей обох теплоносіїв. Пояснені встановлені закономірності та надано рекомендації щодо вибору відповідних відстаней і швидкостей.

Ключові слова: водо-водяний теплообмінник; кожухотрубний; охолоджувач масла; сегментні діафрагми; опір; теплоносіїв.

Аннотация. Кожухотрубные теплообменные аппараты, наряду с теплообменниками иных типов для жидких теплоносителей, остаются востребованными и в настоящее время. Их компактность, особенно при восприятии сравнительно больших тепловых потоков, простота в обслуживании и технологичность при изготовлении позволяют использовать такие теплообменники наряду с прочими. В настоящее время наиболее распространены кожухотрубные теплообменники с сегментными диафрагмами. Однако при одинаковом тепловом коэффициенте полезного действия кожухотрубные теплообменники могут иметь различную массу сердцевин при прочих близких параметрах. Это зависит от выбора исходных конструктивных параметров при проектировании. Расчёт таких теплообменников весьма сложен и имеет ряд специфических особенностей. Сложности оптимизации таких теплообменников в основном обусловлены тем, что обе скорости их теплоносителей не могут подбираться из условия плавного изменения последних. Одна из скоростей теплоносителей обычно изменяется в зависимости от другой скорости скачком с учетом того, какова скорость другого теплоносителя, каково расстояние между диафрагмами и каково число ходов теплообменника по каждому из теплоносителей. Когда такие теплообменники входят в систему охлаждения двигателей внутреннего сгорания, система оптимизируется на основе выбора рациональной схемы системы и рациональных расходов теплоносителей через все теплообменники, необходимо решать задачу достижения заданных показателей коэффициента полезного действия этих теплообменников при минимально возможных в этих условиях массах их сердцевин. Если же массы сердцевин кожухотрубных теплообменников будут изменяться незакономерно, в том числе возрастать тогда, когда возможно их убывание, оптимизация системы охлаждения за счет указанных выше факторов окажется неудачной из-за нерационально спроектированных кожухотрубных охладителей.

Для определения искомых закономерностей в работе использовалась методика расчёта кожухотрубных теплообменников, основанная на использовании системы поправок, разработанных в Делаверском университете (Соединенные Штаты Америки) Кеннетом Беллом. Система учитывает отклонения реального обтекания теплоносителем пучков теплообменников от обтекания идеального. Как следует из выполненного анализа расчётов таких теплообменников, на величину массы их пучков сильно влияют выбор расстояния между диафрагмами и выбор возможных скоростей обоих теплоносителей, при прочих равных условиях.

В статье рассмотрены изменения масс пучков таких охладителей в зависимости от выбора расстояний между диафрагмами и выбора скоростей обоих теплоносителей. Объяснены установленные закономерности и даны рекомендации по выбору соответствующих расстояний и скоростей.

Ключевые слова: водо-водяной теплообменник; кожухотрубный; охладитель масла; сегментные диафрагмы; сопротивление; теплоноситель.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Кожухотрубные теплообменные аппараты, наряду с иными теплообменниками для жидких теплоносителей, остаются востребованными и в настоящее время. Их компактность, особенно для восприятия сравнительно больших тепловых потоков, простота в обслуживании и технологичность при изготовлении позволяют использовать такие теплообменники наряду с прочими [1–3]. Конструкция кожухотрубных теплообменников имеет ряд особенностей, в связи с которыми их расчет весьма сложен. Следует иметь в виду, что такие теплообменники могут обеспечивать одинаковый тепловой коэффициент полезного действия (далее – КПД) (η), но иметь различную массу сердцевинки при прочих близких параметрах. Для кожухотрубных теплообменников получение заданного теплового КПД при точных значениях максимально допустимых скоростей теплоносителей или при максимально допустимых сопротивлениях по обоим теплоносителям практически невозможно. Конструктивные особенности этих теплообменников таковы, что скорости проходящих через них теплоносителей не могут подбираться из условий плавного изменения последних. Одна из скоростей теплоносителей обычно изменяется скачком с учетом того, какова скорость другого теплоносителя и каково число ходов теплообменника по каждому из теплоносителей.

Когда такие теплообменники входят в систему охлаждения (далее – СО) двигателей внутреннего

сгорания, а система оптимизируется на основе выбора рациональной схемы системы и рациональных расходов теплоносителей через все теплообменники, необходимо решать задачу достижения заданных КПД этих теплообменников при минимально возможных в этих условиях массах их сердцевин. Если же массы сердцевин кожухотрубных теплообменников будут изменяться незакономерно, в том числе возрастать тогда, когда возможно их убывание, оптимизация системы охлаждения за счет указанных выше факторов окажется неверной из-за неудачно спроектированных кожухотрубных охладителей.

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Схема конструкции современного кожухотрубного охладителя приведена на рис. 1.

В ней применены диафрагмы с сегментным вырезом, которые признаны наиболее эффективными. На схеме указаны основные конструктивные размеры теплообменника.

Для определения искомых закономерностей необходимо опираться на проверенную и эффективную методику расчета рассматриваемых теплообменников. В данном случае это методика прямого расчета, в которой заданы основные параметры теплоносителей до и после теплообменника, определяются все его конструктивные данные [4]. Прямые расчеты кожухотрубных теплообменников могут быть основаны на

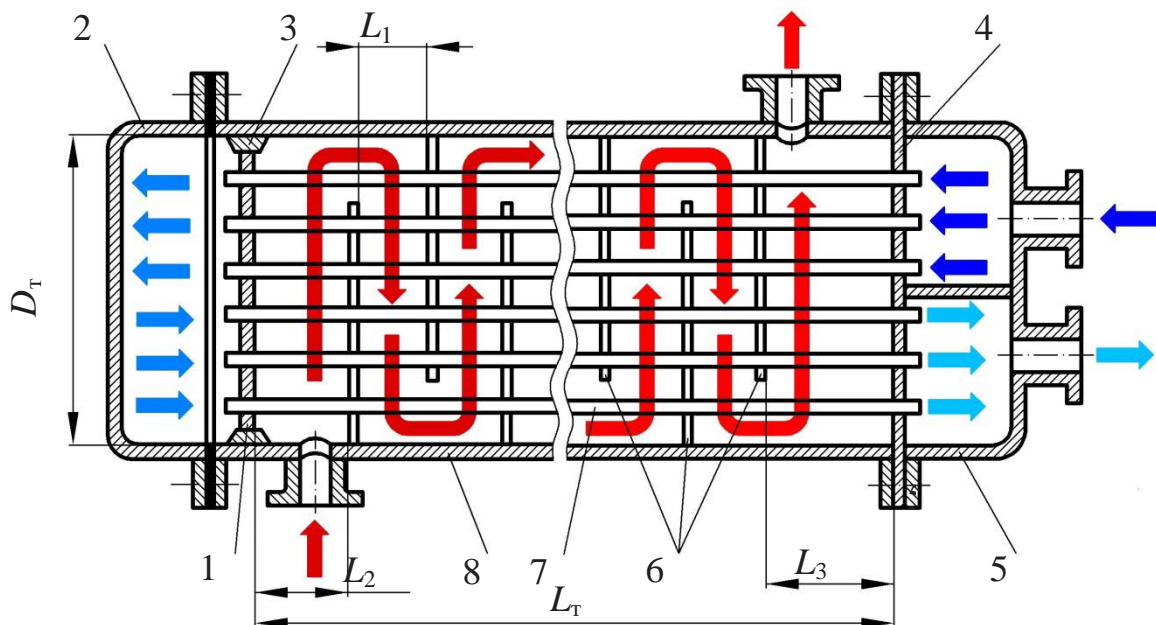


Рис. 1. Конструктивная схема кожухотрубного водо-водяного охладителя с сегментными диафрагмами: 1 – подвижная трубная доска; 2, 5 – водяные крышки; 3 – уплотнение между корпусом и подвижной трубной доской; 4 – неподвижная трубная доска; 6 – диафрагмы; 7 – трубки трубного пучка; 8 – корпус (кожух); L_T – действительная длина трубок; D_T – внутренний диаметр корпуса; L_1 – расстояние между диафрагмами; $L_{2,3}$ – расстояния между диафрагмами и трубными досками

разных методах и методиках. В методах одно из главных мест занимают зависимости для определения теплового и механического взаимодействия теплоносителей и поверхностей теплообмена. Эти зависимости обычно называют граничными условиями (далее – ГУ) третьего рода. До настоящего времени зависимости такого рода являются эмпирическими, их представляют в виде критериальных уравнений, полученных на основе экспериментальных проливов различных поверхностей теплообмена различными теплоносителями. При всем том течение теплоносителей снаружи пучков кожухотрубных теплообменников является весьма сложным и отличается от идеального обтекания параллелепипедаподобных пучков, которые используются при экспериментальных проливках. Чтобы считать кожухотрубные теплообменники на основе ГУ, полученных указанным способом, используются поправки, учитывающие отклонения реального обтекания пучков от идеального. Такие поправки разработаны в Делаверском университете Кеннетом Беллом [5; 6]. Эти поправки были оцифрованы и формализованы [3]. В методике расчета кожухотрубных теплообменников, разработанной Кеннетом Беллом, используются средние параметры потоков. В то же время существуют модели расчетов, основанные на использовании местных параметров. Следует сказать, что при очевидной логичности использования последних для них нет достоверных значений ГУ в выделяемых точках, как нет и достоверной, подробной системы поправок. В связи с этим методы, основанные на использовании местных параметров потоков, не получили распространения в инженерных расчетах.

При расчетах теплообменников задаются геометрическими параметрами единичных элементов пучков, а также конструктивными параметрами, определяющими его компоновку. Это зазоры между трубками и диафрагмами, зазор между корпусом (кожухом) и диафрагмой, зазоры между пучком и корпусом, а также величина расстояния между средними диафрагмами L_1 . Размеры L_2 и L_3 коррелируются с L_1 . Размер L_1 определяется выбором коэффициента k_D .

$$k_D = \frac{L_1}{D_T},$$

где D_T – внутренний диаметр корпуса, м.

Коэффициент k_D обычно выбирается в пределах 0,1...1,0. Чем меньше k_D , тем теплообменник «короче» и «толще» и наоборот. Выбор k_D сильно влияет на особенности конструкции проектируемого теплообменника, в том числе на массу его сердцевины, пучка труб.

Сопротивление теплообменника по обоим теплоносителям в основном зависит от начальных условий, от вида теплоносителей и их параметров, в частности, от средних температур, от выбранных зазоров,

геометрии пучка, от k_D , от скоростей теплоносителей. Предельные значения сопротивлений определяются действующими ГОСТами.

ВЫДЕЛЕНИЕ РАНЕЕ НЕ РЕШЕННЫХ ЧАСТЕЙ ОБЩЕЙ ПРОБЛЕМЫ

О том, как при проектировании выбирать k_D и скорости теплоносителей, какие при этом необходимо выдерживать взаимные соотношения между ними, чтобы иметь, при прочих равных условиях, минимальную массу пучка, в известных авторам источниках ничего не сказано.

ЦЕЛЬ И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ

В данном исследовании определяются закономерности, при которых можно получить минимально возможную массу сердцевины кожухотрубного охладителя в зависимости от расстояния между диафрагмами для заданных начальных условий.

МЕТОДЫ, ОБЪЕКТ И ПРЕДМЕТ ИССЛЕДОВАНИЯ

При исследовании используется методика прямого расчета кожухотрубных охладителей, которая является дальнейшим развитием предложенного в [5; 7; 8]. В этой методике прямого расчета задаются расходами и начальными параметрами теплоносителей, а также их конечными параметрами, за исключением значений давлений теплоносителей за теплообменником. Вместо последних предлагается задаться скоростями обоих теплоносителей (в трубках и в сжатом сечении пучка, на среднем диаметре кожуха).

При использовании данной методики сопротивления теплообменника по обоим теплоносителям получаются в конце расчета. Если полученные значения сопротивлений не удовлетворяют расчетчика, следует изменять k_D и скорости теплоносителей при прочих неизменных параметрах. Такая методика была принята в связи с тем, что алгоритм прямого расчета в классической постановке, когда должны быть заданы конечные давления теплоносителей, оказался бы неоправданно сложным из-за использования громоздкой системы поправок.

Следует отметить, что в данном исследовании ищется ответ на поставленные вопросы исключительно в рамках уже разработанных моделей расчетов. Установленные в данном исследовании закономерности отражают физическую сущность явлений настолько, насколько она в них отражена, и не более того.

Расчетным путем исследовались различные кожухотрубные теплообменники – охладители масла (далее – МО) и водо-водяные охладители (далее – ВВО), включенные в различные схемы систем охлаждения: с одним и несколькими ВВО. Для всех них задавался ряд значений k_D в диапазоне возможного применения. Все теплообменники рассчитывались при постоянных начальных условиях. В результате

расчетов получались практически постоянные для каждого теплообменника тепловые КПД. Сопротивления по обоим теплоносителям для каждого теплообменника выдерживались возможно близкими к максимальным пределам по действующим ГОСТам (250 кПа для масла в МО, 60 кПа для теплоносителя внутреннего контура (далее – ТВК) и заборной воды у всех теплообменников). При расчетах использовался следующий алгоритм. Для заданного k_D скорость теплоносителя, проходящего снаружи пучка, подбиралась такой, чтобы сопротивление по этому теплоносителю было возможно близким к максимальному пределу по ГОСТу. Затем скорость второго теплоносителя подбиралась из тех же соображений. При этом, учитывая специфику конструкции, первую скорость можно было изменять плавно, а вторую скорость можно было изменять скачком за счет изменения числа ходов по данному теплоносителю, поскольку задание первой скорости определяло внутренний диаметр кожуха. Если при этом сопротивление по второму теплоносителю (который проходит внутри трубок) не входило в пределы ГОСТа при скорости второго теплоносителя не менее 0,9 м/с, то первая скорость снижалась.

ОБСУЖДЕНИЕ ПОЛУЧЕННЫХ РЕЗУЛЬТАТОВ

В результате таких расчетов были получены пучки с различными k_D , с различными скоростями обоих теплоносителей, с различными сопротивлениями по обоим теплоносителям и с различными массами.

На рис. 2 видно, что массы пучков МО с ростом k_D возрастают. При этом рост масс описывается сравнительно плавными кривыми, без существенных колебаний относительно возможных средних значений.

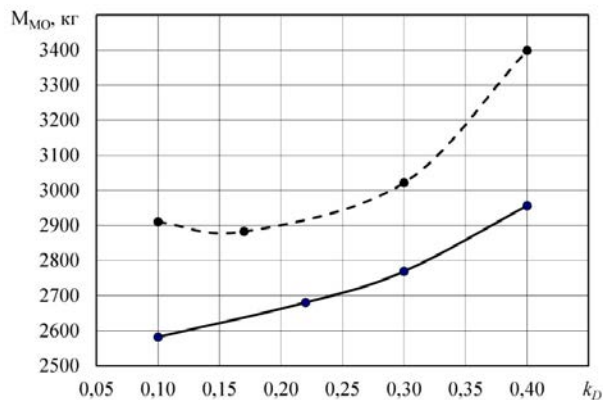


Рис. 2. Зависимости массы пучков охладителей масла от коэффициента k_D

— — — для СО с одним ВВО
 ————— для СО с тремя ВВО

Массы пучков ВВО изменяются иначе. Если провести линию тренда для зависимости, которая проходит через точки полученных масс пучка ВВО1, то

наблюдается незначительное снижение массы пучка с изменением k_D . Если рассматривать эту зависимость в обычном масштабе, отклонения значения массы пучка от линии тренда (пунктирная линия) представляются небольшими (рис. 3).

Если же изменение массы пучков в зависимости от k_D рассматривать в большом масштабе, то кривые зависимостей масс имеют весьма отличающийся вид для различных теплообменников (рис. 4–6).

Как видно, одинаковые значения масс пучков можно получать при различных k_D , а минимальные значения масс могут быть получены при самых различных значениях этого коэффициента у различных теплообменников. При этом амплитуда колебания значений масс пучков для всего диапазона k_D весьма значительна. Для объяснения полученных зависимостей изменения масс пучков следует рассмотреть, как изменяются скорости теплоносителей и сопротивления по ним для этих охладителей с изменением k_D .

Снаружи пучков трубок в МО течет масло, а в ВВО – теплоноситель внутреннего контура – обычно это антифриз, ТОСОЛ, ингибированная пресная вода, т. п. Сопротивления по этим теплоносителям в зависимости от значений k_D изменяются в соответствии с рис. 7 и 8.

Для обоих видов теплообменников эти изменения протекают, в общем, идентично. В то же время величины Δp_m для различных пучков ближе к назначенному максимуму и их максимальные относительные отклонения от этого максимума меньше, чем у ВВО1. Колебания же сопротивлений ВВО по ТВК, Δp_w , больше, их наибольшие относительные отклонения от максимального значения составляют значительные величины. Объясняется это в основном тем, что максимум Δp_m , установленный ГОСТом, равен 250 кПа, а соответствующий максимум Δp_w значительно меньше, он равен 60 кПа. Таким образом, численно одинаковые абсолютные отклонения этих сопротивлений будут иметь совершенно различные значения относительных отклонений от установленных максимумов. Кроме того, физические свойства масла и ТВК весьма различны.

Внутри трубок пучков в МО течет ТВК, а в ВВО – заборная вода. Сопротивления по этим теплоносителям показаны на рис. 9.

Можно сказать, что и характер, и величины колебаний сопротивлений относительно возможного среднего значения в этом случае близки. Это можно объяснить близостью геометрических условий течений, относительной близостью физических параметров ТВК и заборной воды и одинаковым максимально допустимым сопротивлением по этим теплоносителям.

Скорости теплоносителей в сжатых сечениях пучков, текущих снаружи пучков и внутри трубок для МО и ВВО изменяются в соответствии с рис. 10, 11.

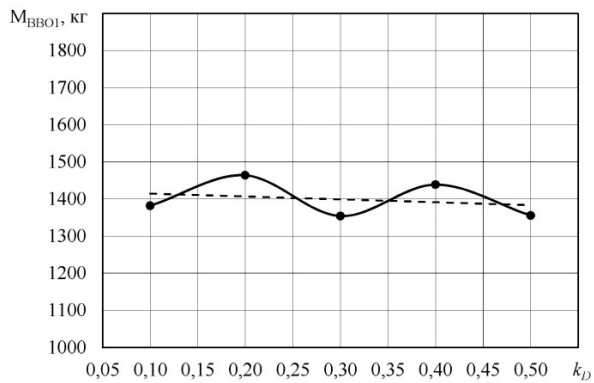


Рис. 3. Зависимость массы пучка охладителя воды ВВО1 от коэффициента k_D в СО с тремя ВВО

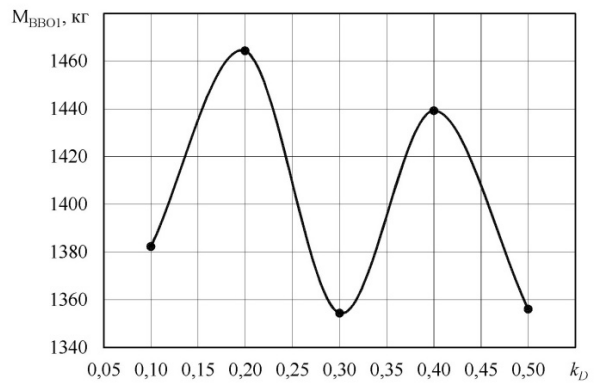


Рис. 4. Зависимость массы пучка охладителя воды ВВО1 от коэффициента k_D в СО с тремя ВВО (аналог рис. 3)

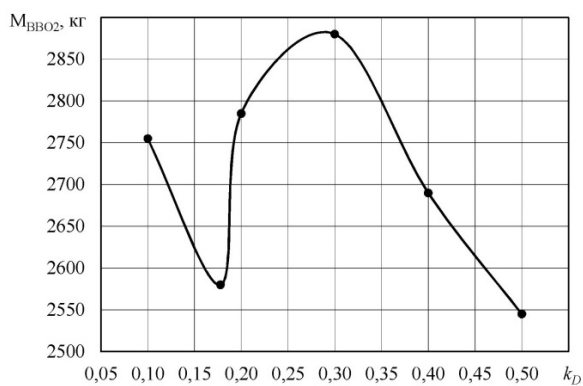


Рис. 5. Зависимость массы пучка охладителя воды ВВО2 от коэффициента k_D в СО с тремя ВВО

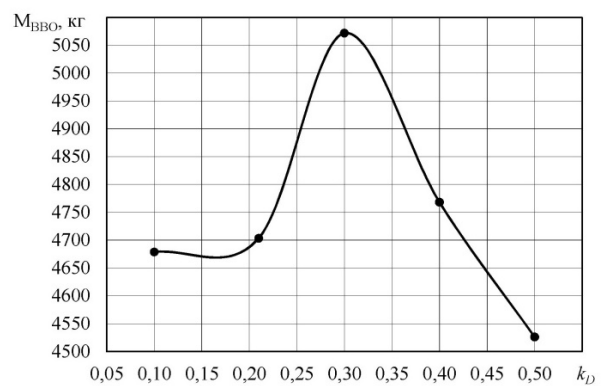


Рис. 6. Зависимость массы пучка охладителя воды ВВО3 от коэффициента k_D в СО с одним ВВО

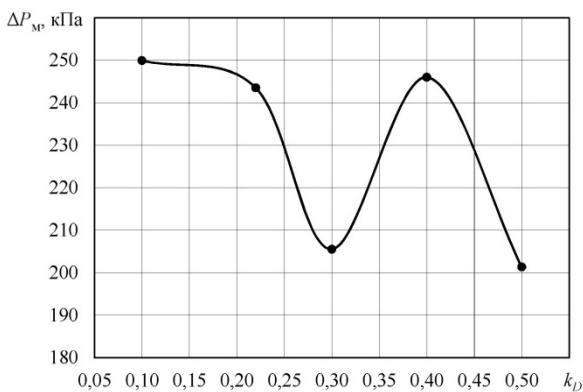


Рис. 7. Влияние k_D на сопротивление МО по маслу

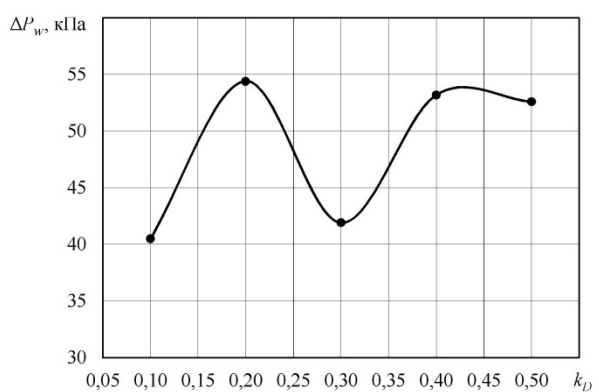


Рис. 8. Влияние k_D на сопротивление ВВО1 по ТВК

Для обоих теплообменников скорости теплоносителей, протекающих снаружи трубок, с ростом k_D падают, причем характер изменения данных кривых близок (пунктирные линии, см. рис. 10, 11).

Скорости теплоносителей, протекающих внутри трубок, для обоих теплообменников изменяются скачкообразно, причем амплитуда изменения скоростей забортной воды для ВВО большая, чем у ТВК

для МО. Характер изменения скоростей в данном случае для обоих теплообменников похож и является синусоидальным.

Из рассмотрения полученных зависимостей для различных теплообменников следует, что минимальные массы пучков могут быть получены при условии, когда сумма сопротивлений по обоим теплоносителям близка к максимальной. Обнаруженная

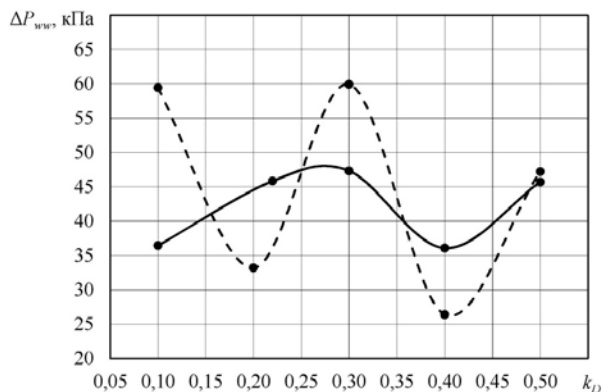


Рис. 9. Влияние k_D на сопротивления теплоносителей:

--- заборной воды в ВВО,
 — ТВК в охладителе масла

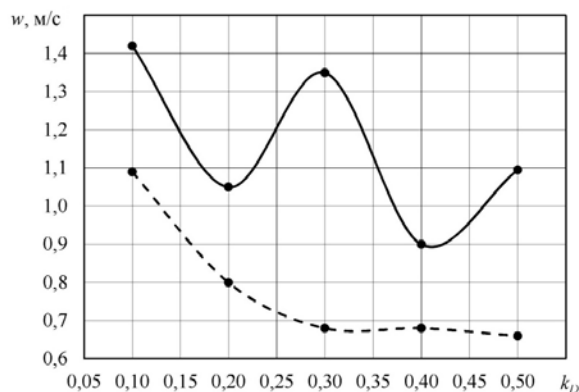


Рис. 10. Влияние k_D на изменение скоростей теплоносителей, протекающих в ВВО1

--- пресная вода
 — заборная вода

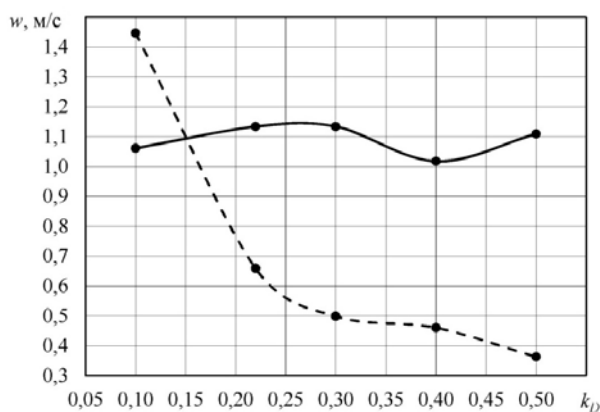


Рис. 11. Влияние k_D на изменение скоростей теплоносителей, протекающих в МО

— пресная вода
 --- масло

закономерность, тем не менее, не дает возможности просто выбрать рациональное значение коэффициента k_D при проектировании. В то же время она удобна для предварительной оценки получаемых результатов.

Для МО плавный характер изменения масс пучков от k_D можно объяснить тем, что сумма сопротивлений по теплоносителям в основном зависит от сопротивления по маслу. Его предельное значение намного выше, чем сопротивление по воде. Величину сопротивления по маслу можно выдерживать близкой к предельному значению с меньшими, чем для ВВО, относительными отклонениями этой величины. Теплопередача в МО в основном определяется скоростью масла. С ростом k_D эта скорость уменьшается. Соответственно минимум масс пучков для МО имеет смысл искать при малых значениях k_D , что и соответствует закономерностям зависимостей на рис. 2. При этом желательно, чтобы скорость ТВК не снижалась ниже 0,95 м/с.

Для ВВО сравнительно большую амплитуду отклонения масс пучков от среднего значения можно

объяснить близостью свойств обоих теплоносителей, а также одинаковостью их допустимых сопротивлений. Кроме того, выдерживание относительного постоянства обоих сопротивлений в данном случае сложнее выполнить, чем для МО. С изменением k_D имеют место значительные синусоидальные колебания скорости теплоносителя, который протекает внутри трубок, при более плавных, но весьма значительных изменениях скорости второго теплоносителя, протекающего снаружи пучка (см. рис. 10). Скорости обоих теплоносителей оказывают близкое влияние на теплопередачу. Соответственно большие колебания скорости любого теплоносителя будут сопровождаться существенными колебаниями массы пучка при заданном КПД, что и имеет место для масс пучков ВВО при изменениях k_D (рис. 3–6).

При расчетах ВВО, особенно при проектировании системы охлаждения ДВС, отмеченные колебания величин масс пучков относительно среднего значения представляются достаточно существенными. Соответственно выбор значения k_D , при котором можно получить минимум искомой массы, следует считать вполне оправданной процедурой. Очевидно, что процедура получения минимальной массы пучка, при прочих равных условиях, имеет больший смысл для тех теплообменников, масса пучков которых составляет значительную часть суммарной массы сердцевин всех теплообменников в системе. Чтобы получить минимально возможную массу пучка, необходимо иметь зависимость его массы от изменения коэффициента k_D . Такая зависимость подобна кривым, представленным на рис. 4–6. Ее можно построить предварительно для рассматриваемого теплообменника по приближенительно установленным параметрам теплоносителей. Ориентируясь на такую кривую, следует подбирать возможные значения коэффициента k_D , при которых масса пучка может быть минимальной. Конечно, с изменением начальных параметров теплообменника в ходе оптимизации системы охлаждения полученная зависимость будет изменяться. В то же

время ее общий характер будет оставаться прежним, если изменения начальных параметров сравнительно невелики. Это позволяет использовать названную кривую для выбора коэффициента k_D , близкого к рациональным значениям.

Тем не менее, учитывая приближенный характер построенной кривой, рекомендуется проверять массы пучка при уменьшенном и увеличенном примерно на 0,1 значении k_D по сравнению с выбранным значением. При выбранном коэффициенте k_D скорости обоих теплоносителей подбираются в соответствии с описанным ранее алгоритмом. Если скорость теплоносителя, проходящего внутри трубок, оказывается менее 0,95 м/с, то скорость второго теплоносителя следует тоже снижать.

Следует также отметить, что указанные ГОСТами пределы сопротивлений по маслу, заборной воде и ТВК трудно считать вполне научно обоснованными величинами, и их выдерживание (притом неизбежно неточное) не может приводить к монотонным изменениям контролируемых величин. Соответственно, в данном исследовании обоснованы только те закономерности, которые имеют место для данных условий.

ВЫВОДЫ

Таким образом, при проектировании охладителя масла минимум его массы обеспечивается при минимально возможных значениях k_D для прочих равных условий.

При проектировании ВВО минимальное значение его массы достигается при тех значениях k_D , которые можно выбрать из рассмотрения зависимости массы пучка от данного коэффициента. При выбранном значении k_D скорости по обоим теплоносителям определяются по приведенному алгоритму.

После получения значения масс теплообменников указанными способами рекомендуется для МО и ВВО вновь вычислить массы при уменьшенном и увеличенном примерно на 0,1 значении k_D по сравнению с выбранным.

Чем выше масса рассматриваемого теплообменника относительно суммы масс пучков всех теплообменников в системе охлаждения, тем тщательнее следует проводить выбор коэффициента k_D для этого теплообменника при оптимизации системы охлаждения.

REFERENCES

- [1] *Teploobmenniki energeticheskikh ustanovok* [Heat exchangers for power plants] / Yu. M. Brodov, K. E. Aronson, S. N. Blinkov et al. Pod obshchey red. prof. Yu. M. Brodova – Ekaterinburg : Sokrat Publ. – 2003. [in Russian]
- [2] Nazmeev Yu. G., Lavygin V. M. (1988) *Teploobmennye apparaty TES. Ucheb. posobie dlya VUZov* [Heat exchangers of TPP. Textbook for universities]. Moscow, Energoatomizdat Publ. [in Russian]
- [3] Bazhan P. I., Kanevets G. Ye., Seliverstov V. M. (1989) *Spravochnik po teploobmennym apparatam* [Heat Exchanger Handbook]. Moscow, Mashinostroenie Publ. [in Russian]
- [4] Moshentsev Yu. L., Gogorenko A. A., Minchev D. S. (2020) *Sistemy okhlazhdeniya i teploobmennye apparaty dvigateley vnutrennego sgoraniya* [Cooling systems and heat exchangers for internal combustion engines]. Nikolaev, Torubara V. V. Publ. [in Russian]
- [5] Bell K. J. (1963) Final report of the cooperative research program on shell- and-tube heat exchangers, University of Delaware Engineering Experimental Station Bulletin № 5. Newark, Delaware.
- [6] Bell K. J. (1981) Delaware method for shell side design, in S. Kakac, A. E., Bergles, F. and Mayinger, F. (eds). *Heat Exchangers: Thermal-Hydraulic Fundamentals and Design* (Hemisphere/McGraw-Hill, Washington, DC).
- [7] Bazhan P. I. (1981) *Raschet i konstruirovaniye okhladiteley dizeley* [Calculation and design of diesel coolers]. Moscow, Mashinostroenie Publ. [in Russian]
- [8] Andreev V. A. (1971) *Teploobmennye apparaty dlya вязких жидкостей* [Heat exchangers for viscous liquids]. Leningrad, Energiya Publ. [in Russian]

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Теплообменники энергетических установок / Ю. М. Бродов и др. ; под общей ред. Ю. М. Бродова. Екатеринбург : Сократ, 2003. 967 с.
- [2] Назмеев Ю. Г., Лавыгин В. М. Теплообменные аппараты ТЭС : учебное пособие для вузов. Москва : Энергоатомиздат, 1988. 288 с.
- [3] Бажан П. И., Каневец Г. Е., Селиверстов В. М. Справочник по теплообменным аппаратам. Москва : Машиностроение, 1989. 367 с.
- [4] Мошенцев Ю. Л., Гогоренко А. А., Минчев Д. С. Системы охлаждения и теплообменные аппараты двигателей внутреннего сгорания. Николаев : из-ль Торубара В. В., 2020. 234 с.
- [5] Bell K. J. Final report of the cooperative research program on shell-and-tube heat exchangers. *University of Delaware Engineering Experimental Station Bulletin*. 1963. № 5. Newark, Delaware.
- [6] Bell K. J. Delaware method for shell side design. *Heat Exchangers: Thermal-Hydraulic Fundamentals and Design* / A. E. Kakac Bergles et al. (eds). Hemisphere/McGraw-Hill, Washington, DC, 1981.
- [7] Бажан П. И. Расчет и конструирование охладителей дизелей. Москва : Машиностроение, 1981. 168 с.
- [8] Андреев В. А. Теплообменные аппараты для вязких жидкостей. Ленинград : Энергия, 1971. 152 с.