Теплообменные аппараты ДВС

Содержание

Введение…….
Условные обозначения……..
1. Классификация и конструктивные схемы теплообменных аппаратов ДВС……...
1.1 Охладители наддувочного воздуха ДВС……
1.2 Охладители воды и масла……
2. Условия работы теплообменников в системах охлаждения ДВС……
3. Основы расчётов теплообменников системы охлаждения ДВС.....
3.1 Содержание основных расчётных задач…….
3.2 Система основных уравнений и выражений, на которых базируется решение расчётных задач……
3.3 Принципиальная схема использования метода N – η для решения прямой и обратной задачи …….
3.4 Определение средних температур теплоносителей……....
3.5 Определение граничных условий по теплообмену и сопротивлению для различных теплоносителей……
4. Расчёты охладителей наддувочного воздуха……..
4.1. Конструктивные параметры ПТ реальных теплообменников……
4.2 Полные алгоритмы расчётов основных видов расчётных задач….
4.3 Описания программ расчётов основных видов расчётных задач…
4.4 Расчёты водо-воздушных радиаторов как частный случай расчётов ОНВ……...
4.5 Программы и табличные формы расчётов ОНВ……
4.5.1 Табличная форма обратного расчёта ОНВ…….
4.5.2 Табличная форма гидравлического расчёта ОНВ……
4.5.3. Табличная форма прямого расчёта ОНВ……

5. Расчёты кожухотрубных теплообменников ДВС……..
5.1Особенности теплообмена и сопротивления при течении масла в кожухотрубном маслоохладителе……
5.2 Геометрические параметры теплообменника и теплообменной поверхности……..
5.3 Прямой или конструктивный расчёт маслоохладителя……
5.4 Обратный или поверочный расчёт МО……..
5.5 Описание программ расчётов МО……
5.6 Особенности расчётов водо-водяных кожухотрубных теплообменников…….
5.7 Табличные формы расчётов маслоохладителей…….
5.7.1 Табличная форма обратного расчёта маслоохладителя…….
5.7.2 Табличная форма прямого расчёта маслоохладителя……
5.7.3 Табличная форма расчёта гидравлического сопротивления маслоохладителя……
5.7.4 Табличная форма расчёта сопротивления маслоохладителя по маслу……
6. Расчёты систем охлаждения ДВС……
6.1 Общие сведения о расчётах систем охлаждения ДВС…….
6.2 Прямая задача расчёта системы охлаждения……...
6.3 Обратная задача расчёта системы охлаждения……
6.4 Описание программ расчётов систем охлаждения ДВС……
6.5 Табличная форма алгоритма прямого расчёта системы охлаждения…….
6.6 Табличная форма алгоритма обратного расчёта системы охлаждения…….
7. Проблемы совершенствования систем охлаждения и их элементов….
Заключение……..

Условные обозначения

Сокращения

ПТ – поверхность теплообмена;
ТО – теплообменник
ОНВ – охладитель наддувочного воздуха;
МО – охладитель масла:
Р – радиатор (воздушно-жидкостный охладитель);
ВВО – водо-водяной охладитель;

Индексы

w – относится к пресной воде;
ww – относится к забортной воде;
м – относится к маслу;
нв – относится к надувочному воздуху;
в – относится к вентиляторному воздуху;
г – относится к горячему теплоносителю;
х – относится к холодному теплоносителю;
см – относится к теплоносителю, который перемешивается в каждом последующем сечении по ходу своего движения;
несм – относится к теплоносителю, который не перемешивается в каждом последующем сечении походу своего движения;
1 – условия на входе в ТО;
2 – условия на выходе из ТО;
f – величина является средней логарифмической для рассматриваемого участка;
ст – относится к стенке теплообменной поверхности (для температуры) или определяется при температуре стенки (для прочих параметров);

Параметры потоков теплоносителей

T – абсолютная температура, К;
t – температура по шкале Цельсия, °С;
P – давление, МПа;
ΔP – разность статических давлений теплоносителя между входом и выходом на рассматриваемом участке, МПа;
$\Delta P_{тр}$ – падение давления, связанное с газодинамическими потерями, МПа;
$\Delta P_{у}$ – падение давления, связанное с изменением скорости потока в связи с его охлаждением, МПа;
*Условные обозначения будут использоваться в этой и последующих лекциях.
Δt_f – разность температур средняя логарифмическая;
Δt – разность температур теплоносителя между входом и выходом на рассматриваемом участке;

w – скорость потока, м/с;
Q – количество тепла, отводимого в ТО (явное тепло), Вт;
G – массовый расход теплоносителя, кг/с;
C_p– удельная теплоемкость теплоносителя при постоянном давлении кДж/(кг·К);
λ – коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К);
μ – коэффициент динамической вязкости, Па·с;
ν – коэффициент кинематической вязкости, $м^2/с$;
a – коэффициент температуропроводности, $м^2/с$;
ρ – плотность, $кг/м^3$;

Геометрические параметры трубного пучка

$L_п$, $B_п$, – конструктивная длина и ширина пучка, м;
L, B, – расчетная длина и ширина пучка, м;
$H_п$, H – конструктивное и расчетное расстояния между трубными досками (высота пучка), м;
$V_п$, V – конструктивный и расчётный объемы пучка, $м^3$.

Геометрические параметры ПТ

D - наружный диаметр оребрения, м;
d_w – внутренний диаметр трубки, м;
$d_{wш}$ – внутренний диаметр шероховатых участков трубки, м;
$d_{wг}$ – внутренний диаметр гладких участков трубки, м;
$H_{тр.ш}$ – длина шероховатых участков трубки, мм;
$H_{тр.г}$ – длина гладких участков трубки, мм;
d_o – диаметр трубки несущий оребрение, м;
$\delta_в$ – высота выступов на внутренней поверхности трубки, мм;
u – шаг между ребрами, м;
$\delta_{ср}$, δ_1, δ_2 - толщина ребра средняя, у основания и у вершины, м;
S_1 – шаг между трубками в ряду, перпендикулярном направлению воздушного потока (поперечный шаг), м;
S_2 – расстояние между соседними поперечными рядами (продольный шаг), м;
Z_1 – число трубок в первом поперечном ряду;
Z_2 – число поперечных рядов трубок;
Z – общее число трубок в пучке;
b_w – число перекрёстных ходов пучка, влияющих на его теплотехнические параметры;
b – число перекрёстных ходов пучка, не влияющих на его теплотехнические параметры;
b_k, a_o – высота и ширина поворотной камеры, м;

b_o – половина длины поворотной камеры, м;

F, $F_{гл}$ – площадь теплообменной поверхности со стороны оребрения и с противоположной стороны, м^2;

$f_р$ – площадь поверхности рёбер, приходящаяся на 1м длины трубки, м^2/м;

$f_{тр}$ – площадь поверхности участков гладкой трубки между рёбрами на длине 1 м трубки, м^2/м;

$f_п$ – полная площадь оребрённой поверхности теплообмена трубки, приходящаяся на 1 м её длины, м^2/м;

f_g – полная площадь оребрённой поверхности трубки, приходящаяся на единицу её массы – коэффициент массовой компактности ПТ, м^2/м;

f_v – коэффициент объёмной компактности ПТ – полная площадь поверхности со стороны воздуха, приходящаяся на единицу объёма пучка ОНВ, м^2/м;

f – живое сечение пучка для прохода воздуха, м^2;

f_w - живое сечение пучка для прохода воды, м^2;

M_n – расчетная масса пучка, кг;

M_n` – масса пучка с трубными досками, кг;

σ – коэффициент оребрения;

φ – коэффициент стеснения воздушного канала, по которому идёт теплоноситель;

Параметры, характеризующие теплообмен, теплопередачу и сопротивление движению теплоносителей в ТО

α - коэффициент теплоотдачи, Вт/(м^{2}ЖК);

k – коэффициент теплопередачи, Вт/(м^{2}ЖК);

η - тепловой КПД ТО;

$η_х$- тепловой КПД части ТО в пределах одного хода по охлаждающему теплоносителю (КПД одного хода);

ξ - коэффициент гидравлического сопротивления;

ζ - поправка на форму ребра;

Ψ- коэффициент учёта неравномерности теплоотдачи по поверхности оребрения;

N – число единиц переноса явного тепла;

$W = GC_p$ – воздушный эквивалент или энергоёмкость теплоносителя, Вт/К;

W_{min} – минимальное значение энергоёмкости, относящееся к одному из двух тепло носителей для рассматриваемого ТО;

W_{max} – максимальное значение энергоёмкости относящееся к одному из двух тепло носителей для рассматриваемого ТО;

$S = \frac{W_{\min}}{W_{\max}}$ отношение энергоёмкостей теплоносителей для рассматриваемого ТО;

$\mathrm{Re} = \frac{w d_o}{\text{н}}$ – критерий Рейнольдса *;

$\mathrm{Pr} = \frac{\text{н}}{a} = \frac{\text{м} C_p}{\text{л}}$ – критерий Прандтля;

$\mathrm{Nu} = \frac{\text{б} d_o}{\text{л}}$ – число Нуссельта *;

$\mathrm{Eu}, = \frac{\text{Д} P}{\text{с} w^2}$ – критерий Эйлера;

Q, n, B, n_1, Ф – постоянные коэффициенты в критериальных формулах.

Примечания:

* – параметр d_o в этих формулах является определяющим размером; в зависимости от принадлежности к тому или иному теплоносителю, а также в зависимости от источника, из которого выбираются критериальные уравнения для граничных условий, определяющий размер может назначаться в виде иного геометрического параметра, например, в этом качестве принимают шаг между рёбрами, эквивалентный диаметр и иные размеры.

Теплообменные аппараты ДВС

Введение

Современные ДВС во время работы должны отводить тепло в окружающую среду. Часть тепла отводится вместе с выхлопными газами, и этот процесс обусловлен вторым законом термодинамики – для получения полезной работы в тепловых двигателях обязателен как подвод тепла, так и его отвод. Кроме этого тепла, его соизмеримое количество отводится в окружающую среду системой охлаждения двигателя. Отвод этой части тепла имеет в основном иную причину. Она связана, в первую очередь, с необходимостью поддержания допустимого термического и напряжённого состояния деталей двигателя, а также с поддержанием определённой температуры смазочного масла, при котором оно обеспечивает оптимальный режим смазывания трущихся пар. С учётом сформулированной оценки функций системы охлаждения следует понимать, что такой теплоотвод является вынужденным и что он вреден с точки зрения термодинамики, поскольку в этом процессе тепло, подведенное с топливом, просто теряется, пусть даже вынужденно. Очевидно, что для повышения экономичности двигателя следует по возможности уменьшать количество тепла, отводимого по названной причине. Такая концепция успешно реализуется в современном двигателестроении и должна учитываться при проектировании систем охлаждения и их аппаратов. С другой стороны, работа системы охлаждения не может быть сведена только к технологическому охлаждению масла и нагретых деталей двигателя. Так, охлаждение камеры сгорания двигателя должно обеспечивать не только допустимое термическое и напряжённое состояние деталей этого элемента, но и поддерживать температуру внутренних стенок на том уровне, при котором процессы наполнения цилиндра воздушным зарядом и сгорания в цилиндре двигателя будут проходить наиболее

эффективно. Аналогичным образом, охлаждение наддувочного воздуха нельзя свести только к оценке количества отводимого в этом случае тепла. Охлаждение наддувочного воздуха сильно влияет на рабочий цикл двигателя и должно оцениваться с учётом такого влияния. К специфике работы теплообменников на двигателе следует отнести и то, что система охлаждения вместе с теплообменниками занимает определённые объёмы в компоновке двигателя, которые сильно ограничены условиями проектирования большинства энергетических установок. Затраты энергии на работу системы охлаждения составляют в отдельных случаях до 10% мощности двигателя, а масса и габариты – примерно такую же величину от массы и объёма двигателя. Современные системы охлаждения используют в своей конструкции дефицитные материалы – красную медь, латунь, олово в достаточно больших количествах, близких к 80% массы системы. При этом снижение затрат на работу системы обратно пропорционально её компактности. Перечисленные дополнительные особенности работы системы охлаждения также достаточно специфичны и должны в полной мере учитываться теми, кто проектирует системы охлаждения ДВС.

Теплообменные аппараты ДВС достаточно разнообразны по своей конструкции, по назначению, по видам теплоносителей, по уровню влияния на работу двигателя, по особенностям компоновки в системе охлаждения и на двигателе, и по ряду других параметров. Соответственно на современных двигателях могут одновременно применяться от 3 до 6 и даже более существенно различных по всем своим особенностям теплообменников, которые должны работать согласованно в одной системе и обеспечивать нормальную работу двигателя для всех возможных режимов и условий эксплуатации.

Следует добавить, что современные ДВС относятся к самым совершенным тепловым двигателям в мире. Это достигнуто благодаря

тщательному совершенствованию всех рабочих процессов в этих машинах. В то же время в мире рыночной экономики работа по дальнейшему совершенствованию их параметров постоянно продолжается. В настоящее время она вынуждена концентрироваться на тех объектах, которые ранее оставались на втором плане, пока совершенствовались элементы основных направлений. В этом плане система охлаждения обладает достаточными резервами совершенствования, притом, что такие резервы практически исчерпаны на других направлениях.

Следует сказать, что при наличии явно существующей потребности, современная методическая база для практического выполнения проектно-конструкторских работ по системам охлаждения ДВС и их аппаратов в СНГ практически отсутствует. Известные автору источники в значительной степени устарели, да и они являются библиографической редкостью. Тот материал, который предлагается здесь автором, подготовлен на основе опыта длительной работы по рассматриваемой проблеме в промышленности с использованием целого ряда разработок, выполненных в НКИ и использовавшихся разными субъектами двигателестроения в различное время. Вместе с тем здесь не ставится задача восполнения существующего дефицита научных и методических потребностей промышленности – для этого нужны иные возможности при разработке и публикации соответствующего труда. Задачей автора является обеспечение учебного процесса для подготовки будущих специалистов по ДВС на уровне, достаточно приближённом к реальному современному проектированию.

1. Классификация и конструктивные схемы теплообменных аппаратов ДВС

Охладители наддувочного воздуха, охладители воды и масла всех типов – классификация, конструктивные схемы, виды поверхностей теплообмена, примеры выполненных конструкций теплообменников и их особенности.

В системах охлаждения ДВС используются различные теплообменники. Все они, как правило, являются рекуперативными. К рекуперативным относят теплообменники, в которых теплопередача происходит через стенку, разделяющую теплоносители.

Существует множество теплообменников иного типа. В частности, известны водоконтактные теплообменники, к которым относятся градирни. Их применяют в стационарной энергетике, в том числе и для охлаждения дизелей. Градирня представляет собой башенную конструкцию, которая обычно заполнена решётчатыми элементами из дерева, керамики или металла. Горячая вода распыливается над заполнителем и стекает по нему вниз. Наличие заполнителя увеличивает время прохождения воды через зону охлаждения и увеличивает поверхность контакта воды с охлаждающими воздухом. Воздух поступает в башню градирни снизу и выходит в верхней части. Воздух может прокачиваться вентилятором или под действием естественной конвекции. Охлаждённая вода собирается в ёмкость в нижней части градирни, откуда насосом направляется в систему охлаждения. Градирни относительно просты и дёшевы, но велики по размерам, подвергают теплоноситель запыливанию и замораживанию в зимнее время. Известны также водоконтактно-испарительные аппараты, в которых охлаждение жидкости производится при барботировании (продувании воздуха через объём с водой). В некоторых конструкциях двигателей внутреннего сгорания могут быть применены регенеративные теплообменники. В частности, они могут использоваться для подогревания всасываемого воздуха выхлопными газами. Конструктивно такой теплообменник можно представить как сетчатый барабан, заполненный металлической стружкой или аналогичным пористым материалом с близкой теплоёмкостью. Барабан вращается относительно оси. Обычно диаметр барабана больше его осевой длины. Параллельно оси вращения к поверхности барабана подведены две трубы. По одной идут выхлопные газы. По другой всасывается воздух. После прогрева набивки барабана выпускными газами она способна нагревать просасываемый через неё воздух, когда прогретый фрагмент переместится к срезу всасывающей трубы в результате вращения барабана.

Кроме рассмотренных конструкций, получивших хотя бы некоторое распространение, известны и иные, практически не применявшиеся в серийных устройствах, например жидкостно-плёночные, вакуум-

но-испарительные и некоторые другие. В то же время основным типом теплообменного аппарата в системах ДВС остаётся рекуперативный, который имеет достаточно много разновидностей, различающихся по многим параметрам. Существующее многообразие отличий является причиной того, чтобы систематизированное представление об этих аппаратах давалось основе их классификации. Предлагаемая классификация делит аппараты по следующим основным признакам.

1. По назначению.
2. По виду теплоносителей.
3. По схеме взаимного течения теплоносителей в теплообменнике.
4. По особенностям перемешивания теплоносителей в каждом последующем сечении по ходу теплоносителей.
5. По виду поверхности теплообмена.
6. По общей схеме конструкции теплообменника.

По назначению теплообменники ДВС можно разделить на охладители наддувочного воздуха (ОНВ), охладители воды (ВО), маслоохладители (МО), охладители топлива (ТО), охладители гидравлических жидкостей (ОГ), подогреватели воды, масла, топлива и наддувочного воздуха.

По виду теплоносителей различают газо-жидкостные (воздухо-жидкостные), воздухо-воздушные (газо-воздушные, газо-газовые), жидкостно-жидкостные теплообменники. Соответственно ОНВ бывают воздухо-воздушными и воздухо-водяными, ВО бывают водо-водяными и водо-воздушными (радиаторы), МО бывают жидкостно-масляными (ЖМТ) или воздухо-масляными (масляные радиаторы). Аналогично делаются охладители гидравлических жидкостей. Охладители топлива обычно выполняют жидкостными, а подогреватели иногда паровыми. Могут также применяться элекетроподогроеватели. В качестве подогревателей всех типов часто выступают охладители, в которые подают греющую среду вместо охлаждающей. Иногда подогреватели делаются в виде специальных конструкций и подсоединяются к специальным теплоносителям (например, к паровой магистрали)

По схеме взаимного течения теплоносителей (см. рис.1.1) различают теплообменники противоточные (а), прямоточные (б), перекрёстноточные (в), с реверсивным током (г). Кроме этих основных схем применяют конструкции с многократным перекрёстным током при общем противотоке (д), теплообменники с многократным реверсивным током (е) и ряд других. Нередко действительная схема взаимного течения теплоносителей не может быть отнесена чётко ни к одному из известных и описанных вариантов или отнесена к ним с определёнными отклонениями. Рассматривая перекрёстноточные теплообменники, выделим понятие *ход* как часть теплообменного элемента в пределах однократного пересечения потоков теплоносителей (см. рис.1.1 д). При этом отдельным *ходом* (или точнее *теплотехническим ходом*)

можно считать только очередную часть теплообменного элемента в пределах однократного пересечения теплоносителей, которая будет смещена относительно предыдущей вдоль по течению или против течения второго теплоносителя.

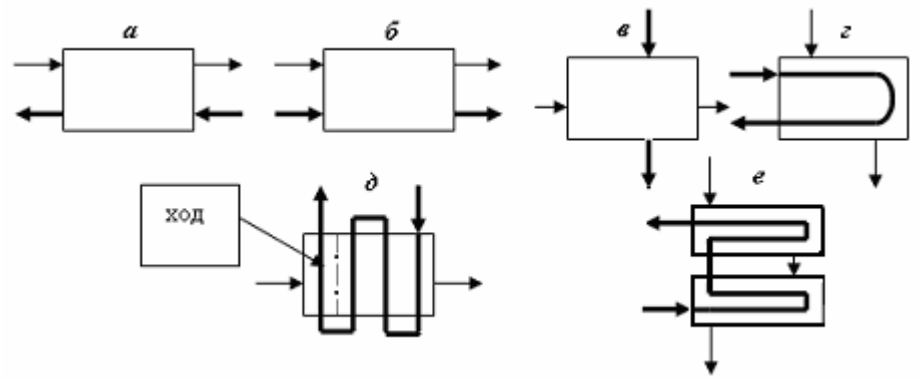


Рис 1.1. Схемы взаимного течения теплоносителей

Если часть теплообменного элемента с однократным пересечением потоков смещается перпендикулярно ходу течения второго теплоносителя, то такая часть *ходом* с точки зрения теории теплообмена не считается. Эту часть в данном случае можно считать *гидравлическим ходом*. Например, радиатор, в котором течение воды организовано в соответстствии со схемой рис. 1.2, с точки зрения теплотехники следует считать по схеме однократно перекрёстноточным, хотя его теплообменный элемент четырежды пересекается потоком воды. Как видно, все эти пересечения находятся в одной плоскости, перпендикулярной потоку второго теплоносителя.

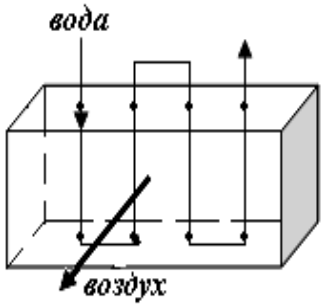


Рис. 1.2. Схема радиатора с однократным перекрёстным теплотехническим током теплоносителей и четырьмя гидравлическими ходами по воде.

По особенностям перемешивания теплоносителя в каждом последующем сечении по ходу теплоносителя теплообменники бывают с перемешиваемыми и не перемешиваемыми теплоносителями, причём каждое из названных выше определений может относиться либо сразу к двум теплоносителям, либо каждый теплоноситель может иметь

свой характер перемешивания. Примером перемешиваемого или смешиваемого течения может быть течение воздуха поперёк пучка труб. Здесь за каждым рядом труб воздух полностью перемешивается по всему сечению теплообменника. В результате этого изменение температуры воздуха по ходу теплоносителя зависит только от одной координаты – длины теплообменника по ходу течения воздушного потока. Перпендикулярно этому направлению вдоль или поперёк трубок в любой точке сечения теплообменника температура воздуха теоретически одинакова. Примером не смешиваемого течения теплоносителя может быть ток воды по трубкам пучка перпендикулярно потоку воздуха. В первом ряду трубок по ходу воздуха вода будет нагреваться сильнее, поскольку воздух здесь самый горячий, а в последующих рядах трубок вода будет нагреваться слабее. В результате в каждом сечении водяного потока, перпендикулярного пучку трубок, в том числе и в сечении на выходе из трубного пучка температура воды различна в различных точках сечения, т.е. температура воды будет функцией не только координаты, направленной вдоль по ходу течения потока, но и координаты, направленной по ходу течения воздуха, перпендикулярно названному выше направлению. Кроме отмеченной особенности перемешивания в пределах хода учитывается также перемешивание или не перемешивание потока между ходами. Отмеченные особенности перемешиваний и соответственного характера изменения температур будут влиять в конечном счёте на значение средней по сечению температуры и, соответственно, на эффективность охлаждения в том или ином теплообменнике. Эти особенности, связанные с характером перемешивания потоков, должны учитываться выбором соответствующих расчётных зависимостей при формировании методики расчёта каждого конкретного теплообменника.

По виду поверхности теплообмена рекуперативные теплообменники в основном делят на трубчатые, пластинчатые и трубчато-пластинчатые. Для подробной характеристики теплообменника может использоваться и более обстоятельная классификация в этом направлении, при которой будут определены дополнительные характеристики поверхностей теплообмена (ПТ). Последние, как правило, связаны с дополнениями к уже названным особенностям классификации. Например, можно дать такое определение одному из возможных видов ПТ: «шахматный пучок из круглых труб с индивидуальным ленточным оребрением ».

По общей схеме конструкции теплообменники можно подразделить на кожухотрубные, кожухокоробчатые, типа «труба в трубе», змеевиковые, пакетнопластинчатые и некоторые другие. Примером кожухотрубного теплообменника может служить водоводяной теплообменник с корпусом (кожухом) в виде трубы относительно большого диаметра, в которой размещается трубный пучок из труб малого диа-

метра. Кожухокоробчатым можно назвать охладитель наддувочного воздуха, в котором теплообменный элемент (пакет или пучок) установлен в коробчатом кожухе. Этот кожух имеет патрубки для подвода и отвода воздуха, а его пакет снабжён крышками с патрубками отвода – подвода воды. Теплообменник типа «труба в трубе» выполнен наподобие кожухотрубного, но только в его кожухе вместо пучка труб устанавливается одна труба. Обычно такой теплообменник имеет малое поперечное сечение при большой длине корпуса. Пакетнопластнчатые (также называемые консольными) теплообменники имеют конструкцию, в которой короб отсутствует а соединение пластин в пакете производится стяжными анкерами, проходящими через специальные отверстия в наружных углах пластин. В таком теплообменнике две наружные пластины обычно делают утолщёнными (они выполняют роль опорных плит). Прочие пластины зажимаются между ними. Разновидностью таких теплообменников может быть неразборная конструкция, в которой пластины соединяются сваркой или пайкой (спеканием). По таким схемам могут быть изготовлены охладители воды, масла и наддувочного воздуха. Змеевиковые теплообменники могут быть выполнены на основе трубчатого корпуса сравнительно большого диаметра, в который вставляются змеевики, выполненные в виде спиральных «дисков», образованных сгибанием в одной плоскости труб относительно малого диаметра. Начало и конец трубы в каждом таком «диске» соединяется с общим для всех «дисков» коллектором. Примером такого теплообменника может служить утилизационный котёл. В нём через трубчатый корпус снизу поступают выхлопные газы, которые омывают «диски» из тонких труб, проходя перпендикулярно их плоскости. Внутри спиральных труб проходит вода или пар. Возможны иные конструктивные варианты змеевиковых теплообменников.

1.1 Конструктивные схемы и конструктивные элементы охладителей наддувочного воздуха.

Охладители наддувочного воздуха могут быть воздухо-воздушными или воздухо-водяными. Рассмотрим воздухо-водяные охладители наддувочного воздуха (ОНВ). Наибольшее распространение имеют кожухокоробчатые конструкции, с теплообменным элементом в виде трубного пучка (пакета) оребрённых труб или пакета пластин, или трубчато-пластинчатого пакета. Теплообменный элемент размещается в корпусе (кожухе) коробчатой формы. Корпус имеет патрубки для подвода и отвода воздуха. Вода подводится и отводится через крышки, прикреплённые к теплообменному элементу. Соединение пучка и корпуса может быть разборным и неразборным. В последнем случае элементы корпуса, дополняющие теплообменный элемент в общей конструкции ОНВ, сведены к минимуму. ОНВ с трубчатым теплообменным элементом обычно имеет одну или две

трубные доски, в которых крепятся концы труб. Такой элемент вставляется в кожух по направлению осей труб через отверстие в одной из граней кожуха и крепится к ней за трубную доску по периметру этого отверстия. Вторая сторона теплообменного элемента при этом может свободно перемещаться под действием тепловых деформаций. Для теплообменников не очень больших размеров возможно жёсткое крепление к кожуху за обе трубные доски с учётом относительно небольших температурных деформаций. При больших размерах возможность компенсации температурных деформаций свободным перемещением одного из концов теплообменного элемента может быть необходимостью. Возможные схемы таких конструкций представлены на рис. 1.3.

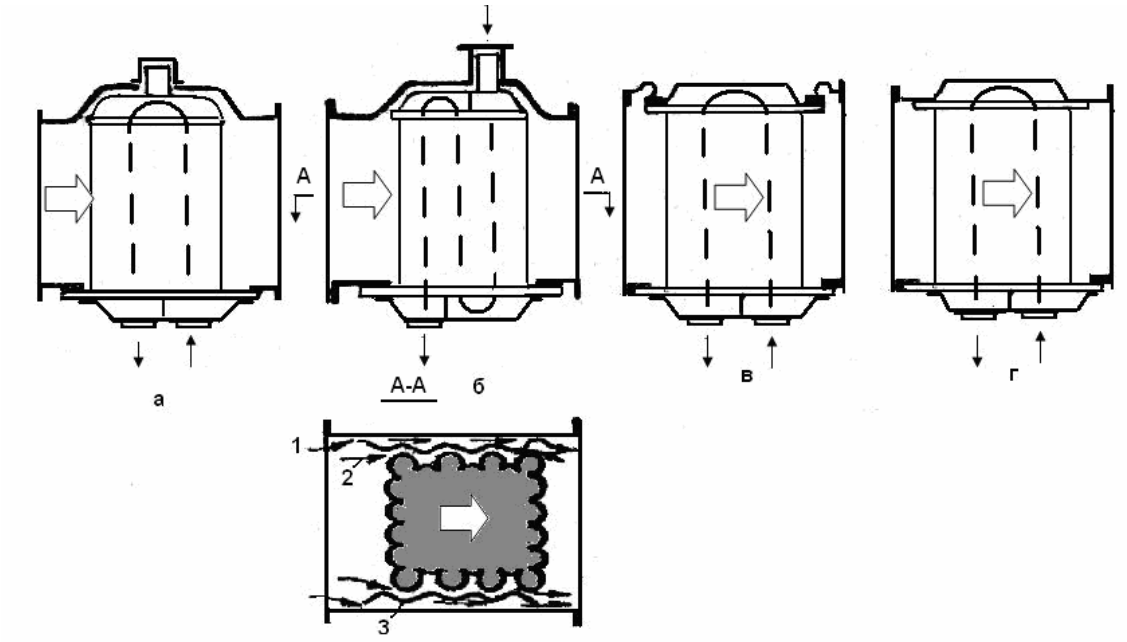
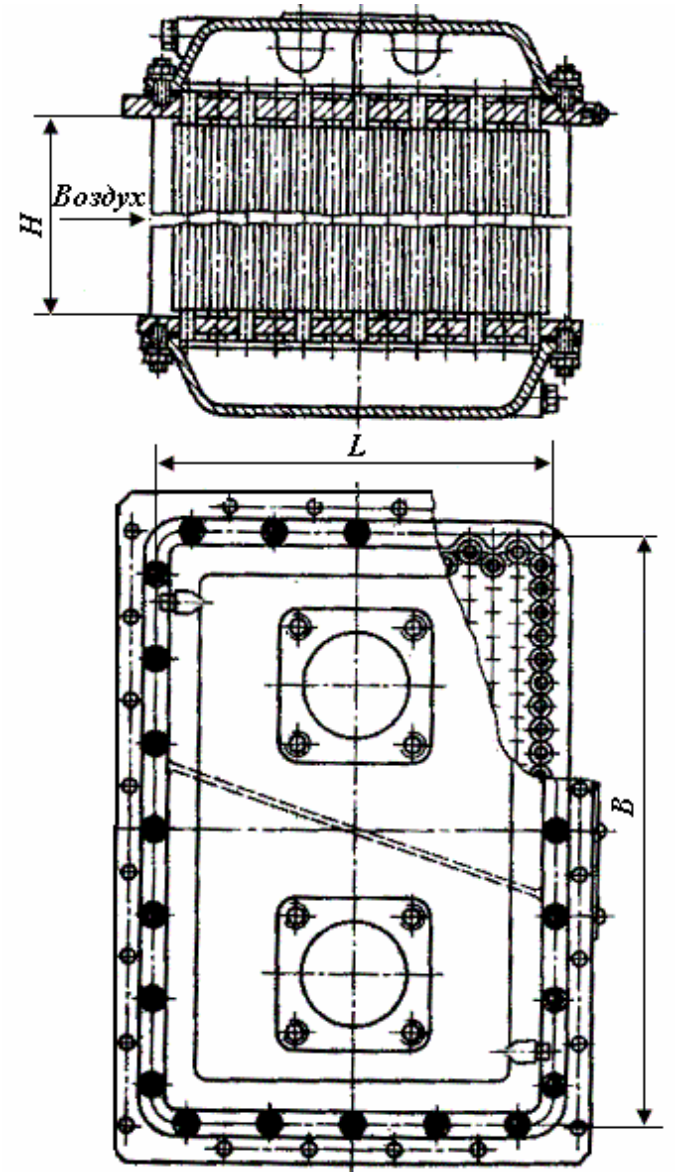


Рис. 1.3. Схемы размещения трубного пучка ОНВ в кожухе:
а – верхняя доска подвижна, водяные патрубки снизу; б – то же при водяных патрубках сверху и снизу; в – компенсация перемещений верхней трубной доски обеспечена упругой деформацией специальной вставки в корпусе; г – обе доски жёстко закреплены в корпусе

Следует указать на некоторую неопределённость взаимных перемещений оконечностей теплообменного элемента и корпуса, поскольку нагреваются и тот, и другой, причём весьма неравномерно по разным сечениям и направлениям. В связи с этим предпочтительно исполнение такого варианта компенсационного узла, который обеспечивал бы относительно свободное перемещение деформируемой оконечности по всем возможным направлениям без потери плотности по теплоносителям и потери прочности. К особенностям конструкции трубчатых ОНВ следует также отнести использование вставок-вытеснителей (см. поз. 3 рис. 1.3) с боковых сторон пучков. Эти эле-

менты, обычно выполненные в виде гофрированных листов металла, должны уменьшать протечки воздуха 2 между корпусом и пучком. Конструкция вытеснителей и их монтаж должны исключать возможность появления дополнительных протечек между ними и корпусом (см. поз.1). Большинство названных выше элементов конструкции ОНВ можно рассмотреть на основе реальной конструкции, общий вид которой представлен на рис. 1.4.



.

Рис.1. 4. Теплообменный элемент ОНВ (пучок в сборе с водяными крышками и вытеснителями)

Фотография такого же пучка, но без верхней крышки, показана на рис. 1.5. Бериславский машиностроительный завод выпускал ОНВ с подобными элементами для дизелей различного типа и назначения.

Поверхность теплообмена в ОНВ обычно выполняется оребрённой со стороны воздуха. Оребрение применяют в основном для увеличения площади поверхности теплоотдачи с той стороны, где теплообмен проходит хуже. Помимо функции увеличения площади оребрение несёт функцию турбулизатора потока воздуха. Увеличение степени турбулентности потока способствует интенсификации конвективного теплообмена. Следует отметить, что увеличение степени турбулентности ведёт не только к интенсификации теплообмена, но и к росту потерь энергии на сопротивление движению воздуха, вследствие чего падает давление воздуха за ОНВ.

Поверхность теплообмена ОНВ на рис. 1.4 и 1.5 выполнена из круглых труб с накатным оребрением. Их конструкция показана на рис. 1.6. Такие ПТ могут быть монометаллическими, когда металл рёбер и трубки представляют собой одно целое (рис.1.6, *а*). Материалом подобных ПТ обычно является красная медь. Для случаев охлаждения морской водой применялся мельхиор (медно-никелево-железный сплав), возможно применение иных материалов, подходящих по технологическим и противокоррозионным параметрам, в том числе нержавеющей стали. С целью экономии дорогостоящих устойчивых к коррозии материалов иногда применяют биметаллические трубы с накатным оребрением (рис. 1.6 *б*). В этих ПТ внутренняя, несущая трубка, выполняется из более дорогого и стойкого металла, например из мельхиора, а оребрение выполняется из алюминиевого сплава и соединяется с несущей трубкой на основе механического контакта. Контакт образуется при накатывании оребрения на толстостенной алюминиевой трубке, надетой поверх несущей трубки. Вариант конструкции биметаллической трубки представленной на рис.1.6, не является единственно возможным. Известны и иные конструктивные решения – например применение насадных или навиваемых рёбер, в том числе с креплением ленточного ребра в специально прорезаемом винтовом пазу на поверхности несущей трубки. Следует сказать, что контакт между присоединяемым оребрением и несущей трубкой имеет достаточно высокое и к тому же нестабильное в процессе работы ОНВ термическое сопротивление. Это отрицательно влияет на тепловой КПД ОНВ, изготовленных на базе таких ПТ, если для усиления контакта не применяется пайка или какое-либо иное средство, обеспечивающее аналогичный эффект. На рис. 1.7 показана трубка с индивидуальным проволочным оребрением сложной проволочной спиралью. Витки спирали крепятся к несущей трубки дополнительными витками проволоки, проходящими внутри оребряющих спиралей. Кроме того, оребрённая таким образом трубка окунается в расплав олова, чем обеспечивается паяный контакт витков оребряющей спирали и несущей трубки. Такая ПТ имеет высокие теплотехнические показатели при оптимальных геометрических параметрах тру-

бы и оребрения. Следует отметить, что подобные поверхности менее стойки к коррозионному и вибрационному воздействию, чем ПТ из труб с накатным оребрением. В некоторых ОНВ применяют пучки из круглых труб с групповым оребрением. Оребрение всех или отдельных групп трубок единым ребром также может привести к созданию весьма эффективных поверхностей. Однако при этом нужно иметь в виду, что групповое оребрение обычно требует пайки для обеспечения стабильного термического контакта между ребром и трубкой.

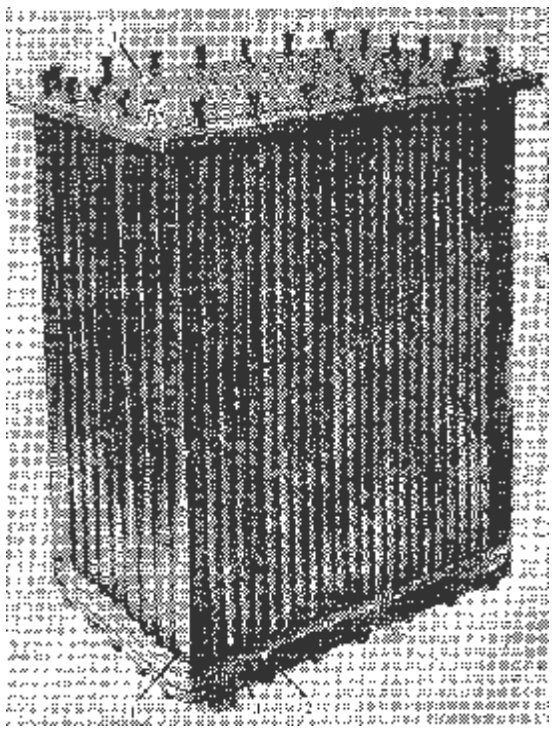


Рис. 1.5. Трубный пучок ОНВ: 1 – верхняя трубная доска (неподвижная); 2 – нижняя трубная доска (подвижная); 3 –вытеснитель; 4 – оребрённая трубка

Пайка обычно связана с технологиями, интенсивно загрязняющими окружающую среду в условиях массового производства. Поэтому ПТ, не требующие пайки при изготовлении, имеют определённое преимущество. Кроме пучков из круглых труб получили применение пучки из плоско-овальных труб. Как правило, трубки в таких пучках имеют общее или групповое оребрение. Наличие крупных оребряющих пластин в конструкции ПТ приближает такие пучки к пластинчатым. Их относят к виду трубчато-пластинчатых, если водяные каналы сформированы в виде отдельных трубок (см. рис. 1.8), и к чисто пластинчатым, если водяные каналы выполнены в виде крупных пластин с внутренними разделителями потока (см. рис. 1.9).

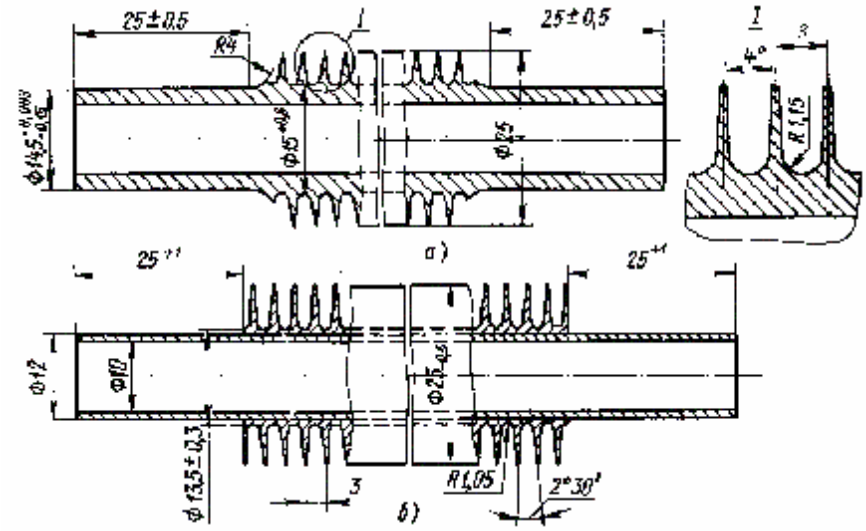


Рис 1.6. Трубки с накатными рёбрами. *а)* – монометаллическая трубка; *б)* – биметаллическая трубка (оребрение накатано на алюминиевой толстостенной наружной трубе-заготовке, надетой на мельхиоровую тонкостенную внутреннюю трубку)

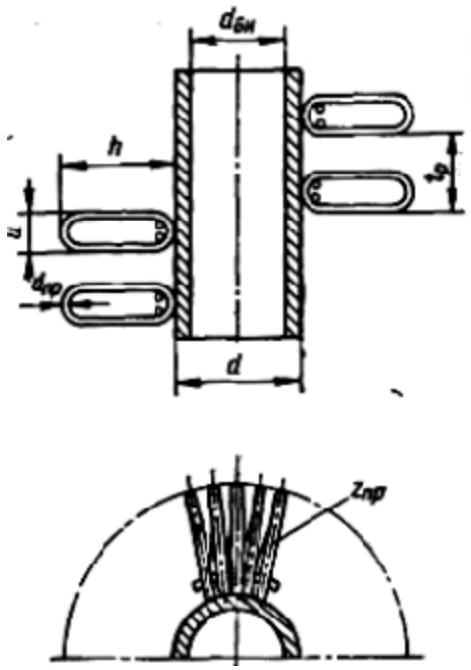


Рис 1.7. Трубка со спиральным проволочным оребрением.

Основные плоскости оребряющих пластин в таких ПТ могут располагаться перпендикулярно осям трубок, а могут располагаться и параллельно им. Сами пластины могут быть гладкими, сложно-волнистыми, сплошными или рассечёнными. На рис. 1.8 показано оребрение плоских трубок различными видами гофрированных пластин с рассечением. Основные плоскости оребряющих пластин здесь расположены параллельно осям плоскоовальных труб, через которые движется вода. Воздух движется вдоль стрелок, параллельно основным плоскостям оребряющих пластин. Оребряющие пластины и плоскоовальные трубки соединены пайкой. На рис. 1.9. показан ещё один вид оребрения

сложно-рассечённой групповой пластиной. Этот вид оребрения имеет так называемую сдвинуто-рассечённую структуру, которую считают одной из самых рациональных видов оребрения. Считается, что при таком оребрении разрушение пограничного слоя и достижение рационального уровня турбулизации потока воздуха происходит при относительно малых затратах энергии на единицу мощности теплового потока, передаваемой через поверхность теплообмена. Полагают, что в иных ПТ, в частности кругло-трубчатых, обеспечивается избыточная турбулизация потока воздуха, которая приводит к избыточным потерям энергии потока, а, значит, и к избыточному падению давления воздуха на ОНВ при прочих равных условиях.

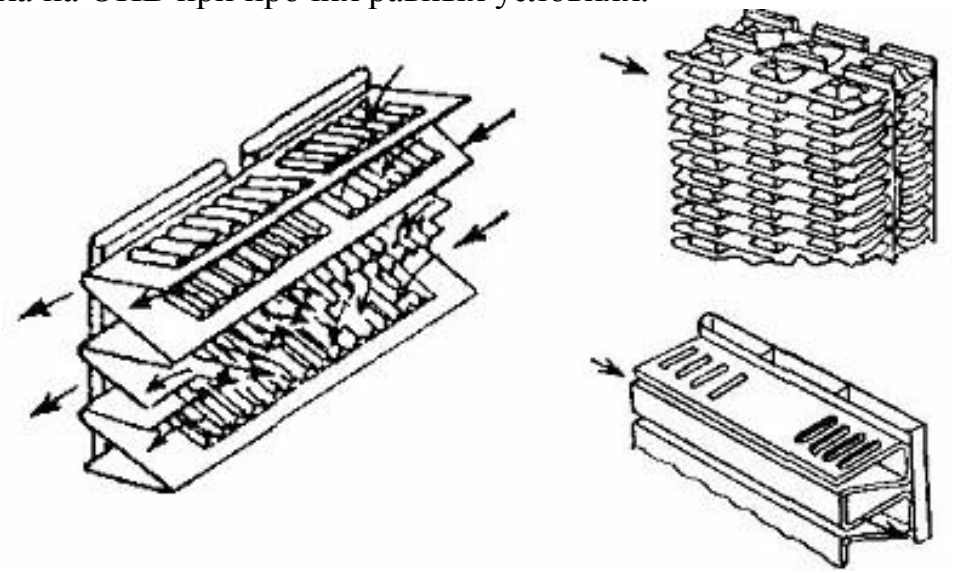


Рис. 1.8. Трубчато-пластинчатые ПТ на основе плоско-овальных труб и плоских каналов (пластинчатых каналов или просто пластин с разделительными вставками), оребрённых групповым рассечённым гофрированным оребрением, основная плоскость которого параллельна осям водяных труб

Дальнейшее совершенствование ПТ связывают с введением небольшого (до 3…4^{o}) отгиба передних кромок плоскостей лент (см. рис. 9) сдвинуто-рассечённых ПТ относительно оси направления движения воздуха. При этом входную кромку плоскости каждого последующего по ходу движения воздуха элемента отклоняют противоположно отклонению предыдущего. Возможно, что наиболее компактные и обладающие наименьшим воздушным сопротивлением при прочих равных условиях водовоздушные пластинчатые ОНВ могут быть созданы на базе подобных ПТ. Современные компактные воздуховоздушные ОНВ должны иметь ПТ с близкой геометрией для обеих сторон поверхности, причём наибольшая компактность может быть достигнута при использовании оребрённых поверхностей. Внешний вид возможной ПТ такого типа представлен на рис. 1.10.

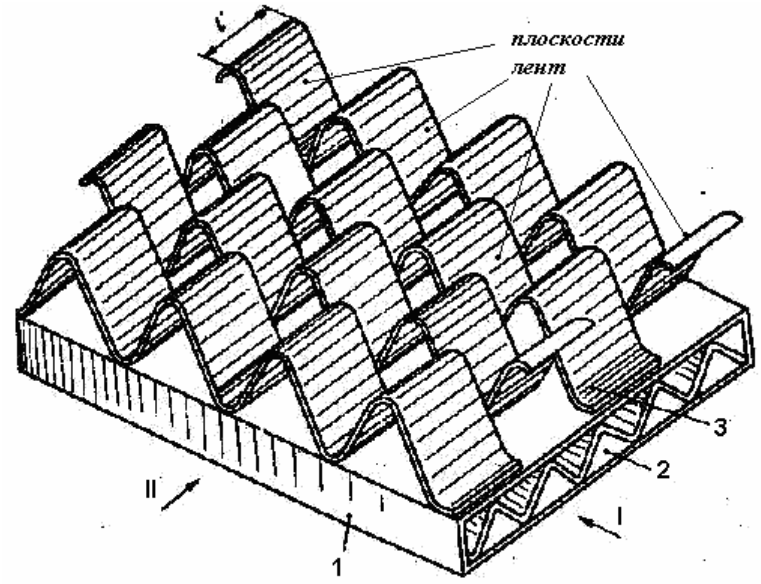


Рис. 1.9. Пластинчатая ПТ со сдвинуто-рассечённым оребрением:
l' – длина одной ленты по ходу воздуха; I – направление движения потока воды; II – направление движения потока воздуха; 1 – водяной канал; 2 – внутренняя полость водяного канала с гофрированной вставкой-распределителем потока; 3 – одна из лент сложно-рассечённой пластины

В ней охлаждаемый воздух может идти по направлению чёрных стрелок, а охлаждающий – по направлению белых. В таком случае схема взаимного течения теплоносителей будет противоточной. Очевидно, что не представляет проблем организация прямоточной схемы, а при развороте оребрения на каждой второй пластине на 90^{o} можно получить схему перекрёстного тока. Иногда, особенно в условиях интенсивного загрязнения теплоносителей, возможно применение гладких (не оребрённых) пластин для создания газо-газовых теплообменников. На рис. 1.12 и 1.13 показана конструкция кожухокоробчатого воздухоподогревателя с ПТ такого вида. Воздух подогревается газом в пакете, образованном одинаковыми штампованными листами с гладкой с обеих сторон поверхностью. Такую поверхность ещё называют листоканальный. Конструкция теплообменника сварная, неразборная. Для противодействия деформации пакета под действием давления газов на поверхности пластин пакет установлен в жёстком корпусе, стянутом анкерными связями. На такой же конструктивной основе ранее изготавливались и водовоздушные охладители наддувочного воздуха. На рис 1.11 показана конструкция такого кожухокоробчатого водовоздушного охладителя наддувочного воздуха двигателя 12ДН 23/30. Аналогичные охладители применялись и на двигателях типа 42 ЧН 16/17. Они хорошо зарекомендовали себя для условий жёстких ударных и вибрационных нагрузок (в частности, при использовании для военной техники).

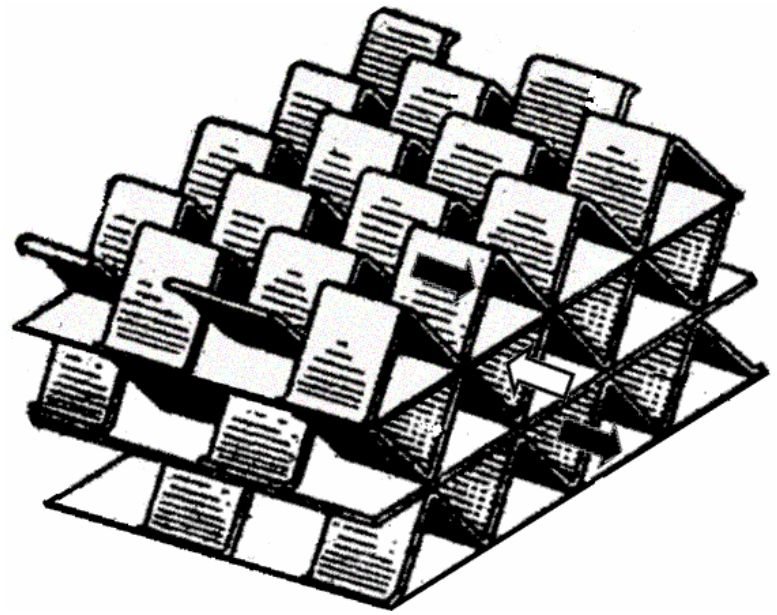


Рис.1.10. Элемент сердцевины ребристо-пластинчатого воздуховоздушного ОНВ

Компактность таких теплообменников была выше, чем гладкотрубчатых, поскольку непрерывные листы штампованной поверхности допускали более рациональное заполнение объёма, чем дискретная гладкотрубчатая поверхность. В то же время трубчатые ОНВ, выполненные на базе оребрённых ПТ, оказались более компактными. Они вытеснили кожухопластинчатые ОНВ с листоканальными ПТ из сферы гражданского применения. Следует отметить, что некоторые варианты современных оребрённых ПТ (например, ПТ с поперечным групповым оребрением) по ударной прочности и жёсткости близки к листоканальным. Что касается возможности получения наибольшей компактности теплообменника, то это, как было сказано выше, могут лучше всего обеспечить ребристые пластинчатые ПТ. В заключение по поводу выбора типа ПТ для создания ОНВ следует сказать, что реализованная конструкция теплообменника при одинаковых теплотехнических параметрах характеризуется большим числом параметров: массой, объёмом, соотношением габаритных размеров, стоимостью, технологичностью, стойкостью к механическим нагрузкам, стойкостью к химическим и эрозионным воздействиям, стойкостью к загрязнениям и некоторыми другими. Ни один из вариантов конструкции не может обладать только наилучшими значениями всех возможных определяющих качеств. Обычно реализуется некий компромиссный выбор, удовлетворяющий заказчика и изготовителя по наиболее важным для них в данное время параметрам.

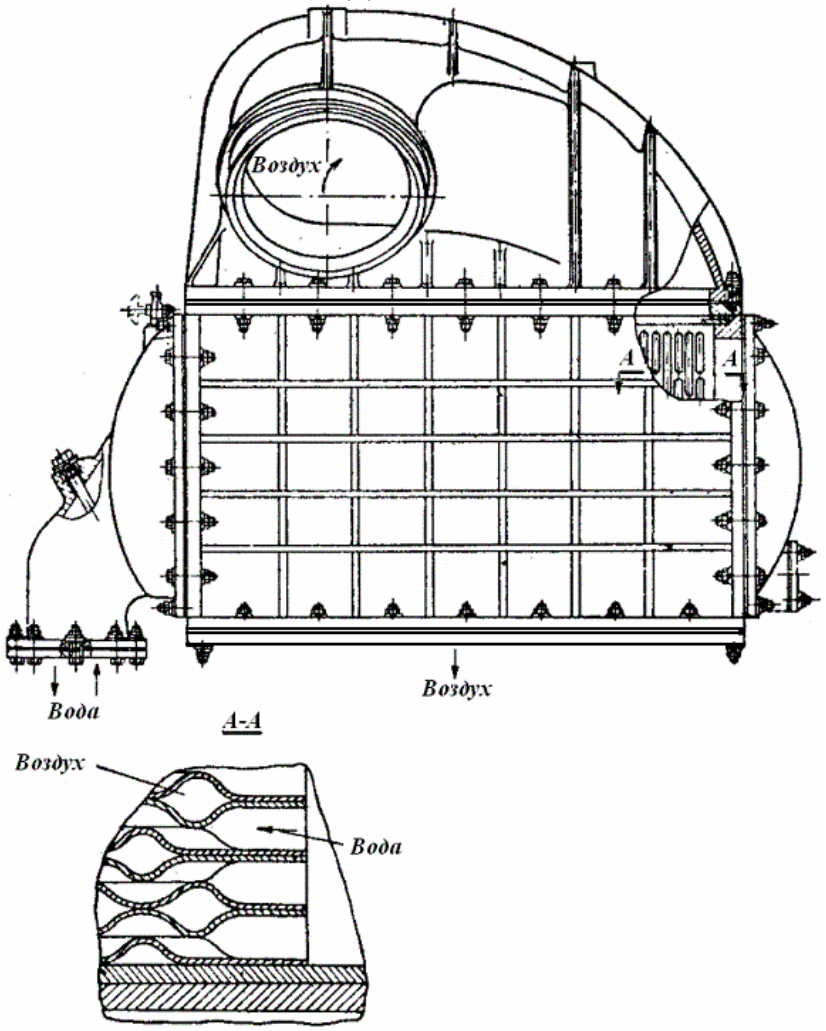


Рис.1.11. Водовоздушный кожухокоробчатый ОНВ на базе листоканальной ПТ двигателя 40 Д

В этих условиях трудно выделить абсолютно предпочтительные геометрии ПТ среди потенциально возможных для реализации. Можно лишь указать самые общие принципы оптимизации ПТ, которых желательно придерживаться при выборе типа теплообменной поверхности и размеров её геометрии. Они состоят в том, что оребрённые ПТ компактнее не оребрённых, что компактность теплообменников возрастает с увеличением площади поверхности теплообмена, заключённой в единице объёма пучка и что само оребрение должно по возможности наилучшим образом способствовать как увеличению площади поверхности в единице объёма, так и максимальной интенсификации теплообмена при наименьшем сопротивлении движению теплоносителя.

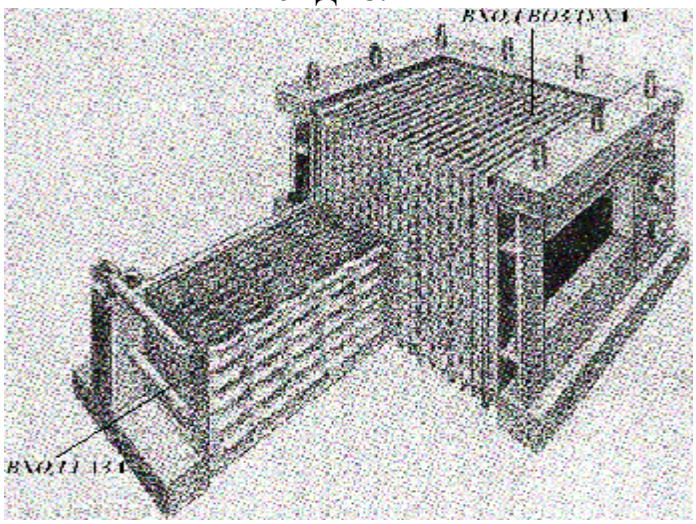


Рис. 1.12. Кожухокоробчатый воздухоподогреватель на базе листоканальной ПТ в сборе

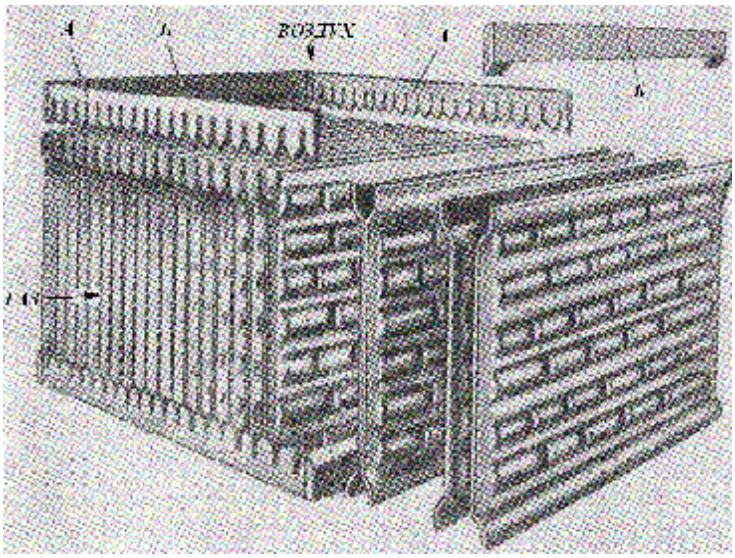


Рис.1.13. Сборка воздухоподогревателя; А и Б – вставки, формирующие вход воздушного потока в пакет пластин

Окончательное решение по выбору ПТ обычно принимается на основании рассмотрения численных результатов расчётов для целого ряда сравниваемых вариантов.

Конец

1.2. Охладители воды и масла.

Охладители воды судовых ДВС обычно выполняются водо-водяными (ВВО). Охладители воды транспортных и стационарных ДВС выполняются водо-воздушными. Водо-воздушные рекуперативные теплообменники обычно называют *радиаторами*. Охладители воды стационарных ДВС могут выполняться как в виде радиаторов, так и в виде *градирен* или барботерных теплообменных аппаратов (вода охлаждается при пропускании (барботировании) через ёмкость с водой пузырьков охлаждающего воздуха). Для стационарных ДВС возможно также использование ВВО, если имеются подходящие условия для применения системы охлаждения с такими теплообменниками.

Водо-водяные охладители судовых ДВС (или ВВО) выполняются в виде кожухотрубных или пакетнопластинчатых теплообменников. Конструктивная схема кожухотрубного теплообменника показана на рис. 1.14. Корпус такого теплообменника изготавливается в виде трубы большого диаметра, в котором размещается трубный пучок из гладких (не оребрённых) трубок малого диаметра. Концы трубок крепятся в трубных досках. Обычно одна из трубных досок обладает подвижностью для обеспечения компенсации тепловых расширений. Размещение трубок в трубных досках может выполняться по системе диагональной разбивки, по системе концентрических окружностей и по ряду иных возможных геометрий. Основой выбора системы расположения труб в трубных досках является стремление к максимальному заполнению объёма корпуса при обеспечении возможной равномерности размещения теплообменной поверхности по этому объёму. Одновременно учитываются требования к технологичности, прочности, устойчивости пучка к загрязнениям и некоторые другие. Обычно заборная вода проходит внутри трубок пучка, а пресная вода проходит между трубками. Для регулирования скорости воды внутри трубок охладитель может выполняться по забортной воде как одноходовым, так и многоходовым. Для обеспечения необходимой скорости пре-

сной воды и придания определённого направления её течению внутри корпуса устанавливаются диафрагмы.

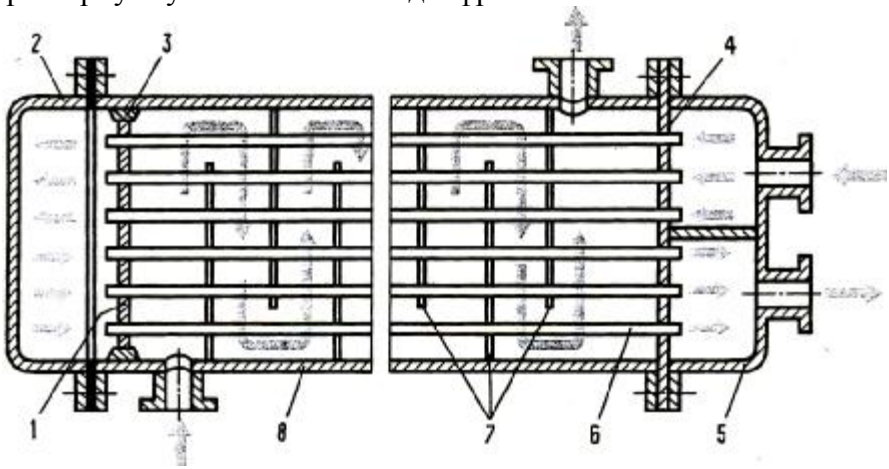


Рис.1.14. Конструктивная схема кожухотрубного водо-водяного охладителя с сегментными диафрагмами: 1- подвижная трубная доска; 2, 5 – водяные крышки; 3 – уплотнение между корпусом подвижной трубной доской; 4 – неподвижная трубная доска; 6 – трубки трубного пучка; 7 – диафрагмы; 8 – корпус (кожух)

Благодаря установке диафрагм схема течения теплоносителя с внешней стороны трубного пучка приближается к многократно-перекрёстному току. На рис. 2.1 схема взаимного течения теплоносителей в охладителе соответствует так называемому однократному реверсивному току. При этом охладитель имеет два хода теплоносителя внутри трубок (обычно это забортная вода), а для второго теплоносителя реализован многократный перекрёстный ток относительно реверсивного потока первого теплоносителя. Диафрагмы для изображённого теплообменника имеют вид окружности с удалённым сегментом (сегментные диафрагмы). Каждая диафрагма имеет сверления, через которые с малым зазором проходят трубки. Щель между диафрагмой и

корпусом (кожухом) может уплотняться специальным уплотнением для уменьшения соответствующих протечек. Следует сказать, что схема действительного течения потока внутри корпуса имеет сложную структуру. Если ядро потока движется примерно по направлению, указанному стрелками на рис. 1.15, то часть потока протекает через зазоры между трубками и диафрагмами, часть между основной структурой пучка и корпусом, а часть между стенками корпуса и диафрагмами (см. рис. 2.2).

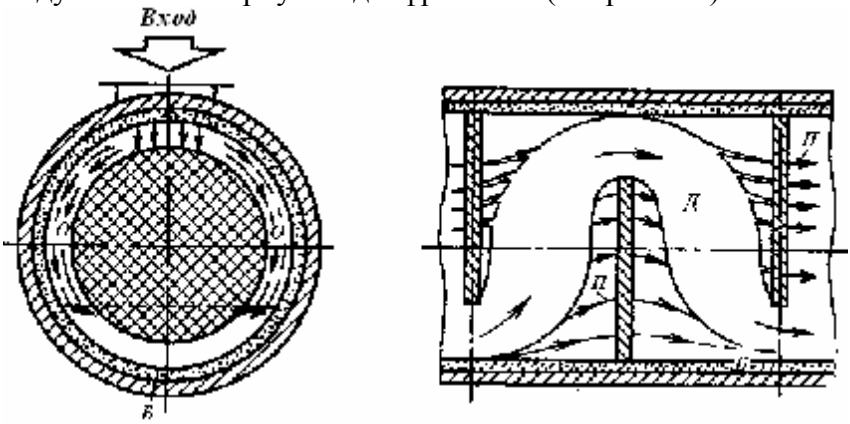


Рис. 1.15. Схема действительного обтекания потоком пучка труб в кожухотрубном теплообменнике с сегментными диафрагмами: *Д* – основной поток, *П* – протечки в зазорах между диафрагмами и трубками, *Б* – байпасный поток между диафрагмами и корпусом, *О* – обводной поток между корпусом и боковой поверхностью пучка

Всё это делает реальную картину обтекания пучка трубок потоком весьма сложной и влияет на точность и сложность теплотехнических расчётов теплообменника. Кроме сегментных диафрагм встречаются также кольцевые (рис. 1.16) и стержневые. Стержневая диафрагма представляют собой набор стержней, расположенных примерно в одной плоскости, перпендикулярной осям трубок пучка (подобно струнам в теннисной ракетке). Стержни пропускают между трубками, а наружные концы кре-

пят в отверстиях колец, охватывающих пучок в местах размещения диафрагм. Часть сечения пучка, как и в случае применения диафрагм иной конструкции, остаётся свободной и используется для поворота потока в обратном направлении перед его движением через последующий зазор с рядом расположенной диафрагмой.

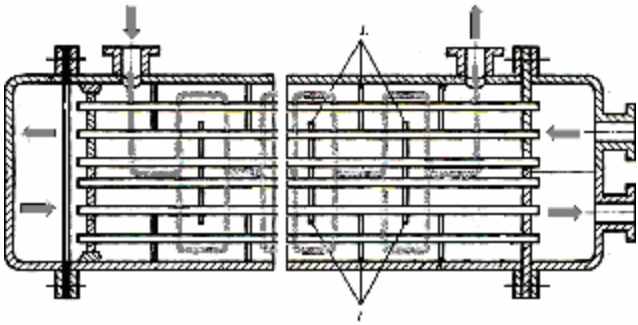


Рис. 1.16. Схема кожухотрубного водоводяного охладителя с кольцевыми диафрагмами: 1 – кольцевые диафрагмы

Имеются сведения, что наиболее компактные конструкции кожухотрубных теплообменников обеспечиваются применением сегментных диафрагм. Конструкция реального кожухотрубного теплообменника с сегментными диафрагмами представлена на рис. 1.17. На рис. 1.18 показан общий вид возможной конструкции консольного пластинчатого теплообменника. Подводящие и отводящие патрубки теплоносителей в подобных конструкциях могут располагаться как по одну сторону пакета, так и с обеих его сторон.

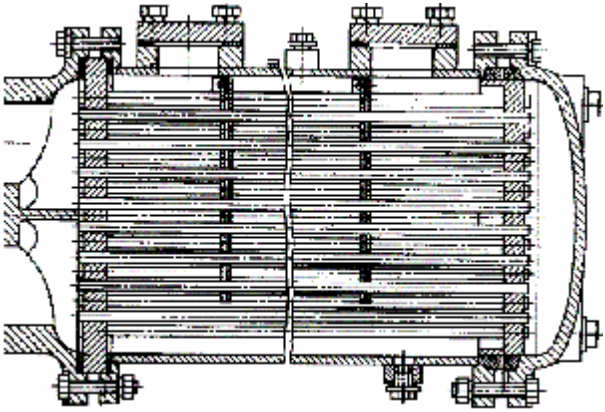


Рис. 1.17. Кожухотрубный теплообменник с сегментными диафрагмами конструкции Бериславского машиностроительного завода

Вид отдельной пластины для таких теплообменников показан на рис. 1.19, а на рис. 1.20 показан вид фрагмента теплообменной поверхности из нескольких пластин. Поверхности пластин имеют систему выступов и впадин, образованных штамповкой. В настоящее время на поверхности пластин штампуют горизонтальные гофры треугольного или синусоидального сечения. Возможны также не только сплошные горизонтальные формы гофр, но и гофры дугообразной формы, прерывистые гофры треугольного, цилиндрического или сфероидального профиля. Это так называемые ленточно-поточные пластины, имеющие наибольшее распространение для ВВО. Жидкость между пластинами здесь движется в основном поперечно осевым линиям гофр. Форма потока жидкости между пластинами подобна форме волнистой ленты.

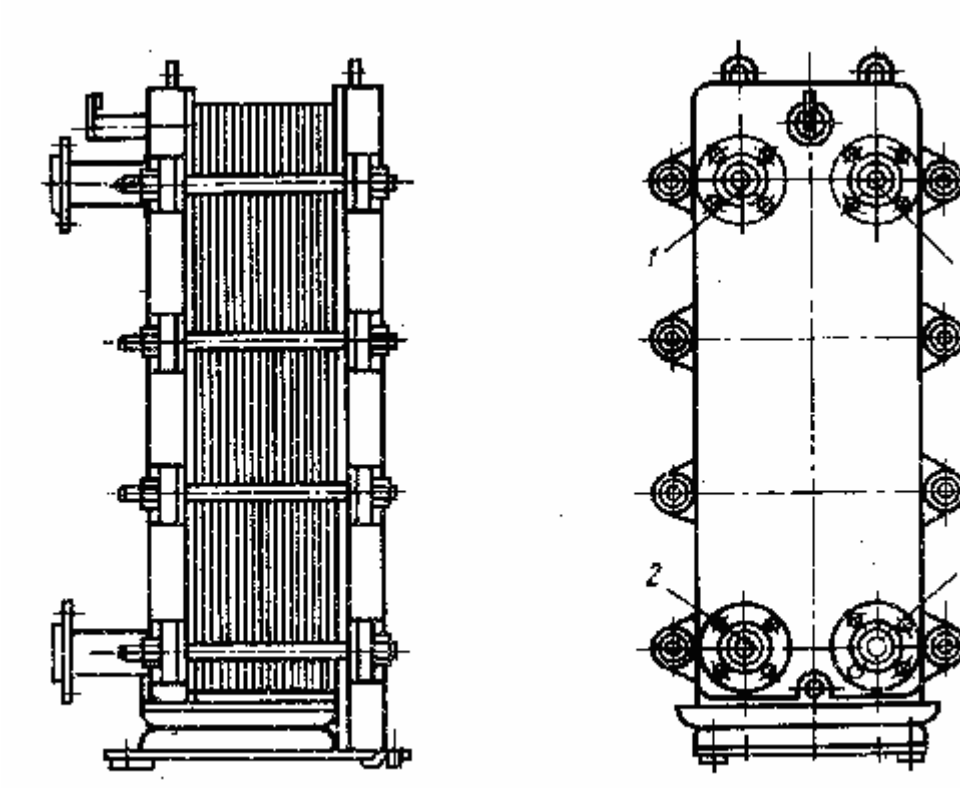


Рис.1.18. Консольный пластинчатый жидкостно-жидкостный теплообменник: 1 – подвод охлаждаемой среды, 2 – подвод охлаждающей среды, 3 – отвод охлаждаемой среды, 4 – отвод охлаждающей среды

Такая структура потока способствует интенсивной турбулизации теплоносителя и улучшает теплообмен при прочих равных условиях. Ранее применялись пластины с иной организацией потока. Они либо имели выступы, предназначенные только для обеспечения жёсткости (плоские пластины), либо имели выштампованные зигзагообразные

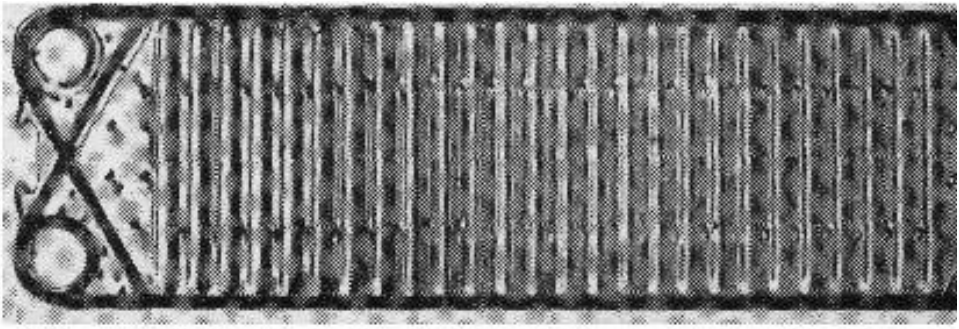


Рис 1.19. Отдельная пластина жидкостно-жидкостного теплообменника



Рис.1.20. Сборка пластин жидкостно-жидкостного теплообменника

или продольные каналы, вдоль которых двигалась жидкость (канальчатые пластины). Такие каналы мало интенсифицировали теплообмен, но сильно увеличивали гидравлическое сопротивление. Если рабочие скорости воды в аппаратах из канальчатых пластин должны быть в пределах 1,5…2,5 м/с, то в аппаратах из ленточно-поточных пластин эти скорости при той же интенсивности теплообмена могут быть снижены до 0,3…0,9 м/с. На рис. 1.21 показаны основные элементы конструкции консольных теплообменников, выпускаемых фирмой Альфа-Лаваль. На рис. 1.22 показана схема взаимного течения теплоносителей, которую возможно организовать в таких теплообмен-

никах. Большинство применяемых пластинчатых охладителей отличаются от трубчатых прежде всего тем, что допускают разборку и последующую качественную механическую чистку. В то же время опыт эксплуатации судовых теплообменников свидетельствует, что при обычных условиях эксплуатации необходимость в таких операциях в межремонтные периоды чаще всего отсутствует, а существующие способы очистки кожухотрубных теплообменников в условиях периодических ремонтов не представляют особых сложностей.

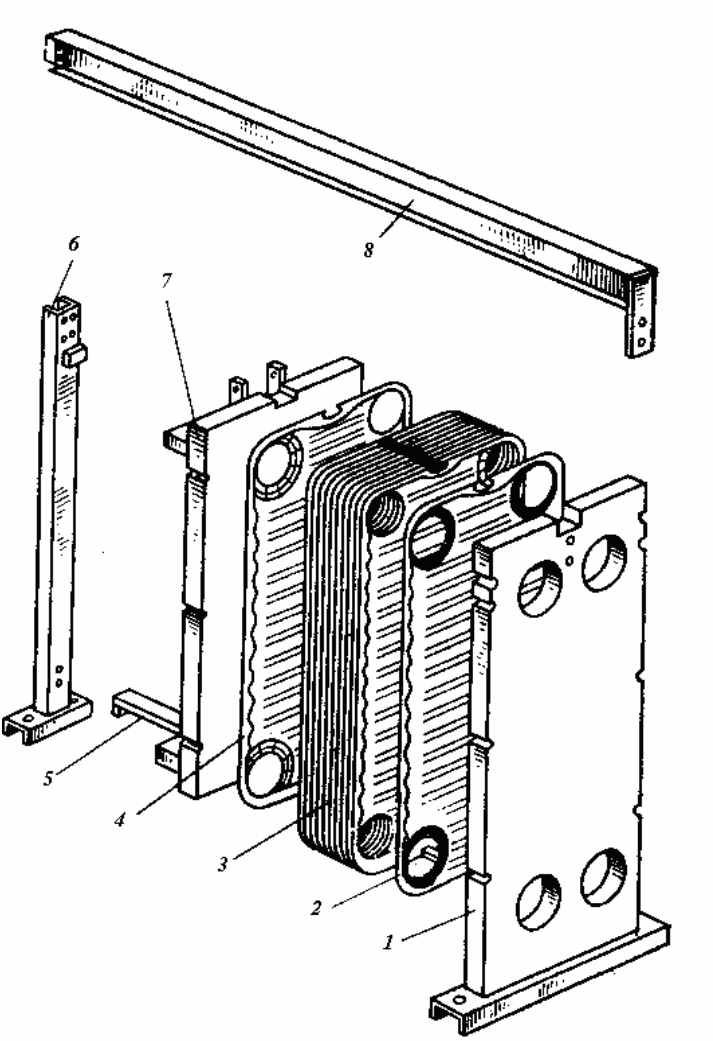


Рис.1.21. Основные элементы конструкции типичных консольных теплообменников (стяжные болты не показаны): 1 – неподвижная плита; 2 – первая пластина, прилегающая к плите; 3 – пакет рабочих пластин; 4 – концевая пластина; 5 – опорная

балка; 6 – стойка; 7 – нажимная подвижная плита; 8 – направляющая балка

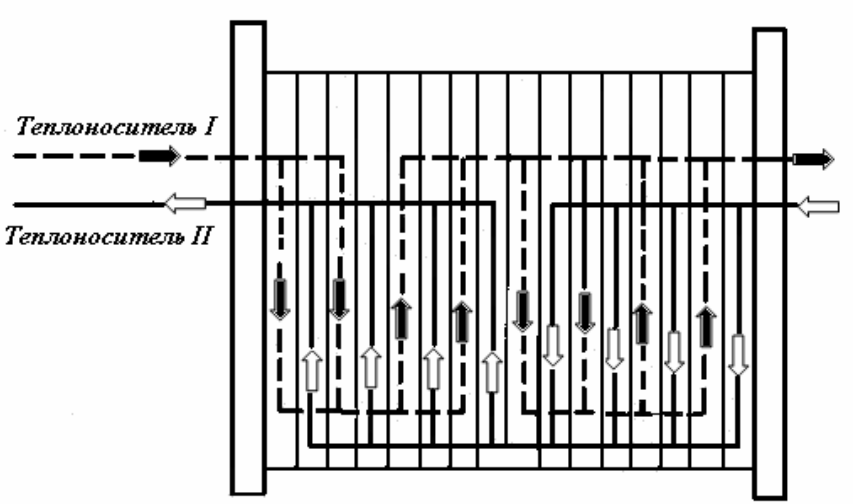


Рис. 1.22. Возможная схема взаимного течения теплоносителей в консольном пластинчатом теплообменнике

Одновременно отмечается относительно меньшая надёжность работы пластинчатых теплообменников. Вероятность появления течи в полостях таких теплообменников и смешения теплоносителей для них выше, чем для кожухотрубных. Последнее обстоятельство может быть решающим, если условия эксплуатации соответствуют вышеназванным. В то же время есть отдельные районы эксплуатации дизельных энергетических установок, где возможность срочной и качественной очистки в межремонтные периоды может быть важным преимуществом. В частности, необходимости в таких чистках возникают при работе ВВО в водоёмах с тёплой, минерализованной водой и сильно развитой системой водных микроорганизмов, склонных образовывать отложения на стенках водяных каналов теплообменников. Если же сравнивать объёмы и массы трубчатых и пластинчатых водоводяных охладителей, то их соотношение зависит от удельной

тепловой нагрузки. При нагрузках выше 0,0055 кВт/м^2 преимущество имеют кожухотрубные охладители. Указанное соотношение справедливо для типовых конструкций пластинчатых ВВО, в частности, сконструированных в соответствии со схемой на рис. 1.21. Эти конструкции содержат большое число тяжёлых и громоздких элементов, применение которых не всегда и не везде является принципиально необходимым. В принципе, возможно создание более лёгких и компактных конструкций, основанных на неразборных (сварных) соединениях пластин. Однако в этом случае теряется важное преимущество возможности межремонтной очистки, а также снижается надёжность в связи с появлением дополнительных напряжений от сварки и появления всякого рода неоднородностей в металле теплообменной поверхности, ведущих к образованию трещин и свищей в соединениях пластин. Следует отметить, что поиски более рациональных конструкций пластинчатых теплообменников продолжаются, в то время как принципиальное развитие конструкций кожухотрубных практически завершено. Соответственно не следует исключать возможности появления новых пластинчатых ВВО с более удачными показателями.

Водо-воздушные охладители воды (радиаторы или ВВР) могут выполняться на основе трубчатых, трубчато-пластинчатых, пластинчатых ПТ. Современные радиаторы имеют оребрение со стороны воздушного потока. Принципиально такие ПТ могут не отличаться от применяемых для ОНВ. Известны конструкции радиаторов и ОНВ, в которых применялись ПТ одинаковых видов. В то же время специфика конструкции и условий работы радиаторов предрасполагает к использованию в них более тонкостенных водяных трубок и более стойких к ударным и вибрационным нагрузкам конструкций поверхностей теплообмена. Этим условиям хорошо отвечают ПТ, выполненные на базе пучков из плоско-овальных труб с поперечным групповым оребрением. Кроме того, для некоторых двигателей, работающих в условиях особо запылённого воздуха (строитель-

ные, дорожные и сельскохозяйственные машины) приходится увеличивать минимально допустимое расстояние между рёбрами по сравнению с ОНВ до 3…4 мм. В связи с тем, что радиаторы обычно прокачиваются (продуваются) воздухом с помощью осевых вентиляторов, они должны иметь сравнительно малое воздушное сопротивление, а это определяет пропорции основных габаритных размеров пучка радиатора: он имеет относительно малую глубину пучка по ходу воздуха и относительно большую площадь фронта по сравнению с ОНВ. Наиболее распространённые виды ПТ для радиаторов показаны на рис.1.8 и рис. 1.23. Общий вид типичной конструкции радиатора приведен на рис. 1.24. Обычно сердцевина радиатора (рис. 1.25) крепится к боковым стойкам за верхнюю доску. Нижняя доска имеет возможность свободного перемещения по длине водяных трубок. Перемещения в иных направлениях ограничиваются дополнительными элементами конструкции, связанными с нижней доской и боковыми стойками.

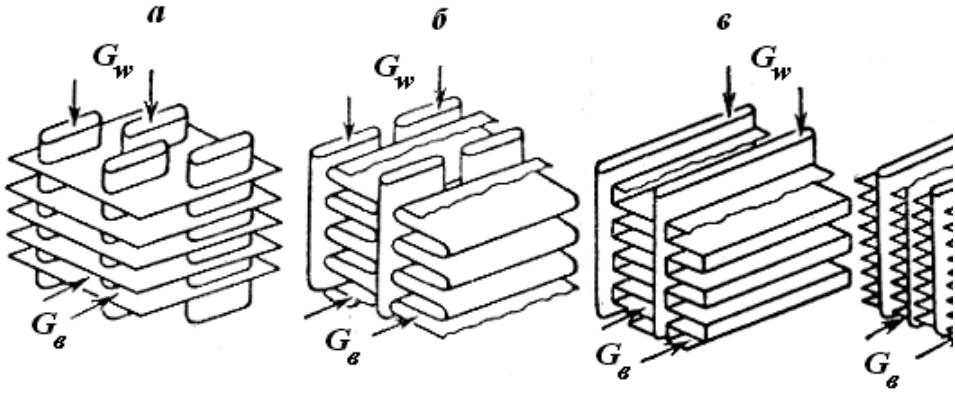


Рис. 1.23. Наиболее распространённые виды ПТ для ВВР: *а* – трубчато-пластинчатая; б –трубчато-ленточная; *в, г* – пластинчато-ленточные

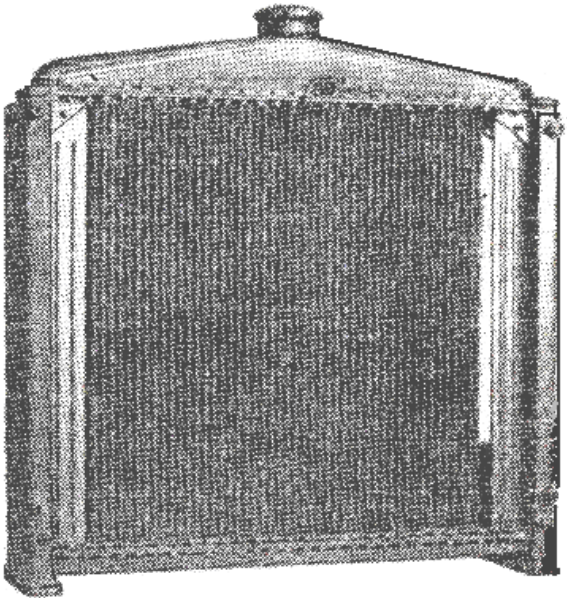


Рис. 1.24. Типичная конструкция ВВР

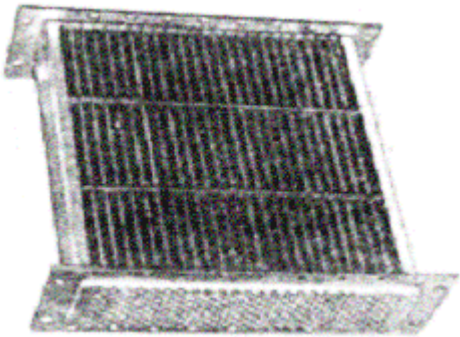


Рис. 1.25. Сердцевина ВВР

Боковые стойки должны прилегать без зазоров к теплообменному пучку радиатора, чтобы исключить паразитные протечки воздуха мимо пучка. Выходы трубок в обеих трубных досках закрываются бачками. Бачки могут иметь перегородки, формирующие направление течения водяного потока между трубными досками. Обычно радиаторы имеют сравнительно ма-

лое число рядов труб, поперечных ходу воздуха. В связи с этим схема взаимного течения теплоносителей может соответствовать рис.1.2. Такая схема теплотехнически соответствует однократному перекрёстному току, но при этом радиатор имеет несколько гидравлических ходов. Цилиндрический воздухоподводящий канал вентилятора и прямоугольный наружный периметр фронта радиатора соединяют переходным кожухом, препятствующим паразитным утечкам потока воздуха от вентилятора по любым направлениям мимо теплообменного элемента (сердцевины) радиатора. Поток воздуха принято направлять от вентилятора к радиатору, что обеспечивает повышенную турбулизацию потока перед входом в теплообменный элемент. Часто ВВР устанавливают в одном блоке с масляным радиатором, воздухо-воздушным охладителем наддувочного воздуха, а возможно и с другими теплообменниками, которые размещают последовательно по ходу охлаждающего воздуха от вентилятора. Расход воздуха от вентилятора может регулироваться с помощью жалюзи. Общее устройство подобного радиаторного блока представлено на рис. 1.26.

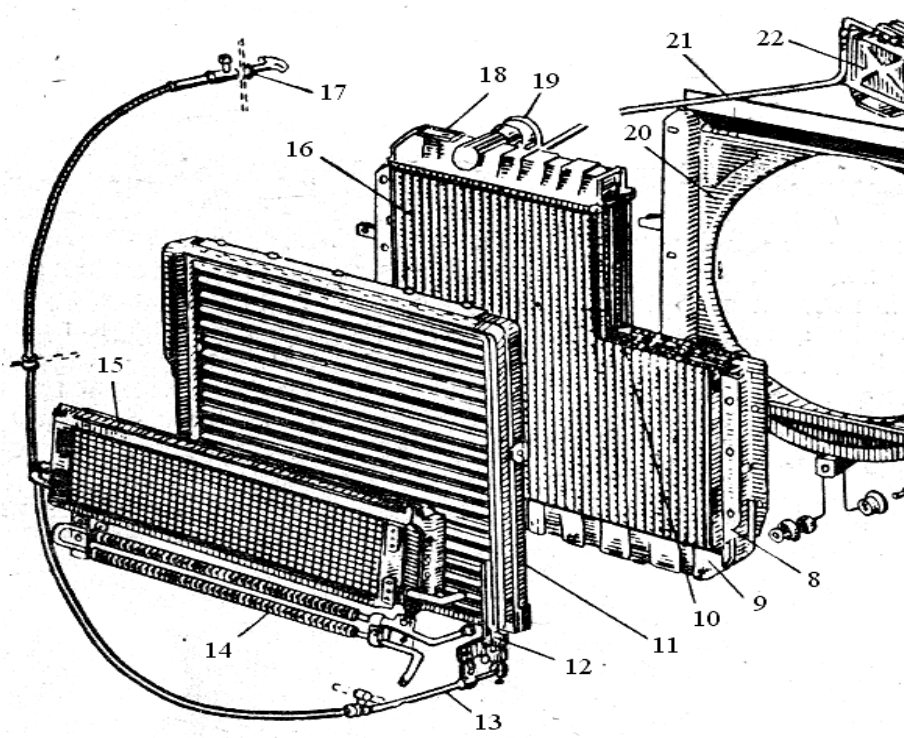


Рис. 1.26. Блок водяного и масляных радиаторов автомобиля КамАЗ-5320:

1 — заливная горловина и пробка с паровым и воздушным клапанами; 2, *3, 21* - дренажные трубки; *4* — кронштейн крепления радиатора; *5* — резиновые подушки; *6* — гайка крепления радиатора; *7* — тяга крепления радиатора к поперечине; *8* — водяной радиатор; *9* — нижний бачок; *10* – трубчато-ленточная сердцевина ВВР; *II* — жалюзи; *12, 13, 17* – привод управления жалюзи; *14* — масляный алюминиевый радиатор гидроусилителя руля; *15* — трубчато-пластинчатый радиатор для охлаждения масла двигателя; *16* — трубки сердцевины;

18 — верхний бачок; *19* — входной патрубок; *20* — кожух вентилятора; *22* — расширительный бачок

Охладители масла. Охладители масла судовых и стационарных ДВС обычно выполняются водомасляными (жидкостно-масляными или ЖМТ). Для стационарных двигателей возможно также исполнение маслоохладителей в виде воздушно-масляных теплообменников или радиаторов (ВМР). Охладители масла транспортных ДВС часто выполняют в виде ВМР, но могут изготавливать и как ЖМТ.

Конструктивно ЖМТ могут выполняться близкими к водоводяным охладителям. В этом случае они изготавливаются либо кожухотрубными, либо пакетно-пластинчатыми. Кроме таких конструкций возможны кожухокоробчатые и кожухопластинчатые аппараты. Для двигателей относительно малой мощности возможно применение маслоохладителей на основе схемы «труба в трубе» и некоторых других. Поверхность теплообмена со стороны масла у современных ЖМТ обычно оребряется. Вид оребрения ПТ близок к применяемому для охладителей наддувочного воздуха, т.е. соответствует представленному на рис.1.6…1.9 и 1.23. Принципиальные конструктивные схемы кожухотрубных ЖМТ будут соответствовать рис. 1.14, 1.15, а общий вид кожухотрубного ЖМТ практически не отличается от представленного на рис.1.16. Принципиальным отличием ЖМТ от ВВО будет то, что ПТ со стороны масла обычно выполняется оребрённой. И кожухотрубные, и кожухокоробчатые ЖМТ обычно имеют по маслу и по воде несколько ходов. Взаимная схема течения теплоносителей может соответствовать многократному перекрёстному току при общем противотоке или реверсивному току. Возможны и иные схемы взаимного течения теплоносителей, в том числе не соответствующие каноническим. На рис.1.27 дана схема подобного кожухокоробчатого теплообменника, а на рис. 1.28 показан вид ПТ, применённой для этого ЖМТ.

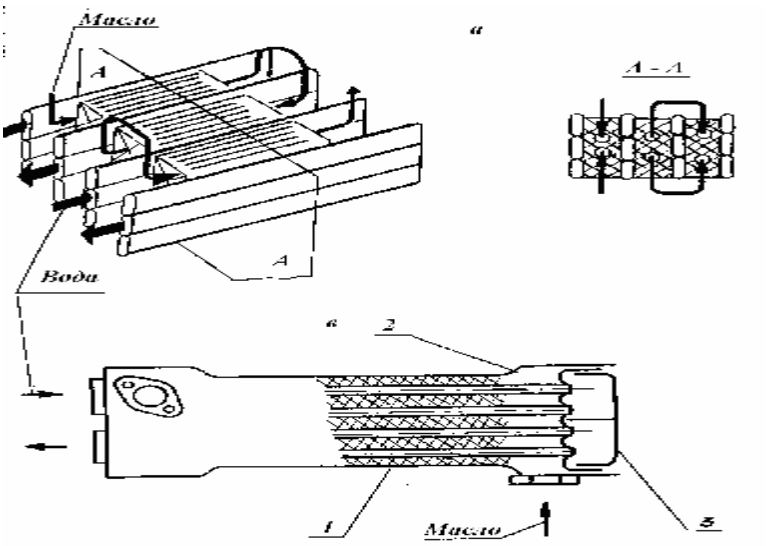


Рис. 1.27. Схема кожухокоробчатого ЖМТ: *а* – схема течения теплоносителей; *в* – конструктивная схема ЖМТ

Пакетнопластнчатые ЖМТ изготавливают на основе пластин так называемого сетчато-поточного типа (рис. 1.29). Здесь между пластинами вставляется перфорированная прокладка, навешиваемая на приваренные к пластине крючки. Прокладка предназначена для интенсификации теплообмена и устанавливается на стороне пластины, обращённой к маслу. Вместо перфорированной пластины возможны иные решения, обеспечивающее увеличение площади поверхности и интенсификацию теплообмена со стороны масла. Например, поверхность пластин со стороны масла может покрываться накладным или приварным оребрением.

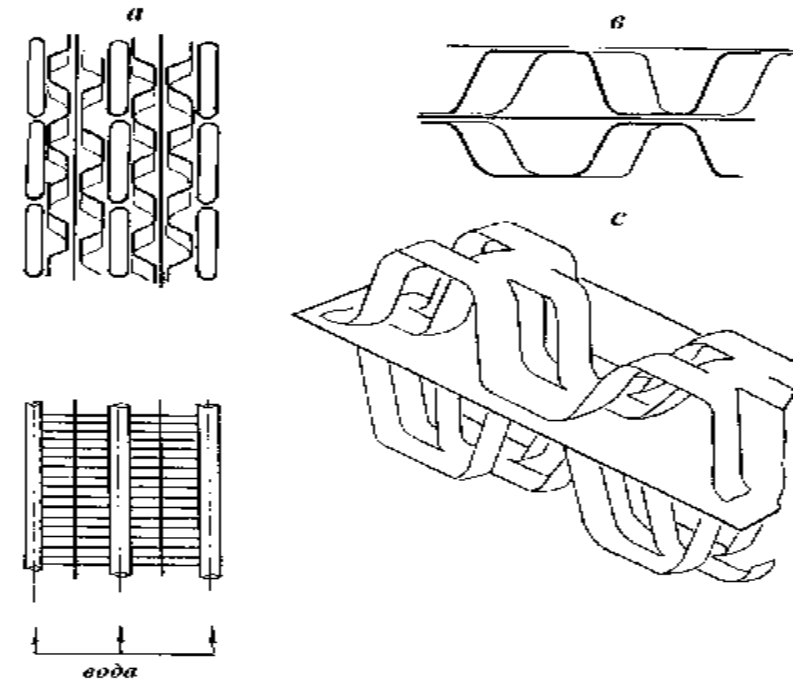


Рис.1.28. ПТ из плоско-овальных труб с ленточно-рассечённым оребрением: *а* – общий вид элемента ПТ; *в* – вид ПТ по ходу масла; *с* – аксонометрия оребрения

Принципиально конструкции пластинчатых ЖМТ будут соответствовать конструкциям ВВО, представленным на рис. 1.18 и 1.21.

Воздушно-масляные охладители (радиаторы) или ВМР изготавливаются на основе прямоугольных пучков (пакетов) круглых или плоско-овальных труб. Для интенсификации теплообмена поверхности труб как со стороны воздуха, так и со стороны масла должны иметь оребрение. В этом случае обеспечивается набольшая компактность соответствующих теплообменников. Обычно же при изготовлении таких теплообменников учитываются технологические возможности производителя и то,

что количество отводимой теплоты в ВМР сравнительно невелико по отношению к ВВР.

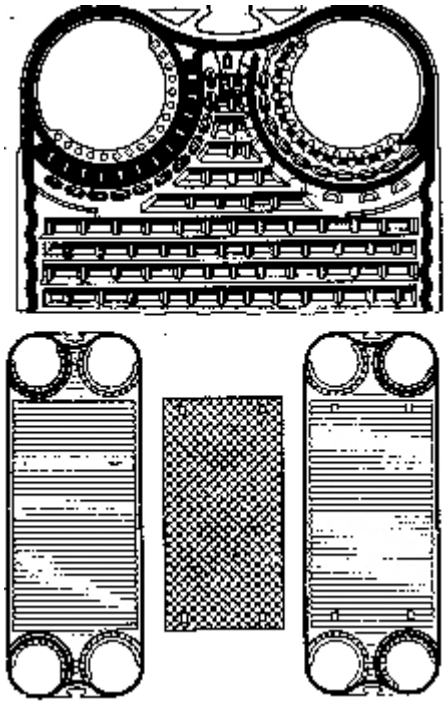


Рис.1.29. Рабочие пластины маслоохладителя фирмы «Альфа-Лаваль».

В реальных условиях производства агрегатов ДВС часто реализуют компромиссные решения, не обеспечивающие максимума компактности, но отвечающие приемлемой технологичности. В этих случаях для ВМР применяют трубки, оребрённые только со стороны воздуха, а в некоторых случаях даже трубки без оребрения. Одновременно учитывается сравнительно высокое давление масла в трубках ВМР и отсутствие коррозионного воздействия масла на поверхности теплообмена. С учётом последних обстоятельств трубки могут выполняться из стали или алюминия. Оребрение со стороны воздуха по конструктивным особенностям не отличается от применяемого для охладителей надду-

вочного воздуха, хотя характерные размеры оребрения могут иметь определённые отличия, устанавливаемые в ходе оптимизации ВМР. Конструктивно ВМР весьма близок к ВВР, но отличается меньшими размерами площади теплопередающей поверхности, а также формой и прочностью бачков (коллекторов) (рис. 1.30).

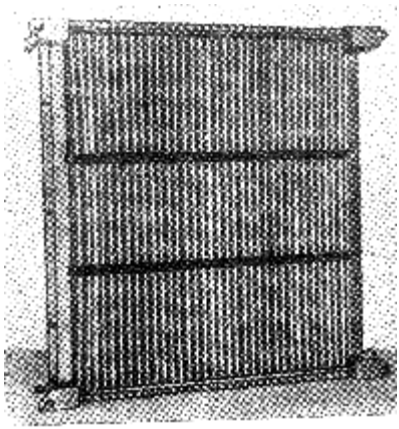


Рис. 1.30. Внешний вид алюминиевого масляного радиатора

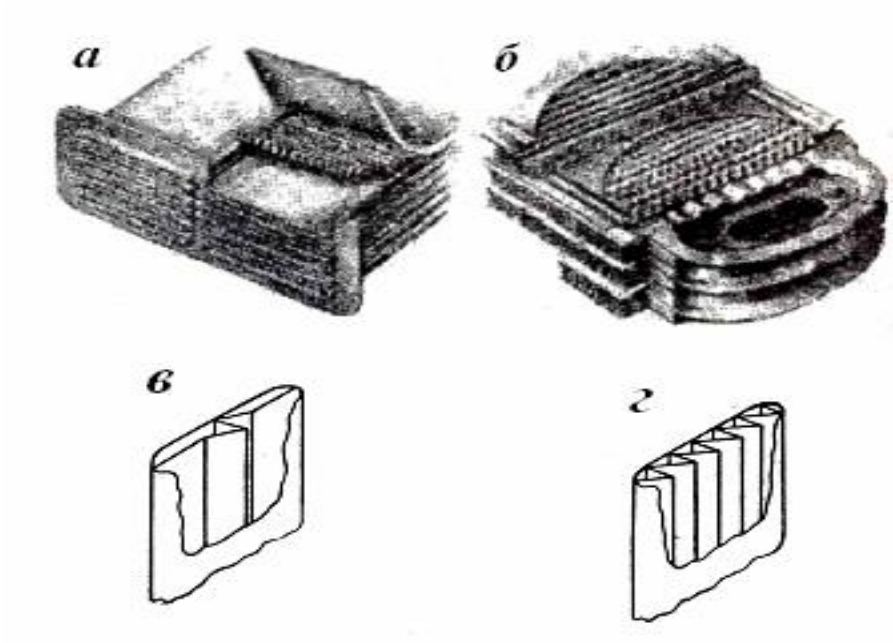


Рис. 1.31 Установка внутреннего оребрения внутри плоско-овальных масляных каналов

Если для современных компактных ВМР внутри масляных каналов устанавливают внутреннее оребрение, то оно имеет вид рассечённых (рис.1.31 *а, б*) или просто гофрированных пластин (*в, г*). Эти внутренние пластины могут быть соединены с металлом трубок посредством спекания.

Вопросы для самопроверки к главе 1.

1. Что представляют собой возможные варианты конструкций охладителей наддувочного воздуха? Каковы причины, вызывающие существенные различия в конструкциях?
2. Из каких основных элементов состоит типичная конструкция охладителя наддувочного воздуха?
3. Какой вид поверхности теплообмена применяют в ОНВ и почему?

4. Что представляют собой возможные варианты конструкций водо-водяных охладителей (ВВО)? Сравнить между собой кожухотрубный и консольный охладители воды.
5. Какие виды поверхности теплообмена применяют в ВВО и почему?
6. Привести примеры существенно различных конструкций жидкостных охладителей масла (ЖМТ) и объяснить, в связи с чем они имеют место.
7. Какие виды поверхности теплообмена применяют в ЖМТ и почему?
8. Что представляют собой типичные конструкции воздуховодяных радиаторов (ВВР) транспортных двигателей? Привести примеры конструкций с существенными различиями и объяснить их причины.
9. Назвать основные элементы конструкции ВВР.
10. Какие виды поверхности теплообмена применяют при изготовлении ВВР?
11. Что представляют собой типичные конструкции воздухомасляных радиаторов (ВМР) транспортных двигателей? Указать причины, которые могут вызывать существенные отличия.
12. Какие виды поверхности теплообмена применяют при изготовлении ВМР и почему?

Конец

Глава 2. Условия работы теплообменников в системах охлаждения ДВС.

Возможные схемы систем охлаждения; КПД теплообменников; температуры теплоносителей на входах и выходах теплообменников; основные параметры, характеризующие работу теплообменников в системах охлаждения.

Современные системы охлаждения ДВС имеют весьма разнообразные схемы. Они могут отличаться числом теплообменников, количеством насосов, регуляторов температурного уровня, последовательностью соединения теплообменников по ходу течения теплоносителей и т.п. Все современные системы охлаждения ДВС, независимо от типа, являются двухконтурными. В них зарубашечное пространство двигателя и ряд теплообменников охлаждаются теплоносителем внутреннего контура (ТВК), чаще всего пресной водой, либо водой с ингибиторными добавками, либо специальными жидкостями типа тосолов и антифризов. Отвод теплоты из этого контура осуществляется в теплоноситель наружного контура (ТНК). Для судовых двигателей это в основном забортная вода, для транспортных и стационарных машин это окружающий воздух. Ещё одной особенностью систем охлаждения является организация охлаждения наддувочного воздуха и масла. Эти элементы системы могут быть ассимилированными в единую схему или быть автономными. В последнем случае для этих элементов возможно применение как двухконтурных, так и одноконтурных схем.

Среди существующего разнообразия схем системы охлаждения имеет смысл рассмотреть два наиболее различающихся типа. Для каждого из этих типов большинство одноименных теплообменников будут существенно отличаться по своим основным параметрам. Все существующие варианты схем принципиально можно отнести либо к одному, либо к другому из этих типов. К первому типу схем относятся так называемые полнопоточные, в которых расход ТВК через двигатель примерно равен расходу ТВК через все охладители. Ко второ-

му типу следует отнести такие, в которых расход ТВК через охладители существенно (примерно на порядок) ниже, чем через двигатель. Соответственно такие системы можно назвать малорасходными. Рассмотрим простейший вариант полнопоточной схемы с ассимилированным элементом охлаждения наддувочного воздуха.

Принципиальная схема системы дана на рис. 2.1. При работе на расчётном режиме (как правило номинальный режим работы двигателя и максимальная температура окружающей среды) терморегулятор открывает путь ТВК через радиатор, закрывая второй канал. Далее охлаждённый ТВК поступает на вход охладителя наддувочного воздуха (ОНВ), затем на вход маслоохладителя (МО) и после него идёт на вход в двигатель. При работе в условиях низких температур окружающего воздуха и на дробных нагрузках двигателя, путь ТВК через радиатор блокируется, и он направляется без охлаждения через второй канал терморегулятора на вход ОНВ и МО, чем обеспечивается оптимальный температурный режим работы двигателя в этих условиях. На рис.2.1 цифрами указаны значения температур теплоносителей (^oC), характерные для высокооборотного двигателя, работающего при степени повышения давления наддувочного воздуха, равной 2 (в этом и последующем примерах даны реальные цифры для двигателя типа 6ЧН12/14 мощностью 100 кВт при частоте вращения коленчатого вала 1500об/мин). Там же указаны расходы теплоносителей в кг/с рядом с их обозначениями (G_i). Температурный режим работы системы охлаждения определяется в основном требованиями к режиму охлаждения двигателя. Для современного ВОД с водяным охлаждением характерна максимально приближенная к температуре вскипания (но гарантированно не допускающая такой возможности) температура воды на выходе. Разность температур между входом и выходом для многоцилиндровых машин должна быть в пределах 2…6, сравнительно редко достигает 15…20 К, что можно признать допустимым, но не следует

считать желательным. Высокие температуры теплоносителя в полостях охлаждения деталей остова двигателя и малые перепады температур между входом теплоносителя и его выходом из двигателя способствуют максимальному повышению КПД двигателя и обеспечивают приемлемые условия его долговечности.

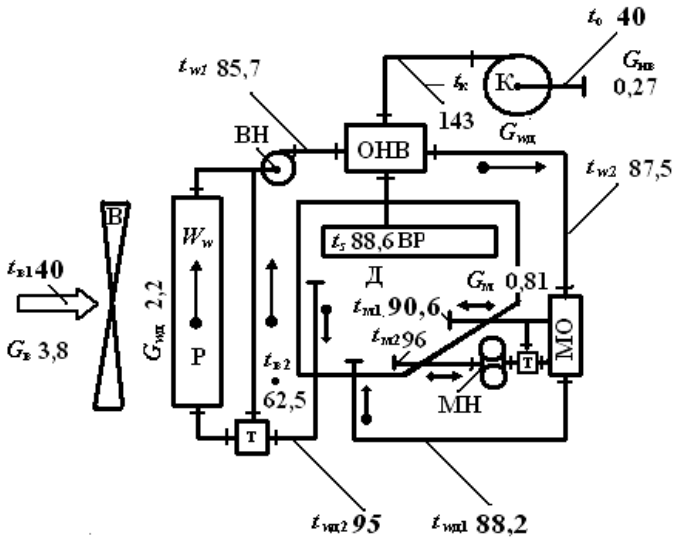


Рис 2.1. Принципиальная схема полнопоточной системы охлаждения:
Д – двигатель; ВР – воздушный ресивер; В – вентилятор; Р – радиатор; ВН – водяной насос; ОНВ – охладитель наддувочного воздуха; К – компрессор, МО – маслоохладитель; МН – масляный насос; Т – терморегулятор

Как очевидно из рассмотрения схемы, желаемая величина температуры на входе в двигатель зависит от работы цепочки всех теплообменников, каждый из которых добавляет свой перепад температур в последовательную цепь. Величина каждой добавки не может быть произвольной. Она обуславливается вышеназванным ограничением и зависит от теплового КПД каждого теплообменника, а также соотношения расходов теплоносителей для каждого из них. Чтобы уяснить особенности образуемой зависимости, необходимо использовать понятия о тепловом КПД теплообменников и об энергоёмкостях теплоносителей.

Тепловым КПД теплообменника принято называть отношение действительного количества теплоты, передаваемой в нём, к так называемому теоретически возможному. Действительное количество теплоты можно определить из уравнения теплового баланса

$$Q = W_{\text{г}} \Delta T_{\text{г}} = W_{\text{х}} \Delta T_{x}, \qquad (2.1)$$

где $W_{\text{г}}$ $W_{\text{х}}$, – энергоёмкости (или воздушные эквиваленты) горячего и холодного теплоносителей, проходящих через данный теплообменник, Вт/К;

$\Delta T_{\text{г,х}}$ – разности температур между входом и выходом теплообменника по горячему и холодному теплоносителям, К.

Энергоёмкости (воздушные эквиваленты) теплоносителей определяются по формуле

$$W = GC_p, \qquad (2.2)$$

где G – массовый расход теплоносителя, кг/с;

C_p – изобарная теплоёмкость теплоносителя, Дж/кг·к.

Само название «воздушный эквивалент» связано с тем, что значение этой величины для воздушного потока, выраженное в кВт/К, численно равно (эквивалентно) массовому расходу воздуха, выраженному в кг/с. Название «энергоёмкость» более соответствует физическому смыслу параметра W и отвечает размерности этой величины.

Теоретическое количество теплоты определяется по формуле

$$Q_т = W_{\min} Д T_{\max}, \qquad (2.3)$$

где $Д T_{\max}$ – разность между самой максимальной и самой минимальной температурой теплоносителей для данного теплообменника.

$W_{\min}$ – минимальная для двух взаимодействующих теплоносителей величина энергоёмкости, Вт/К.

Тепловой КПД (также называемый «эффективностью») теплообменника определяется из выражения

$$з = \frac{Q}{Q_т}. \qquad (2.4)$$

С учётом возможности определения действительного количества теплоты по двум разным выражениям тепловой КПД теплообменника может быть вычислен по формулам:

$$з = \frac{W_г Д T_г}{W_{\min} Д T_{\max}} = \frac{W_х Д T_х}{W_{\min} Д T_{\max}}. \qquad (2.5)$$

В охладителях наддувочного воздуха и масла системы охлаждения ДВС на номинальном режиме работы охлаждаемый теплоноситель (соответственно масло и надувочный воздух) обычно имеет минимальный воздушный эквивалент, а охлаждающий (ТВК) – максимальный.

В расчётах теплообменников также широко используется величина отношения энергоёмкостей (воздушных эквивалентов), которая всегда имеет значение меньше единицы и определяется по формуле

$$S = \frac{W_{\min}}{W_{\max}}. \qquad (2.6)$$

Если для ОНВ и МО на номинальном режиме работы $W_г = W_{\min}$, то

$$S = \frac{W_г}{W_х}.$$

С учётом сказанного выше, а также на основании (2.5) и (2.6) можно записать для номинального режима работы охладителей масла и наддувочного воздуха:

$$з_{нв} = \frac{Д T_г}{Д T_{\max}} = \frac{Д T_х}{S Д T_{\max}}. \qquad (2.7)$$

В радиаторах полнопоточных схем воздушный эквивалент потока воздуха обычно меньше, чем воздушный эквивалент водяного потока. Такое соотношение трудно признать рациональным, поскольку в таком случае радиатор работает скорее как нагреватель воздуха, чем охладитель воды. Соответственно для него в полнопоточной системе (обозначения см. рис.2.1)

$$\text{Д}T_{\text{г}} = T_{w\text{д}2} - T_{w1};\ \text{Д}T_{\text{х}} = T_{\text{в}2} - T_{\text{в}1};\ \text{Д}T_{\max} = T_{w\text{д}2} - T_{\text{в}1};$$

$$W_{\text{г}} = W_{\max} = W_w;\ W_{\text{х}} = W_{\min} = W_{\text{в}};\ S = \frac{W_{\text{х}}}{W_{\text{г}}}.$$

Тогда на основании (2.4, 2.5) для радиатора можно записать

$$\text{з}_{\text{р}} = \frac{\text{Д}T_{\text{г}}}{S\text{Д}T_{\max}}.$$

Тепловые КПД теплообменников системы охлаждения закладываются при проектировании системы и выбираются из следующих соображений.

КПД охладителя наддувочного воздуха целесообразно закладывать максимально достижимый. Высокие значения этого параметра экономически и экологически оправданы с высокой степенью вероятности для современных двигателей обычного применения. Исключения могут составлять двигатели специального назначения (аварийные, военная техника, т.п.). По соображениям допустимой компактности его значение лежит в пределах 0,8…0,98. Его значение для схемы на рис. 2.1 можно определить на основании (2.5, 2.7), принимая во внимание, что

$$\text{Д}T_{\text{г}} = T_{\text{к}} - T_s;\ \text{Д}T_{\text{х}} = T_{w2} - T_{w1};\ \text{Д}T_{\max} = T_{\text{к}} - T_{w1}.$$

Тогда

$$\text{з}_{\text{нв}} = \frac{W_{\text{нв}}}{W_{\text{нв}}}\frac{T_{\text{к}} - T_s}{T_{\text{к}} - T_{w1}} = \frac{T_{\text{к}} - T_s}{T_{\text{к}} - T_{w1}} = \frac{W_w}{W_{\text{нв}}} \bullet \frac{T_{w2} - T_{w1}}{T_{\text{к}} - T_{w1}} = \frac{1}{S_{\text{нв}}} \bullet \frac{T_{w2} - T_{w1}}{T_{\text{к}} - T_{w1}}, \quad (2.8)$$

где $T_{\text{к}}$, T – температуры воздуха до и после ОНВ;

T_{w1}, T_{w2} – температуры воды до и после ОНВ;

$S_{\text{нв}}$ – отношение воздушных эквивалентов теплоносителей на ОНВ.

Величина $S_{\text{нв}}$ для полнопоточных систем обычно лежит в пределах 0,02…0,06. Снижение температуры воздуха в ОНВ определяется в соответствии с (2.7, 2.8):

$$\text{Д}T_{\text{г}} = T_{\text{к}} - T_s = \text{з}_{\text{нв}}(T_{\text{к}} - T_{w1}). \quad (2.9)$$

Если принять температуру воды на входе в ОНВ для полнопоточной системы в среднем 80°С (эта величина будет обоснована ниже), то при изменении давления наддува от 0,2 до 0,5 МПа величина $\text{Д}T_{\text{г}}$ составит 50…250 К. Разность температур воды на ОНВ определяется на основании (1, 2, 6) по формуле

$$\text{Д}T_{\text{х}} = T_{w2} - T_{w1} = \text{Д}T_{\min} = S\text{Д}T_{\text{г}}. \quad (2.10)$$

В соответствии с (2.10) $Д T_х$ для тех же пределов по давлению наддува будет лежать в диапазоне от 1 до 15К.

Значение КПД охладителя масла устанавливается в зависимости от требуемых параметров охлаждения масла и условий включения маслоохладителя в систему. Его значение для схемы на рис. 2.1 определяется в соответствии с (2.5), (2.7) по формуле

$$з_{ом} = \frac{T_{м1} - T_{м2}}{T_{м1} - T_{w2}} = \frac{1}{S_{мо}} \bullet \frac{T_{wд1} - T_{w2}}{T_{м1} - T_{w2}} \qquad (2.11)$$

где $T_{м1}$, $T_{м2}$ – температуры масла до и после маслоохладителя;

$T_{wд1}$, T_{w2} – температуры воды после маслоохладителя и перед ним;

$S_{мо}$ – отношение воздушных эквивалентов теплоносителей на маслоохладителе.

Перепад температур по маслу $Д T_г$ обычно не должен превышать значения 2…8 К из условия нормальной работы смазываемых элементов двигателя. Для полнопоточных систем, аналогичных рис. 2.1, величина отношения воздушных эквивалентов на маслоохладителе, $S_{мо}$, обычно соответствует диапазону 0,05…0,15. Перепад температур по холодному теплоносителю (по воде) для охладителя масла, найденный в соответствии с (2.10), для приведенного значения $Д T_г$, составит 0,3…1,5 К. Принимая во внимание указанные значения перепадов температур, а также абсолютные значения температур воды и масла перед маслоохладителем, можно установить возможные пределы значений $з_{ом}$ на основании (2.11). Соответственно получим диапазон значений 0,6…0,95, при котором обеспечивается заданное снижение температур масла для полнопоточных схем.

Радиатор системы не должен снижать температуру воды за собой ниже, чем это допустимо из условия, при котором температура воды на входе в двигатель была бы не ниже заданного предела после последовательного прохождения через ОНВ и МО. В примере на рис. 2.1 такая температура воды за радиатором составляет 85,7 °С. Для более высоких перепадов температур по воде на ОНВ и МО, а также для более низких допустимых температур воды перед двигателем температура воды за радиатором может быть несколько ниже, но не менее 70…80 °С. Отношение водяных эквивалентов $S_р$ обычно лежит в диапазоне 0,15…0,5 при том, что энергоёмкость (воздушный эквивалент) потока воды больше, чем эквивалент водяного потока, как это было отмечено выше. КПД радиатора для системы на рис. 2.1 в соответствии с (2.5) определяется по формуле

$$з_р = \frac{Д T_г}{S Д T_{max}} = \frac{T_{wд2} - T_{w1}}{S(T_{wд2} - T_{в1})}. \qquad (2.12)$$

Если учесть возможные изменения температур в такой системе и возможные изменения значений $S_р$, то его КПД может изменяться в пределах 0,2…0,6. Как видно, температуры воды перед ОНВ в полнопоточной системе с ассимилированным контуром охлаждения наддu-

вочного воздуха должны быть весьма высокими. Это обусловит соответственно высокие температуры воздуха в ресивере двигателя. В частности, для рассматриваемого примера (рис.2.1) при КПД ОНВ, равном 0,95, температура воздуха в ресивере двигателя соответственно (8) составит:

$$t_s = t_к - з_{нв}(t_к - t_{w1}) = 147 - 0{,}95(143 - 85{,}7) = 88{,}6\,^oC, \qquad (2.13)$$

Для более низких температур ТВК перед двигателем (что не современно) возможны более низкие температуры воздуха в ресивере, но в любых случаях не ниже 65…70 ^oC.

Для того, чтобы снизить температуру наддувочного воздуха за ОНВ по сравнению с рассмотренной системой, необходимо обеспечить возможность дальнейшего снижения температуры воды перед ОНВ. Это можно обеспечить либо в системах с автономными контурами охлаждения наддувочного воздуха, либо в системах с объединёнными контурами, но выполненными с использованием иных принципов построения схем и работы. Именно такими особенностями как раз и обладают так называемые малорасходные системы.

Малорасходные системы позволяют снизить температуры воздуха в ресивере до 50…60 ^{o}C при температуре окружающего воздуха 40 ^{o}C и самых высоких температурах воды перед двигателем. В таких системах может быть обеспечена меньшая, чем в полнопоточных системах, суммарная масса сердцевин теплообменников при равных КПД охладителей наддувочного воздуха. Само название «малорасходные» достаточно условно. Оно возникло из сопоставления расходов воды, пропускаемых через теплообменники в полнопоточных системах, с расходами воды в специально организованных контурах систем охлаждения. В полнопоточных системах охлаждения выбор расхода воды через все теплообменники диктуется условиями охлаждения зарубашечного пространства двигателя и обеспечения сравнительно малого перепада температур воды между входом и выходом самого двигателя. Если организовать простейший контур охлаждения, независимый от условий охлаждения зарубашечного пространства двигателя, то в нём могут быть заложены иные принципы выбора расхода внутреннего теплоносителя. В частности, для охлаждения наддувочного воздуха можно использовать автономный контур, схема которого представлена на рис. 2.2. Работа такого контура анализировалась рядом авторитетных источников, в которых сформулирован принцип выбора расхода теплоносителя внутреннего контура (обычно пресной воды) для такой системы. Выбор расхода ТВК здесь целесообразно выполнять в функции достижения минимально возможной температуры воздуха за ОНВ при прочих равных условиях. Задача не имеет аналитического решения, но полученные численным путём рекомендации свидетельствуют о двух важных моментах. Первый момент: оптимальный расход ТВК не может быть установлен путём простого повышения или понижения этой величины до предельно воз-

можных (и даже запредельных) значений – он определяется по специальной методике в функции расхода внешнего теплоносителя и принятых размеров теплопередающих площадей теплообменников в системе. Второй момент: установленный таким образом расход ТВК обычно оказывается примерно на порядок меньше того расхода, который является оптимальным для прокачки зарубашечного пространства двигателя, для которого пригоден рассматриваемый ОНВ. Собственно, второй момент и определяет происхождение термина «малорасходные». Не приводя здесь известных, но достаточно сложных и громоздких доказательств, можно упрощённо пояснить причину того, почему оптимальный расход ТВК должен определяться в функции назначенной цели расчётным путём и не может быть просто установлен из принципа предельного увеличения или уменьшения расхода ТВК. Проводя такое доказательство, условимся допускать неограниченный рост расхода ТВК или же его неограниченное (вплоть до 0) уменьшение. Итак, температура воздуха за ОНВ определяется по формуле (10), и при фиксированной температуре воздуха перед ОНВ зависит от КПД ОНВ и температуры воды перед ним. Вполне понятно, что при неизменных размерах площади теплопередающей поверхности ОНВ, эффективность охлаждения наддувочного воздуха улучшается с ростом расхода воды (КПД ОНВ растёт).

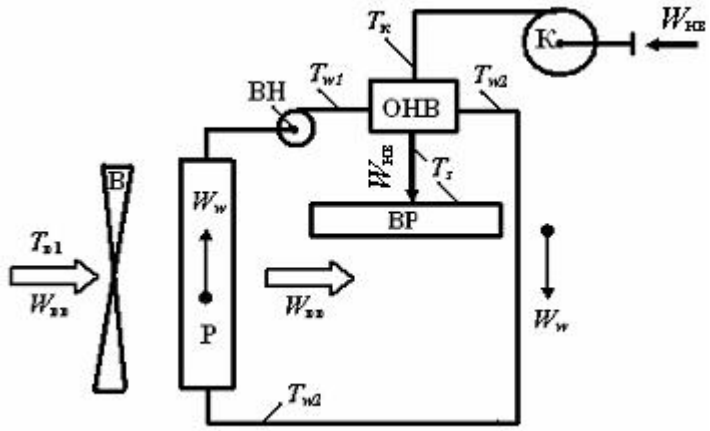


Рис. 2.2. Автономный контур охлаждения наддувочного воздуха ДВС:

Очевидно также, что с уменьшением расхода воды через радиатор эффективность охлаждения воды в нём улучшается. Рост расхода воды имеет противоположные последствия, в этом случае температура воды перед ОНВ растёт. Снижая расход ТВК, мы понижаем КПД ОНВ, что отрицательно для нашей задачи, но одновременно понижаем температуру воды перед ОНВ, что положительно. Повышая расход ТВК, мы повышаем температуру воды перед ОНВ, что отрицательно, но одновременно повышаем его КПД, что положительно. Отсюда достаточно очевидно и полностью соответствует теории теплотехники то, что предельное увеличение расхода ТВК приведёт в конечном счёте к возрастанию температуры воздуха за ОНВ за счёт роста температуры

воды перед ОНВ, а предельное уменьшение расхода приведёт к тому же результату, но за счёт падения КПД ОНВ. Таким образом, возможность получения уменьшенных значений температуры воздуха за ОНВ должна лежать в области непредельных значений расхода ТВК, когда и КПД ОНВ, и температура воды перед ним достигнут рациональных пределов, при которых температура воздуха достигнет экстремально низкого значения. Автономный контур охлаждения наддувочного воздуха, подобный рассмотренному, применялся и применяется для некоторых схем системы охлаждения. Принципиальная схема такой системы показана на рис. 2.3. Система может быть выполнена как с использованием описанного выше принципа оптимизации расхода ТВК через ОНВ, так и без него. В последнем случае возможная глубина охлаждения наддувочного воздуха будет меньше, чем это возможно обеспечить при реализации принципа малорасходности. Соответственно систему на рис. 2.3 можно относить как к полнопоточным, так и к малорасходным, причём принцип малорасходности в данной схеме можно реализовать только по отношению к контуру охладителя наддувочного воздуха, но не масла. Недостатком подобных систем является наличие дополнительного насоса в системе охлаждения и невозможность подогрева наддувочного воздуха водой в условиях пониженных температур окружающего воздуха и дробных нагрузок. В связи с этим определённое преимущество имеют схемы с встроенным (ассимилированным) в общую систему контуром охлаждения наддувочного воздуха. Сформулированный выше вывод о возможности и целесообразности оптимизации расхода ТВК справедлив не только для замкнутой в кольцо системы из двух теплообменников, один из которых является теплоисточником (ОНВ), а второй теплорассеивателем (радиатор). Этот вывод справедлив для определения оптимального расхода для двух теплообменников и в том случае, если два таких разнонаправлено действующих теплообменника будут установлены последовательно друг за другом в одной цепи по ходу течения ТВК в любой сложной системе. Только для обеспечения возможности такой оптимизации конструкция сложной системы должна допускать относительно свободное и независимое регулирование расходов ТВК в таких цепочках, состоящих из пар «теплоисточник – теплорассеиватель». В полнопоточных системах эта возможность не обеспечивается. На рис. 2.4 приведен пример схемы одной из наиболее простых малорасходных систем с ассимилированным контуром охлаждения наддувочного воздуха. В ней обеспечивается не только указанная возможность, но и дополнительная возможность установления предельно низких температур ТВК перед охладителями воздуха и масла независимо от значения температуры ТВК перед двигателем. В частности, обеспечена возможность того, чтобы предельно возможное переохлаждение ТВК перед ОНВ и перед МО не имело отрица-

тельных последствий для обеспечения оптимального температурного режима работы самого двигателя, охлаждения его цилиндров.

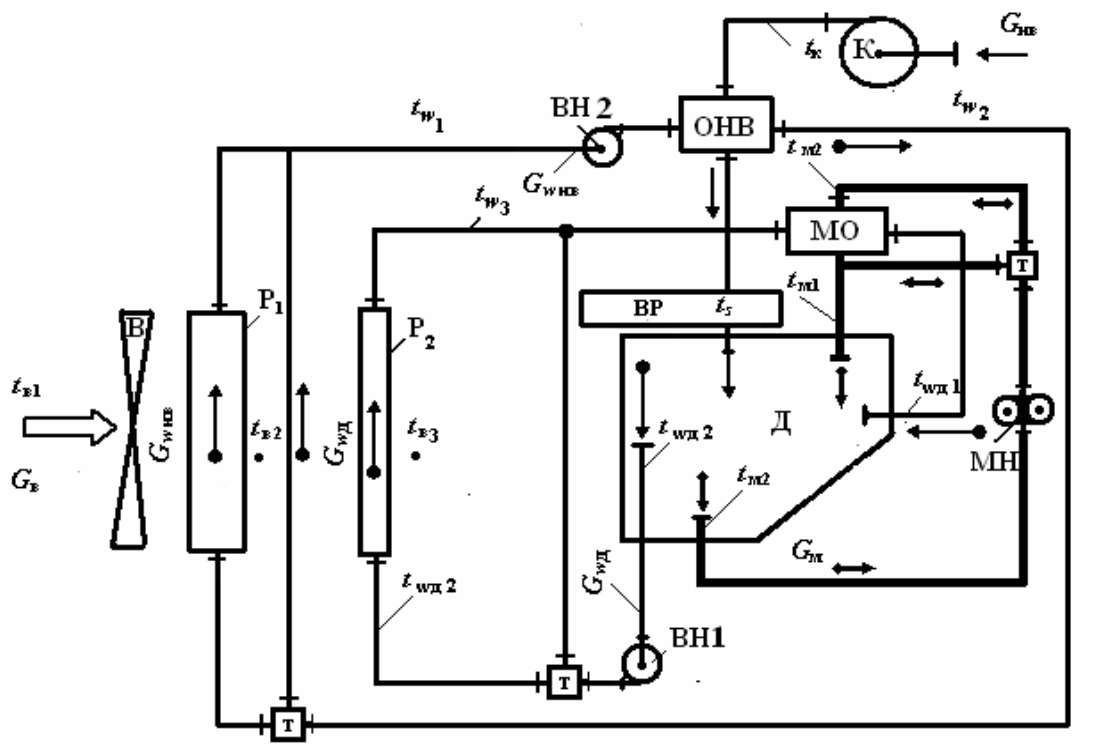


Рис. 2.3. Двухнасосная система охлаждения с автономным контуром охлаждения наддувочного воздуха

Это достигается за счёт перепуска части горячей воды после двигателя непосредственно на вход в двигатель, где эта горячая вода смешивается с более холодными потоками для обеспечения желательной температуры на входе. Отмеченные особенности реализуются в системах с ассимилированными контурами охлаждения масла и наддувочного воздуха и в некоторых источниках выделяются как определяющий признак систем, которые называются *системами с местными переохлаждениями теплоносителей*. Практически возможность переохлаждения теплоносителей всегда должна сочетаться с использованием принципа малорасходности, поэтому первая особенность системы далее в названиях систем здесь не выделяется. В рассматриваемой для примера системе радиатор делится на два блока, последовательно устанавливаемых в воздушном потоке за вентилятором. Конструктивно эти блоки могут быть объединены в единый радиаторный элемент с разделёнными потоками ТВК в нём. Поток ТВК из двигателя подводится параллельно к этим двум блокам и одновременно часть потока направляется без охлаждения через перепуск на всасывание насоса и оттуда на вход двигателя. Поток ТВК после радиаторов направляется на ОНВ и МО. В секции P_1 осуществляется охлаждение ТВК, близкое к предельно возможному. Это соответствует для рассматриваемого случая тепловому КПД радиатора, равному 0,9. Глубокое охлаждение

ТВК в сочетании с высоким КПД ОНВ (равным 0,95) позволяют обеспечить в ресивере двигателя температуру воздуха, равную 50 ^{o}C. При работе системы в условиях низких температур окружающей среды или при дробных нагрузках двигателя в системе работает терморегулятор, который для этих условий закрывает проход ТВК через радиаторы и направляет неохлаждённый теплоноситель на вход в ОНВ и МО, обеспечивая поддержание оптимального температурного режима наддувочного воздуха и масла в этих условиях.

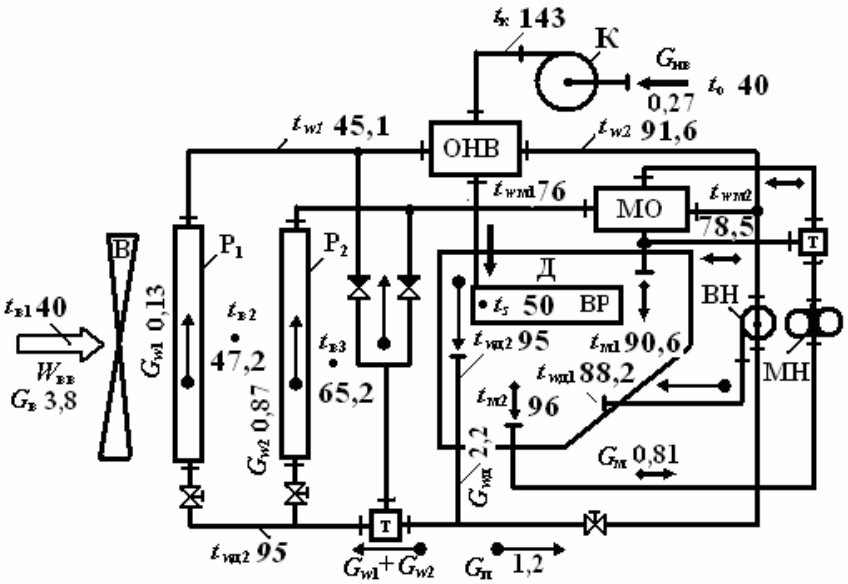


Рис. 2.4. Принципиальная схема двухрадиаторной малорасходной системы охлаждения с ассимилированным контуром охлаждения наддувочного воздуха

Для работы на расчётном режиме КПД маслоохладителя и второго радиаторного блока могут быть подобраны в различных сочетаниях при том условии, чтобы во всех случаях обеспечить на входе двигателя желаемую температуру масла (на примере 90,6 ^{o}C). Потоки ТВК из перепуска, после ОНВ и МО смешиваются и после смешения обеспечивают требуемую температуру перед двигателем (на примере 88.2 ^{o}C). Схема может обеспечивать указанные температуры воздуха в ресивере, воды и масла перед двигателем при различных сочетаниях расходов ТВК по ветвям, а также при различных значениях КПД теплообменников, включённых в эти ветви. От выбора названных параметров будут зависеть масса, габариты, гидравлические сопротивления, а также конструктивные особенности системы и её элементов. Соответственно при проектировании такой системы необходимо проводить направленный перебор возможных сочетаний её свободно изменяемых параметров для того, чтобы получить в итоге оптимальный результат. В частности, для предложенного примера изменение расхода ТВК (воды) через перепуск от 0 до 1,2 кг/с позволило изменить суммарную массу сердцевин всех теплообменников системы от 63 до 47кг. Одновременно менялся расход через ветку системы с МО и значения КПД МО и второго радиатора. Оптимальные расходы воды в

ветвях системы (в кг/с) указаны на схеме рядом с обозначениями расходов (G_{wi}). Кроме того, на схеме указаны значения температур теплоносителей (^{o}C) в характерных точках системы для оптимального решения. Если сравнивать полнопоточную схему системы охлаждения с малорасходной, то сравнение невозможно провести при достаточно эквивалентных параметрах обеих систем, поскольку полнопоточная система ни при каких условиях не в состоянии обеспечить такие же температуры наддувочного воздуха в ресивере двигателя, как малорасходная. По этому параметру полнопоточная система безоговорочно проигрывает. Если же провести такое сравнение при одинаковых КПД охладителей наддувочного воздуха в обеих системах, то для одного и того же двигателя, выбранного для примера, суммарная масса сердцевин всех теплообменников оптимизированной малорасходной системы оказывается примерно на 6% меньше, чем у полнопоточной при прочих равных условиях. В малорасходных системах применяются принципиально такие же теплообменники, как и в полнопоточных, но уменьшенные расходы охлаждающих теплоносителей заставляют делать их со сравнительно бульшими числами ходов по этим теплоносителям для поддержания достаточных значений скоростей теплоносителя. Следует также иметь в виду, что большое число ходов при прочих равных условиях ведёт к увеличению гидравлических потерь. Чтобы сохранять эти потери в приемлемых пределах, скорости охлаждающего теплоносителя в каналах теплообменников для малорасходных систем снижают по сравнению со скоростями в полнопоточных системах. Из-за этого малорасходные системы также называют медленнопоточными (примерно так можно перевести их английское название – *slow flow system*). Такое снижение скорости несколько ухудшает интенсивность процесса теплопередачи в теплообменниках системы, но это ухудшение компенсируется созданием оптимальных условий работы всех теплообменников в малорасходной системе на основе применения рассмотренных выше принципов. Основные параметры теплообменников в малорасходной системе несколько изменяются по сравнению с полнопоточной системой. КПД охладителя наддувочного воздуха лежит примерно в тех же пределах, но $S_{нв}$ возрастает до 0,2…0,4. В связи с этим на ОНВ сильно возрастает перепад температур по воде. Он может достигать 50 К и более. Чтобы исключить возможность вскипания воды за ОНВ, необходимо ограничивать рост $S_{нв}$ в зависимости от значения температуры воды за ОНВ при оптимизации такой системы. КПД охладителя масла несколько снижается, до 0,2..0,4, а $S_{мо}$ возрастает до 0,4…0,6. При этом перепад температур воды на охладителе остаётся примерно тем же – 1…3 К. Радиаторы в малорасходной системе имеют параметры, отличные от полнопоточной схемы. Первый радиатор имеет КПД около 0,9 при $S_{р}$ = 0,15…0,25. Соответственно перепад температур воды на нём может

доходить до 50 К. КПД второго радиатора 0,3…0,5 при $S_р$ около 0,9. Падение температуры воды на нём составляет 20…30 К.

Следует отметить, что при работе на неноминальных режимах меняются расходы теплоносителей, проходящих через теплообменники. Это связано как с изменением работы самого двигателя, так и с вмешательством системы терморегулирования, которая может изменять гидравлические сопротивления отдельных каналов, а также изменять режим работы вентилятора или насоса ТНК. В этих условиях изменяются температуры теплоносителей и отношения энергоёмкостей теплоносителей. Теплоноситель с большей энергоёмкостью может стать теплоносителем с меньшей энергоёмкостью и наоборот. Охладители наддувочного воздуха и масла из режима охлаждения воздуха и масла в этих условиях могут перейти в режим их подогрева. Всё это приводит к изменениям на этих режимах в численных значениях КПД теплообменников, отклонениям этих значений от средних пределов, а также к переходу на иные формулы для расчётов указанных КПД. Проблема расчётов теплообменников на неноминальных режимах заслуживает отдельного рассмотрения.

Рассмотренные примеры систем охлаждения с радиаторным рассеиванием тепла могут быть трансформированы в судовые варианты систем охлаждения, где радиаторы будут заменены охладителями воды. В этом случае относительная величина расхода теплоносителя внешнего контура (забортной воды) по отношению к расходам ТВК, наддувочного воздуха и масла может быть увеличена, поскольку на прокачку воды с равным воздушным эквивалентом требуется значительно меньше затрат энергии, чем на прокачку воздуха. Обычно расходы забортной и пресной воды обеспечиваются равными или близкими. Площадь поверхности теплопередачи водо-водяного холодильника, необходимая для рассеивания такого же количества теплоты, которое рассеивает радиатор равного по мощности двигателя, будет значительно меньше, поскольку коэффициент теплопередачи в ВВО значительно выше, чем в радиаторах (7000…9000 вт/м^2·К против 120…140 Вт/м^2·К). Соответственно несколько иначе должны подбираться параметры теплообменников в малорасходной системе судового двигателя, чтобы обеспечить минимум суммарной массы всех теплообменников системы при обеспечении в ней необходимых температур теплоносителей. Впрочем, общие принципы проектирования системы остаются здесь теми же. Следует отметить, что для больших судовых дизелей охлаждение наддувочного воздуха иногда выполняют забортной водой в отделённом контуре, поскольку в таком случае можно выполнить охлаждение наддувочного воздуха до более низких температур в ресивере, чем при охлаждении воздуха пресной водой в ассимилированном контуре. В то же время такое решение снижает надёжность работы двигателя из-за интенсивного засорения трубок ОНВ отложениями солей и микроорганизмов. Чтобы увеличить надёжность

работы ОНВ в подобных системах иногда выполняют охлаждение воздуха в двух последовательно установленных секциях ОНВ. В первой по ходу воздуха, высокотемпературной секции, воздух охлаждают пресной водой. Во второй секции его доохлаждают забортной водой. В этом случае забортная вода не соприкасается с высокотемпературными трубками, соответственно снижается проблема засорения каналов в трубках отложениями разных видов. Для главных судовых двигателей большой мощности охлаждение наддувочного воздуха и иных теплообменников забортной водой в определённой степени оправдано. Для вспомогательных двигателей и для главных двигателей маломерных судов использование забортной воды для охлаждения и наддувочного воздуха, и прочих теплообменников двухконтурной системы охлаждения вызывает мотивированное возражение, связанное с современным развитием техники и изменением отношения к экологическим последствиям использования этой техники. Существует мнение, что интенсивное использование двигателей с водяным охлаждением в районах рыбных промыслов сильно снижает рыбные запасы за счёт уничтожения микроорганизмов, находящихся в верхнем слое воды. Среди них икринки и мальки рыб, а также планктон, являющийся кормовой базой рыбной молоди. Прокачка воды через теплообменники с горячими стенками водяных каналов приводит к гибели названных организмов, даже если изменение температуры воды в охладителях составляет всего 2…3 К. И если главные судовые двигатели океанских судов берут воду со сравнительно большой глубины, то двигатели малых судов берут её как раз из того слоя, в котором растет и кормится рыба. Убытки, которые несёт человеческое сообщество вследствие интенсивного применения судовых двигателей в определённых акваториях, исчисляются сотнями миллионов долларов, причём полный учёт всех потерь проблематичен. Применение забортной воды как ТНК имеет также и такие отрицательные последствия, как снижение надёжности двигателей и соответствующее снижение безопасности плавания из-за интенсивного засорения любых теплообменников, а также разрушения их стенок вследствие интенсивной коррозии (особенно морской водой). Альтернативой может быть применение радиаторного охлаждения для судовых двигателей малой и даже средней мощности. Кроме того, получают развитие так называемые килевые системы охлаждения, в которых подводная поверхность судна или определённые её части используются в качестве поверхностей теплообмена для рассеивания тепла, выделяемого двигателями. Большие размеры этих поверхностей, особенности их взаимодействия с водной средой, а также двойная функция применения этих поверхностей позволяют значительно снизить большинство негативных особенностей применения забортной воды в качестве ТНК. Включение элементов килевых теплообменников в общую схему системы охлаждения вполне может выполняться на основе принципа построения ма-

лорасходных систем, но с учётом специфических параметров таких теплообменников.

Рассмотренные варианты схем систем охлаждения далеко не исчерпывают того многообразия, которое встречается среди выполненных конструкций. На вид и особенности схемы системы охлаждения в каждом случае большое влияние оказывают особенности энергетической установки, в которой применяется двигатель. Отсюда возникает возможное деление секций охладителей на ряд последовательно или параллельно включаемых элементов, появляются или исключаются дополнительные насосы (вентиляторы), устанавливаются дополнительные элементы регулирования температур теплоносителей в контурах и т.п. Каждая из таких схем имеет свои достоинства и недостатки, которые в каждом случае следует оценивать с учётом особенностей эксплуатации соответствующей энергетической установки. В данном курсе не предусматривается рассмотрения всего возможного многообразия схем систем охлаждения. Это потребовало бы существенно увеличить объём изучаемого материала без гарантий пропуска тех или иных возможных вариантов. Рассмотрение большого многообразия при сравнительно малых принципиальных отличиях скорее запутывает, чем проясняет основной смысл изучения. В то же время систематизированный анализ основных видов систем и их элементов, основанный на выделении соответствующих расчётных основ, предусмотренный в курсе, создаёт базу для правильного понимания особенностей работы любой из возможных систем охлаждения и объективной оценки достоинств и недостатков как самых различных схем, так и их элементов.

Итак, основными параметрами теплообменников, характеризующими их использование в системах охлаждения, являются их тепловые КПД (з), отношения водяных эквивалентов (S), абсолютные значения массовых расходов теплоносителей через эти теплообменники, а также значения температур теплоносителей на входах и выходах теплообменников. Кроме этих параметров, рассмотренных выше, при работе теплообменников в системах учитывают их гидравлические и газодинамические сопротивления. Предельные значения этих сопротивлений регламентируются Государственными стандартами на изготовление соответствующих теплообменников. Кроме перечисленных параметров, которые можно считать основными, учитывается и контролируется ряд дополнительных параметров, таких как скорость воды в каналах теплообменников, коэффициенты компактности, коэффициенты использования массы, объёма и некоторые другие. Учитываются также абсолютные и относительные массы и габариты теплообменников. Целесообразность и особенности использования дополнительных параметров будут рассмотрены далее при изучении методик расчётов теплообменников.

Вопросы для самопроверки к главе 2

1. Перечислить, какие требования следует предъявлять к системам охлаждения ДВС.
2. Какие температуры воды, масла и наддувочного воздуха могут быть обеспечены после охлаждения в современных рекуперативных системах охлаждения?
3. Что такое КПД охладителей и как определить его значение для любого теплообменника?
4. Какие пределы КПД могут выбираться для каждого из теплообменников системы охлаждения и почему?
5. Что такое энергоёмкости (воздушные эквиваленты) теплоносителей и как определяется их соотношение S?
6. чём состоит особенность малорасходных систем охлаждения и какие дополнительные возможности обеспечиваются их применением?

Глава 3. Основы расчётов теплообменников системы охлаждения ДВС. *Содержание основных расчётных задач; система основных уравнений и выражений, на которых базируется решение расчётных задач.*

Рекуперативные теплообменники системы охлаждения ДВС имеют существенные отличия в конструкциях корпусов и применяемых в них ПТ, о чём достаточно подробно говорилось в первой и второй главах. В связи с этим алгоритмы расчётов теплообменников разных конструкций имеют значительные отличия, что, впрочем, не исключает некоторой общей основы для расчётов всех теплообменников, которую следует рассмотреть отдельно.

3.1. Содержание типичных расчётных задач

Обычно выделяют так называемую прямую или конструктивную задачу расчёта и обратную или поверочную задачу. Кроме них возможны оптимизационные задачи, которые обычно организуются на базе первых двух задач, решаемых совместно или порознь.

Прямая задача решается для определения конструктивных параметров ТО, при этом, как правило, известны все параметры теплоносителей перед ТО и за ним, а также их расходы.

Обратная задача решается для определения параметров теплоносителей на выходе из ТО. В этой задаче обычно задаются расходы теплоносителей, все их параметры на входе в ОНВ и все конструктивные параметры охладителя.

Оптимизационная задача связана с поиском наилучшего решения в какой-либо возможной постановке. Например, могут отыскиваться наиболее выгодные (оптимальные) размеры пучка ОНВ при постоянном объёме и массе этого пучка для фиксированных параметров теплоносителей перед теплообменником. “Выгода” может оцениваться с позиции изменения экономичности двигателя, на котором предполагается применение проектируемого теплообменника, при неизменной

мощности этого двигателя. Оптимум размеров должен соответствовать возможному наименьшему удельному расходу топлива двигателя. Удельный расход топлива в таком случае определяют как целевую функцию оптимизации ОНВ или функцию цели. Возможны и иные оптимизационные задачи. Например, может предлагаться отыскание наивыгоднейших параметров оребрения трубки для проектируемого ОНВ. При поиске возможных оптимумов могут накладываться различные ограничения. В частности, для последней задачи могут быть назначены жёстко ограниченные габариты пучка, а функциями цели будут масса пучка и температура воздуха за ОНВ. Вполне возможны и иные постановки оптимизационных задач.

Прямая и обратная задачи также допускают варианты постановок. В частности, можно предложить отыскание температуры воды на входе в ОНВ, при которой будет достигнута заданная температура воздуха на выходе из него. В этой задаче могут быть известны все размеры ОНВ и все параметры теплоносителей (кроме определяемого) на входе, а также на выходе. Такая задача будет в своей основе обратной, но отличающейся от рассмотренного выше канонического варианта. Каждый подобный “нестандартный” вариант потребует определённых изменений расчётного алгоритма. Эти изменения могут оказаться существенными, но вполне понятыми на основе алгоритма “стандартных” задач и сравнительно легко организованными на их базе.

3.2. Основа решения расчётных задач

В основе решения всех сформулированных задач лежат уравнения теплоотдачи, теплопроводности, теплопередачи, теплового баланса, уравнения граничных условий, уравнения расхода, неразрывности и некоторые другие. Рассмотрим эти уравнения применительно к ТО системы охлаждения ДВС. Предположим, что ТО имеет оребрение со стороны горячего теплоносителя. Расчётная схема такого теплообменника представлена на рис. 3.1. Здесь обозначены начальные и ко-

нечные параметры теплоносителей и показано схематическое изменение их температур по ходу движения через ТО с выделением их средних интегральных значений. Положение точек со средними температурами теплоносителей и средними температурами стенки оребрённой поверхности относительно элемента теплообменной поверхности схематически показано на рис. 3.2. Следует отметить, что расчётная температура стенки оребрённой поверхности со стороны оребрения будет изменяться по длине ТО с характером, близким к изменению температуры воздуха. При этом местная температура стенки будет дополнительно изменяться по окружности ребра, по его длине и по длине трубки. В расчётах температуры оребрённой поверхности по длине и окружности рёбер для каждого поперечного ряда принимаются постоянными и усредняются, а изменение средней температуры стенки рассматривается только в функции длины хода воздуха. Соответственно на рис. 3.2 показана трубка, расчётная температура стенки которой соответствует средней интегральной температуре стенки ПТ, определяемой аналогично такому же параметру для воздуха. Такая трубка в расчётных схемах представляется своего рода эквивалентом температурного потенциала оребрённой стенки всего теплообменника. По отношению к ней рассматривается средний температурный потенциал горячего и холодного потоков, т. е. их средние интегральные температуры. В соответствии с обозначениями на рисунках запишем следующие уравнения, которые определяют величину теплового потока через теплообменник в единицу времени или тепловую мощность теплообменника.

Уравнение теплоотдачи от горячего теплоносителя (ГТ) к стенке

$$Q = \text{б} F_{\text{г}} (T_{f\text{г}} - T_{\text{ст}f\text{г}}), \text{ Вт.} \qquad (3.1)$$

Уравнение теплоотдачи от стенок трубок к воде

$$Q = \text{б}_{\text{х}} F_{\text{х}} (T_{\text{ст}f\text{х}} - T_{f\text{х}}), \text{ Вт.} \qquad (3.2)$$

Уравнение теплопроводности через стенки трубок

$$Q = 2\text{л}F_{\text{г}} \frac{1}{d_o \ln \frac{d_o}{d_w}} (T_{\text{ст}f\text{г}} - T_{\text{ст}f\text{х}}), \text{ Вт.} \qquad (3.3)$$

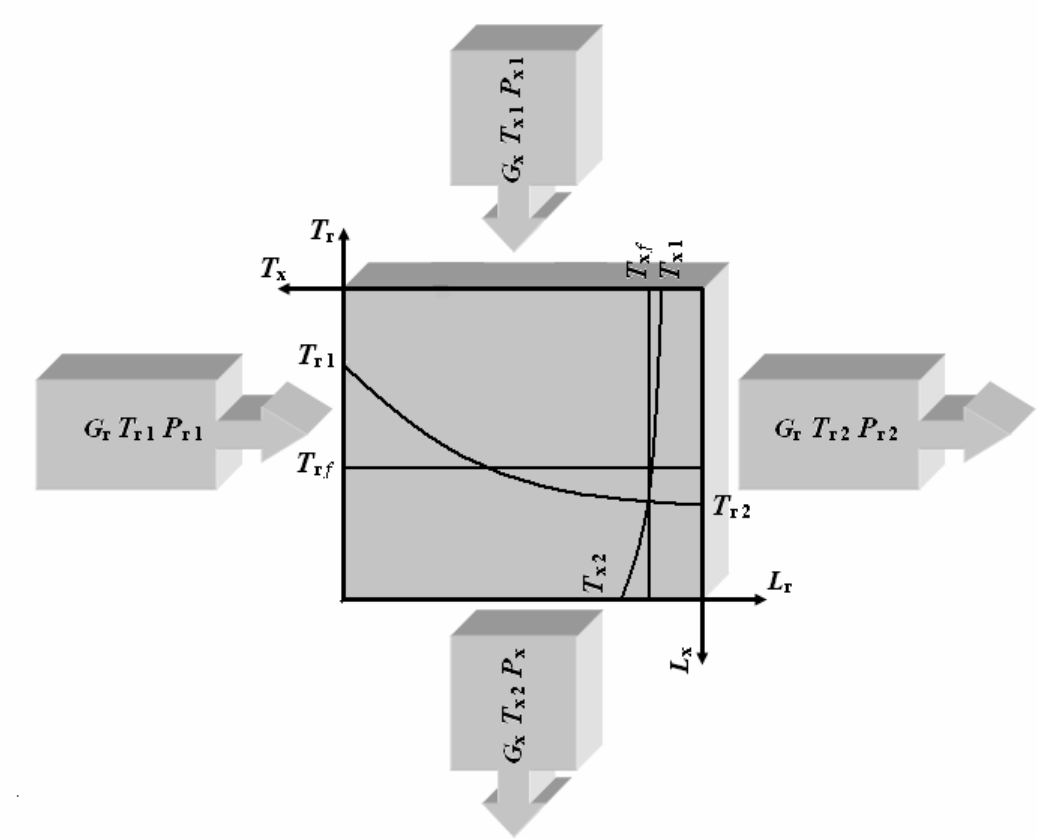


Рис. 3.1 Параметры теплоносителей перед ТО, после ТО и схематический характер изменения их температур по ходу движения через ТО

В уравнении (3.3) комплекс $2\text{л}\frac{1}{d_o \ln \frac{d_o}{d_w}}$ называется термической проводимостью чистой монометаллической стенки, а обратная ей величина носит название термического сопротивления стенки ($R_{\text{ст}}$). С использованием этого параметра уравнение (3.3) будет иметь вид

$$Q = F \frac{1}{R_{\text{ст}}} (T_{\text{ст}f} - T_{w\text{ст}f}), \text{ Вт} \qquad (3.4)$$

Если рассчитывается теплообменник с учётом слоя загрязнений на ПТ, то значение $R_{\text{ст}}$ не вычисляется, а вводится числом на основа-

нии справочных данных, учитывающих опыт эксплуатации, вид теплоносителей и особенности эксплуатации.

Уравнение теплопередачи

$$Q = kF_{\text{г}}(T_{f\text{г}} - T_{f\text{х}}), \text{ Вт.} \qquad (3.5)$$

Следует принять во внимание, что в уравнении теплопередачи величина площади поверхности $F_{\text{г}}$ может быть заменена на $F_{\text{х}}$ или даже на некоторую условную площадь поверхности, например, на площадь поверхности трубок, несущих оребрение. Такой подход вполне возможен, но тогда в последующих расчётных формулах нужно принимать во внимание, какая именно площадь была использована в уравнении теплопередачи (или, как говорят, *к какой площади отнесён* коэффициент теплопередачи) и соответственно строить эти формулы. Если в расчётных методиках нет специальных оговорок по поводу выбора площади поверхности, к которой отнесён коэффициент теплопередачи (как говорят, по умолчанию), то k относят к оребрённой поверхности.

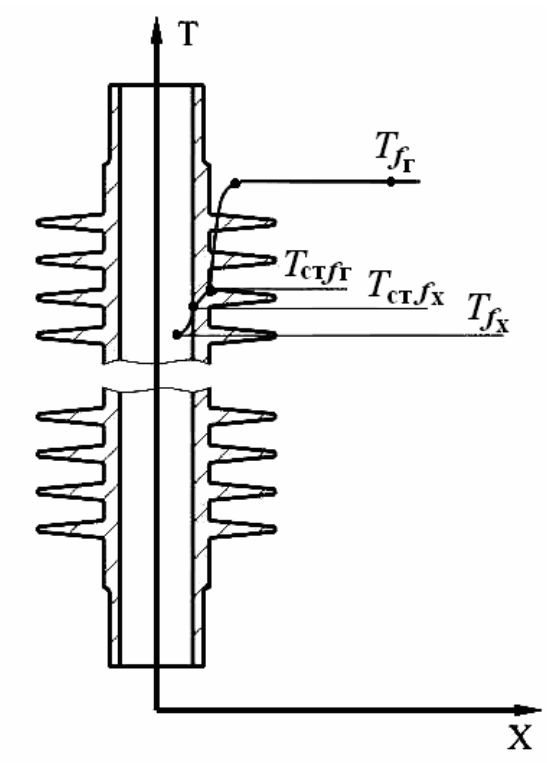


Рис. 3.2 Взаимное положение точек со средними температурами теплоносителей и средними температурами стенки оребрённой поверхности.

В уравнениях (3.1..3.5) коэффициенты теплоотдачи и коэффициент теплопередачи приняты условно постоянными по ходу движения теплоносителей. В действительности они изменяются с изменением температуры теплоносителей при прочих равных условиях. Учёт этого фактора весьма сложен и не вполне оправдан с учётом реального изменения температур теплоносителей в теплообменниках системы охлаждения ДВС и ряда других причин, в том числе связанных со способом и точностью определения граничных условий по теплообмену и сопротивлению.

Уравнение теплового баланса

$$Q = G_{\text{г}} C_{p\text{г}} (T_{1\text{г}} - T_{2\text{г}}) = G_{\text{х}} C_{p\text{х}} (T_{2\text{х}} - T_{1\text{х}}), \text{ Вт.} \qquad (3.6)$$

В этом уравнении воздушные эквиваленты или энергоёмкости теплоносителей $G_{\text{г}} C_{p\text{г}}$ и $G_{\text{х}} C_{p\text{х}}$ обозначаются соответственно $W_{\text{г}}$ и $W_{\text{х}}$ (буквы “г” и “х” означают горячий и холодный теплоносители). Тогда (3.6) примет вид

$$Q = W_{\text{г}} (T_{1\text{г}} - T_{2\text{г}}) = W_{\text{х}} (T_{2\text{х}} - T_{1\text{х}}), \text{ Вт.} \qquad (3.7)$$

Уравнение расхода по горячему теплоносителю

$$G_{\text{г}} = f_{\text{г}} w_{\text{г}} \text{c}_{\text{г}}, \text{ кг/с.} \qquad (3.8)$$

Уравнение расхода по холодному теплоносителю

$$G_{\text{х}} = f_{\text{х}} w_{\text{х}} \text{c}_{\text{х}}, \text{ кг/с.} \qquad (3.9)$$

Уравнения граничных условий по теплообмену определяют значения коэффициентов теплоотдачи от горячего теплоносителя к стенке и от стенки к холодному теплоносителю. В соответствии с принятыми в теплотехнике методами эти коэффициенты представляются в неявном виде через безразмерные числа Нуссельта, в которые они входят. Числа Нуссельта в общем случае определяются как функции критериев Рейнольдса и Прандтля, а также температурных симплексов. Соответствующие зависимости обычно представляются в виде

критериальных уравнений, образованных эмпирическим путём (на основе экспериментальных продувок различных ПТ). Для воздуха это уравнение может иметь вид

$$Nu = \text{и}\,\mathrm{Re}^{n} \tag{3.10}$$

Для воды

$$Nu_w = B\,\mathrm{Re}_w^{n_1}\,\mathrm{Pr}_w^{0,43}\left(\frac{\mathrm{Pr}_{\text{ст}}}{\mathrm{Pr}_w}\right)^{0,25}. \tag{3.11}$$

Различная структура (3.10) и (3.11) связана с различными физическими свойствами теплоносителей, в частности с тем, что число Pr для воздуха есть величина постоянная. Коэффициенты и, n , B , n_1 являются экспериментальными константами критериальных уравнений и могут изменяться в зависимости от вида и типа ПТ, а также от диапазона чисел Re, в котором определяются коэффициенты теплоотдачи. Особенности вычисления коэффициентов теплоотдачи для различных ПТ и различных теплоносителей нуждаются в дополнительном рассмотрении, которое приведено далее.

Изменение давления теплоносителя при прохождении его потока через пучок в общем случае должно быть функцией потерь энергии на входе в пучок, потерь на выходе из него, потерь, связанные с прохождением через пучок и функцией изменения скорости потока вследствие изменения его температуры. Для трубчатых пучков, в которых поток испытывает непрерывное сжатие-расширение при прохождении каждого поперечного ряда, входные и выходные потери не выделяются отдельно, а учитываются совместно с сопротивлением, связанным с прохождением пучка. Это сопротивление определяется газодинамическими потерями на трение и на отрывы пограничного слоя. Например, в общем случае падение давления воздуха в ОНВ определяется на основе выражения

$$ДP = ДP_{\text{тр}} + ДP_{\text{у}} \tag{3.12}$$

где $ДP_{\text{тр}}$ – падение давления, связанное с газодинамическими потерями;

$ДP_у$ – падение давления, связанное с изменением скорости потока в связи с его охлаждением.

Падение давления, связанное с газодинамическими потерями, вычисляется с использованием граничных условий по сопротивлению. Эти условия устанавливаются через значения коэффициента сопротивления о или через значение критерия Эйлера (Eu). Между этими величинами существует простая зависимость: о = 2 Eu.

$$ДP\text{тр} = \frac{\text{о}}{2}\text{с}_f w^2 = \frac{\text{о}}{2}\frac{G^2}{f^2}\frac{1}{\text{с}_f} = Eu\frac{G^2}{f^2}\frac{1}{\text{с}_f} \qquad (3.13)$$

Падение давления, связанное с изменением скорости потока в ОНВ из-за изменения его температуры, определяется на основании уравнения сохранения энергии:

$$ДP_\text{у} = \frac{G^2}{(Z_1 S_1 H_\text{п} \text{ц})^2}\frac{RT_1}{2P_1}[(1+\text{ц}^2)(\frac{P_1}{P_1 - ДP}\frac{T_2}{T_1} - 1)]. \qquad (3.14)$$

Следует отметить, что $ДP_у$ в среднем невелико и обычно составляет менее 5 % от $ДP_{тр}$.

Значение коэффициента сопротивления для всего пучка о или числа *Eu* находят как функцию числа Рейнольдса из критериальных уравнений вида

$$Eu = \frac{\text{о}}{2} = \Phi\,\text{Re}^{m-2}\,Z_2, \qquad (3.15)$$

где Ф и *m* – константы критериального уравнения, зависящие от геометрических параметров ПТ;

Z_2 – число поперечных потоку рядов труб для трубчатых ПТ; для пластинчатых ПТ вместо Z_2 может использоваться отношение длины потока в пучке к эквивалентному диаметру ПТ – $L_п/d_э$.

Изменение давления капельной жидкости, например воды, (сопротивление по воде) при прохождении водяного потока через ТО определяется сходным образом. Водяной тракт ТО для этого представляется как набор характерных участков, на каждом из которых проис-

ходит определённая потеря энергии, обусловленная особенностями этих участков. Существуют различные подходы к выделению таких участков, определяемые особенностями конструкции рассматриваемых теплообменников и относительной величиной потерь энергии для каждой составляющей. Подробное рассмотрение предлагаемого способа для всех видов теплообменников приводится далее, а в общем случае сопротивление ТО по воде можно представить выражением

$$\Delta P_w = \sum_{i=1}^{a} \Delta P_{wi} = \sum_{i=1}^{a} \zeta_i \frac{\rho_w w_{wi}^2}{2}, \qquad (3.16)$$

где a – общее число выделенных участков, i – номер участка.

Коэффициенты сопротивлений для выделяемых участков ζ_i определяют граничные условия по сопротивлению для каждого участка. Они находятся из эмпирических зависимостей, представленных в справочных источниках. Часть из них находится в функции от числа Рейнольдса, а часть от Re практически не зависит и обуславливается характерными размерами участка.

В уравнениях (3.1…3.5) используется понятие средних температур теплоносителей и средних температур поверхности теплообмена. По своему смыслу это средние интегральные значения для переменных температур, осреднённые по условной длине тракта каждого теплоносителя. Существует ряд возможных подходов к определению этих величин. Каждый имеет свои преимущества и недостатки. Один из распространённых – это определение средних температур на основе представления кривой изменения каждой температуры как логарифмической зависимости с введением поправок на особенности протекания теплообмена в теплообменниках различных схем. Теплообменники в таком случае различают *по схеме взаимного течения теплоносителей и по особенностям теплообмена в каждом последующем сечении тракта для каждого теплоносителя*.

Для ТО ДВС могут быть реализованы различные варианты схем. В их числе *чистый противоток, чистый прямоток, однократный и многократный перекрёстные токи, реверсивный ток* (см. рис. 1.1). При рассмотрении перекрёстноточных теплообменников в предыдущих материалах было выделено понятие *хода* как части теплообменного элемента в пределах однократного пересечения потоков теплоносителей (см. рис. 1.1, *д*). Там же было обращено внимание на различие между ходами, влияющими на теплотехнику, и ходами, влияющими только на гидравлику. В расчётных методиках, приводимых далее, для обозначения числа *ходов*, влияющих на теплотехнику, принимается символ b_w, а для обозначения числа *ходов*, влияющих только на гидравлику – символ b.

Особенности теплообмена в каждом последующем сечении по ходу теплоносителей определяются характером перемешивания каждого из теплоносителей. Если теплоноситель движется по каналу, в котором элементы теплообменной поверхности не препятствуют образованию интенсивных линий тока, поперечных основному течению и обеспечивающих перемешивание всего потока, то такой теплоноситель считается *перемешивающимся в каждом последующем сечении по ходу своего движения*. Пример такого течения представляет собой поток воздуха в ОНВ при поперечном обтекании пучка труб с индивидуальным оребрением. Если же теплоноситель движется через сердцевину теплообменника по таким структурам теплообменной поверхности, которые разделяют основной ток на ряд изолированных каналов, исключающих возникновение поперечных токов и соответствующее перемешивание всего потока, то такой теплоноситель будет *неперемешивающимся в каждом последующем сечении по ходу своего движения*. Примером такого течения может служить движение воды через пучок труб охладителя наддувочного воздуха в каждом ходе теплообменника.

Кроме указанных особенностей течения учитывается также возможность *перемешивания теплоносителя между отдельными ходами* или отсутствие такой возможности (*поток не перемешивается между ходами*). Например, в ОНВ обычных конструкций вода после прохождения пучка в одном ходе выходит в камеру крышки, где происходит перемешивание отдельных струек потока в процессе поворота в следующий ход. В то же время существуют конструкции ОНВ, где поворот потока воды из хода в ход выполняется не через поворотные камеры в крышках, а через индивидуальные поворотные коленца на каждой из трубок. В таком случае поток воды между ходами не перемешивается.

Таким образом, при выборе поправок для определения средних интегральных температур необходимо идентифицировать схему взаимного течения теплоносителей, число ходов теплоносителей в этой схеме, особенности перемешивания теплоносителей в каждом последующем сечении по ходу своего течения, а также особенности их перемешивания между ходами.

В соответствии с имевшим распространение в СССР методом расчёта теплообменников, за базовую схему принимался чистый противоток. Для него была получена формула определения средней интегральной температуры для каждого теплоносителя и, соответственно, их разности, которая получила название средней логарифмической разности температур теплоносителей при противотоке и обозначалась как $Д T_{прот}$. При использовании иных схем течения теплоносителей действительное значение разности их температур $Д T_{лог}$ устанавливалось как произведение $e_t Д T_{прот}$, в котором поправка на изменение схемы e_t определялась по графикам в функции специальных безразмерных температурных комплексов и отношения воздушных эквивалентов теплоносителей, при этом учитывались все рассмотренные выше особенности течения теплоносителей. Метод расчёта теплооб-

менников, в котором использовалась описанная схема определения средних температур теплоносителей, получил название “метод k – ДT” (здесь k – коэффициент теплопередачи, второй по важности параметр названного метода). Метод был хорошо разработан, но содержал большое количество графических справочных материалов, а также отличался определённой громоздкостью при построении алгоритмов решения основных расчётных задач.

Те же задачи расчётов теплообменников в США решались на базе иного подхода, который получил название “метод N – з”. Здесь N – безразмерный критерий, так называемое число единиц переноса теплоты (полное название NTU – number thermal units), з – тепловой КПД теплообменника.

В своей основе этот метод не имеет принципиального отличия от метода k – ДT . Все решения на основе американского метода могут быть преобразованы в формы своего неявного аналога. Тем не менее метод N – з является более чётко и компактно организованным, позволяет обходиться без справочного графического материала и, что особенно важно, позволяет получать более компактные и простые решения основных задач расчёта теплообменников, в частности, решение прямой задачи. Разработчиками этого метода для всех возможных схем ОНВ предлагаются аналитические зависимости вида

$$N = f(\text{з}, S, \text{схемы ТО}) . \qquad (3.17)$$

где S – отношение минимальной энергоёмкости теплоносителей (воздушного эквивалента) к максимальной,

$$S = \frac{W_{\min}}{W_{\max}} . \qquad (3.18)$$

Эти зависимости позволяют определять средние значения температур теплоносителей в ТО, а также могут использоваться в общей системе уравнений, выделяемых для решения расчётных задач, с целью получения достаточно компактных и простых решений. Учитывая изло-

женное в отношении двух методов, ниже рассматриваются способы решения прямой и обратной задач только на базе метода N – з.

Система зависимостей (3.1…3.18), дополненная выражениями для определения КПД теплообменников, представляет собой основу для решения всех задач расчётов теплообменных аппаратов. При организации расчётных методик большинство рассмотренных здесь в принципиальном виде зависимостей представляется с возможными уточнениями и дополнениями, которые имеет смысл рассматривать отдельно, чтобы соответствующие подробности не мешали пониманию общего подхода к решению сформулированных задач.

3.3. Основа метода N – з

Число единиц переноса теплоты или N не имеет размерности и вычисляется по формуле

$$N = \frac{kF}{W_{\min}}, \qquad (3.19)$$

где $W_{\min}$ – меньший из двух воздушных эквивалентов теплоносителей, проходящих через ТО; k – коэффициент теплопередачи, отнесённый к площади поверхности F (по умолчанию к оребрённой).

Тепловые КПД ТО, з, определяются в соответствии с формулами главы 2.

Между N и з существуют однозначные зависимости, которые определяются в функции схемы течения теплоносителей и характера перемешивания каждого из них в каждом последующем сечении по ходу их движения. Эти зависимости также учитывают влияние величины S. Ряд таких зависимостей в графической форме представлен на рис. 3.3. Здесь кривые з = $f(N, S)$ при S =0 асимптотически приближаются к некоторому предельному значению з, близкому к 1. В зависимости от схемы течения теплоносителей и характера их перемешивания, линии з = $f(N, S)$ таких зависимостей проходят более круто или

более полого. При этом может достигаться меньшее или большее значение КПД для одинаковых S и N.

Рассмотрим ТО, выполненный по схеме однократного перекрёстного тока на базе трубчатой ПТ с индивидуальным оребрением. Пусть поток с минимальной энергоёмкостью движется при поперечным обтекании трубного пучка, проходя между труб со стороны оребрения. Тогда $W_{\min} = W_{\text{смеш}}$ (поток с минимальной энергоёмкостью перемешивается в каждом последующем сечении по ходу своего движения). Второй поток проходит внутри трубок, тогда $W_{\max} = W_{\text{несм}}$ (второй поток не перемешивается в пределах одного хода). Такие соотношения характерны для работы на номинальном режиме ОНВ с теплообменными элементами в виде трубных пучков. В этом случае зависимость $з = f(N, S)$ имеет вид:

$$з_{х} = 1 - \exp(-Г\frac{1}{S}), \qquad (3.20)$$

где

$$Г = 1 - \exp(-N_{х}S). \qquad (3.21)$$

Обозначения $N_{х}$ и $з_{х}$ в данном случае означают, что зависимость справедлива для одноходового ТО или для одного хода перекрёстного тока. Если ТО имеет несколько перекрёстных ходов при общем противотоке, причём поток с большей энергоёмкостью перемешивается между ходами, то для него справедливо

$$N_{х} = N / b_{w}, \qquad (3.22)$$

где N – число единиц переноса теплоты для всего теплообменника; b_w – общее число перекрёстных ходов при общем противотоке.

Значение КПД многоходового ТО определяется по формуле

$$з = \frac{Y - 1}{Y - S}, \qquad (3.23)$$

где

$$Y = (\frac{1 - з_{х}S}{1 - з_{х}})^{b_w}. \qquad (3.24)$$

Приведенные зависимости можно рассматривать и с переменой мест функции и аргумента. Так для одного перекрёстного хода в нашем случае при известном значении КПД всего теплообменника

$$з_x = \frac{U-1}{U-S}, \tag{3.25}$$

где

$$U = \left(\frac{зS-1}{з-1}\right)^{\frac{1}{b_w}}. \tag{3.26}$$

Значение $N_x = f(з, S)$ в таком случае определится из выражения

$$N_x = -\frac{1}{S}\ln[S\ln(1-з_x)+1]. \tag{3.27}$$

Значение N для всего теплообменника

$$N = b_w N_x. \tag{3.28}$$

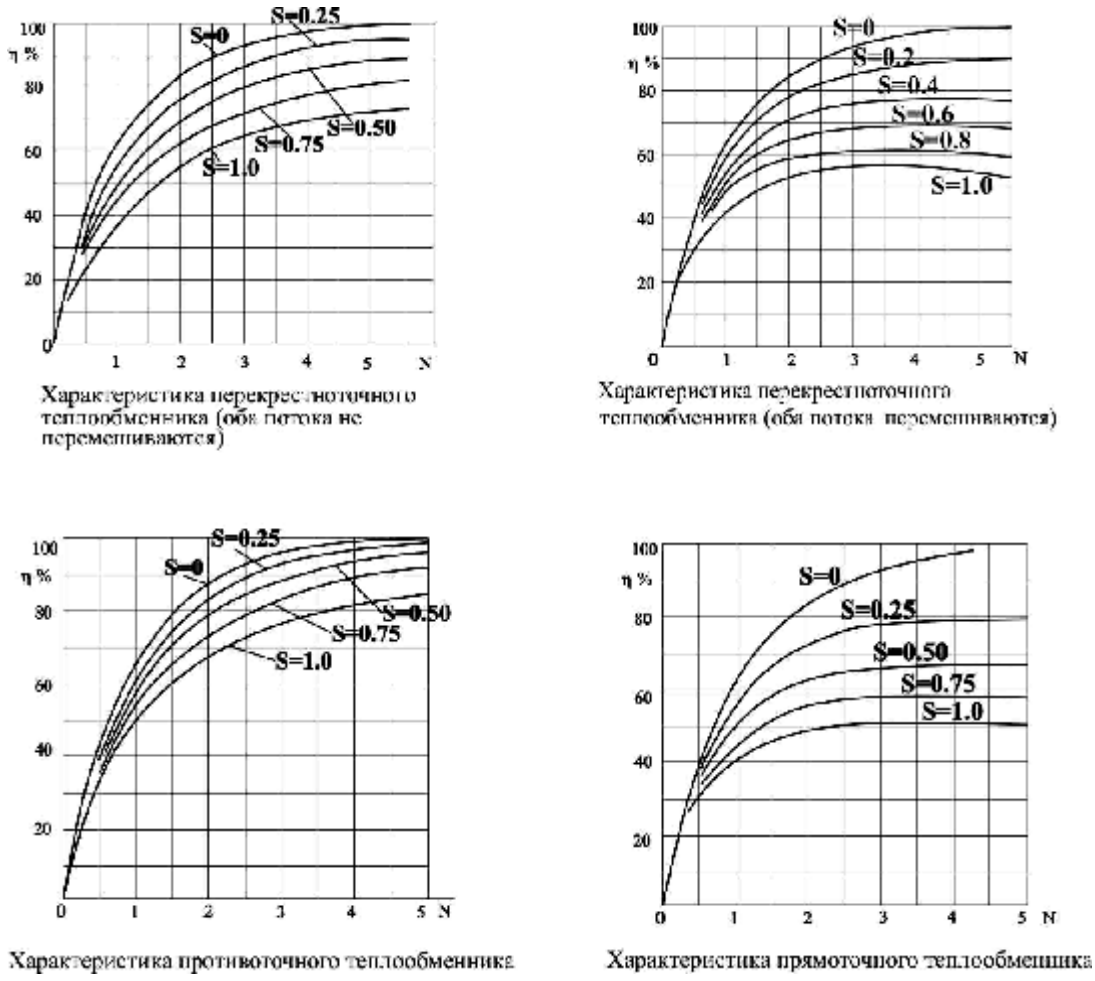


Рис. 3.3. Зависимости з=f(*N, S*) для различных схем взаимного течения теплоносителей.

Рассмотрим далее теплообменник, аналогичный по конструкции первому. Пусть в нём теплоноситель с большей энергоёмкостью движется между трубками, а теплоноситель с меньшей энергоёмкостью – внутри трубок. Для одного хода такого перекрёстноточного теплообменника $W_{max}= W_{смеш}$, $W_{min}= W_{несм}$. Такая схема течения может иметь место для ОНВ, работающего на дробном режиме. В этом случае зависимость з = *f*(*N, S*) выражается следующими формулами

$$з_x = \frac{1}{S}[1 - \exp(-\Gamma' S)], \qquad (3.29)$$

где

$$\Gamma' = 1 - \exp(-N_x). \qquad (3.30)$$

При переходе к многоходовому варианту для общей противоточной схемы и перемешивании теплоносителей между ходами связь между КПД одного хода и КПД всего теплообменника выражается формулами (3.23…3.26).Зависимость *N=f*(з,*S*) для этой же схемы может быть выражена формулой

$$N = \frac{b_w}{S}\{Ln\frac{1}{S} - Ln[Ln(1 - з_x) + \frac{1}{S}]\}. \qquad (3.31)$$

Для одного хода перекрёстноточного теплообменника, у которого оба теплоносителя не перемешиваются (такая схема может быть реализована, например, в водо-воздушном радиаторе с групповым оребрением трубок сплошными (нерассечёнными) поперечными пластинами или в ОНВ с аналогичной ПТ) зависимость з = *f*(*N, S*) выражается формулой.

$$з_x = 1 - \exp\{[\exp(-(N_x^{0,78} S)) - 1]\frac{N_x^{0,22}}{S}\}. \qquad (3.32)$$

Многоходовой теплообменник с такой схемой рассчитывается аналогично предыдущим. Простая зависимость вида *N=f*(з, *S*) для такой схемы не может быть получена. В случае необходимости определять

N как функцию з, его значение следует находить подбором или более эффективными методами вычислительной математики.

Для одного хода реверсивного теплообменника (см. рис. 1.1, *г*) рекомендуется выражение

$$з_x = -\frac{2}{1+S+\dfrac{1+\exp(-N_x\sqrt{1+S^2})}{1-\exp(-N_x\sqrt{1+S^2})}\sqrt{1+S^2}} \quad . \qquad (3.33)$$

По схеме реверсивного тока могут быть выполнены маслоохладители и водоводяные охладители ДВС. Число ходов теплоносителя, протекающего с наружной стороны трубок в многократном перекрёстном движении, не оказывает влияния на КПД хода для рассматриваемой схемы. Одновременно не имеет значения и общее направление этого движения. В случае последовательного соединения цепи таких теплообменников с соблюдением общего противотока и перемешиванием теплоносителей между ходами, общий КПД такой системы можно получить с использованием формул (3.23…3.26). При необходимости определять N как функцию з для такой схемы, зависимость (3.33) невозможно решить относительно N алгебраическим путём. Поэтому в этом случае N следует находить подбором или более эффективными методами вычислительной математики аналогично предыдущему случаю.

Рассмотренные зависимости соответствуют практически всем основным вариантам исполнения теплообменных аппаратов системы охлаждения ДВС. В то же время существует достаточно большое количество иных схем, которые могут быть применены в каком-либо специальном случае. Для дополнительной информации по данному вопросу рекомендуется использовать источники [2, 4, 9, 12].

Конец

Глава 3 (окончание). Основы расчётов теплообменников системы охлаждения ДВС. *Принципиальная схема использования метода N – з для решения прямой и обратной задачи; определение средних температур теплоносителей; определение граничных условий по теплообмену и сопротивлению для различных теплоносителей.*

3.3. Принципиальная схема использования метода N – з для решения прямой и обратной задачи.

Рассмотрим упрощённо использование зависимостей з = *f*(*N, S*) для решения прямой и обратной задач расчёта ТО. В качестве примера выберем охладитель наддувочного воздуха (ОНВ).

Прямая задача.

Дано: Расходы теплоносителей, начальные температуры обоих теплоносителей, конечная температура горячего теплоносителя. Ради упрощения задачи значение коэффициента теплопередачи k также принимается известным (в реальной постановке вместо k задаются граничные условия по теплообмену).

Определить: Величину площади поверхности теплообмена (в реальной задаче определяются все конструктивные размеры).

Решение:

1. Вычисляется значение КПД ТО по формуле (2.8). Применительно к ОНВ на номинальном режиме

$$\eta_{\text{нв}} = \frac{T_{\text{к}} - T_s}{T_{\text{к}} - T_{w1}} = \frac{1}{S_{\text{нв}}} \bullet \frac{T_{w2} - T_{w1}}{T_{\text{к}} - T_{w1}}$$

2. Вычисляются значения энергоёмкостей теплоносителей, определяется, которая из них меньшая, и находится отношение меньшей к большей. Для ОНВ

$$S = \frac{GC_p}{G_w C_w}.$$

3. Принимается возможная схема ТО (см. рис. 1.1). Для многоходового ТО определяется КПД одного хода. Например, для ОНВ по (3.25, 3.29)

4. Вычисляется значение N. Например, по (3.27, 3.31).

Принципиально возможно определение N с помощью графиков. На рис. 3.4 дан пример такого определения N_x по известному КПД одного хода и известному S для однократного перекрёстного тока. При известном N_x значение N для всего теплообменника определяется с учётом числа ходов по (3.28).

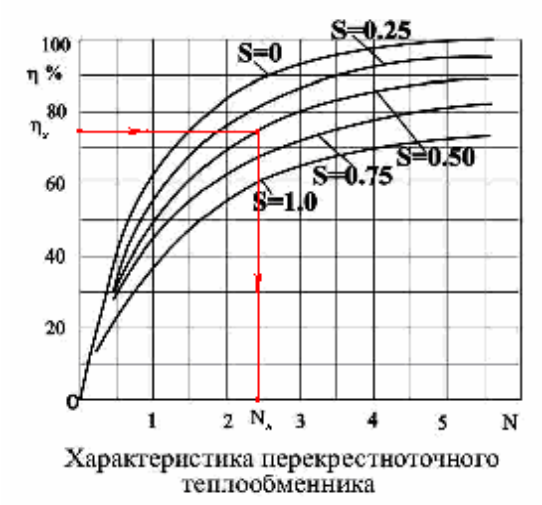


Рис.3.4. Схема определения $N_x = f(з_x, S)$ графическим путём в прямой задаче

5. Определяется искомая площадь поверхности по формуле

$$F = \frac{NGC_p}{k}.$$

Обратная задача.

Дано: Расходы теплоносителей, их начальные температуры, известна площадь поверхности теплообмена, известна схема теплообменника, известно значение коэффициента теплопередачи k.

Определить: Значение конечных температур теплоносителей.

Решение:

1. Вычисляются значения энергоёмкостей теплоносителей, определяется, которая из них меньшая по величине и находится отношение меньшей к большей (см. п. 2 прямой задачи).

2. Определяется значение N. В соответствии с (3.19) и применительно к ОНВ используется выражение

$$N = \frac{kF}{GC_p}.$$

Для многоходового теплообменника определяется

$$N_{\text{x}} = N / b_w.$$

3. Вычисляется значение КПД ТО как функции N с использованием формул 3.20, 3.29, 3.32, 3.33 и аналогичных им. Аналогично прямой задаче возможно использование графической зависимости, которое показано схематически на рис. 3.5. При этом для многоходовых теплообменников таким образом вначале определяется КПД одного хода с последующим вычислением КПД всего теплообменника по формулам, учитывающим число ходов и схему взаимного течения теплоносителей в многоходовом теплообменнике. В частности, для многократного перекрёстного тока при общем противотоке это выполняется по (3.23) и (3.24).

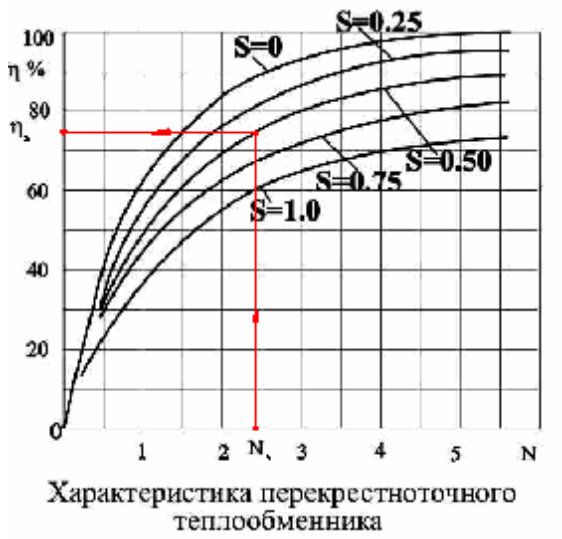


Рис.3.5. Схема определения $з_{\text{x}}=f(N_{\text{x}},S)$ графическим путём в обратной задаче

Определяется конечная температура одного теплоносителя на основании (2.8), (2.11) или (2.12). В частности, для ОНВ конечная температура воздуха

$$T_2 = T_1 - з_{\text{нв}}(T_1 - T_{w1}).$$

Конечная температура второго теплоносителя определяется на основании уравнения теплового баланса (3.7). Для ОНВ конечная температура воды определится из выражения

$$T_{w2} = T_{w1} + S(T_1 - T_2).$$

В рассмотренных примерах исключён учёт сопротивления пучка по обоим теплоносителям, а граничные условия по теплообмену сведены к заданию значения коэффициента теплопередачи k. Кроме того, все особенности конструкции ПТ и собственно ОНВ сведены к величине площади поверхности теплообмена F. Учёт названных выше и некоторых других исключённых в рассмотренных примерах элементов расчёта значительно усложняет алгоритм реальной расчётной методики. Тем не менее, рассмотренные примеры важны для принципиального понимания действия одного из наиболее важных расчётных компонентов полноразмерных расчётных методик. Далее рассмотрим содержание дополнительных элементов расчётов ТО, которые обязательно используются при решении расчётных задач без упрощений.

3.4. Определение средних температур теплоносителей

Рассмотрим использование метода N – з для определения средних интегральных температур теплоносителей и стенок ПТ. На основании (3.5), (3.7) и (3.19) можно записать

$$T_{f\text{г}} = T_{fx} + \frac{T_{1\text{г}} - T_{2\text{г}}}{N}\frac{W_{\text{г}}}{W_{\min}}. \qquad (3.34)$$

В формуле (3.34) параметр N определяется в зависимости от особенностей принятой схемы теплообменника, соответственно средняя интегральная температура горячего теплоносителя вычисляется с учётом особенностей теплообмена в принятой схеме взаимного течения теплоносителей. Как видно, в рассматриваемой расчётной системе определение средней температуры горячего теплоносителя выполняется по простой формуле и не требует использования громоздкой системы

поправок к некоторому “базовому” значению, как это делается в системе k – ДT.

Температура холодного теплоносителя для ТО ДВС меняется в меньших пределах, и её допустимо определять как среднюю арифметическую или как среднюю логарифмическую для противотока:

$$T_{f\text{х}} = \frac{1}{2}(T_{1\text{х}} + T_{2\text{х}}) = \frac{T_{2\text{х}} - T_{1\text{х}}}{\ln \frac{T_{2\text{х}}}{T_{1\text{х}}}}. \qquad (3.35)$$

Возникающая при этом погрешность влияет только на величину физических параметров теплоносителей, определяемых по средним температурам. Величина такой погрешности вполне допустима, поскольку она не связывается с вычислением средней разности температур теплоносителей как основного расчётного параметра, который в данном методе в явном виде не определяется и не используется.

Для определения средней интегральной температуры стенки со стороны горячего теплоносителя можно воспользоваться уравнением (3.1). Тогда

$$T_{\text{ст}f\text{г}} = T_{f\text{г}} - \frac{Q}{\text{б}_{\text{г}} F}. \qquad (3.36)$$

Средняя интегральная температура стенки со стороны воды определяется из (3.4) и (3.36)

$$T_{wctf} = T_{f\text{г}} - \frac{Q}{F}\left(\frac{1}{\alpha_{\text{г}}} - R_{\text{ст}}\right). \qquad (3.37)$$

3.5. Определение граничных условий по теплообмену и сопротивлению для различных теплоносителей.

Граничные условия по теплообмену со стороны воздуха.

Граничные условия по теплообмену определяются коэффициентами теплоотдачи б. Они вычисляются на основе справочных материалов, полученных на основе экспериментальных продувок различных ПТ. Если коэффициенты теплоотдачи определяются по опытным

данным с использованием системы уравнений (3.1…3.8), то такие коэффициенты называются *приведенными*. Они учитывают особенности реального процесса передачи тепла в ТО, в том числе реальное распределение температур по поверхности теплообмена, хотя и при определённой схематизации соответствующего распределения. Экспериментальные результаты обычно обобщаются критериальными зависимостями вида (3.10). С изменением геометрических форм и параметров ПТ константы таких зависимостей будут изменяться. Каждой новой поверхности при этом будут соответствовать свои индивидуальные коэффициенты, и в этом случае полученные зависимости для определения граничных условий по теплообмену можно назвать *частными*. Если установить связь между значениями констант (и, *n*) и геометрическими параметрами ПТ для ряда исследованных ПТ, то можно получить зависимость вида (3.10), в которой коэффициенты и и *n* будут заменены некоторыми комплексами, отражающими влияние геометрии ПТ на теплообмен. Такую зависимость для определения граничных условий, в отличие от ранее рассмотренных, можно назвать *обобщённой*. Практическая реализация такой возможности для оребрённых поверхностей встретила в своё время ряд трудностей, что привело к использованию специальных коэффициентов теплоотдачи, которые получили название *конвективных* коэффициентов теплоотдачи и обозначение $б_к$. Эти коэффициенты получались из приведенных коэффициентов путём специального пересчёта. Пересчёт исключал влияние неравномерности распределения температур по оребрённой поверхности. Конвективные коэффициенты теплоотдачи соответствовали условиям теплообмена, при которых температура во всех точках поверхности оребрения принималась одинаковой и равной температуре стенки, несущей оребрение. Преобразованные таким образом коэффициенты оказались более удобными для целого ряда процедур, связанных с исследованием оребрённых ПТ и с обобщением результа-

тов таких исследований. В частности, обобщённые зависимости для $б_к$ получились более точными и пригодными для более широкого диапазона изменения геометрических параметров ПТ и параметров режима их работы. Для шахматных пучков труб с накатным оребрением такая обобщённая зависимость имеет вид

$$\mathrm{Nu}_к = 0{,}287 C_z \phi_s^{0,15} \sigma^{-0,52} \mathrm{Re}_{d_o}^{0,6\ \sigma^{0,07}}, \qquad (3.38)$$

где C_z – поправка на число рядов в глубину (см. рис. 3.7); $ц_s$ – параметр размещения тру$ц_s = \frac{S_1 - d_o}{S_2 - d_o}$; у – коэффициент оребрения; d_o – определяющий размер (диаметр трубки, несущей оребрение).

Формула (3.38) справедлива в диапазоне Re_{do} =1,4· 10^3 …10^5; у = 1…20; $ц_s$ = 0,46…2,2. Размеры ПТ представлены на рис. 3.6.

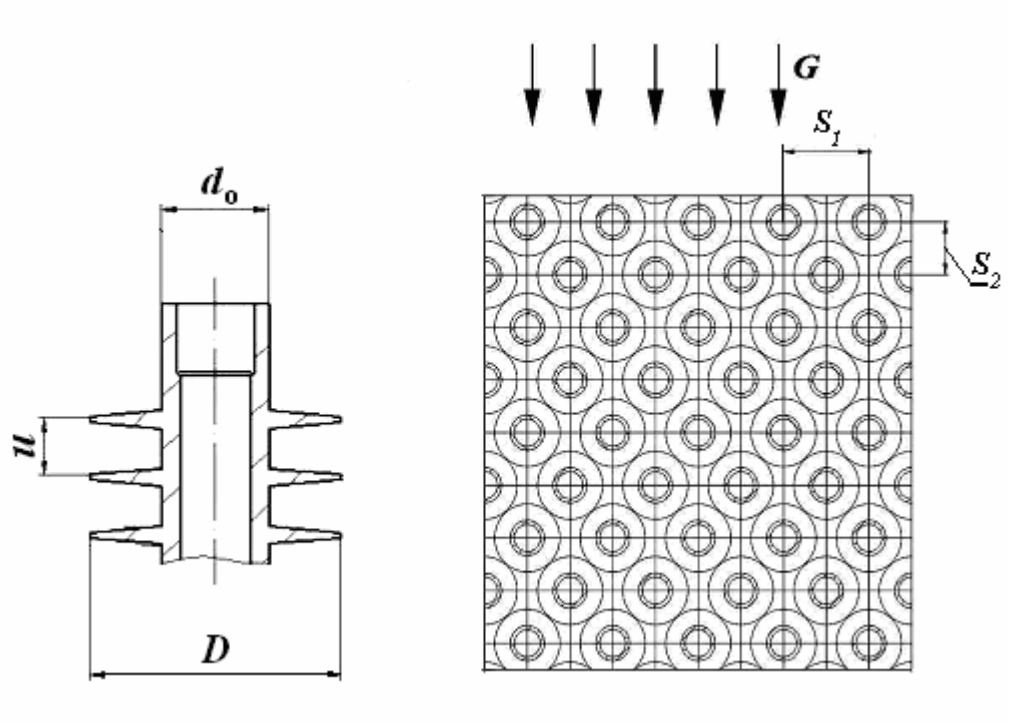


Рис. 3.6. Геометрические размеры трубки и шахматного пучка ребристых труб с накатным оребрением

Конвективные коэффициенты теплоотдачи нельзя использовать непосредственно в расчётах теплообменников в связи с уже отмеченной деформацией их значений. Для выполнения расчётов любой конкретной ПТ необходимо сначала определить для неё соответствующее значение конвективного коэффициента теплоотдачи, а затем выпол-

нить пересчёт конвективного коэффициента в приведенный. Пересчёт выполняется по формуле

$$б_{п} = б_{к}(\frac{f_{тр}}{f_{п}} жEм_{к}ш + \frac{f_{р}}{f_{п}}), \qquad (3.39)$$

где E – КПД ребра; $м_{к}$ – коэффициент контакта между ребром и несущей трубкой; Ш – коэффициент учёта неравномерности теплоотдачи по поверхности оребрения; ж –поправка на форму сечения ребра.

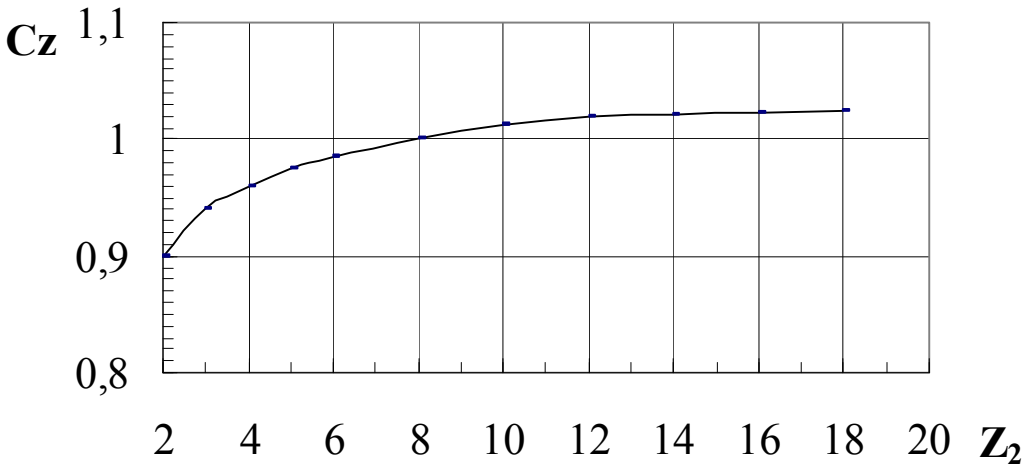


Рис. 3.7. Поправка C_z к б на число поперечных рядов

В выражении (3.39) КПД ребра представляет собой отношение средней разности температур оребрённой поверхности и окружающей среды к разности температур поверхности, несущей оребрение (основной или первичной поверхности), и окружающей среды

$$E = \frac{\int_{о}^{f_{р}} и df}{и_{b} f_{р}}, \qquad (3.40)$$

где и – разность температур поверхности ребра в данной точке и окружающей среды; $и_{b}$ – разность температур поверхности в основании ребра и окружающей среды; df – элементарная поверхность ребра; $f_{р}$ – полная поверхность ребра.

Для определения КПД ребра используют специальные графики или аналитические зависимости. Они учитывают форму ребра, его теплопроводность и интенсивность процесса теплообмена. Для круглых рёбер постоянной толщины КПД ребра можно определить по формуле

$$E = 1 - 0{,}2(\beta h_{\text{р}}^{'})^2 - (0{,}06 + \frac{D/do - 1{,}2}{20})\beta h_{\text{р}}^{'}. \quad (3.41)$$

Для прямоугольных рёбер

$$E = \frac{e^{2\text{в}h_{\text{р}}\sqrt{\text{ш}}} - 1}{e^{2\text{в}h_{\text{р}}\sqrt{\text{ш}}} + 1} \bullet \frac{1}{\text{в}h_{\text{р}}\sqrt{\text{ш}}},$$

где $h_{\text{р}}$ – высота ребра, в – комплекс, учитывающий теплопроводность ребра и интенсивность теплообмена

$$\text{в} = \sqrt{\frac{2\text{б}_{\text{к}}}{\text{д}_1 \text{л}_{\text{м}}}}, \quad (3.42)$$

где д_1 – толщина ребра у основания, $\text{л}_{\text{м}}$ – коэффициент теплопроводности металла ребра.

Поправка на форму поперечного сечения ребра для трапециевидной формы сечения может быть определена по справочным графикам или по формуле

$$\text{ж}_{\text{ї}} = 0{,}125(1 - \sqrt{\frac{\text{д}_2}{\text{д}_1}})h_{\text{р}}\text{в}\sqrt{\text{ш}} + 1, \quad (3.43)$$

где д_2 – толщина ребра у вершины.

Коэффициент учёта неравномерности теплоотдачи по поверхности оребрения Ш вычисляется по формуле

$$\text{ш} = 1 - 0{,}058\text{в}h_{\text{р}}. \quad (3.44)$$

Коэффициент контакта $\text{м}_{\text{к}}$ определяется в соответствии со способом крепления ребра к несущей трубке и для монометаллических трубок равен 1.

Рассмотренная выше поверхность теплообмена (ПТ) получила распространение при изготовлении охладителей наддувочного воздуха и охладителей масла. Известны случаи использования её для водовоздушных радиаторов большегрузных автомобилей. Кроме рассмотренной ПТ в теплообменниках ДВС используют множество ПТ иных

видов, о чём говорилось ранее. Для многих из них разработаны и применяются обобщённые зависимости для определения граничных условий по теплообмену, полученные на основе подходов, близких к рассмотренному. Тем не менее, практически для каждого отдельного вида ПТ, соответствующие зависимости для ГУ имеют свои специфические особенности, которые необходимо тщательно учитывать. Так, для водо-воздушных радиаторов широко применяются шахматные и коридорные пучки плоскоовальных труб с групповым оребрением плоской пластиной. Эти же ПТ могут использоваться и для ОНВ. Граничные условия по теплообмену для них предлагаются в виде следующих зависимостей. Для коридорных пучков:

$$\mathrm{Nu} = 0{,}00182\ \ (S_3 \frac{4}{d_{э2}}\ \ )^{0,57}[1-(1-\frac{1}{\mathrm{у}})(1-E\mathrm{м}_к)]R_e^{0,935}. \qquad (3.45)$$

Для шахматных пучков:

$$\mathrm{Nu} = 0{,}242\ \ (S_3 \frac{4}{d_{э2}}\ \ )^{-0,4}[1-(1-\frac{1}{\mathrm{у}})(1-\ \ E\mathrm{м}_к)]R_e^{0,715}. \qquad (3.46)$$

Эти зависимости предлагаются сразу для приведенного числа Nu. В то же время в них конвективный коэффициент теплоотдачи также используется, но в неявном виде. Переход от конвективного коэффициента к приведенному организован непосредственно в структуре этих формул. Аналогично предыдущему, для этого в них используется функция КПД ребра *E*. Определяющим размером в этих зависимостях служит эквивалентный диаметр

$$d_э = \frac{4\mathrm{ц}}{f_v}.$$

Формулы справедливы в диапазоне чисел *Re*=1500…6000, изменение геометрических размеров ограничено пределами соотношения

$$\frac{S_2 - S_3}{d_w} = 2{,}3\ldots2{,}4.$$

Основные размеры ПТ показаны на рис. 3.7.

Граничные условия по теплообмену со стороны масла.

Машинное масло относится, как и вода, к капельным жидкостям. На первый взгляд кажется возможным использовать расчётные зависимости для определения ГУ по теплообмену и сопротивлению ПТ в воде для масла. В то же время опыт расчётов теплообменников свидетельствует о недопустимости такой практики. Теплообмен в масле имеет свою специфику. Машинное масло интенсивно изменяет вязкость с изменением температуры. Интенсивнее, чем вода. Коэффициент теплоотдачи от масла к стенке на номинальном режиме работы теплообменника несколько выше, чем при теплообмене между стенкой и воздухом, но намного ниже, чем между стенкой и водой. Обычно он равен 200…400 Вт/м^{2}К. В связи с этим поверхности, с которыми масло обменивается теплотой, оребряют, причём оптимальные параметры оребрения практически соответствуют таковым для ПТ, работающим в воздухе. Для современных теплообменников скорости течения масла ограничены пределами по сопротивлению, рекомендуемыми действующими нормативными стандартами. С учётом этих ограничений режимы течения масла в теплообменниках соответствуют числам *Re*, намного меньшим, чем для воды. Обычно $Re_м$=50…300.

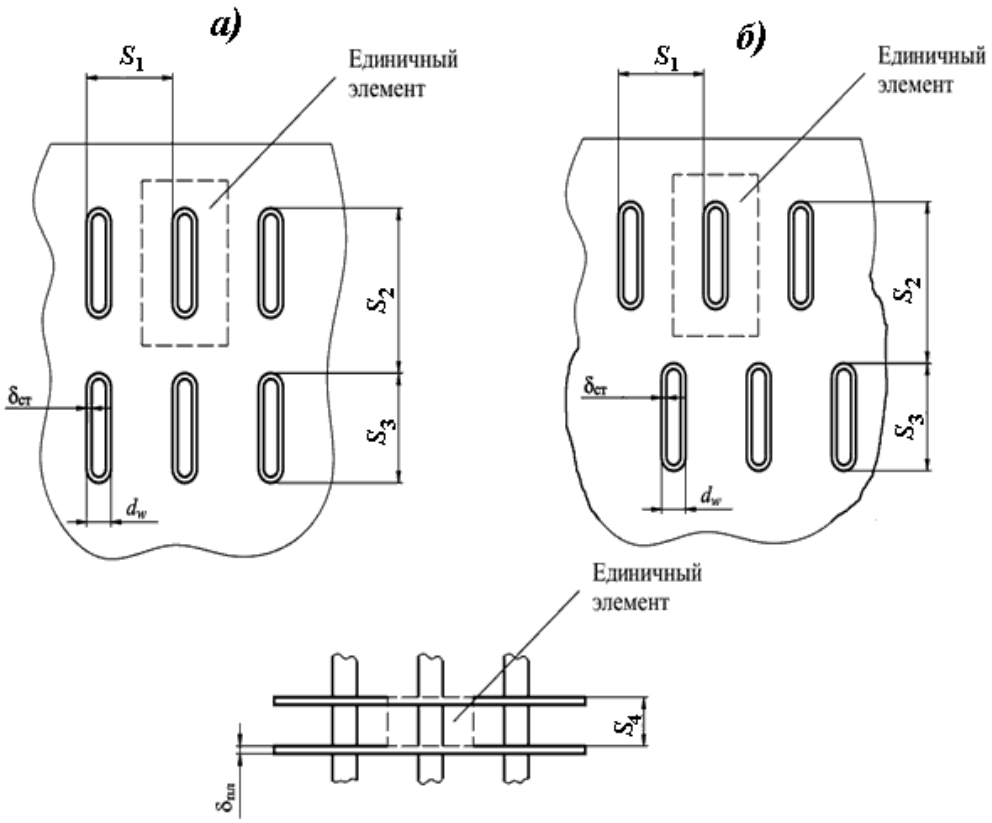


Рис. 3.8. Коридорный (*а*) и шахматный (*б*) пучки плоско-овальных труб с групповым оребрением

В то же время такой режим течения нельзя отнести к ламинарному в связи с реальной физической обстановкой теплообмена, которая соответствует переходному или даже турбулентному режиму течения. Абсолютное значение чисел Рейнольдса в данном случае не может быть основой оценки вида режима, поскольку речь не идёт о «чистых» гидродинамических формах, для которых оценка режима по числу Re достаточно объективна. Для течения потоков в пучках труб значение числа Re сильно зависит от определяющего размера, который может быть выбран по-разному для совершенно подобных режимов, в связи с чем однозначная оценка характера режима в функции от абсолютного значения числа Re исключена. Ещё одной особенностью теплообмена с машинными маслами является большое разнообразие их сортамента и дефицит информации о необходимых физико-химических параметрах различных масел при расчёте теплообмена и сопротивления. В существующей литературе по теплообменникам вопрос об оп-

ределении ГУ для масел освещён очень скупо и зачастую не вполне корректно. Обычно для расчёта необходимых ГУ рекомендуются зависимости, установленные для воды или других сред, что не отвечает необходимой точности и достоверности.

Для ликвидации существующей неопределённости в НКИ, в 80-х годах под руководством автора были проведены исследования по определению ГУ для шахматных пучков труб, обтекаемых маслом. На основе этих исследований А.К.Дубин предложил обобщённые зависимости по теплообмену и сопротивлению для этого вида ПТ. Расчёт ГУ по теплообмену предлагается по уравнению

$$\mathrm{Nu} = a\,\mathrm{Re}^{n}, \qquad (3.47)$$

где

$$a = 15{,}56t^{-0{,}94}\,Д^{90/t}; \qquad (3.48)$$

$$n = (1{,}68\times10^{-3}t(Д\text{-}11{,}5) + 2{,}9)^{-1}. \qquad (3.49)$$

В выражении для ГУ число Nu является приведенным.

Расчёт ГУ по сопротивлению рекомендуется выполнять на основании выражения

$$Eu\cdot\mathrm{Re}^{2} = \frac{L}{d_э} b\,\mathrm{Re}^{m}, \qquad (3.50)$$

где

$$m = (0{,}013t^{0{,}36}(Д - 8{,}805) + 1{,}21)^{-1}; \qquad (3.51)$$

$$b = 65{,}4t^{-0{,}855}(Д - 1)^{96{,}2/t}; \qquad (3.52)$$

Д – геометрический фактор, равный отношению толщины ребра у корня к толщине ребра у основания; t - средняя температура масла в градусах Цельсия (^{o}C).

Уравнения справедливы в интервале 1,25≤ Д ≤ 4,25 и в интервале средних температур масла марки М14В от 60 до 90 °С. Диапазон изменения скоростей движения масла: 0,2…2,6 м/с. Соответствующий этим скоростям интервал чисел Рейнольдса (Re) – от 10 до 2000. В качестве определяющего размера выбран эквивалентный диаметр. Диапазон изменения эквивалентного диаметра – от 2 до 10мм. Использование предложенных уравнений для расчета теплоотдачи

других марок масел без дополнительной корректировки представляется вполне допустимым на основе аналитического анализа этого вопроса. Вместе с тем расчетное сопротивление пучков труб, вычисленное для марок масла с большей вязкостью, чем у масла М14В, может быть ниже действительного при прочих равных условиях.

Общая характеристика геометрии исследованных образцов: угол треугольного размещения труб 60°; шаг труб, поперечный направлению потока масла: 15…27мм; шаг оребрения: 1,98…3мм; коэффициент оребрения труб: 4,87…32; коэффициент стеснения сечения под проход потока масла: 0,15…0,49; диаметр оребрения: 13…27мм. За среднюю температуру принималась средняя логарифмическая температура потока.

Как видно, описание ГУ по теплообмену выполнено в данном случае без использования понятия о конвективном коэффициенте теплоотдачи. Попытка применить этот параметр не привела к улучшению качества обобщённой зависимости, что можно объяснить спецификой теплообмена в масле.

Переход от обобщённых зависимостей для ГУ по теплообмену к частным зависимостям

При решении расчётных задач коэффициент теплоотдачи часто приходится определять многократно, хотя бы в связи с выполнением итераций по ходу решений. Соответственно приходится каждый раз выполнять вычисления по всем приведенным выше формулам. Это неудобно во всех отношениях. Гораздо удобнее пользоваться частными граничными условиями вида

$$\mathrm{Nu} = \theta \mathrm{Re}^{n}.$$

Эти зависимости могут быть взяты непосредственно из справочных данных, но обычно полное совпадение размеров отсутствует. Тогда зависимости указанного вида могут быть получены для ПТ с выбран-

ной геометрией на основе обобщённых зависимостей, если они имеются, и если обобщённая зависимость охватывает диапазон размеров, к которому можно отнести рассматриваемую ПТ. В последнем случае с помощью обобщённой зависимости следует определить как минимум два значения чисел Нуссельта в функции от чисел Рейнольдса, подобно тому, как это делается при экспериментальном исследовании ПТ, но при минимальном количестве необходимых точек. На основании этих данных вычисляются значения констант и и n, входящих в уравнение для определения приведенного коэффициента теплоотдачи. Эти коэффициенты находятся по формулам

$$\text{и} = 10^{(\lg \mathrm{Nu}_1 - n \lg \mathrm{Re}_1)},$$

$$n = \frac{\lg \mathrm{Nu}_2 - \lg \mathrm{Nu}_1}{\lg \mathrm{Re}_2 - \lg \mathrm{Re}_1},$$

где числа *Re* рекомендуется выбирать по краям возможного диапазона изменения этого параметра, а значения Nu вычисляются с использованием зависимостей, аналогичных (3.38) – (3.46).

Справочные данные для определения ГУ по теплообмену для самых различных ПТ, работающих в газовых и воздушных средах, могут быть заимствованы из [2, 3, 4, 8, 11].

Определение граничных условий по теплообмену со стороны воды.

Для определения коэффициента теплоотдачи со стороны воды применяются критериальные уравнения, описывающие граничные условия по теплоотдаче при течении воды внутри труб. При рассмотрении процесса теплообмена учитывается возможность существования двух режимов течения: турбулентного и переходного. Турбулентный режим характеризуется числами $\mathrm{Re}_w \geq 10000$. Переходный режим определён в диапазоне чисел Re_w от 2000 до 10000. За определяющий размер здесь принимается внутренний диаметр трубки, если трубка круглая, и эквивалентный диаметр, если сечение имеет другую форму. В

случае, если канал трубки выполнен в виде плоской щели, а эквивалентный диаметр меньше, чем меньший из размеров щели канала, то этот меньший размер рекомендуется использовать в качестве определяющего. Для значений $\mathrm{Re}_w \geq 10000$ граничные условия вычисляются по формуле (3.53). Для Re_w от 2000 до 8000 по формуле (3.54). Для Re_w от 8000 до 10000 рекомендуется использовать обе формулы, причём из двух полученных значений в расчётах следует использовать меньшее.

$$\alpha_w = 0.021 \varepsilon_l \, \mathrm{Re}_w^{0.8} \, \mathrm{Pr}_w^{0,43} \frac{\lambda_w}{d_w} \left(\frac{\mathrm{Pr}_w}{\mathrm{Pr}_{ст}}\right)^{0.25}, \qquad (3.53)$$

$$б_w = 0.116 (\mathrm{Re}_w^{\frac{2}{3}} - 125) \, \mathrm{Pr}_w^{\frac{1}{3}} \left[1 + \left(\frac{d_w}{H_п}\right)^{\frac{2}{3}}\right] \left(\frac{М_w}{М_{ст}}\right)^{0.14} \frac{Л_w}{d_w}. \qquad (3.54)$$

В этих формулах $\mathbf{e}_L$– поправка на длину трубки H, определяется по графикам (см. рис. 3.9); индекс "$_w$" означает вычисление параметра при средней температуре воды; индекс "$_{ст}$" означает вычисление параметра при средней температуре стенки со стороны воды.

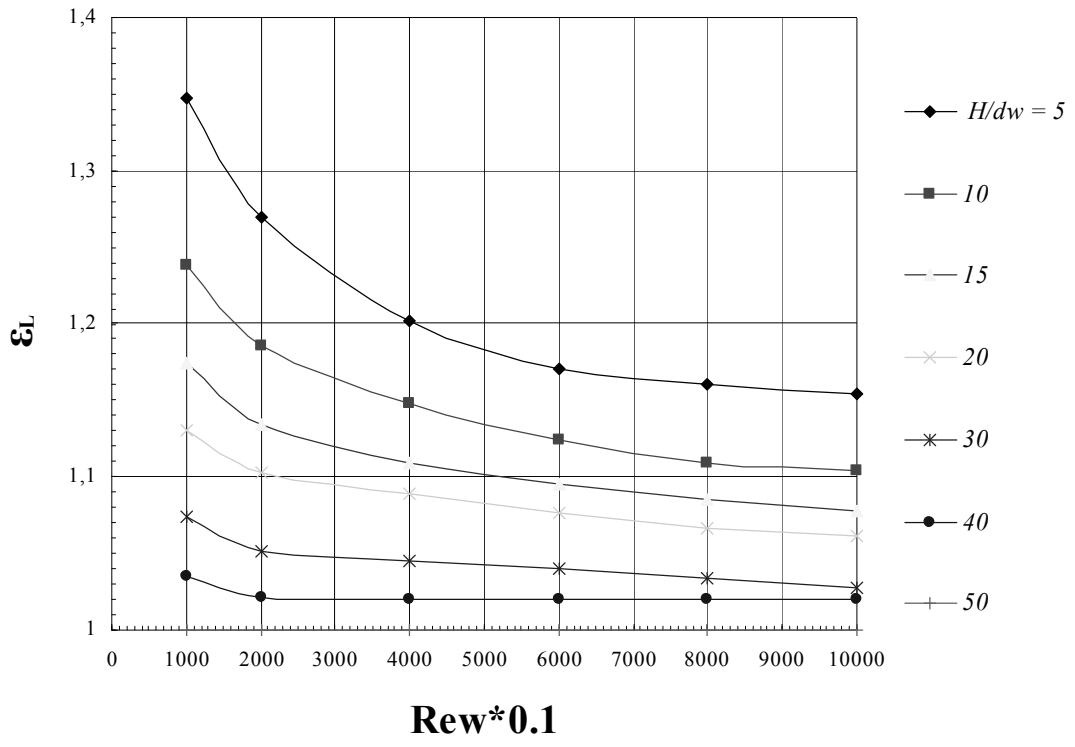


Рис.3.9. Поправка $\mathbf{e}_L$ к $б_w$ на длину трубки H

Справочные данные по теплообмену для капельных жидкостей, движущихся внутри каналов труб, приводятся в [2, 3, 4, 7, 8, 11, 12].

Определение граничных условий по сопротивлению со стороны воздуха.

С использованием граничных условий по сопротивлению определяется та часть изменения давления воздушного потока при прохождении через ОНВ и радиаторы, которая связана с потерями газодинамического трения и отрывами пограничного слоя, а также потерями внезапного сужения и расширения. Последний вид потерь для трубных пучков объединяет входные и выходные потери для всего пучка, а также потери сужения-расширения при прохождении каждого поперечного ряда. Для рассматриваемых ПТ могут существовать частные и обобщённые формулы граничных условий по сопротивлению, подобно тому, как это принято для граничных условий по теплообмену. Частный вид граничных условий будет соответствовать выражению (3.15). В обобщённых зависимостях константы Ф и m должны быть представлены функциями геометрических размеров ПТ, если такая зависимость имеет место. В частности, для шахматных пучков труб, оребрённых накаткой, константа Ф определяется по формуле

$$\Phi = 1{,}275W\sqrt{\frac{f_{\text{п}}}{S_1}}\left(\frac{d_o}{S_1 - d_o}\right)^{0{,}272}, \qquad (3.55)$$

где W носит название функции распределения.

Функция W учитывает особенности взаимодействия газодинамического следа за каждой трубкой с последующим рядом труб. Эффекты, возникающие в результате такого взаимодействия, носят сильно выраженный нелинейный характер. Соответственно, функция W определяется на основе использования сложной системы полуэмпирических кривых, учитывающих изменения геометрической структуры пучка (см. рис. 3.8, 3.9).

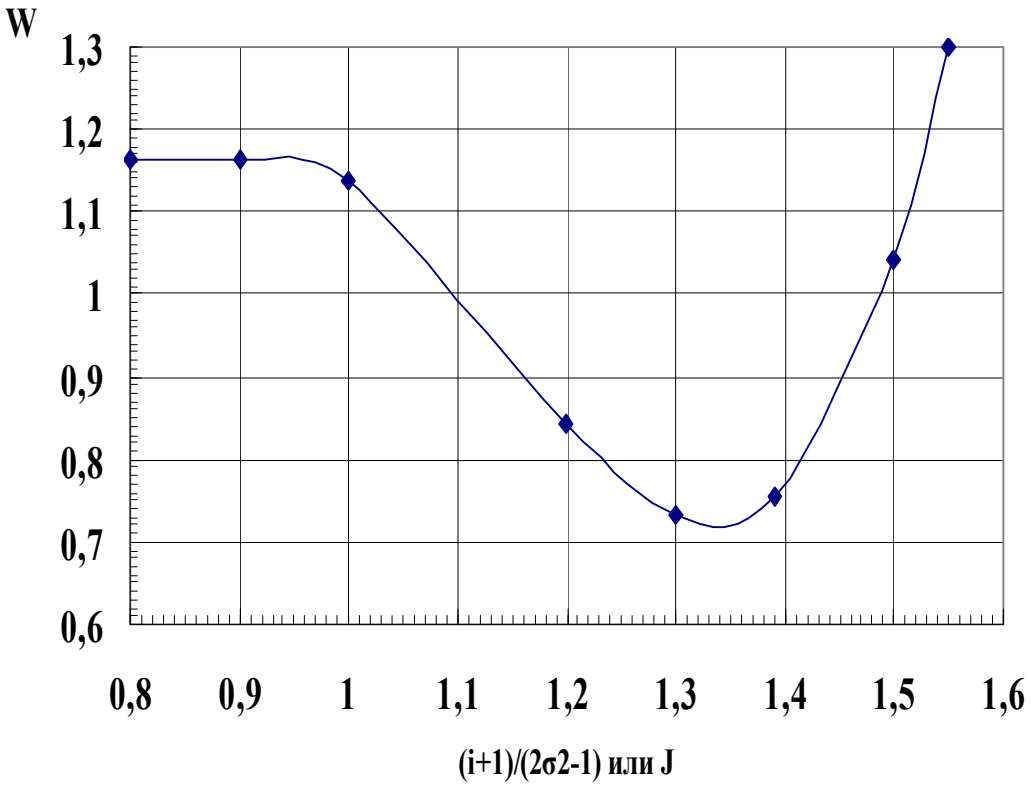


Рис. 3.10. Функция распределения

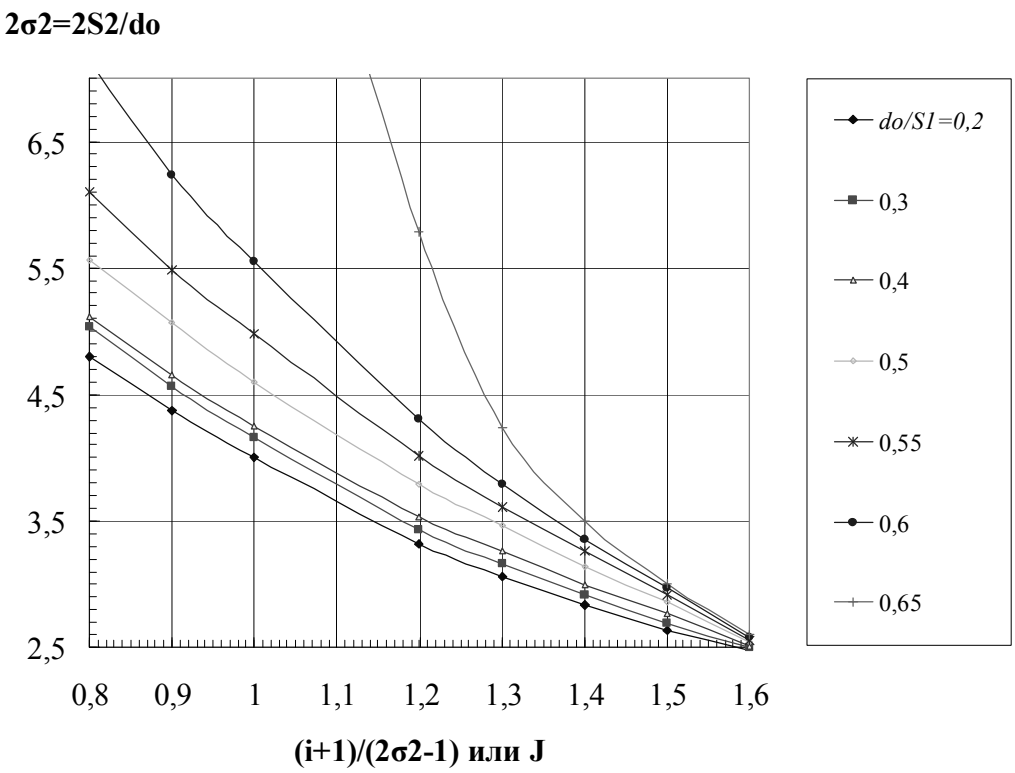


Рис.3.11. Функция вспомогательного параметра

Константа m, в отличие от константы Ф, в предлагаемой системе обобщения принята независящей от геометрических особенностей ПТ. Соответственно

$$m = \text{const} = 1{,}728. \qquad (3.56)$$

При вычислениях по (3.15) и (3.55) за определяющий размер при нахождении числа Re принимается наружный диаметр несущей трубки d_o. Применение указанных зависимостей справедливо в следующем диапазоне параметров:

$$\frac{d_o}{S_1} = 0{,}2...0{,}625;\ \ \frac{S_2}{d_o} = 1{,}2...3{,}0;\ \ \frac{D}{d_o} = 1{,}5...2{,}5;\ \ \frac{u}{d_o} = 0{,}1...0{,}4;\ \ \mathrm{Re}_{d_o} = 500...1{,}67 \cdot 10^5 \cdot$$

При определении ГУ по сопротивлению для пучков из плоско-овальных труб с групповым оребрением (см. рис. 3.7) значения констант в критериальных уравнениях следующие.

Для шахматного пучка Ф = 0,7; m= 1,75.

Для коридорного пучка Ф = 0,568; m= 1,75.

Значения справедливы для диапазона чисел Re= 1500…6000.

Аналогично тому, как это упоминалось при рассмотрении обобщённых граничных условий по теплообмену, при различных расчётах ОНВ и радиаторов удобно пользоваться граничными условиями по сопротивлению в виде частных зависимостей вида (3.15) с фиксированными значениями констант Ф и m. Как следует из рассмотренного, их определение при известных геометрических параметрах ПТ не вызывает трудностей. Здесь отсутствуют специфические проблемы пересчёта коэффициентов, подобные рассмотренным выше при определении граничных условий по теплообмену. Справочные данные для определения ГУ по сопротивлению для различных ПТ, обтекаемых газом и воздухом, приводятся в [2, 3, 4, 7, 8, 11, 12].

Определение граничных условий по сопротивлению со стороны воды, протекающей внутри трубок.

Вода в большинстве теплообменников ДВС проходит внутри трубных каналов и только в водо-водяных охладителях судовых ДВС один из потоков воды протекает с наружной стороны пучка. Гидравлические тракты ТО принципиально имеют более сложную схему, чем воздушные. Если воздушный тракт представляет собой практически однородный участок с точки зрения процессов потери энергии, то гидравлический тракт можно рассматривать как минимум в виде набора шести разнородных участков. На каждом из них протекают специфические процессы, которые к тому же сильно зависят от начальных условий взаимодействия водяного потока и соответствующего элемента водяного тракта. Соответственно точное определение гидравлических потерь представляется относительно сложной задачей, даже более сложной, чем определение газодинамических потерь. В то же время абсолютное значение гидравлического сопротивления в ТО невелико и редко превышает 20…30 кПа при допустимом значении 60 кПа. Влияние этого сопротивления на работу двигателя также менее значимо, чем влияние воздушного сопротивления. В связи с отмеченным можно считать, что допустимая погрешность определения гидравлического сопротивления может составлять ±30…40%. При такой точности методика определения гидравлического сопротивления может быть соответственно упрощена.

При определении гидравлических потерь любого ТО его гидравлический тракт рассматривается в виде схемы, содержащей характерные сопротивления. Для примера рассмотрим конструкцию гидравлического тракта типового ОНВ. Его схема будет отвечать рис. 3.8. В соответствии с этой схемой общее сопротивление ОНВ, ДP_w, находится как сумма ряда составляющих:

$$\Delta P_w = \Delta P_{\text{под}} + b_w \Delta P_{\text{вх}} + b_w \Delta P_{\text{тр}} + b_w \Delta P_{\text{вых}} + (b_w - 1)\Delta P_{\text{пов}} + \Delta P_{\text{отв}} .$$

Здесь Д$P_{\text{под}}$ – потери на входе в ОНВ – сопротивление участка между срезом входного патрубка и сечением П–П; Д$P_{\text{вх}}$ – потери на входе в трубный пучок;

$ДP_{вх}$ – гидродинамические потери в трубках пучка; $ДP_{вых}$ – потери на выходе из трубного пучка; $ДP_{пов}$ – потери на поворот в поворотной камере; $ДP_{отв}$ – потери на выходе из ОНВ.

Типичная схема участка входа в ОНВ – выход потока из узкого канала в камеру большого объёма. Сразу за выходом обычно располагается экран (та же трубная доска, если она близко расположена, или распределительный перфорированный щиток). Канал перед камерой может быть прямым или косым, скорости в канале могут быть равномерно распределёнными или иметь существенную степень неравномерности. Перечисленные особенности влияют на выбор формулы для определения коэффициента сопротивления и, соответственно, на величину возможных потерь. В самом общем случае имеет смысл считать канал прямым, распределение скоростей по сечению трубы – отвечающим условию равномерного турбулентного течения в круглых трубах, экранное влияние трубной доски или перфощита не учитывать. В этом случае коэффициент сопротивления входного участка вычисляется по формуле

$$\xi_{под} = 1{,}1 - (\frac{2{,}06}{n_{под}} + \frac{0{,}96}{n_{под}^{2}}). \qquad (3.57)$$

Для случая, когда распределение скоростей существенно отличается от принятого (например, косой подвод) сопротивление может сильно возрасти. Для этих условий можно применить формулу

$$o_{под} = \frac{1}{n_{под}^{2}} + 3{,}7 - \frac{3{,}74}{n_{под}}, \qquad (3.58)$$

В этих формулах $n_{под}$ – отношение площади поперечного сечения входной камеры и площади поперечного сечения подводящего канала. Значения коэффициентов сопротивления, вычисленных по (3.57) и (3.58) могут отличаться почти в 5 раз, и это соответствует реальности. В то же время доля потерь во входном патрубке в общем сопротивлении ОНВ обычно составляет от 2 до 6 процентов. За определяющую

скорость здесь принимается средняя скорость в подводящем трубопроводе $w_{под}$.

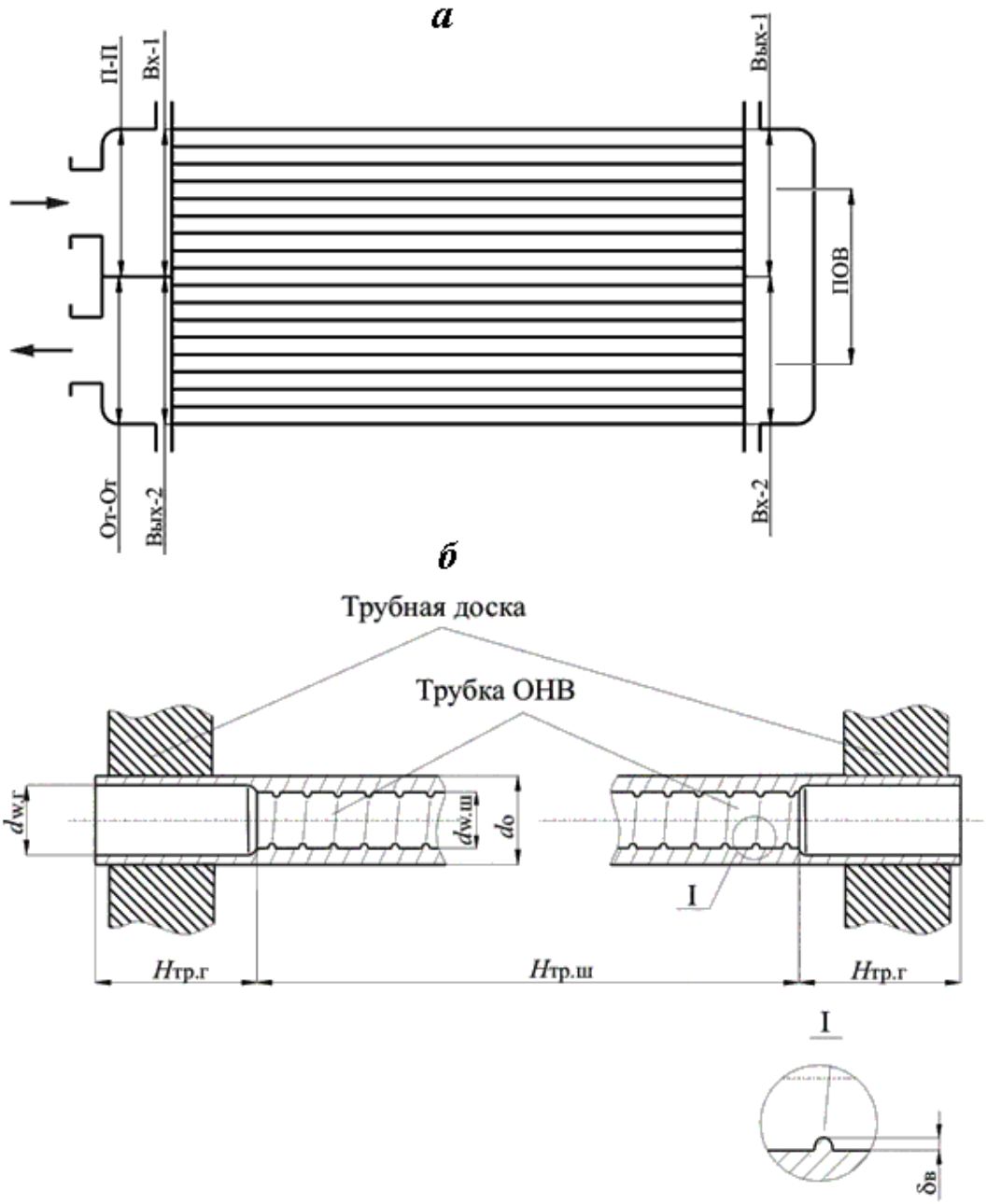


Рис. 3.12. Расчетные схемы ОНВ:

а схема гидравлического тракта ОНВ; *б* продольное сечение трубки пучка.

$b_w \Delta P_{вх}$ – сопротивление всех участков входа воды в трубный пучок. На рисунке это сечения Вх-1и Вх-2. За характерную скорость при расчёте сопротивления здесь принимается скорость в трубках. Коэффициент сопротивления этих участков зависит от разделки входных отверстий трубок. Вход может быть прямым неразделанным при

любом выступании краёв трубок за доску. Входные участки трубок могут быть разделаны (развальцованы или отдорнованы со скруглением краёв приёмного отверстия). Это снижает сопротивление. В типовом случае выполняется прямой неразделанный вход. Для него при любом выступании краёв трубок за доску

$$\text{о}_{\text{вх}} = 0.5(1 - \frac{1}{n_{вх}}) \quad , \qquad (3.59)$$

где $n_{\text{вх}}$ – отношение площади сечения приёмной или поворотной камеры в плоскости трубной доски в пределах одного хода к площади живого сечения одного хода пучка по воде; b_w – число ходов ОНВ по воде.

$b_w \text{Д}P_{\text{тр}}$ – сопротивление трения при движении потока через трубки пучка. Данный участок заключён между сечениями Вх-Вых для каждого хода. Продольное сечение каждой трубки пучка в общем случае имеет вид, показанный на рис. 3.8. Соответственно трубка имеет гладкие концевые участки длиной $H_{\text{гл}}$ увеличенного при вальцовке диаметра $d_{w\text{г}}$ и центральную часть длиной $H_{\text{ш}}$ и внутренним диаметром $d_{w\text{ш}}$ с выступающим внутрь спиральным образованием, полученным при накатке рёбер на наружной поверхности. Высота этого регулярного образования (выступа) равна $\text{д}_{\text{в}}$. Суммарное сопротивление трубки будет состоять из сопротивления гладких участков и сопротивления части с регулярной шероховатостью. Для гладких участков

$$\text{о}_{\text{трг}} = f(\text{Re}_w) \text{ (определяется по справочным графикам).} \qquad (3.60)$$

Следует отметить, что коэффициент сопротивления должен определяться с учётом состояния потока перед участком. Достоверное определение соответствующих параметров состояния весьма сложно с учётом особенностей формы входных кромок, реальной формы входных камер, воздействия вибрации двигателя и ряда дополнительных факторов. В то же время выбор коэффициента сопротивления как для случая развитого турбулентного режима на входе, вероятнее всего,

даст заниженное значение, поскольку рассматриваемые участки, особенно на входе в трубку, могут работать в условиях разгонного или начального режима обтекания. Вместе с тем усложнение расчёта для повышения точности не имеет особого смысла ввиду относительно малого значения рассматриваемой составляющей в общем сопротивлении. Поэтому условно считаем режим турбулентным.

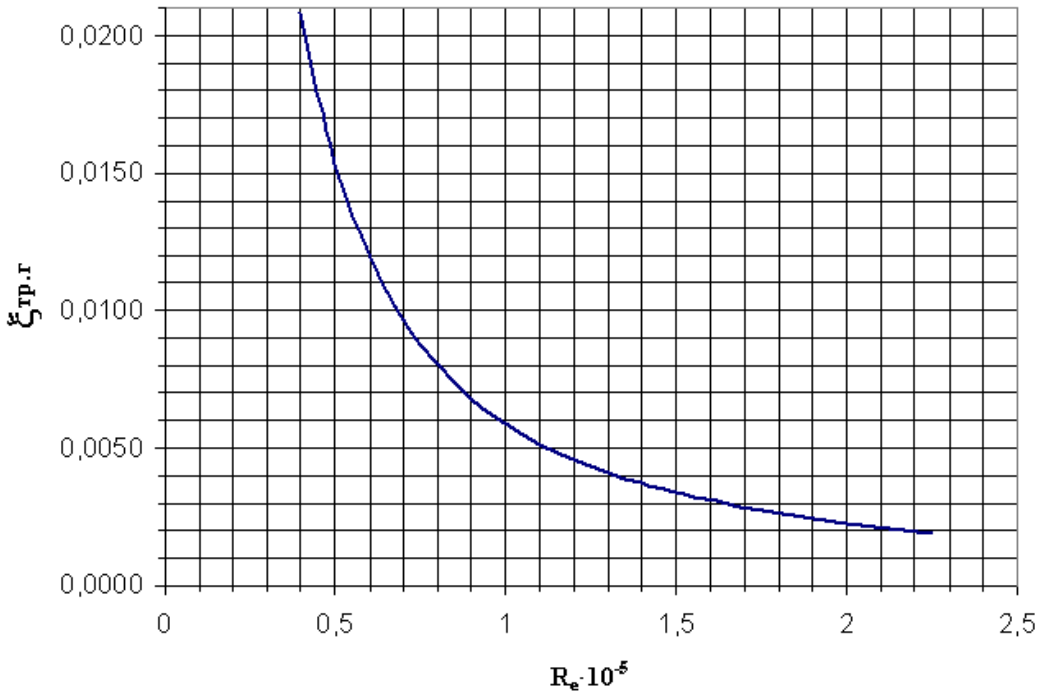


Рис. 3.13. Коэффициент сопротивления гладких участков труб

Для шероховатых участков

$$o_{\text{трш}} = 0{,}0275 \ \ (1{,}8 + 1{,}75\frac{Д_b}{d_W}) \ \ . \qquad (3.61)$$

Определяющей скоростью для этих участков принимается средняя скорость в канале трубки $w_{\text{ртл}}$ и $w_{\text{ршш}}$ соответственно.

$b_w Д P_{\text{вых}}$ – сопротивление выходов потока из трубного участка в пространство поворотной и выходной камер. На схеме соответствует сечениям Вых-1 и Вых-2. Здесь характер возникновения потерь близок к описанному для сечения П–П. Если длины трубок составляют $(8…10)d_w$ и режим течения турбулентный, то для соответствующего этому случаю профиля скоростей в выходных сечениях трубок рекомендуется формула

$$\text{о}_{\text{вых}} = (1 - \frac{1}{n_{\text{вых}}})^2, \qquad (3.62)$$

где $n_{\text{вых}}$ есть отношение площади сечения поворотной камеры в плоскости трубной доски в пределах одного хода к живому сечению трубок одного хода по воде.

Для трубок длиной более $45d_w$ и того же режима течения рекомендуется формула (3.58). Для промежуточных длин значение коэффициента сопротивления определять экстраполяцией в функции длины трубок между значениями по (3.58) и (3.62). За определяющую скорость здесь принимается средняя скорость потока на выходе из трубок $w_{w\text{гл}}$.

$(b_w - 1)\text{Д}P_{\text{пов}}$ – сопротивление поворотов потока в поворотных камерах. На рис. 3.8 это единственный участок, обозначенный как ПОВ. Для типовых ОНВ форма сечения потока на входе в поворотную камеру может быть прямоугольной, так же, как и форма выходного сечения (случай расположения перегородок в крышке перпендикулярно к ходу воздуха). Тогда сечение поворотной камеры плоскостью, параллельной оси трубок и оси воздушного потока, будет иметь П-образную форму при нулевом расстоянии между смежными стенками входного и выходного каналов (между ножками “П”) и при равной ширине этих каналов. Для такой камеры коэффициент сопротивления $\text{о}_{\text{пов}}$ определяется по графику в функции отношения высоты этой камеры $b_{\text{к}}$ к её длине по ходу воздуха $b_{\text{о}}$ (см. рис. 3.9). Следует отметить, что использование графика корректно при

$$\frac{w_{\text{пов}}^2 4 f_{w\text{ф}}}{\Pi_{\text{о}} \rho_w} >= 4 \bullet 10^{-4}$$

и при

$$b_{\text{к}} / b_{\text{о}} > 0{,}4.$$

В записанной выше формуле $w_{\text{пов}}$ – скорость во входном сечении поворотной камеры, она же определяющая скорость; $f_{w\text{ф}}$ – сечение поворотной камеры на входе; $\Pi_{\text{о}}$ – периметр входного сечения поворотной камеры.

В реальных конструкциях ОНВ формы сечения приёмной и отводной камер могут быть не прямоугольными (косые перегородки в крышках). В этих условиях форма сечения канала поворотной камеры будет отличаться от рассмотренного.

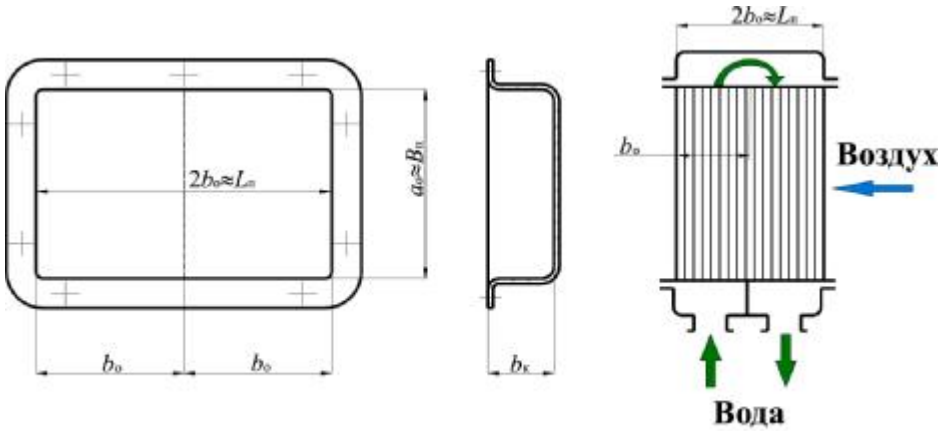


Рис. 3.14. Схема поворотной камеры

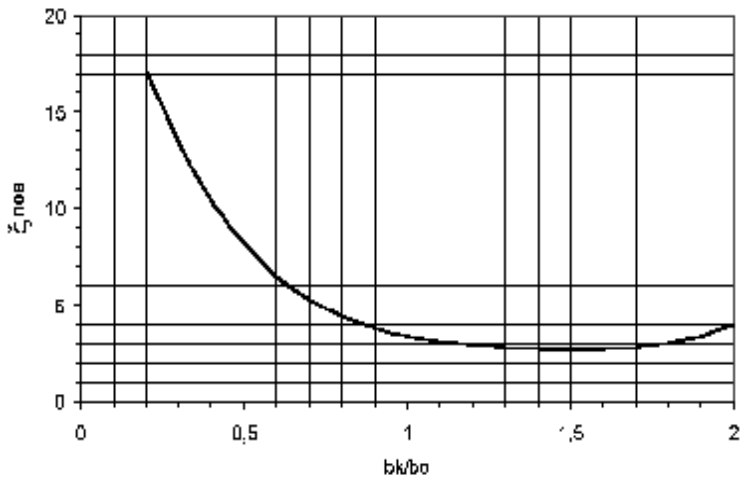


Рис.3.15. Зависимость коэффициента сопротивления участка поворота потока в камере от отношения размеров $b_к/b_о$.

Соответственно структура потока в нём будет иной, а применение предлагаемого справочного материала менее корректным. При отсутствии более надёжных справочных данных для расчётов в этом случае можно использовать средние размеры сечения поворотной камеры.

$ДР_{отв}$ – сопротивление выхода в отводящий патрубок (сечение От-От). Здесь имеет место резкое сужение канала при входе в отводящий трубопровод. Механизм возникновения потерь и особенности процессов такие же, как в сечении Вх-1и Вх-2.За определяющую ско-

рость при расчёте сопротивления принимается скорость в отводящем трубопроводе. Коэффициент сопротивления зависит от формы кромки входного сечения и может определяться по формуле

$$ж_{отв} = ж''(1 - \frac{1}{n_{отв}}), \qquad (3.63)$$

где ж'' определяется по справочному графику в зависимости от величины скругления входной кромки (см. рис. 3.11). Для грубо выполненной кромки ж''= 0,5, и тогда формула (3.63) становится идентичной (3.59).

Для типовой конструкции ОНВ с длиной трубок более $50d_w$ общее гидравлическое сопротивление (с усреднением и допустимым упрощением ситуации для каждого характерного участка) можно приблизительно определить по формуле :

$$ДP_w = \frac{c_w}{2}\{(1{,}1 - \frac{2{,}06}{n_{под}} + \frac{0.96}{n_{под}^2})w_{под}^2 + w_w^2 b_w[0{,}5(1 - \frac{1}{n_{вх}}) + (1{,}1 - \frac{2{,}06}{n_{вых}} + \frac{0{,}96}{n_{вых}^2}) + \frac{H_{ш}}{d_{w\,ш}} \qquad (3.64)$$

$$0{,}0275(1.8 + 1{,}75\frac{д_в}{d_{wш}}) + \frac{H_{гл}}{d_{wгл}} ж_{тр.г}] + (b_w - 1)ж_{пов} w_{пов}^2 + 0{,}5(1 - \frac{1}{n_{отв}})w_{отв}^2\}.$$

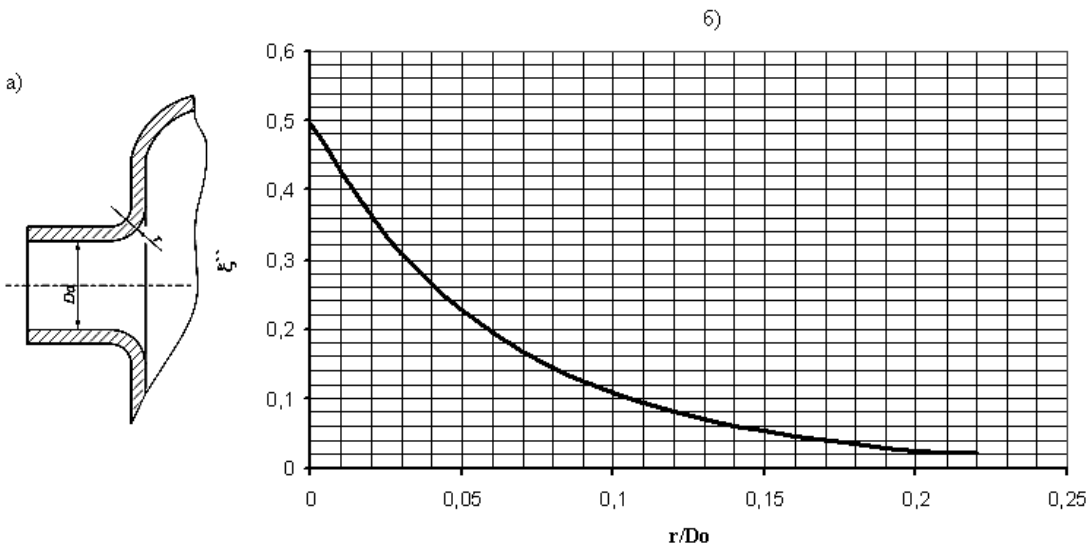


Рис. 3.16. Отводящий патрубок:

а) схема размеров отводящего патрубка; б) зависимость $\zeta'' = f(r/D_o)$.

Вопросы для самопроверки к главе 3.

1. Записать основную систему уравнений, на основании которых решаются основные расчетные задачи для теплообменников.

2. Сформулировать содержание прямой, обратной и оптимизационной задач расчётов теплообменных аппаратов.
3. Привести упрощенную схему решения прямой (конструктивной) задачи расчета теплообменника. Разъяснить алгоритм решения упрощённой прямой задачи с использованием зависимости NTU – з.
4. Привести упрощенную схему решения обратной (проверочной) задачи расчета теплообменника. Разъяснить алгоритм решения упрощённой задачи с использованием зависимости NTU – з.
5. Разъяснить, как преобразуется основная система уравнений расчетов теплообменников для создания компактного алгоритма решения *прямой* задачи.
6. Записать исходные данные и граничные условия для решения *прямой* задачи. Указать, что должны представлять собой результаты решения (на примере расчета охладителя наддувочного воздуха, ОНВ).
7. Разъяснить, как преобразуется основная система уравнений расчетов теплообменников для создания компактного алгоритма решения *обратной* задачи расчёта теплообменника.
8. Записать исходные данные и граничные условия для решения *обратной* задачи. Указать, что должны представлять собой результаты решения (на примере расчета охладителя наддувочного воздуха, ОНВ).
9. Объяснить, что такое граничные условия по теплообмену. Какой вид они имеют для оребрённых поверхностей теплообмена?
10. Объяснить, что такое граничные условия по сопротивлению. Какой вид они имеют для оребрённых поверхностей теплообмена?
11. Объяснить, что такое коэффициент полезного действия ребра, и от чего он зависит. Что такое конвективный и приведенный коэффициенты теплоотдачи? С какой целью применяют эти понятия?
12. Объяснить, что такое параметры NTU и з . Указать принципиальный вид связи, которая существует между ними для разных теплообменников. Объяснить, чем могут отличаться такие зависимости для различных теплообменников.

Глава 4. Расчёты охладителей наддувочного воздуха и водо-воздушных радиаторов.

Конструктивные параметры ПТ реальных теплообменников; полные алгоритмы расчётов основных видов расчётных задач; прямая и обратная задачи; описания программ расчётов основных видов расчётных задач; расчёты водо-воздушных радиаторов как частный случай расчётов ОНВ.

Охладители наддувочного воздуха ДВС являются рекуперативными теплообменниками (в них теплопередача организована через стенку, разделяющую теплоносители). Поверхность теплообмена (ПТ) в этих теплообменниках обычно выполняется оребрённой со стороны воздуха и гладкой со стороны воды. Такие ПТ могут быть созданы на базе различных конструктивных элементов и, соответственно, значительно отличаться между собой. Можно предложить классификацию ПТ, на основе которой они различаются по виду и типу. Тип ПТ определяется по особенностям конструкции её основного элемента. В частности, бывают ПТ трубчатые, трубчато-пластинчатые, пластинчатые, листоканальные и др. Внутри каждого типа ПТ различают по виду. Соответственно, трубчатые ПТ могут быть выполнены в виде коридорных пучков круглых труб с шайбовым или ленточным индивидуальным оребрением. Возможно исполнение трубчатых ПТ в виде шахматных пучков круглых труб с индивидуальным ленточным или шайбовым оребрением. Известны виды трубчатых ПТ из плоскоовальных труб с групповым оребрением плоскими пластинами или с групповым оребрением фигурно-штампованными рассечёнными пластинами и т.д. и т.п. Пластинчатые ПТ могут по виду быть оребрёнными или гладкоканальными. Вид оребрения может быть очень разнообразным, в частности, возможно оребрение сплошной пластиной, сдвинуто-рассечённое оребрение, штамповано-деформированное и т.п. Некоторое представление о вариантах современных ПТ для ОНВ даёт рис.4.1.

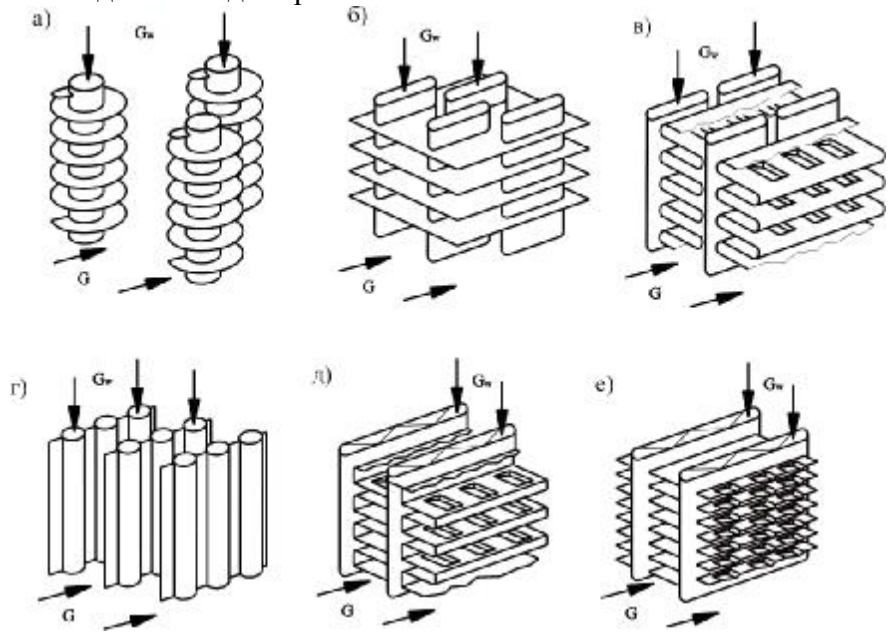


Рис. 4.1 Типы поверхностей теплообмена ОНВ;
а) пучок труб с индивидуальным ленточным оребрением; б) пучок плоско-овальных труб с групповым оребрением плоским ребром; в) пучок плоско-овальных труб с ленточным оребрением; г) трубчато-пластинчатая ПТ; д) пластинчато-ленточная ПТ; е) пластинчато-ребристая ПТ.

Расчёты теплообменников из разных ПТ имеют существенные различия в алгоритмах, что связано с особенностями геометрий соответствующих ПТ. Одновременно для всех возможных вариантов ПТ имеются и общие элементы расчётов. В данной работе рассматривается общая основа расчётов ОНВ и предлагается подробный алгоритм расчёта для частного случая трубчатой ПТ. Здесь рассматривается ПТ в виде шахматного пучка круглых труб с индивидуальным ленточным накатным оребрением при поперечном движении воздуха относительно оси труб.

4.1. Конструктивные параметры ПТ реальных теплообменников

При расчётах шахматных пучков труб с индивидуальным накатным оребрением используют основные расчётные размеры, указанные на рис 4.2. Ряд этих размеров непосредственно используется в последующих расчётах. Одновременно на их основе вычисляются характерные гео-

метрические размерные и безразмерные комплексные параметры. Использование некоторых разразмеров нуждается в пояснении.

Так, следует отметить различие между габаритными размерами пучка $L_п, B_п$ и его расчётными размерами L,B. Первые являются его действительными конструктивными размерами, отмеряемыми по габаритам пучка.

Пучок с расчётными размерами отличается тем, что если его разместить без зазора и смещения рядом с таким же пучком, то образованный блок не будет иметь искажения геометрической структуры ПТ в месте соединения. Использование пучка с габаритными размерами в таком же случае приведёт к искажению геометрической структуры ПТ. Отмеченное положение особенно важно учитывать при исследованиях модельных пучков. В них на границах пучков и корпуса вставляют специальные вставки, чтобы сохранить в этих местах неизменной структуру потока. В дальнейшем при выполнении расчётов также следует учитывать указанное обстоятельство.

Расчётные размеры выражаются через формулы:

$$L = S_2 Z_2; \qquad B = S_1 Z_1.$$

Габаритная и расчётная высоты пучка или расстояния между трубными досками совпадают

$$H_п = H.$$

Формулы для определения габаритных размеров даны далее в табличных формах расчётов. Расчётные размеры пучка используются при выводе расчётных формул и, соответственно, при анализе алгоритма расчётов. При реализации расчётной методики применяется переход от расчётных размеров к габаритным на основе простых и очевидных связей.

На основании размеров, указанных на рис. 4.2, определяются следующие комплексные размерные параметры:

$f_р$, м^2/м – площадь поверхности рёбер, приходящаяся на 1м длины трубки;

$f_{тр}$, м^2/м – площадь поверхности участков гладкой трубки между рёбрами на длине 1 м трубки;

$f_п$, м^2/м – полная площадь оребрённой поверхности теплообмена трубки, приходящаяся на 1 м её длины;

f_g, м^2/кг – полная площадь оребрённой поверхности трубки, приходящаяся на единицу её массы – коэффициент массовой компактности ПТ;

f_v, м^2/м^3 – коэффициент объёмной компактности ПТ – полная площадь поверхности со стороны воздуха, приходящаяся на единицу объёма пучка ОНВ; теоретически

$$f_v = \frac{F}{LBH} = \frac{f_п}{S_1 S_2};$$

где F, м^2, – полная площадь оребрённой поверхности для всего ОНВ со стороны воздуха; можно различать идеальное (теоретическое) значение площади $F_т$ и действительное (конструктивное) значение $F_д$:

$$F_т = \frac{f_п}{S_1 S_2} LBH, \quad F_д = f_п H_п Z,$$

где Z – общее число трубок в ОНВ;

$F_т$ и $F_д$ приближаются по своим значениям с увеличением абсолютных размеров ОНВ; соответственно значениям $F_т$ и $F_д$, а также объёмам $V_т = LBH$ и $V_д = L_п B_п H_п$ допустимо определять и применять в расчётах разные значения f_v – теоретическое (соответствует записанному выше) и действительное (при использовании конструктивных параметров пучка);

F_w, м^2 – полная площадь неоребрённой поверхности со стороны воды для всего ОНВ;

f, м^2 – площадь живого сечения пучка для прохода воздуха (со стороны оребрения);

f_w, м^2 – площадь живого сечения пучка ОНВ для прохода воды (живое сечение одного хода по воде).

В качестве безразмерных геометрических параметров используются:

у – коэффициент оребрения; $у = F / F_w$;

ц – коэффициент стеснения воздушного канала; $ц = \frac{f}{BH}$;

$ц_w$ – коэффициент стеснения водяного канала; $ц_w = \frac{f_w b_w}{LB}$.

Расчётные формулы для вычисления всех геометрических параметров даны в табличной форме алгоритмов расчётов.

4.2.Полные алгоритмы решения прямой и обратной задач

Аналитическая основа алгоритмов

Для получения компактных алгоритмов решения прямой и обратной задач основная система уравнений (3.1)…(3.16) должна быть преобразована с получением удобных расчётных формул и уравнений. С этой целью на основании совместного решения системы (3.1)…(3.7) получаем выражение для определения коэффициента теплопередачи в функции коэффициентов теплоотдачи и термического сопротивления стенки

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{б} + у R_{ст} + у \frac{1}{б_w}. \qquad (4.1)$$

Далее это уравнение удобно привести к безразмерному виду. Для этого левую и правую части уравнения умножаем на дробь $W_{\min} / F$. Получим

$$\frac{1}{N} = \frac{W_{\min}}{F}\left(\frac{1}{б} + у R_{ст} + у \frac{1}{б_w}\right). \qquad (4.2)$$

При дальнейшем преобразовании полученного уравнения примем, что для ОНВ на номинальном режиме работы $W_{\min} = GC_p$. Число Рейнольдса представим с учётом (3.8) в виде

$$\mathrm{Re} = \frac{d_o G}{f м}.$$

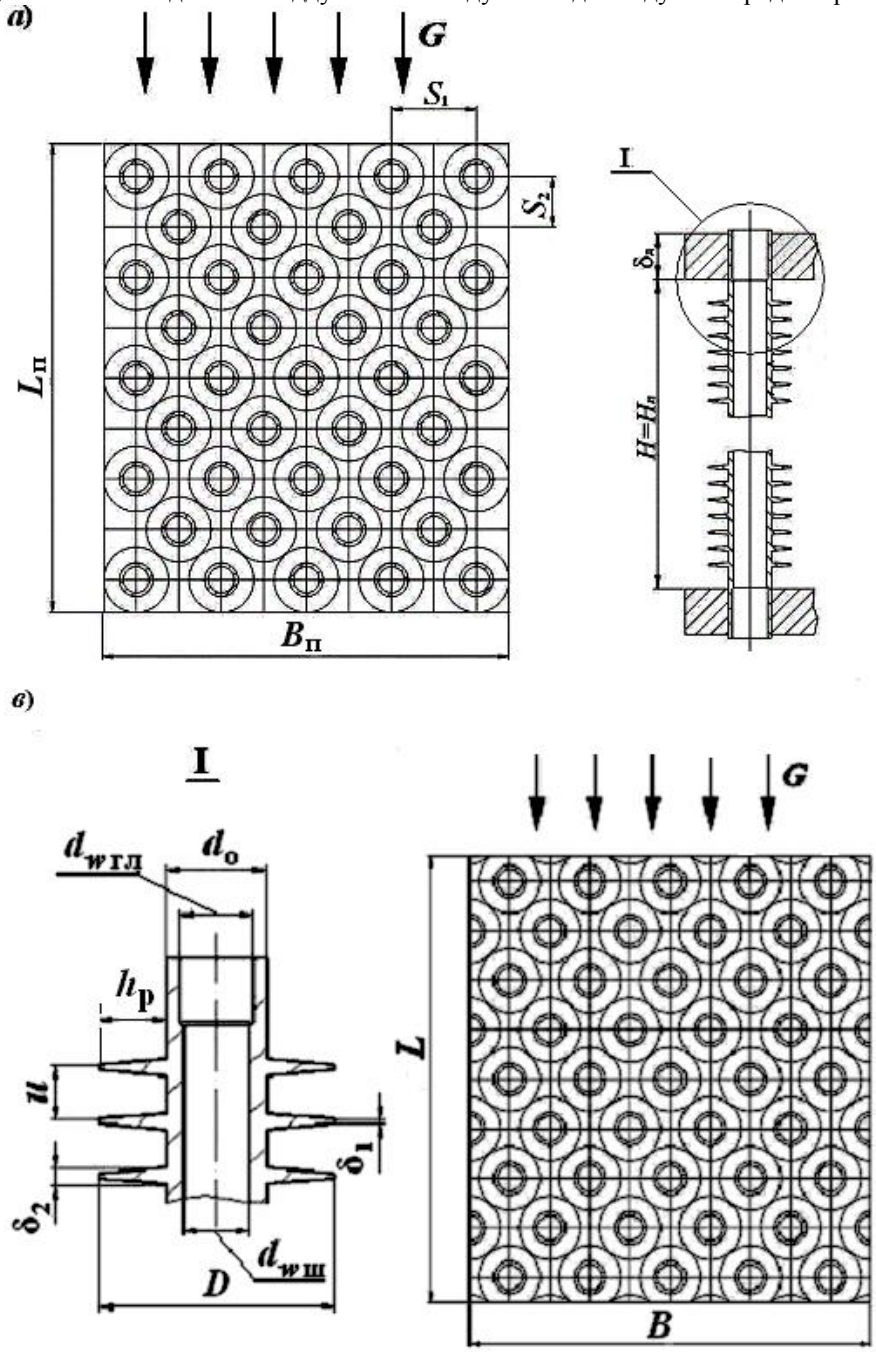


Рис. 4.2 Геометрические параметры трубки и трубного пучка:
а) конструктивные размеры и конструктивная структура трубного пучка; *в*) расчетные размеры и расчётная структура пучка

Одновременно принимаем во внимание, что

$$\mathrm{Pr} = \frac{\text{м} C_p}{\text{л}}.$$

Тогда первый сомножитель правой части после ряда преобразований заменяется выражением

$$\frac{W_{\min}}{F} = \mathrm{Re}\,\mathrm{Pr}\,\text{л}\,\frac{\text{ц}}{L f_{\text{v}} d_o}. \qquad (4.3)$$

Коэффициент теплоотдачи со стороны воздуха на основании (3.10) представим выражением

$$\text{б} = \text{и}\,\mathrm{Re}^{n}\,\frac{\text{л}}{d_o}. \qquad (4.4)$$

После подстановки (4.3) и (4.4) в (4.2) и ряда преобразований получим основное уравнение компактного алгоритма решения обратной задачи

$$\frac{1}{N} = \frac{\mathrm{Re}}{L}\left(\frac{C_2}{\mathrm{Re}^n} + C_3 R_{\text{ст}} + C_4\right), \qquad (4.5)$$

где C_i – комплексы, постоянные или мало изменяющиеся при решении рассматриваемых задач; все комплексы имеют размерность «метр» (м);

$$C_2 = \frac{\varphi \mathrm{Pr}}{\theta f_v};\ C_3 = \frac{\varphi \mathrm{Pr}\,\sigma\lambda}{f_v d_o};\ C_4 = C_3 \frac{1}{\alpha_w}. \qquad (4.6)$$

Воспользуемся далее уравнением (3.15) для выражения длины пучка в функции величины воздушного сопротивления пучка. При этом ради упрощения последующих выражений принимаем, что сопротивление определяется только газодинамическими потерями в пучке (допустимо для решения прямой задачи; в обратной задаче учитываются все виды влияния на величину падения давления). Тогда

$$L = C_1\,\mathrm{Re}^{-m}, \qquad (4.7)$$

где

$$C_1 = \frac{\text{Д}P(P_1 + P_2) d_o^2 S_2}{2R\Phi T_f \text{м}^2}. \qquad (4.8)$$

Подставив (4.8) в (4.5) получим основное уравнение компактного алгоритма решения прямой задачи

$$\frac{1}{N} = \frac{\mathrm{Re}^{m+1}}{C_1}\left(\frac{C_2}{\mathrm{Re}^n} + C_3 R_{\text{ст}} + C_4\right). \qquad (4.9)$$

Уравнение (4.5) удобно решается относительно N в условиях обратной задачи. Уравнение (4.9) удобно решается относительно числа Re в условиях прямой задачи. Это способствует организации компактных алгоритмов решения обоих задач. Далее для решения прямой задачи удобно располагать выражением для определения ширины пучка при известной длине и заданной максимальной скорости воды в трубках w_{wmax}. Такое выражение может быть получено из уравнения расхода по воде для пучка ОНВ (3.9) с учётом выражения для φ_w :

$$B = \frac{G_w b_w}{L\varphi_w \rho_w w_{w\max}}. \qquad (4.10)$$

Выражение для определения высоты трубного пучка H можно получить из уравнения расхода для воздушного потока (3.8), решаемого совместно с выражением для вычисления числа Re и выражением для определения коэффициента стеснения воздушного потока ц. При условии, что известна ширина пучка B и известно число Re

$$H = \frac{G d_o}{\mu\phi \mathrm{Re}\, B}. \qquad (4.11)$$

Таким образом, после проведения преобразований основной системы уравнений, была получена система выражений (4.5…4.11), которая, при отображении тех же физических связей, что и исходная система, более удобна для построения удобных методик решения, ход которых изложен ниже.

Алгоритм решения прямой задачи

Рассмотрим решение прямой задачи расчёта ОНВ в реальной постановке, без существенных упрощений.

Дано: Расход воздуха G, давление воздуха перед ОНВ P_1, воздушное сопротивление ОНВ Д P, температура воздуха перед ОНВ T_1, температура воздуха за ОНВ T_2, расход воды через ОНВ G_w, температура воды перед ОНВ T_{w1}. Задан также вид, тип ПТ, а также значения определяющих размеров ПТ и особенности её конструкции.

Определить: Размеры пучка ОНВ $L_\text{п}, B_\text{п}, H_\text{п}$.

Решение.

1. Дополнительно к располагаемым исходным данным следует принять предельно допустимое значение скорости воды в трубках ОНВ $w_{w\,max}$, которое выбирается в зависимости от материала трубок и качества воды.

2. Вычислить все геометрические параметры ПТ, используемые в расчётах.

3. Определить константы частных критериальных зависимостей для определения граничных условий по теплообмену и сопротивлению.

4. Вычислить значение КПД ОНВ з.

5. Вычислить значения водяных эквивалентов теплоносителей и определить их отношение *S*.

6. Принять возможную схему взаимного течения теплоносителей через ОНВ и задаться числом ходов по воде b_w.

7. Вычислить значение $N=f$ (з, S, b_w) с использованием (3.19…3.28).

8. Определить средние температуры теплоносителей и найти значения коэффициентов вязкости и теплопроводности теплоносителей.

9. Вычислить значения *C*-комплексов уравнения (4.9) по (4.6) и (4.8) и решить это уравнение относительно числа Re.

10. Найти теоретические размеры пучка по (4.7), (4.10), (4.11).

11. На основании полученных размеров определить значение числа продольных и поперечных рядов пучка Z_1 и Z_2 соответственно. Округлить полученные значения до целых чисел.

12. По округлённым значениям Z_1 и Z_2 определить конструктивные размеры пучка.

13. Для конструктивных размеров пучка сформировать условие обратной (поверочной) задачи и решить её, уточнив теплотехнические параметры спроектированного ОНВ. При большом отклонении параметров от заданных величин производить коррекцию размеров и повторять обратные расчёты до получения приемлемого решения.

При анализе результатов решения и при необходимости изменить пропорции размеров фронта ОНВ рекомендуется изменять их путём коррекции исходных значений числа ходов по воде b_w. При изменении b_w будет увеличиваться высота пучка с одновременным уменьшением ширины или наоборот, в зависимости от характера изменения b_w. Площадь фронта в этом случае сохраняется практически постоянной. С целью коррекции этих же размеров можно допустить некоторое изменение задаваемой скорости воды в приемлемых пределах. При этом следует учитывать, что уменьшение скорости воды увеличивает размеры ОНВ, и что это влияние нелинейное. Длина пучка однозначно зависит от КПД ОНВ и его воздушного сопротивления, а также от вида и типа ПТ. При сохранении этих параметров она не может быть скорректирована.

Алгоритм решения обратной задачи

Решение обратной (поверочной) задачи без существенных упрощений и схематизации может быть выполнено на основе следующего алгоритма.

Дано: Расход воздуха G , давление воздуха перед ОНВ P_1, температура воздуха перед ОНВ T_1, расход воды через ОНВ G_w, температура воды перед ОНВ T_{w1}. Известны габаритные размеры пучка ОНВ $L_п$, $B_п$, $H_п$ и число ходов по воде b_w. Задан также вид, тип ПТ, а также значения определяющих размеров ПТ и особенности её конструкции.

Определить: Температуры воздуха и воды за ОНВ T_2 и T_{w2} , воздушное сопротивление ОНВ Д P, сопротивление по воде Д P_w.

Решение.

1. Вычислить все геометрические параметры ПТ, используемые в расчётах.

2. Задаться предварительно значением КПД ОНВ з (в первом приближении).

3. Определить значения водяных эквивалентов теплоносителей и их отношение *S*.

4. Вычислить в первом приближении значение $N=f$ (з, S, b_w) с использованием (3.19…3.28).

5. Определить значения конечных и средних температур теплоносителей в первом приближении, найти соответствующие значения коэффициентов вязкости и теплопроводности теплоносителей.

6. Определить константы частных критериальных зависимостей для определения граничных условий по теплообмену и сопротивлению.

7. Вычислить значения *C*-комплексов уравнения (4.5) с использованием (4.6).

8. Найти число Рейнольдса по формуле

$$\mathrm{Re} = \frac{d_o G}{f_м}.$$

9. Определить значение N во втором приближении по (4.5).

10. Вычислить значение КПД ОНВ з во втором приближении с использованием (3.20…3.24).

11. Определить значение температуры воздуха за ОНВ

$$T_2 = T_1 - з(T_1 - T_{w1}).$$

12. Определить значение температуры воды за ОНВ

$$T_{w2} = T_{w1} + S(T_1 - T_2).$$

13. Сравнить полученное значение температуры воздуха за ОНВ с установленным ранее на основе принятого в первом приближении значения КПД ОНВ з (см. п.5). Если разность полученного и принятого значений температур воздуха за ОНВ, превышает допустимую погрешность, заменить КПД, принятый в первом приближении, значением, полученным во втором приближении (по п. 10). После этого повторять расчёт, начиная п.2 и заканчивая п. 13, до обеспечения приемлемой точности.

14. Определить полное воздушное сопротивление ОНВ с учётом газодинамических потерь и замедления потока с использованием (3.12…3.15).

15. Определить сопротивление ОНВ по воде по (3.64).

Поверочный расчёт ОНВ по своей специфике может и должен быть более точным, чем прямой расчёт, в котором неизбежны округления полученных размеров. Соответственно при его реализации уместно использование более точных формул или учёт большего числа параметров при использовании тех же формул, что и в прямом расчёте. Как правило, обратный расчёт всегда должен сопровождать выполнение прямого расчёта, если этого требует принятая точность вычислений.

4.3. Описание программ и табличных форм расчётов ОНВ.

Программы выполнены в среде *Excel* в виде табличной формы расчёта, записанной с использованием стандартной структуры таблиц *Excel*. Листы программы содержат полную последовательность алгоритма расчёта, со всеми формулами, записанными в виде объектов *Microsoft Equation.* Образованные таким образом табличные формы пригодны для выполнения контроля, анализа и организации ручного счёта при любых проверках. Они содержат все необходимые пояснения и комментарии к расчётным формулам и ходу расчёта. Указанные формулы, записанные в таблицах виде объектов *Microsoft Equation*, не работают непосредственно в программах. Они служат для подробного разъяснения алгоритма и названных выше надобностей. Действительные расчётные формулы идентичны этим формулам. Они записаны в ячейках, содержащих результаты вычислений, на языке программы *Excel,* и могут проявляться в электронной форме программы при выделении любой из этих ячеек.

Программы позволяют получить результаты прямого и обратного расчётов ОНВ. Обратный расчёт полностью автоматизирован. Прямой расчёт требует однократного вмешательства оператора по ходу решения задачи.

Программа обратного расчёта ОНВ

Программа выполнена на 8 листах. Листы имеют следующие названия: *Обратный, Гидравлический, Приложение 1, Приложение 2, Результаты, Cz, W, EL.*

На листе *Обратный* представлена основная программа обратного расчёта ОНВ с теплообменным элементом в виде шахматного пучка круглых труб с индивидуальным накатным (ленточным) оребрением. При нормальной работе всех программ (без сбоев) оператор должен работать в основном с этим листом и листом *Результаты.* Программа состоит из 5 таблиц. В таблице 1.1 рассчитываются геометрические параметры ПТ. В таблицу 1.2 заносятся исходные данные для выполнения расчётов. В таблице 1.3. выполняется расчёт констант критериальных уравнений. В таблице 1.4 выполняется основная часть обратного расчёта. В таблицу 1.5 автоматически отбираются важнейшие результаты выполненного расчёта.

На листе *Гидравлический* представлена программа расчёта гидравлического сопротивления ОНВ. При выполнении гидравлического расчёта необходимо учитывать ряд специфических параметров, характеризующих работу гидравлического тракта ОНВ, которые обычно не используются в основной части обратного расчёта. Чтобы результаты расчёта гидравлического сопротивления были корректными, необходимо перед началом расчётов открыть этот лист и занести в таблицы 3.1 и 3.2 значения этих дополнительных параметров (соответствующие ячейки окрашены жёлтым

цветом). Прочие параметры, характеризующие размеры гидравлического тракта ОНВ, поступают на этот лист автоматически с листа *Обратный.* Результаты гидравлического расчёта автоматически поступают в таблицу результатов на лист *Обратный.*

На листе *Приложение 1* даны графики справочных коэффициентов, используемых в ходе расчётов. Они могут быть использованы при ручных расчётах по предлагаемым таблицам или для анализа соответствующих справочных параметров.

На листе *Приложение 2* даны рисунки с условными обозначениями различных размеров ОНВ и его ПТ, которые используются в расчёте. Адреса справочного материала, приводимого на листах *Приложение 1* и *Приложение 2*, указаны на всех листах программы в ячейках столбцов «Примечание», где и приводятся ссылки на необходимый справочный материал.

Лист *Результаты* содержит таблицу, в которую следует заносить результаты вариантных расчётов ОНВ. Для этого следует скопировать столбец с результатами расчётов на листе *Обратный,* таблица 1.5, затем вставить скопированное в один из свободных столбцов на листе *Результаты.* При этом следует учесть, что при простом копировании в память машины вместе с числами поступают и формулы, записанные в ячейках результатов. Чтобы получить только результаты численных значений расчётов, необходимо выполнить очистку скопированного от лишней информации. Для этого при занесении скопированного в таблицу результатов нужно вначале выделить левой кнопкой мыши верхнюю ячейку выбранного пустого столбца, затем вызвать опцию *Правка*, в открывшемся подменю выбрать функцию *специальная вставка*, далее выделить здесь же опцию *значения*, затем, здесь же, ОК. На этом же листе, в таблице, имеется столбец *тест.* В этом столбце содержатся результаты контрольного расчёта, прошедшие специальную проверку. Эти результаты следует использовать для проверки правильности работы программы перед выполнением с её помощью расчётов по заданию.

Листы *Cz, W* и *EL* содержат подпрограммы, по которым производится вычисление ряда коэффициентов, входящих в расчётные формулы. Коэффициенты вычисляются на основании использования справочных графиков и таблиц, которые на этих листах трансформированы в удобные для машинного счёта формы. Подпрограммы работают автоматически и не требуют участия оператора.

Для решения обратной задачи оператору необходимо ввести свои исходные параметры в ячейки программы, окрашенные жёлтым цветом (см. табл. 1.1 «Расчёт параметров трубки и трубной решётки» и табл. 1.2. «Исходные данные для выполнения обратного расчёта»). Для ввода новых данных необходимо поочерёдно выделить каждую из окрашенных ячеек (если есть необходимость изменить значение числа, занесенного в ячейку ранее). После выделения каждой ячейки внести в неё необходимое значение, затем нажать клавишу Enter. Сразу после каждого нажима клавиши программа выполняет полный расчёт задачи. После выполнения такой операции с последним вводимым параметром программа вычислит окончательный результат решения обратной задачи. При этом результаты вычислений по каждой из расчётных формул будут находиться в соответствующих ячейках по ходу реализации алгоритма. В конце таблицы расчётов программа выдаёт информацию о правильности вычислений. Если точность вычисления конечной температуры не соответствует заданной или в ходе решения нарушены границы разрешённого изменения режима течения по воде, в ячейках D187 и D188 программы появляются инструкции оператору для обеспечения правильного решения. Если расчёты корректны, в D187 появляется надпись ”Конец”, а в D188 «Расчёт корректен». Кроме этого, программа выполняет автоматическую выборку основных результатов расчёта в специальную таблицу 1.5. Результаты из этой таблицы удобно копировать, используя возможности среды *Excel*, в сводную таблицу расчётов или в иной отчётный документ. Автоматическая выборка и возможность автоматического копирования исключают ошибки, возможные при ручной выписке результатов. В конце таблицы результатов записана строка индикации правильности решения. Надпись «Верно» в этой строке отвечает положительной оценке корректности расчёта в ячейках D188 и D187. При иной оценке следует обратиться к указанным ячейкам и выполнить действия, соответствующие приведенным в них указаниям.

При работе программы обратного расчёта возможно появление легко устранимого сбоя программы. Появление сбоя возможно в системе организации циклических расчётов в ходе итерационного определения значения КПД ОНВ. Сбой может возникнуть в случае, когда машина «теряет» исходное значения для организации цикла. Такое обычно происходит, если заданы некор-

ректные исходные данные, например, метровый размер задан миллиметрами, т.е. фактически увеличен на три порядка. Для восстановления нормальной работы программы следует действовать в соответствии с Примечаниями к программе, п.1.

Программа прямого расчёта ОНВ.

Программа выполнена на 9 листах. Листы имеют следующие названия: *Прямой, Обратный, Гидравлический, Приложение 1, Приложение 2, Результаты, Cz, W, EL.*

На листе *Прямой* представлена основная программа прямого расчёта ОНВ, имеющего теплообменный элемент в виде шахматного пучка круглых труб с индивидуальным накатным (ленточным) оребрением. При выполнении прямого расчёта ОНВ оператор в основном должен работать только этим листом.

На листе *Обратный* представлена программа встроенного обратного расчёта. При нормальной работе программ (без сбоев) оператору нет необходимости работать с этим листом. Все необходимые исходные данные заносятся на этот лист автоматически с листа *Прямой.* Аналогично результаты обратного расчёта автоматически поступают в таблицу результатов на листе *Прямой.* О необходимости выполнения обратного расчёта одновременно с выполнением прямого было сказано выше в материалах данного раздела.

На листе *Гидравлический* представлена программа расчёта гидравлического сопротивления ОНВ. Содержание этого листа и работа с ним аналогичны указанным для обратного расчёта.

Листы *Приложение 1* и *Приложение 2* также содержат материалы, аналогичные рассмотренным для обратного расчёта.

Лист *Результаты* содержит таблицу, которая должна накапливать результаты вариантных расчётов ОНВ. В целом содержание и назначение элементов этой таблицы аналогично тому, что предлагалось для обратного расчёта. Для занесения результатов расчётов в столбцы таблицы следует выполнить операции, аналогичные рассмотренным для обратного расчёта.

Листы *Cz, W* и *EL* аналогичны по назначению и содержанию таким же листам программы обратного расчёта.

Для решения прямой задачи оператор должен работать с листом *Прямой* аналогично тому, как это указано для обратной задачи. После ввода последнего изменяемого параметра и нажатия клавиши Enter программа приступит к решению задачи. В отличие от обратной задачи оператор должен вмешаться в работу машины при решении уравнения $f(\mathrm{Re})$ в строке 126. Решение выполняется автоматически с использованием встроенной программы. Для запуска встроенной программы необходимо выделить ячейку D126 и выполнить действия, указанные в Приложении к программе, п.1. После решения уравнения программа завершит расчёт прямой задачи с представлением всех результатов во всех строках программы. При решении прямой задачи вручную возможно (и это не является принципиальной ошибкой) получение размеров пучка, которые будут соответствовать дробному числу рядов. Переход к реальному (целому) числу рядов связан с изменением заданных теплотехнических параметров ОНВ и требует коррекции этих параметров. Коррекция выполняется путём выполнения обратного расчёта после округления размеров пучка. Специально организованный обратный расчёт встроен в программу решения прямого расчёта и выполняется автоматически. При работе встроенного обратного расчёта возможен сбой, аналогичный описанному для отдельного обратного расчёта. Сигналом его появления является запись «Неверно» указателя индикатора в таблице результатов или появление в этой таблице вместо цифр сигнальных записей «#ДЕЛ/0». Чтобы устранить сбой, необходимо открыть программу встроенного обратного расчёта. Программа размещается на листе *Обратный*. После открытия листа с программой следовать инструкции, приведенной в Приложении 2 , п. 1 к этой встроенной программе.

После выполнения прямого и встроенного обратного расчётов программа выполняет автоматическую выборку основных результатов расчёта в таблицу результатов на листе *Прямой* аналогично тому, как это реализовано для обратной задачи. В конце таблицы установлен индикатор правильности. Если он выдаёт сигнал «Неверно», необходимо проанализировать записи в ячейках D133 прямого расчёта или ячеек D119 и D120 встроенного обратного расчёта и принять меры в соответствии с записанными там указаниями.

Заключение по расчётам ОНВ

Предлагаемые методики расчётов учитывают практически все основные факторы, которые должен учитывать расчётчик ОНВ в практических расчётах. Ряд дополнительных моментов учтён в табличных формах в виде примечаний и рекомендаций. Табличные формы позволяют выполнять расчеты как с помощью калькулятора, так и применить машинную программу, реализованную в среде *Excel* и воспроизводящую полные алгоритмы расчётов практически без отклонений. Приведенное выше описание алгоритмов расчётов совместно с табличными формами соответствующих методик даёт достаточно полное представление о современном методе решения прямой и обратной задач расчётов ОНВ. Вместе с тем существует достаточно тонкостей, возникающих в ходе практического проектирования и конструирования, которые могут требовать дополнительного учёта. В частности, возможны реализации неакадемических схем взаимного течения теплоносителей, появление неучтённых методикой зазоров, выступов, т.п. в каналах по воздуху и воде, появление дополнительных контактных термических сопротивлений и так далее. Особо следует отметить вопросы расчётов ОНВ на неноминальных режимах или расчёты ОНВ для так называемых малорасходных систем. Переходы к иным типам ПТ, само собой, разумеется, внесут также существенные коррективы в методики. При всём том представленная информация достаточна для выполнения качественных расчётов определённых схем и конструкций. Кроме того, представленные методики могут служить основой для разработки методик расчётов иных типов ПТ, иных вариантов конструкций и иных режимов работы теплообменников.

4.4. Расчёты водо-воздушных радиаторов как частный случай расчётов ОНВ

Охладители воды наземных двигателей, а также некоторых типов судовых двигателей выполняются в виде водо-воздушных теплообменников (радиаторов) в соответствии со сказанным ранее. По виду применяемой поверхности и по особенностям работы в потоках теплоносителей эти теплообменники очень близки к охладителям наддувочного воздуха. Отличия в работе связаны в основном с параметрами воздушного потока, который проходит через радиатор при давлении, близком к атмосферному, и при начальной температуре, близкой к температуре окружающего воздуха. Воздух через радиатор прокачивается вентилятором, как правило осевого типа, в связи с чем воздушное сопротивление радиаторов обычно не превышает 1000…1500Па. В связи с отмеченным радиаторы обычно имеют относительно большую площадь фронтальной поверхности пучка со стороны воздушного потока и относительно малую глубину пучка по ходу воздуха. С учётом низкого давления воздуха и тем, что второй теплоноситель обычно лишён коррозионной активности (дистиллированная вода с ингибиторами, тосолы, антифризы), стенки водяных каналов ПТ обычно выполняются с малой толщиной (0,2…0,3мм). В водо-воздушных радиаторах современных двигателях энергоёмкость воздушного потока может быть как меньше, так и больше энергоёмкости водяного потока. В первом случае режим работы радиатора подобен режиму работы ОНВ на номинальном режиме. Во втором случае режим работы радиатора подобен режиму работы ОНВ при регулировании температуры воздуха за ним уменьшением расхода воды. Поверхность теплообмена со стороны воздуха работает в условиях специфических загрязнений, причём специфика дифференцируется в зависимости от типа машины, на которой применяется радиатор. Например, для дорожных машин это одни условия, для сельскохозяйственных – другие. Соответственно имеются рекомендации по выбору геометрических параметров ПТ. В частности, в зависимости от назначения дифференцируются шаги между рёбрами и трубками [3]. Кроме упомянутого, при выборе ПТ учитывается её вибрационная и ударная стойкости, необходимые в условиях работы радиаторов на транспортных средствах, подверженных значительным ускорениям разных величин и знаков. Отмеченные особенности не исключают возможности применения типично радиаторных ПТ для ОНВ и наоборот.

Методики расчётов водо-воздушных радиаторов принципиально не должны отличаться от методик расчётов ОНВ. Постановка основных расчётных задач, ход и содержание алгоритма расчётов должны быть идентичными. При этом следует принять во внимание, что использование ПТ с иной геометрией требует внесения существенных (но не принципиальных) изменений в программу расчёта, связанных с иными граничными условиями по сопротивлению и теплообмену, а также с необходимостью использования иных формул для определения геометрических параметров ПТ. Кроме упомянутого следует иметь в виду возможное отличие алгоритмов, связанное с изменением отношения энергоёмкостей воздушного и водяного потоков по сравнению с таким же отношением для ОНВ. Если энергоёмкость воздушного потока становится больше энергоёмкости

водяного потока, то изменяются основные уравнения компактного алгоритма решения прямой и обратной задач (4.5) и (4.9). В этом случае для прямой задачи аналогичное уравнение будет иметь вид

$$\frac{1}{NS} - \frac{\mathrm{Re}^{m+1}}{C_1}(C_2\,\mathrm{Re}^{-n} + C_3 R_{\text{ст}} + C_4) = 0\,.$$

Для обратной задачи

$$\frac{1}{NS} - \frac{\mathrm{Re}}{S_2 Z_2}\left(\frac{C_2}{\mathrm{Re}^{n}} + C_3 R_{\text{ст}} + C_4\right) = 0\,.$$

Всем выше сказанным практически исчерпываются особенности расчётов водо-воздушных радиаторов, отличающие их от расчётов охладителей наддувочного воздуха. Из этого следует, что в определённых случаях ОНВ и радиаторы могут рассчитываться по одним и тем же методикам и, соответственно, по одинаковым программам. Таким образом, нет необходимости рассматривать методику расчёта радиатора как особую и отдельную. В учебных курсах НУК предлагаются табличные методики расчётов основных видов расчётных задач для радиаторов. Они учитывают те небольшие особенности, о которых говорилось выше, и написаны с учётом применения типично радиаторных ПТ. Их также можно считать вариантами расчётов ОНВ с иными видами поверхности теплообмена. В частности, рассмотренный выше пример расчёта ОНВ базировался на использовании ПТ из шахматных пучков труб с индивидуальным накатным оребрением. Расчёты радиаторов базируются на применении ПТ из пучков плоско-овальных труб с групповым оребрением плоскими поперечными пластинами. Рассматриваются пучки с шахматным и коридорным расположением труб. Табличные методики расчётов приводятся в виде распечаток таблиц *Excel*, на основе которых выполнены соответствующие программы расчётов. Таблицы снабжены необходимыми комментариями и иллюстрациями. Ход расчётов по приведенным таблицам или по соответствующим программам совершенно аналогичен таковому для ОНВ с учётом отмеченных особенностей. Работа с программами также совершенно аналогична работе с программами расчётов ОНВ. В связи с этим описания программ расчёта радиаторов здесь не рассматриваются.

Особенности расчётов воздушно-масляных радиаторов.

Охлаждение масла двигателей может производиться водой или иным капельным теплоносителем в жидкостно-масляных теплообменниках (МО или ЖМТ) или может выполняться воздухом в воздушно-масляных радиаторах (МР). Такой способ охлаждения масла имеет свои преимущества и недостатки, но в среднем для наземных транспортных двигателей применяются и те и другие охладители масла с примерно одинаковым успехом. Особенностью МР является то, что внутри труб движется масло с относительно малым коэффициентом теплоотдачи от него к стенкам. В связи с тем, что масло может иметь значительные давления (на пусковых режимах до 1,5 МПа), трубки изготавливают обычно более прочными, чем для водо-воздушных радиаторов. Впрочем, наличие группового оребрения снаружи трубок позволяет даже относительно тонкостенным трубкам успешно противостоять высоким давлениям жидкого теплоносителя. Коэффициенты теплоотдачи масла и воздуха весьма невелики и близки по значению, поэтому трубки желательно оребрять с обеих сторон. Оребрение поверхности теплообмена со сторон обоих теплоносителей должно быть близким по величине коэффициента оребрения. Иные варианты поверхностей теплообмена могут применяться по технологическим причинам, с учётом возможностей их изготовления.

Принципиально методики расчётов МР не должны существенно отличаться от рассмотренных выше методик расчётов ОНВ и ВР. Основное отличие будет состоять в учёте особенностей геометрии поверхности теплообмена (ПТ будет иметь специфические размеры и конфигурацию, оребрение с обеих сторон), а также в определении граничных условий по теплообмену и сопротивлению со стороны масла. Последнее обстоятельство составляет наибольшую сложность для практической реализации соответствующих расчётных методик, поскольку корректные данные для определения граничных условий со стороны масла при его течении внутри оребрённых трубок автору неизвестны. Заимствование граничных условий, полученных при использовании иных теп-

лоносителей, вызывает ряд вопросов, на которые невозможно ответить с полным основанием. Близкая ситуация имела место при организации расчётов ЖМТ, и в том случае необходимые граничные условия были установлены на основании специальных исследований, проведенных при участии автора. Отсутствие равноценных данных для течения масла внутри оребрённых трубок является единственной причиной, по которой корректные методики расчётов МР не могут быть здесь рассмотрены. По-видимому, для решения данного вопроса необходимо проведение направленных исследований, на базе которых должны быть определены и опубликованы достаточные для инженерных расчётов сведения.

4.5. Программы и табличные формы расчётов ОНВ

В соответствии со сказанным выше все программы расчётов реализованы на основе стандартных таблиц программной среды *Excel*. Ниже приводятся копии таких таблиц с электронных листов, содержащие основные части соответствующих программ. Копии даны в той форме, которая максимально приближена к действительному виду таких таблиц в среде *Excel*. Справочные материалы, относящиеся ко всем программам, представлены здесь иначе, чем в электронной форме программ среды *Excel*, где их расположение и содержание дополнительно зависят от условий программирования и функционирования программ. В печатном виде все необходимые справочные материалы, относящиеся к расчётам ОНВ, представлены в формах, отвечающих задаче обучения, и приведены в разделах, где рассматриваются соответствующие вопросы.

4.5.1. Табличная форма обратного (поверочного) расчёта охладителя наддувочного воздуха

Таблица 1. Расчёт параметров трубки и трубной решётки

№ п/п	Обозначение	Способ выбора или определения	Значение	Наименование	Примечание
1.1	**Класс ПТ**	Выбираются из ряда известных в теплотехнике с учётом особенностей технологии, эксплуатационной надёжности и т.п.	Шахматный пучок ребристых труб		
1.2	**Вид ПТ**		Характеризуется п.п. 2.1-2.13		
1.3	D, м	Задаются с учётом возможности приобретения или изготовления, а также с учётом известных ограничений на характерные размеры ПТ	0,0283	Наружный диаметр оребрения	
1.4	d_o, м		0,0177	Несущий диаметр трубки	
1.5	d_w, м		0,014	Внутренний диаметр трубки	
1.6	u, м		0,002	Шаг между рёбрами	
1.7	$д_1$, м		0,00070	Толщина ребра у основания	
1.8	$д_2$, м		0,00020	Толщина ребра у вершины	

1.9	$д_{ср}$, м	$\delta_{ср} = \frac{\delta_1 + \delta_2}{2}$	0,00045	Средняя толщина ребра	
1.10	$f_р$, м^2/пог.м	$f_р = \frac{2}{u}\sqrt{(p\frac{D+d_o}{2})^2 + u^2} \cdot \sqrt{(\frac{D-d_o}{2})^2 + (\frac{д_1 - д_2}{2})^2} + \frac{д_2}{u}\sqrt{(pD)^2 + u^2}.$	0,3922	Площадь оребрения на длине 1м	
1.11	$f_{тр}$, м^2/пог.м	$f_{тр} = \pi d_o - \frac{\delta_1}{u}\sqrt{(\pi d_o)^2 + u^2}.$	0,0361	Площадь участков трубки между рёбрами на длине 1 м	
1.12	$f_п$, м^2/пог.м	$f_п = f_р + f_{тр}$	0,4283	Полная поверхность со стороны оребрения на длине 1 м	
1.13	у	$\sigma = \frac{f_п}{\pi d_w}.$	9,744	Коэффициент оребрения	

1.14	$g_{пм}$, кг/м	$[\frac{p}{4}(d_o^2 - d_w^2)u + \frac{p}{4}(D^2 - d_o^2)д_{ср}]c_м \frac{1}{u}.$	1,635	Масса 1 погонного метра оребрённой трубки	В программе заложена плотность меди с учётом экспериментальной оценки образца материала. Лучше параметр $g_{пм}$ устанавливать взвешиванием.
1.15	f_g, м^2/кг	$f_g = \frac{f_п}{g_{пм}}$	0,2620	Коэффициент массовой компактности пучка	
1.16	**Тип ПТ**	Выбирается по имеющимся рекомендациям	Характеризуется п.п 3.1-3.4		
1.17	S_1, м	Задаются с учётом возможности размещения в трубных досках, а также с учётом влияния на теплотехнические параметры ОНВ	0,029	Шаг между трубками в поперечном ряду	0,0288
1.18	S_2, м		0,0252	Шаг между поперечными рядами трубок	0,0251
1.19	ц	$\varphi = \frac{(D - d_o)(u - \delta_{ср}) + u(S_1 - D)}{S_1 u}.$	0,3074	Коэффициент стеснения воздушного потока	

1.20	f_v, м^2/м^3	$f_v = \dfrac{Z f_п}{[S_2(Z_2-1)+D][S_1(Z_1-1)+D]}$.	569,83	Коэффициент объёмной компактности пучка	При образовании формулы принято, что число трубок в крайних рядах максимальное

Таблица 2. Исходные данные для выполнения обратного расчёта

№ п/п	**Обозначе-ние**	**Способ выбора или определения**	**Значение или определяющее качество**	**Наименование**	**Примечание**
Конструктивные параметры					Обычно принимаются как исходные при решении обратной задачи
2.1	$L_п$, м	Задаются по размерам рассчитываемого аппарата	0,7591	Конструктивная длина пучка	учётом действительных размеров труб. В первом случае нуждаются в коррекции под расчётные размеры пучка по числу реальных труб в рядах. Коррекция выполняется авто-

2.2	$B_п$, м		0,5793	Конструктивная ширина пучка	
2.3	$H_п$, м		0,765	Расстояние между трубными досками	
2.4	$д_{д,\ м}$	Определяется технологическими нормами	0,035	Толщина трубных досок	
2.5	b_w	Задаётся на основе схемы рассчитываемого охладителя	6	Теплотехническое число ходов по воде при общем противотоке	Число поперечных ходов воды для многократного перекрёстного тока при общем противотоке. Теплоноситель с большим водяным эквивалентом (вода) не смешиваемый, с меньшим водяным эквивалентом (воздух) - смешиваемый.

2.6	b_{wr}	Задаётся на основе схемы рассчитываемого охладителя	6	Гидравлическое число ходов по воде при общем противотоке	Число поперечных гидравлических ходов воды вне связи с числом теплотехнических ходов (может совпадать или не совпадать с теплотехническим числом ходов)
2.7	Z_1, шт	$Z_1 = \text{целое}(\frac{B_п - D}{S_1} + 1).$	20	Наибольшее возможное число труб в поперечном ряду	В шахматных пучках поперечные ряды содержат разное количество трубок. Число трубок в рядах отличается на 1.
2.8	Z_2	$Z_2 = \text{целое}\ (\frac{L_п - D}{S_2} + 1)$	30	Число поперечных рядов труб	
2.9	Z	$Z = \frac{Z_2 + 1}{2}(2Z_1 - 1) - Z_1 + 1,$	585,5	Общее число труб в пучке при нечётном Z_2 и максимально заполненных крайних рядах	Для нечётного числа рядов в глубину и максимально возможного числа труб в пучке. При чётном Z_2 результат вычисления игнорировать

2.10	Z	$Z = \frac{Z_2 + 1}{2}(2Z_1 - 1) - Z_1.$	584,5	То же, но при минимально заполненных крайних поперечных рядах	Для нечётного числа рядов в глубину и минимально возможного числа труб в пучке. При чётном Z_2 или максимально возможном числе труб в пучке результат вычисления игнорировать
2.11	Z	$Z = \frac{Z_2}{2}(2Z_1 - 1),$	585	Общее число труб в пучке при чётном значении Z_2	Для чётного числа поперечных рядов труб в пучке. При нечётном Z_2 результат вычисления игнорировать
2.12	Z		585	Число труб в пучке, соответствующее расчётному значению числа Z_2	Действительное, выбранное в зависимости от значения Z_2 из поз. 2.9. и 2.11. Поз.2.10 в расчёт не принимается ввиду малого отличия от поз.2.9 и дана в таблице для справки.

2.13	F,м^2	$F = ZH_{\text{п}} f_{\text{п}}.$	191,69	Площадь поверхности со стороны оребрения	
2.14	$M_{\text{п}}$, кг	$M_{\text{п}} = Zg_{\text{пм}} H_{\text{п}}.$	731,8	Расчётная масса пучка	
2.15	$M_{\text{п}}^{'}$, кг	$M_{\text{п}}^{'} = M_{\text{п}} + 2(1{,}2B_{\text{п}}L_{\text{п}} - Z\text{д}_{\text{д}}\frac{\text{p}d_o^2}{4})\text{c}_{\text{м}}.$	941,3	Масса пучка с трубными досками	Здесь общая площадь трубных досок увеличена на 20% по сравнению с минимально возможной. Материал досок сталь.
Начальные параметры теплоносителей					Обычно задаются при решении любой задачи
2.16	G, кг/с		14,8	Расход воздуха	
2.17	T_1, К		453	Температура воздуха на входе	
2.18	P_1, Па		200000	Давление воздуха на входе	
2.19	G_{w}, кг/с		25	Расход воды	

2.20	T_{w1}, К		303	Температура воды на входе	
Дополнительные параметры					
2.21	Конструкция ПТ	Выбирается на основе имеющихся технологий	Монометаллическая труба с накатным оребрением	Шахматный пучок цилиндрических труб с индивидуальным оребрением трубок непрерывным винтовым ребром трапециевидного сечения.	Возможен также вариант паяного, насадного или приварного ребра из того же материала.
2.22	Материал ПТ	Выбирается на основе освоенных материалов	Медь	Материал трубы и рёбер	В данном алгоритме рассматривается только одинаковый материал ребра и трубки.
2.23	$л_м$, Вт/м·К	Практически постоянная	3,84E+02	Коэффициент теплопроводности материала трубы и рёбер	
2.24	Состояние ПТ	Чистая или загрязнённая	чистая	Оценка степени загрязнённости	Принимается по согласованию с заказчиком

2.25	$R_{ст}$, м^2·К/Вт	$R_{ст} = \frac{d_o \ln \frac{d_o}{d_w}}{2\lambda_м}$; $R_{ст} = 3E-4.$	5,40E-06	Термическое сопротивление монометаллической стенки вместе со слоем загрязнения или без него	Значение 3E-4 принимается для загрязнённой поверхности в соответствии со стандартами TEMA; для чистой используется формула.
2.26	$м_к$	Зависит от конструкции оребрённой ПТ	1	Коэффициент контакта рёбер и несущей трубки	Равен 1 для трубки с припаянным или накатным ребром

Таблица 3. Расчёт констант критериальных уравнений

№ п/п	**Обозначение**	**Способ выбора или определения**	**Значение или определяющее качество**	**Наименование**	**Примечание**
3.1	Re_1	Выбирается как нижний предел возможного диапазона применимости	15000	Значения пригодны для шахматных пучков цилиндрических труб с ленточным или шайбовым оребрением	Принятые в примере значения пригодны для всех трубчатых ПТ с дисковым или шайбовым оребрением
3.2	Re_2	Выбирается как верхний предел возможного диапазона применимости	50000		

3.3	T_f	Выбирается возможно близким к реальному среднему значению. Далее сравнить с полученным в п. 4.9. и при необходимости заменить его этим значением. При ручном счёте допустимо отклонение этой величины от действительной до ± 30К без существенного влияния на результаты расчётов.	349,41	Средняя интегральная температура воздуха по длине его хода в ОНВ.	Коррекция этой величины при удовлетворении указанному пределу отклонения не требуется. При машинном счёте эта величина корректируется автоматически.
3.4	Вт/мК	$л = 0,37 \quad T_f^{0,748} 10^{-3}.$	0,02955	Коэффициент теплопроводности воздуха	
3.5	Па·с	$\mu = 0,544\, T_f^{0,62} 10^{-6}$	2,13E-05	Коэффициент динамической вязкости воздуха	
3.6	Pr	Практически постоянен	0,694	Число Прандтля по воздуху	
3.7	$б_{к1}$	$\alpha_{ki} = 0,287\, C_z \varphi_s^{0,15} \sigma^{-0,52} \mathrm{Re}_i^{0,6}\, \sigma^{0,07} \frac{\lambda}{d_0}.$	135,40	Конвективные коэффициенты теплоотдачи от воздуха к стенке для предельных чисел Re.	
3.8	$б_{к2}$		315,91		
3.9	C_z	$C_z = f(Z_2)$	1	Поправочный коэффициент на число поперечных рядов труб в пучке.	В данном разделе всегда принимается равным 1

3.10	$ц_s$	$\varphi_s = \frac{S_1 - d_o}{S_2 - d_o}.$	1,507	Параметр размещения труб в трубной доске.	
3.11	$h_р$	$h_р = \frac{D - d_o}{2}.$	0,0053	Высота ребра	
3.12	$б_{п1}$	$\alpha_{пi} = \alpha_{кi}(\frac{f_{тр}}{f_п}\zeta E \mu_к \psi + \frac{f_р}{f_п})$	135,24	Приведенные коэффициенты теплоотдачи от воздуха к стенке для предельных чисел Re	
3.13	$б_{п2}$		315,14		
3.14	$Ш_1$	$\psi_i = 1 - 0{,}058 \quad \beta_i h_р.$	0,9902	Коэффициент учёта неравномерности теплоотдачи по поверхности оребрения.	
3.15	$Ш_2$		0,9851		
3.16	$в_1 h'_р$	$\beta_i h'_р = (h_р + 0{,}5\delta_2)\sqrt{\frac{2\alpha_{кi}}{\delta_1 \lambda_м}}.$	0,2138	Параметр ребра	
3.17	$в_2 h'_р$		0,3265		
3.18	E_1	$E = 1 - 0{,}2(\beta h'_р)^2 - (0{,}06 + \frac{D/do - 1{,}2}{20})\beta h'_р$	0,9738	КПД ребра	См. рис. 1. Приложения 1 или рис 4.3 Приложения 4.7.
3.19	E_2		0,9526		

3.20	$ж_1$	$ж_i = 0{,}125(1-\sqrt{\frac{д_2}{д_1}})h_{рв_i}\sqrt{ш_i}+1.$	1,0124	Поправка на форму ребра	См. рис. 2 Приложения 1 или рис 4.4. Приложения 4.7.
3.21	$ж_2$		1,0188		
3.22	Nu_1	$Nu_i = \frac{\alpha_{пi} d_o}{\lambda}.$	80,91	Числа Нуссельта приведенные для предельных чисел Re	
3.23	Nu_2		188,43		
3.24	n	$n = \frac{\lg Nu_2 - \lg Nu_1}{\lg \mathrm{Re}_2 - \lg \mathrm{Re}_1}$	0,7022	Константа граничных условий для ПТ по теплообмену в воздухе	
3.25	и	$\theta = 10^{(\lg Nu_1 - n\lg \mathrm{Re}_1)}.$	0,0946	Константа граничных условий ПТ по теплообмену в воздухе	
3.26	Ф	$\Phi = 1{,}275W\sqrt{\frac{f_п}{S_1}}(\frac{d_o}{S_1 - d_o})^{0{,}272}$	6,620	Константа граничных условий для ПТ по воздушному сопротивлению.	
3.27	W	$W = f(\frac{d_o}{S_1}; 2\frac{S_2}{d_o}).$	1,196	Функция распределения	Находится как функция вспомогательного параметра J. Параметр J находится как функция относительных размеров, определяемых в п.п. 3.28 и 3.29. См. рис. 3.4 Приложения 1или рис. 3.10 и 3.11.
3.28	$\frac{d_o}{S_1}$	$\frac{d_o}{S_1}$	0,6103	Геометрический симплекс	

3.29	$2\frac{S_2}{d_o}$	$2\frac{S_2}{d_o}$	2,847	Геометрический симплекс	
3.30	m	Константа для данной ПТ	1,728	Константа граничных условий для ПТ по сопротивлению в воздухе	

Таблица 4. Расчёт основных теплотехнических параметров охладителя

№ п/п	Обозначение	Способ выбора или определения	Значение или определяющее качество	Наименование	Примечание
Исходные данные			См табл.2		Включают начальные параметры теплоносителей, их расходы, а также все конструктивные параметры ОНВ
4.1	$з_и$	При ручном счёте задаётся наиболее вероятный или полученный в ходе прямого расчёта ОНВ.	0,9721	Исходное значение КПД ОНВ	Подлежит замене на полученный в конце расчёта. При ручном счёте повторять замены до обеспечения допустимой разницы между значениями T_2, полученными в п. 4.4 и п. 4.35. При машинном счёте последовательные приближения выполняются автоматически. В случае сбоя программы см. примечание, п. 1.

4.2	Q, Вт	$Q = Gc_p\eta(T_1 - T_{w1}).$	2168819,5	Тепловая мощность ОНВ	
4.3	S	$S = \frac{Gc_p}{G_w c_w}.$	0,1420	Отношение водяных эквивалентов теплоносителей.	Для воздуха и воды теплоёмкости практически постоянны. Cp=1005 Дж/кгК, Cw =4190 Дж/кгК.
4.4	T_2', К	$T_2 = T_1 - \eta(T_1 - T_{w1})$	307,19	Температура воздуха за ОНВ в первом приближении	
4.5	$з_x$	$\eta_x = \frac{U-1}{U-S}$	0,4734	КПД одного хода ОНВ в первом приближении	
4.6	U	$U = (\frac{\eta S - 1}{\eta - 1})^{\frac{1}{b_w}}$	1,771	Комплекс для вычисления значения КПД хода	
4.7	N	$N = -\frac{b_w}{S}\ln[S\ln(1-\eta_x)+1]$	4,0398	Число единиц переноса теплоты (N) в первом приближении	
4.8	T_{wf}	$T_{wf} = \overline{T_w} = \frac{2T_{w1} + S(T_1 - T_2)}{2}.$	313,35	Средняя температура воды в ОНВ	

4.9	T_f	$T_f = T_{wf} + \frac{T_1 - T_2}{N}.$	349,45	Средняя интегральная температура воздуха в ОНВ	Должна сравниваться со значением в п. 3.3.
4.10	T_{wctf}	$T_{wctf} = T_f - \frac{Q}{F}(\frac{1}{\alpha} + R_{ст}).$	326,22	Средняя интегральная температура стенки трубок со стороны воды в ОНВ	
4.11	$м_{ст}$, Па·с	$м_{ст} = 0.0001882/[(1 + 0.0337 (T_{wctf} - 273,2) + 0,000221 (T_{wctf} - 273,2)^2]$	0,000552	Коэффициент динамической вязкости воды при температуре стенки	
4.12	$м_w$, Па·с	$м_{ст} = 0.0001882/[(1 + 0.0337 (T_{wf} - 273,2) + 0,000221 (T_{wf} - 273,2)^2]$	0,000695	Коэффициент динамической вязкости воды при средней температуре воды	
4.13	$л_{ст}$, Вт/м·К	$\lambda_{ст} = 0,02867\, c_{pw}^{1,55} / \mu_{ст}^{0,12}$	0,6498	Коэффициент теплопроводности воды при средней температуре стенки трубок со стороны воды	В формулах C_{pw} подставлять в кДж/кг·К

4.14	λ_w, Вт/м·К	$\lambda_w = 0{,}02867\, c_{pw}^{1{,}55} / \mu_w^{0{,}12}$	0,6322	Коэффициент теплопроводности воды при средней температуре воды	
4.15	Pr_{cm}	$Pr_{ст} = \frac{\mu_{ст} c_{pw}}{\lambda_{ст}}.$	3,56	Число Прандтля по воде при средней температуре стенки трубок со стороны воды	
4.16	Pr_w	$Pr_w = \frac{\mu_w c_{pw}}{\lambda_w}.$	4,60	Число Прандтля по воде при средней температуре воды	
4.17	, Па·с	$\mu = 0{,}544\, T_f^{0{,}62} 10^{-6}$	2,131E-05	Коэффициент динамической вязкости воздуха	
4.18	Вт/мК	$\lambda = 0{,}37\ T_f^{0{,}748} 10^{-3}.$	0,02956	Коэффициент теплопроводности воздуха	

4.19	Pr	Практически константа	7,0E-01	Число Прандтля для воздуха	
4.20	C_2	$C_2 = \frac{\varphi \Pr}{C_z \theta f_v}.$	3,89E-03	C - комплексы характеристики ОНВ	C_z в формуле при ручном счёте определяется из графика, рис. 5, Прил.1, или рис.3.7
4.21	C_3	$C_3 = \frac{\sigma \Pr \lambda \varphi}{d_o f_v}.$	0,00614		
4.22	C_4	$C_4 = C_3 \frac{1}{\alpha_w}$	7,543E-07		

4.23	$б_{w,}$ Вт/м^{2}К	$б_w = 0.021 e_l \, Re_w^{0.8} Pr_w^{0,43} \frac{л_w}{d_w} (\frac{Pr_w}{Pr_{ст}})^{0.25}$, (1) $б_w = 0.116 (Re_w^{\frac{2}{3}} - 125) Pr_w^{\frac{1}{3}} [1 + (\frac{d_w}{H_п})^{\frac{2}{3}}] (\frac{м_w}{м_{ст}})^{0.14} \frac{л_w}{d_w}$.(2)	8145,59	Коэффициент теплоотдачи от стенки к воде.	Формула (1) пригодна для Rew > 8000. Формула (2) для 8000>Rew >2300.
4.24	Re_w	$Re_w = \frac{w_w d_w \rho_w}{\mu_w}$.	33589,7	Число Рейнольдса по воде	
4.25	$\frac{H_п}{d_w}$	$\frac{H_п}{d_w}$	54,64	Относительная длина трубки	
4.25	$\frac{H_п}{d_w}$	$\frac{H_п}{d_w}$	54,64	Относительная длина трубки	

4.26	e_L	$\varepsilon_L = f(\frac{H_п}{d_w}; \mathrm{Re}_w)$	1,000	Поправка на относительную длину трубки	При ручном счёте определяется по графику на рис.3.9.
4.27	w_w, м/с	$w_w = \frac{G_w 4 b_{wг}}{\rho_w Z \pi d_w^2}$	1,67	Скорость воды в трубках	Не должна превышать 1…1,5м/с для меди и 2…2,5 м/с для мельхиора.
4.28	Re	$\mathrm{Re} = \frac{G d_o}{Z_1 S_1 H_п \varphi \mu}.$	9,015E+04	Число Рейнольдса по воздуху	
4.29	б, Вт/м^2·К	$\alpha = C_z \theta \mathrm{Re}^n \frac{\lambda}{d_o}.$	489,25	Коэффициент теплоотдачи от воздуха к стенке	
4.30	N_x	$\frac{1}{\frac{\mathrm{Re}}{S_2 Z_2}(\frac{C_2}{\mathrm{Re}^n} + C_3 R_{ст} + C_4) b_w}$	0,6724	Число N во втором приближении	

4.31	$з_х$	$\eta_x = 1 - \exp(-\Gamma\frac{1}{S})$	0,4734	КПД одного хода ОНВ во втором приближении	
4.32	Г	$\Gamma = 1 - \exp(-N_x S).$	0,09106	Комплекс для вычисления значения КПД хода	
4.33	з	$\eta = \frac{Y - 1}{Y - S}.$	0,9721	КПД ОНВ во втором приближении	При машинном счёте это результат последнего приближения.
4.34	Y	$Y = (\frac{1 - \eta_x S}{1 - \eta_x})^{b_w}.$	30,879	Комплекс для вычисления значения КПД ОНВ.	
4.35	T_2'', К	$T_2 = T_1 - \eta(T_1 - T_{w1})$	307,19	Температура воздуха за ОНВ во втором приближении	При машинном счёте здесь приводится результат последнего приближения. При использовании калькулятора счёт может быть завершён или продолжен в очередном приближе-

					нии в зависимости от результата сравнения предыдущего и последующего значений T_2, которое выполняется в п.4.43.
4.36	$t_2, ^oC$	$t_2 = T_2 - 273$	34,19		
4.37	ДР$_{тр}$, Па	$\Delta P = \Phi \mathrm{Re}^m Z_2 \frac{T_f \mu^2 R}{P_1 d_o^2}.$	52648,04	Потеря давления, связанная с трением и отрывами пограничного слоя	
4.38	ДР$_у$, Па	$\Delta P_у = \frac{G^2}{(Z_1 S_1 H_п \varphi)^2} \frac{RT_1}{2P_1} [(1+\varphi^2)(\frac{P_1}{P_1 - \Delta P} \frac{T_2}{T_1} - 1)]$	-333,37	Изменение давления, связанное с ускорением воздушного потока из-за изменения его плотности	
4.39	ДР, Па	$\Delta P = \Delta P_{тр} + \Delta P_у$	52314,68	Полное изменение давления в охладителе	

4.40	ДР, мм.в.ст	ДР, Па / 9,8	5338,2	Полное изменение давления в охладителе	
4.41	*Kg*, Вт/кгК	$K_g = N \frac{Gc_p}{M_п}$	82,1	Коэффициент использования массы пучка	По правилам теплотехники здесь Мп есть масса пучка без трубных досок
4.42	*Kg'*, Вт/кгК	$K'_g = N \frac{Gc_p}{M'_п}$	63,8	Коэффициент использования массы пакета	Здесь коэффициент использования массы вычисляется с учётом требований ГОСТа. Соответственно Мп' принимается как масса пучка с трубными досками.
4.43	Д*T*, К	$\Delta T = \left\|T_2'' - T_2'\right\|$	0,000000	Сравнение результатов предыдущего и последующего приближений.	Разница двух последовательных приближений значений температуры воздуха за ОНВ. Находится как разница значений температур, представленных в п. 4.4 и п.4.35. При ручном счёте не должна превышать 0,2 К. При машинном заложена точность 0,001К.

4.44	Контроль правильности расчётов	При значении Д*T* меньше желаемой погрешности счёта счёт закончить. Иначе повторять расчёты с п. 2 данного подраздела, приняв $з_и = з$	**Конец**	Выбор варианта дальнейших действий.	При машинном счёте печатается "Конец", если расхождение предыдущего и последующего приближения по T_2 меньше 0,001К.
4.45		$Re_w >= 2300$	**Расчёт коррек-тен**	Проверка соответствия числа Rew допустимым значениям этого параметра	При несоблюдении условия методика не годится для расчётов, а заложенная скорость воды ниже существующих рекомендаций.
4.46		Обратить внимание на значение *W* в п. 1.3.33 (строка 104)	**Расчёт коррек-тен**	Напоминание о необходимости выдерживать допустимые соотношения шагов в трубной доске. Если это соотношение выдерживается, выдаётся определение: "Расчёт корректен"	Если шаги в трубной доске выбраны за пределами допустимых соотношений, то функция *W* может превысить значение 1,6, что выходит за рамки корректности граничных условий
4.47	*Q*, ккал/час	$Q = Q_{Вт} / 1{,}163$	1865063,7	Тепловая мощность ОНВ	

4.48	$\bar{\rho}$	$\bar{\rho} = \frac{(P_1 - \Delta P)T_1}{P_1 T_2}$	1,0890	Степень повышения плотности воздуха в ОНВ	

Таблица 5 Результаты расчётов (при машинном счёте заполняется автоматически)

Параметр	Значение	Способ определения	Примечание
G, кг/с	14,8		
T_1, К	453		
P_1, Па	200000		
G_w, кг/с	25		
T_{w1}, К	303		
$R_{ст}$, м^2·К/Вт	5,40E-06		
$L_п$, м	0,7591	$L_п = S_2(Z_2 - 1) + D.$	Размеры скорректированные
$B_п$, м	0,5793	$B_п = S_1(Z_1 - 1) + D.$	
$H_п$, м	0,765	$H_п = const$	
b_w	6		

$H_{тр.г}$, мм	68		
$b_к$	29,5		Высота водяной крышки
Z, шт	585		
Z_1, шт	20		
Z_2, шт	30		
T_2, К	307,19		
ДР, мм.в.ст	5338,23		
з	0,9721		
$t_2,^oC$	34,19		
$t_2,^oC$ T_{w2}, К	50,70 323,70		
w_w, м/с	1,67		

$M_п$, кг	731,8		
$M_п'$, кг	941,3		
Q,Вт	2168819,5		
Q, ккал/ч	1864849,1		
ДPw, кПа	122,54		
D, м	0,0283		
d_0, м	0,0177		
d_w, м	0,014		
u, м	0,0020		
$д_1$, м	0,0007		
$д_2$, м	0,0002		
S_1, м	0,029		
S_2, м	0,0252		
F, м^2	191,69		
$\overline{\rho}$	1,0889		

Индикатор	**Верно**	При правильном расчёте выводится слово "**Верно**". Устанавливается на основании оценки значений параметров в контрольных ячейках	Дополнительным признаком правильности расчётов также является наличие только численных результатов во всех ячейках столбца. В случае появления не численных значений в этих ячейках проверить правильность выполнения цикла между строками 118 и 150 электронной среды *Excel* (или строками 4.1 и 4.33 твёрдой копии таблицы)

Примечания:

1. (**Использовать только в случае сбоя в программе !)** При выполнении расчётов на машине для вычисления КПД ОНВ в таблицах 1.3 и 1.4 организован расчётный цикл для вычисления средней температуры теплоносителей и конечного значения КПД последовательными приближениями (итерациями). Для организации циклических расчётов в первый раз необходимо, чтобы начальные (грубо приближённые) значения T_f и КПД были заданы числами, которые должны быть внесены в ячейки D80 и D119 (например, числа 343 и 0,85 соответственно). После внесения чисел следует каждый раз нажимать клавишу "Enter". Машина выполнит однократный счёт до конца таблиц. Чтобы организовать цикл, необходимо снова выделить ячейки с исходными значениями КПД и средней температуры (вначале D119, затем D80) и последовательно внести в них команды: =D151 в ячейку D119 и = D127 в ячейку D80, нажимая после каждого внесения клавишу "Enter". После этого машина выполнит итерации до заданной в программе точности (менее 0,001 К при определении Т2) и сохранит в программе условия организации циклов. Обычно организованные указанным образом циклы сохраняются от расчёта к расчёту и не требуют вмешательства оператора. При этом в качестве исходных значений КПД и T_f машина принимает оставшиеся от предыдущих расчётов. Тем не менее иногда может происходить сбой, при котором машина теряет исходные значения КПД и T_f и в большинстве ячеек выдаёт сигнал "#ДЕЛ/0". В этом случае нужно восстановить расчётный цикл описанным выше способом или выполнить перезапись программы, используя эталонную копию.
2. В столбце "Примечание" ссылка на Приложения 1,2,3 предполагает работу с электронной версией; ссылка на рисунки разделов предполагает работу с печатной копией.
3.Жирными рамками в таблице выделены ячейки, в которые можно вводить новые значения в начале расчётов. Кроме них жирными рамками выделены ячейки, параметры в которых определяются итерациями.

4.5.2. Табличная форма гидравлического расчёта ОНВ.

Таблица 1. Параметры теплоносителя на входе

№ п/п	Обозна-чение	Размер-ность	Величина параметра	Наименование параметра
1.1	*Gw*	кг/с	22,2	Расход воды через ОНВ
1.2	*Gw*	т/ч	79,92	Расход воды через ОНВ
1.3	*Twf*	°*C*	332	Средняя температура воды в ОНВ
1.4	*cw*	кг/м^3	1000	Плотность воды

Таблица 2. Конструктивные параметры ОНВ

№ п/п	Обозна-чение	Размер- ность	Величина па-раметра	Наименование параметра	Примечание
2.1	*dw*ш	мм	10,26	Внутренний диаметр шерохо-ватых участков трубки	См. рис. 1, Прил. 2, или рис.4.2.
2.2	*dw*г	мм	10,85	Внутренний диаметр гладких участков трубки	
2.3	*H*тр.ш	мм	629	Длина шероховатых участков трубок	

2.4	Hтр.г	мм	68	Длина гладких участков трубок	
2.5	$_{в}$	мм	0,2	Высота выступов	
2.6	$b_к$	мм	29,5	Высота поворотной камеры	См. рис.3, Прил. 2, или рис. 3.14.
2.7	$b_о$	мм	579,3	Ширина одного хода поворотной камеры, по ходу потока воды	
2.8	r	мм	0	Радиус скругления отводящего патрубка на входе	См. рис. 4, Прил. 2, или рис. 3.16.
2.9	$D_п$	мм	90	Внутренний диаметр подводящего патрубка	
2.10	$D_о$	мм	90	Внутренний диаметр отводящего патрубка	См. рис. 4, Прил. 2, или рис. 3.16.

Таблица 3. Гидравлический расчет ОНВ

№ п/п	Обозна-чение	Размер- ность	Формула или источник	Результат	Наименование параметра	Примечание
Расчет конструктивных параметров и их соотношений						
3.1	f_w	м^2	$\frac{\pi d_W^2 Z}{4 b_w}$	0,0090	Живое сечение одного хода пуч-ка для прохода воды	По диаметру гладких уча-стков трубок
3.2	$f_{w\text{ф}}$	м^2	$f_{w\text{ф}} = \frac{[S_1(Z_1 - 1) + D][S_2(Z_2 - 1) + D]}{1000000 \ \ b_w}$.	0,0671	Площадь фронта одного хода пуч-ка по воде	
3.3	$f_{\text{под}}$	м^2	$\frac{\pi D_{\text{п}}^2}{4}$	0,00636	Площадь отвер-стия подводяще-го трубопровода	
3.4	$f_{\text{отв}}$	м^2	$\frac{\pi D_o^2}{4}$	0,00636	Площадь отвер-стия отводящего трубопровода	

3.5	$n_{под}$	-	$\frac{f_{wф}}{f_{под}}$	10,55		
3.6	$n_{вх}$	-	$\frac{f_{wф}}{f_{w}}$	7,45		
3.7	$n_{вых}$	-	$\frac{f_{wф}}{f_{w}}$	7,45		
3.8	$n_{отв}$	-	$\frac{f_{wф}}{f_{отв}}$	10,55		
Гидравлический расчет						
3.9		Па с	$\frac{0,0001882}{[(1+0,0337(T_{wf}-273,2)+0,000221(T_{wf}-273,2)^2]}$	0,000695	Коэффициент динамической вязкости воды	
3.10	w_w	$\frac{м}{с}$	$\frac{G_W}{f_W \rho_W}$	2,77	Средняя скорость воды в трубках	

3.11	$R_{ew}10^{-5}$	-	$\frac{w_w d_{w\,г} \rho_w}{\mu_w}$	0,43	Число Рейнольдса	
3.12	под	-	$1{,}1 - (\frac{2{,}06}{n_{под}} + \frac{0{,}96}{n_{под}^2})$	0,9134	Коэффициент сопротивления участка П-П	
3.13	вх	-	$0.5\left(1 - \frac{1}{n_{вх}}\right)$	0,4328	Коэффициент сопротивления участка Вх-1 и Вх-2	
3.14	тр1	-	$0{,}0275\left((1{,}8 + 1{,}75\frac{\delta в}{d_W})\right)$	0,0504	Коэффициент сопротивления шероховатых участков трубок	
3.15	тр	-	$_{тр.г} = f(R_{ew})$	0,01867	Коэффициент сопротивления гладких участков трубок	При ручном счёте определять по рис.7, Прил.1, или рис. 3.13
3.16	вых	-	$1{,}1 - (\frac{2{,}06}{n_{вых}} + \frac{0{,}96}{n_{вых}^2})$	0,8406	Коэффициент сопротивления участка Вых-1 и Вых-2	

3.17	``	-	``=*f(r/Do)*	0,4497	Коэффициент сопротивления формы кромки входного сечения патрубка.	При ручном счёте определять по рис.8, прил.1, или рис. 3.16
3.18	отв	-	$\zeta``\left((1-\frac{1}{n_{отв}})\div\right)$	0,4526	Коэффициент сопротивления участка ОТ-ОТ	
3.19	пов	-	пов= *f(b*к*/bo)*	24,72	Коэффициент сопротивле- ния участка ПОВ	При ручном счёте определять по рис. 9, Прил.1, или рис. 3.15
3.20	*w*под	$\frac{м}{с}$	$\frac{G_W}{f_{под}\rho_W}$	3,93	Средняя скорость в подводящем трубопроводе	
3.21	$P_{под}$	Па	$\xi_{под}\frac{w_{под}^2\rho_W}{2}$	7052,55	Сопротивление участка П-П	
3.22	*b* $P_{вх}$	Па	$b_w\xi_{вх}\frac{w_W^2\rho_W}{2}$	9986,7585	Сопротивление входных участков	

3.23	b $P_{тр}$	Па	$\frac{H_{тр.г}}{d_{wг}} \xi_{тр.г} + b_w \frac{w_W^2 \rho_W}{2} \frac{H_{тр ш}}{d_{w ш}} \xi_{тр ш}$	74044,007	Суммарное сопротивление трения жидкости о стенки	
3.24	b $P_{вых}$	Па	$b_w \frac{w_W^2 \rho_W}{2} \xi_{вых}$	19395,486	Сопротивление участков Вых-1 и Вых-2	
3.25	$w_{пов}$	$\frac{м}{с}$	$\frac{G_W}{f_{Wф} \rho_W}$	0,372	Скорость на входе в поворотную камеру	
3.26	Д$P_{пов}$	Па	$(b-1) \frac{w_{пов}^2 \rho_W}{2} \xi_{пов}$	8573,565	Потери на поворот	
3.27	$w_{отв}$	$\frac{м}{с}$	$\frac{G_W}{f_{отв} \rho_W}$	3,930	Скорость в отводящем трубопроводе	
3.28	$P_{отв}$	Па	$\xi_{отв} \frac{w_{отв}^2 \rho_W}{2}$	3494,799	Сопротивление участка ОТ-ОТ	

3.29	P_w	кПа	$(\Delta P_{под} + b_w \cdot \Delta P_{вх} + b_w \cdot \Delta P_{тр} + b_w \times \Delta P_{вых} + (b_w - 1)\Delta P_{пов} + \Delta P_{отв})/1000.$	122,547	Суммарное сопротивление движению потока воды	
3.30	P_w	мм. рт. ст.	$\Delta P_{w\ \text{мм.рт.ст}} = \Delta P_{w\ \text{Па}} \times 0.0075$	919,479	Суммарное сопротивление движению потока воды	
3.31	P_w	мм.в.ст.	$\Delta P_{w\ \text{мм.в.ст}} = \Delta P_{w\ \text{кПа}} / 9.8 \times 1000$	12504,81	Суммарное сопротивление движению потока воды	

4.5.3. Табличная форма прямого (конструктивного) расчёта охладителя наддувочного воздуха

Таблица 1 Расчёт параметров трубки и трубной решётки

№ п/п	Обозначение, размерность	Способ выбора или определения	Значение	Наименование	Примечание
1.1	**Класс ПТ**	Выбираются из ряда известных в теплотехнике с учётом особенностей технологии, эксплуатационной надёжности и т.п.	Шахматный пучок ребристых труб		
1.2	**Вид ПТ**		Характеризуется п.п. 1.3…1.9		
1.3	*D,* м	Задаются с учётом возможности приобретения или изготовления, а также с учётом известных ограничений на характерные размеры ПТ	0,0245	Наружный диаметр оребрения	
1.4	d_0 ,м		0,0125	Несущий диаметр трубки	
1.5	*dw,* м		0,01	Внутренний диаметр трубки	
1.6	*u,* м		0,002	Шаг между рёбрами	

1.7	∂_1, м		0,00055	Толщина ребра у основания	
1.8	$\partial_{2,\text{ м}}$		0,0002	Толщина ребра у вершины	
1.9	$\partial_{ср}$,м	$\delta_{ср} = \frac{\delta_1 + \delta_2}{2}$	0,00038	Средняя толщина ребра	
1.10	$f_р$, м^2/пог.м	$f_р = \frac{2}{u}\sqrt{(\pi\frac{D+d_o}{2})^2+u^2} \cdot \sqrt{(\frac{D-d_o}{2})^2+(\frac{\delta_1-\delta_2}{2})^2} + \frac{\delta_2}{u}\sqrt{(\pi D)^2+u^2}.$	0,3566	Площадь оребрения на длине 1 м	
1.11	$f_{тр}$, м^2/пог.м	$f_{тр} = \pi d_o - \frac{\delta_1}{u}\sqrt{(\pi d_o)^2+u^2}.$	0,02844	Площадь участков трубки между рёбрами на длине 1 м	
1.12	$f_п$, м^2/пог.м	$f_п = f_р + f_{тр}$	0,38503	Полная поверхность со стороны оребрения на длине 1 м	
1.13	у	$\sigma = \frac{f_п}{\pi d_w}.$	12,262	Коэффициент оребрения	

1.14	$g_{пм}$, кг/м	$[\frac{\pi}{4}(d_o^2 - d_w^2)u + \frac{\pi}{4}(D^2 - d_o^2)\delta_{ср}]\rho_м \frac{1}{u}.$	1,005	Масса 1 погонного метра оребрённой трубки	В программе заложена плотность меди с учётом экспериментальной оценки образца материала. Параметр $g_{пм}$ лучше устанавливать взвешиванием.
1.15	f_g, м2/кг	$f_g = \frac{f_п}{g_{пм}}$	0,383	Коэффициент массовой компактности пучка	
1.16	**Тип ПТ**	Выбирается по имеющимся рекомендациям	Характеризуется п.п 1.17…1.18		
1.17	S_1, м	Задаются с учётом возможности размещения в трубных досках, а также с учётом влияния на теплотехнические параметры ОНВ	0,025	Шаг между трубками в поперечном ряду	
1.18	S_2, м		0,022	Шаг между поперечными рядами трубок	

1.19	ц	$\varphi = \frac{(D - d_o)(u - \delta_{ср}) + u(S_1 - D)}{S_1 u}$.	0,4100	Коэффициент стеснения воздушного потока	
1.20	f_v, м^2/м^3	$f_v = \frac{Zf_п}{[S_2(Z_2 - 1) + D][S_1(Z_1 - 1) + D]}$.	681,85	Коэффициент объёмной компактности пучка	При образовании формулы принято, что число трубок в крайних рядах максимальное
1.21	ц$_w$	$\varphi_w = \frac{Z\pi d_w^2}{4Z_1 Z_2 S_1 S_2} = \frac{f_{w1} f_v}{f_п}$.	0,1400	Коэффициент стеснения потока воды	fw_1 здесь сечение одной трубки по воде

Таблица 2. Исходные данные для выполнения прямого расчёта

№ п/п	Обозначение, размерность	Способ выбора или определения	Значение или определяющее качество	Наименование	Примечание
Конструктивные параметры					
2.1	b_w	Задаётся предварительно на основе принятой схемы рассчитываемого охладителя	2	Число ходов по воде при общем противотоке	Число поперечных ходов воды для многократного перекрёстного тока при общем противотоке. Теплоноситель с большим воздушным эквивалентом (вода) не смешиваемый, с меньшим воздушным эквивалентом (воздух) - смешиваемый.

2.2	Конструкция ПТ	Выбирается на основе имеющихся технологий	Монометалличе-ская труба с накат-ным оребрением	Шахматный пучок цилиндрических труб с винтовым непрерывным ребром трапециевидного сечения.	Возможен вариант паяного, насадного или приварного ребра из того же материала
2.3	Материал ПТ	Выбирается на основе освоенных материалов	Медь	Материал трубы и рёбер	В данном алгоритме рассматривается только одинаковый материал ребра и трубки.
2.4	лм, Вт/м·К	Практически постоянная	3,84E+02	Коэффициент теплопроводности материала трубы и рёбер	
2.5	Состояние ПТ	Чистая или загрязнённая	чистая	Оценка степени загрязнённости	Принимается по согласованию с заказчиком

2.6	Rст, м2·К/Вт	$R_{ст} = \dfrac{d_o \ln \dfrac{d_o}{d_w}}{2\lambda_м}$; $R_{ст} = 3E-4.$	3,63E-06	Термическое сопротивление монометаллической стенки вместе со слоем загрязнения или без него	Значение 3E-4 принимается для загрязнённой поверхности в соответствии со стандартами TEMA; для чистой используется формула.
2.7	мк	Зависит от конструкции оребрённой ПТ	1	Коэффициент контакта рёбер и несущей трубки	Равен 1 для трубки с припаянным или с выдавленным ребром
2.8	*L*п, м	Задаются с большим приближением по размерам аппарата - прототипа	0,333	Конструктивная длина пучка	Необходимы для определения параметров компактности ПТ. Могут значительно отличаться от расчётных (на 50…100%)

2.9	Bп, м		0,6	Конструктивная ширина пучка	
2.10	Hп, м		0,5	Расстояние между трубными досками	
2.11	$д_д$, м	Определяется технологическими нормами	0,015	Толщина трубных досок	
2.12	Z_1, шт	$Z_1 = \text{целое}\ (\frac{B_п - D}{S_1} + 1).$	24	Наибольшее возможное число труб в поперечном ряду	В шахматных пучках поперечные ряды содержат разное количество трубок. Число трубок в рядах отличается на 1.

2.13	Z_2, шт	$Z_2 = \text{целое}(\frac{L_п - D}{S_2} + 1)$	15	Число поперечных рядов труб	
2.14	Z, шт	$Z = Z_1 \frac{Z_2 + 1}{2} + (Z_1 - 1)\frac{Z_2 - 1}{2},$	353	Общее число труб в пучке при нечётном Z_2 и максимально заполненных крайних рядах	Для нечётного числа рядов в глубину и максимально возможного числа труб в пучке. При чётном $Z2$ результат вычисления игнорировать
2.15	Z, шт	$Z = \frac{Z_2 + 1}{2}(2Z_1 - 1) - Z_1.$	352	То же, но при минимально заполненных крайних поперечных рядах	Для нечётного числа рядов в глубину и минимально возможного числа труб в пучке. При чётном $Z2$ или максимально возможном числе труб в пучке результат вычисления игнорировать

2.16	Z ,шт	$Z = \frac{Z_2}{2}(2Z_1 - 1),$	352,5	Общее число труб в пучке при чётном значении Z_2	Для чётного числа поперечных рядов труб в пучке. При нечётном Z2 результат вычисления игнорировать
2.17	Z , шт		353	Число труб в пучке, соответствующее расчётному значению числа Z2	Действительное, выбранное в зависимости от значения *Z*2 из поз. 1.2.14 и 1.2.16 Поз.1.2.15 в расчёт не принимается ввиду малого отличия от поз.1.2.14 и дана в таблице для справки.

Параметры теплоносителей

2.18	*G,* кг/с	Задаётся	5,85	Расход воздуха	

2.19	T_1, К	Задаётся	483	Температура воздуха на входе	
2.20	P_1, Па	Задаётся	230000	Давление воздуха на входе	
2.21	G_w, кг/с	Задаётся	22,2	Расход воды	
2.22	T_{w1}, К	Задаётся	328	Температура воды на входе	

2.23	T_2, К	Задаётся	338	Температура воздуха за охладителем	Может задаваться значение КПД ОНВ. Тогда $T_2 = T_1 - \eta(T_1 - T_{w1})$
2.24	t_2, ^oC	$t_2 = T_2 - 273$	65		
2.25	ДР, мм.в.ст	Задаётся	500	Воздушное сопротивление ОНВ	
2.26	ДР, Па	ДР, мм.в.ст * 9,8	4900		

2.27	w_w, м/с	Задаётся	1,25	Скорость воды в трубках	Задаётся максимально возможной для выбранного материала

Таблица 3. Расчёт констант критериальных уравнений

№ п/п	**Обозначение, размерность**	**Способ выбора или определения**	**Значение или определяющее качество**	**Наименование**	**Примечание**
3.1	з	$\eta = \frac{T_1 - T_2}{T_1 - T_{w1}}.$	0,9355		

3.2	*S*	$S = \frac{Gc_p}{G_w c_w}.$	0,0632	Отношение воздушных эквивалентов теплоносителей.	Для воздуха и воды теплоёмкости практически постоянны. *Ср*=1005 Дж/кг·К, *Cw*=4190 Дж/кг·К.
3.3	$з_х$	$\eta_x = \frac{U-1}{U-S}$	0,7506	КПД одного хода ОНВ в первом приближении	
3.4	*U*	$U = (\frac{\eta S - 1}{\eta - 1})^{\frac{1}{b_w}}$	3,819	Комплекс для вычисления значения КПД хода	
3.5	*N*	$N = -\frac{b_w}{S}\ln[S\ln(1-\eta_x)+1]$	2,9066	Число единиц переноса теплоты (N) в первом приближении	

3.6	T_{wf}	$T_{wf} = \overline{T_w} = \frac{2T_{w1} + S(T_1 - T_2)}{2}.$	332,58	Средняя температура воды в ОНВ	
3.7	T_f	$T_f = T_{wf} + \frac{T_1 - T_2}{N}.$	382,47	Средняя интегральная температура воздуха в ОНВ	
3.8	Re_1	Выбирается как нижний предел возможного диапазона применимости	15000	Значения пригодны для шахматных пучков цилиндрических труб с ленточным или шайбовым оребрением	Принятые в примере значения пригодны для всех трубчатых ПТ с дисковым или шайбовым оребрением
3.9	Re_2	Выбирается как верхний предел возможного диапазона применимости	50000		

3.10	л, Вт/мК	$\lambda = 0{,}37 \quad T_f^{\,0{,}748} 10^{-3}.$	0,03162	Коэффициент теплопроводности воздуха	
3.11	μ, Па.с	$\mu = 0{,}544\, T_f^{\,0{,}62}\, 10^{-6}$	2,253E-05	Коэффициент динамической вязкости воздуха	
3.12	Pr	Практически постоянен	0,694	Число Прандтля по воздуху	

3.13	$б_{к1}$	$б_{кi} = 0{,}287 \quad C_z ц_s^{0,15} у^{-0,52} \mathrm{Re}_i^{\,0,6}\, у^{0,07}\, \frac{л}{d_0}.$	199,06	Конвективные коэффициенты теплоотдачи от воздуха к стенке для предельных чисел Re.	

3.14	б к2	$б_{кi} = 0{,}287 \quad C_z ц_s^{0{,}15} у^{-0{,}52} \mathrm{Re}_i^{0{,}6} у^{0{,}07} \frac{л}{d_0}.$	470,86		
3.15	*Cz*	$C_z = f(Z_2)$	1	Поправочный коэффициент на число попереч-ных рядов труб в пучке.	В данном разделе всегда принима-ется равным 1
3.16	$ц_s$	$ц_s = \frac{S_1 - d_o}{S_2 - d_o}.$	1,316	Параметр размещения труб в трубной доске.	

3.17	$h_р$	$h_р = \frac{D - d_o}{2}.$	0,006	Высота ребра	
3.18	б $_{п1}$	$\alpha_{пi} = \alpha_{кi}(\frac{f_{тр}}{f_п}\zeta E \mu_к \psi + \frac{f_р}{f_п})$	198,60	Приведенные коэффициенты теплоотдачи от воздуха к стенке для предельных чисел Re	
3.19	б $_{п2}$		468,63		
3.20	Ш$_1$	$\psi_i = 1 - 0{,}058 \quad \beta_i h_р.$	0,9849	Коэффициент учёта неравномерности теплоотдачи по поверхности оребрения.	

3.21	Ш2		0,9768		
3.22	$в_1 h_м{}'_р$	$\beta_i h'_р = (h_р + \delta_2)\sqrt{\frac{2\alpha_{кi}}{\delta_1 \lambda_м}}.$	0,2648	Параметр ребра	
3.23	$в_2 h'_р$		0,4073		
3.24	E_1	$E = 1 - 0{,}2(\beta h'_р)^2 - (0{,}06 + \frac{D/do - 1{,}2}{20})\beta h'_р$	0,9600	КПД ребра	См. рис1. Приложения 1

3.25	E_2		0,9269		
3.26	ж$_1$	$\text{ж}_i = 0{,}125(1-\sqrt{\frac{\text{д}_2}{\text{д}_1}})h_{\text{р}}\text{в}_i\sqrt{\text{ш}_i}+1$	1,0130	Поправка на форму ребра	См. рис. 2 Приложения 1
3.27	ж$_2$		1,0200		
3.28	Nu$_1$	$Nu_i = \frac{\alpha_{\text{п}i}d_o}{\lambda}.$	78,44	Числа Нуссельта приведенные для предельных чисел Re	

3.29	Nu_2		185,07		
3.30	*n*	$n = \frac{\lg Nu_2 - \lg Nu_1}{\lg \mathrm{Re}_2 - \lg \mathrm{Re}_1}$	0,7129	Константа граничных условий для ПТ по теплообмену в воздухе	
3.31	и	$\Theta = 10^{(\lg Nu_1 - n \lg \mathrm{Re}_1)}.$	0,0826	Константа граничных условий ПТ по теплообмену в воздухе	
3.32	Ф	$\Phi = 1{,}275W\sqrt{\frac{f_п}{S_1}}\left(\frac{d_o}{S_1 - d_o}\right)^{0{,}272}$	3,712	Константа граничных условий для ПТ по воздушному сопротивлению.	

3.33	W	$W = f(\frac{d_o}{S_1};2\frac{S_2}{d_o}).$	0,742	Функция распределения	Находится как функция вспомогательного параметра J. Параметр J находится как функция относительных размеров, определяемых в п.п. 3.34 и 3.35. См.рис. 3.4 Приложения 1. или рис 3.10, 3.11
3.34	$\frac{d_o}{S_1}$	$\frac{d_o}{S_1}$	0,500	Геометрический симплекс	
3.35	$2\frac{S_2}{d_o}$	$2\frac{S_2}{d_o}$	3,520	Геометрический симплекс	

3.36	*m*	Константа для данной ПТ	1,728	Константа граничных условий для ПТ по сопротивлению в воздухе	

Таблица 4. Расчёт основных конструктивных параметров охладителя

№ п/п	**Обозначение, размерность**	**Способ выбора или определения**	**Значение или определяющее качество**	**Наименование**	**Примечание**
4.1	*Q*, Вт	$Q = Gc_p\eta(T_1 - T_{w1}).$	852491,3		
4.2	C_1	$C_1 = \frac{\Delta P(2P_1 + \Delta P)d_o^2 S_2}{2R\Phi T_f \mu^2}.$	18926442,1		

4.3	C_2	$C_2 = \frac{\phi \Pr}{\theta f_v}.$	5,0511E-03	C -комплексы характеристики ОНВ	Величина коэффициента Cz при ручном счёте определяется из графика на рис. 3.7. При машинном счёте вносится автоматически как функция $Z2$ на основе рис. 5 Прил. 1
4.4	C_3	$C_3 = \frac{\sigma \Pr \lambda \varphi}{d_o f_v}.$	0,01294		
4.5	C_4	$C_4 = C_3 \frac{1}{\alpha_w}$	1,723E-06		

4.6	$б_w$, Вт/м^{2}К	$\alpha_w = 0.021\varepsilon_l \, \mathrm{Re}_w^{0.8} \, \mathrm{Pr}_w^{0,43} \frac{\lambda_w}{d_w}$, (1) $\alpha_w = 0.116(\mathrm{Re}_w^{\frac{2}{3}} - 125) \, \mathrm{Pr}_w^{\frac{1}{3}} [1 + (\frac{d_w}{H_п})^{\frac{2}{3}}] \frac{\lambda_w}{d_w}$. (2)	7512,13	Коэффициент теплоотдачи от стенки к воде.	Формула (1) пригодна для Rew > 8000. Формула (2) для 8000>Rew >2300. В обоих формулах исключены температурные симплексы, что оправдано обязательным последующим выполнением обратного расчёта с целью коррекции результатов расчёта конструктивного.
4.7	T_{wf}	$T_{wf} = \overline{T_w} = \frac{2T_{w1} + S(T_1 - T_2)}{2}$.	332,58	Средняя температура воды в ОНВ	

4.8	$м_w$, Па·с	$\mu_w = \frac{0,0001882}{[(1+0,0337(T_{wf}-273,2)+0,000221(T_{wf}-273,2)^2]}$.	0,000498	Коэффициент динамической вязкости воды при средней температуре воды	
4.9	$л_w$, Вт/м·К	$\lambda_w = 0,02867\ c_{pw}^{1,55} / \mu_w^{0,12}$	0,6580	Коэффициент теплопроводности воды при средней температуре воды	В формулах C_{pw} подставлять в кДж/кг·К
4.10	Pr*w*	$\mathrm{Pr}_w = \frac{\mu_w c_{pw}}{\lambda_w}$.	3,17		

4.11	Re*w*	$\mathrm{Re}_w = \frac{w_w d_w \rho_w}{\mu_w}.$	25109,5	Число Рейнольдса по воде	
4.12	$\frac{H_п}{d_w}$	$\frac{H_п}{d_w}$	50,00	Относительная длина трубки	
4.13	e_L	$\varepsilon_L = f(\frac{H_п}{d_w}; \mathrm{Re}_w)$	1,000	Поправка на относительную длину трубки	При ручном счёте определяется по графику на рис. 3.9.

4.14	f(Re)	$\frac{1}{N}-\frac{\mathrm{Re}^{m+1}}{C_1}(C_2\mathrm{Re}^{-n}+C_3R_{\text{ст}}+C_4).$	0,0000000	Правая часть безразмерного уравнения характеристики ОНВ, которое должно решаться относительно числа Re. В идеале значение этой части должно равняться 0. Реально следует стремиться к возможному минимуму этой величины с учётом возможностей инструментов счёта, ориентировочно к 0,00001	Решение при ручном счёте удобно выполнить простым подбором, при условии, что число Re должно находиться в диапазоне 15000…50000. При машинном счёте определение числа Re выполняется по автоматизированной процедуре, которая описана в примечании п.2.
4.15	Re	Находится подбором из уравнения в п. 4.14. При машинном счёте процедура частично автоматизирована (см. приложение, п.2)	2,70886E+04	Число Рейнольдса по воздуху	Определяется подбором в соответствии со сказанным в предыдущем пункте. Процедура определения числа Re

					требует вмешательства оператора в работу программы. Действия оператора см. в примечании п.2.
4.16	Z_2	$Z_2 = \text{целое} \quad [C_1 \mathrm{Re}^{-m} \frac{1}{S_2}. + 0{,}5].$	19,00		
4.17	Z_1	$Z_1 = \text{целое} \quad [\frac{G_w b_w}{Z_2 S_2 S_1 \varphi_w \rho_w w_w} + 0{,}5]$	25,0		
4.18	$H_\text{п}$, м	$H_\text{п} = \frac{G d_o}{\mu \varphi \mathrm{Re} Z_1 S_1}.$	0,468	Размеры, соответствующие габаритам пучка	

4.19	$L_{\text{п}}$, м	$L_{\text{п}} = S_2(Z_2 - 1) + D.$	0,421		
4.20	$B_{\text{п}}$, м	$B_{\text{п}} = S_1(Z_1 - 1) + D.$	0,625		
4.21	**Контроль правильности расчётов**	Обратить внимание на значение f(Re) в п.4.14 (строка 116 программы)	**Расчёт корректен**	Напоминание о необходимости выполнения полуавтоматической операции по ходу программы. Если она выполнена правильно, то выдаётся определение "Расчёт корректен"	Если число Re в п. 4.15 не определялось с участием оператора по полуавтоматической процедуре, то значение правой части уравнения характеристики может быть слишком удалено от 0. В этом случае последует автоматическое напоминание о необходимости выполнения процедуры.

4.22		Обратить внимание на значение *W* в п. 1.3.33 (ячейка 97)	**Расчёт корректен**	Напоминание о необходимости выдерживать допустимые соотношения шагов в трубной доске. Если это соотношение выдерживается, выдаётся определение "Расчёт корректен"	Если шаги в трубной доске выбраны за пределами допустимых соотношений, то функция *W* может превысить значение 1,6, что выходит за рамки корректности граничных условий

Таблица 6. Результаты расчётов (при машинном счёте заполняется автоматически)

Параметр	**Значение**	**Способ определения**	**Примечание**
G, кг/с	5,85	По расчётной методике	
T_1, К	483		
P_1, Па	230000		
G_w, кг/с	22,2		
T_{w1}, К	328		
*R*ст, м^2·К/Вт	3,63E-06		
*L*п, м	0,421	$L_п = S_2(Z_2 - 1) + D.$	Размеры скорректированные

*B*п, м	0,625	$B_{\text{п}} = S_1(Z_1 - 1) + D$	
*H*п, м	0,468	$H_{\text{п}} = const$	
*b*w	2	По расчётной методике	
*H*тр.г, мм	68		
*b*к	29,5		
Z, шт	466		
Z_1, шт	25,0		
Z_2, шт	19		
T_2, К	337,02		
ДР, мм.в.ст	483,2		
з	0,942		
t_2,^oC	64,02		
w_w, м/с	1,21		
*M*п, кг	218,9		
*M*п', кг	279,2		
Q,Вт	858266,2		
Q, ккал/час	737976,1		
Д*Pw,* кПа	12,6		
D, м	0,0245		
d0 ,м	0,0125		
dw, м	0,01		
u, м	0,002		
$д_1$, м	0,00055		

$д_2$, м	0,0002		
S_1, м	0,025		
S_2, м	0,022		
F, м^2	83,87		
Индикатор	**Конец**	При правильном расчёте на машине в ячейку автоматически вносится слово "**Конец**". Устанавливается на основании оценки значений параметров в контрольных ячейках.	Дополнительным признаком правильности расчётов также является наличие только численных результатов во всех ячейках столбца. В случае появления не численных значений в этих ячейках проверить правильность встроенного обратного расчёта.

Примечания:

1. При пользовании программой разрешается вносить изменения только в ячейки, окрашенные жёлтым цветом (в табличной копии программы эти ячейки выделены сплошной жирной рамкой).

2. Решение уравнения «f (Re)» в п. 4.14 программа самостоятельно не выполняет (соответствующая ячейка программы окрашена жёлтым, а в табличной копии программы выделена полосатой рамкой). Это уравнение решается в полуавтоматическом режиме. Для реализации этого режима необходимо выделить ячейку D123, вызвать команду меню"Сервис", на раскрывшемся подменю этой команды активировать опцию "Поиск решения". В открывшемся окне нажать кнопку "Выполнить". В результате уравнение будет решено и откроется окно с информацией о выполнении решения. В этом окне нажать кнопку "ОК". В ячейке D123 появится значение

неравенства левой и правой частей уравнения (достаточно, чтобы оно было более 0.00001). Примечание: Если опция "Поиск решения" в меню "Сервис" отсутствует, установить её следующим образом: вызвать команду меню "Сервис", активизировать в раскрывшемся подменю опцию "надстройки", затем в раскрывшемся окне отметить надстройку "Поиск решения" (навести мышью стрелку на квадратик слева от искомой надстройки и щёлкнуть левой кнопкой, в квадратике появится птичка), при этом соответствующая опция установится в подменю "Сервис". Активировать автоматически эту опцию и установить в раскрывшемся окне параметры решения в том случае, если они не установлены машиной автоматически. Чтобы оценить ситуацию, прочтите всё, написанное ниже в данном примечании, и оцените параметры, установленные в соответствующих окошках. После этого либо закройте это окно, либо установите правильные параметры. Для установки параметров установить курсор с помощью мыши в окошко напротив надписи " Установить целевую ячейку", затем выделить ячейку D123 в программе и нажать клавишу "Enter". Далее поставить точку в кружке перед словом "значению", в окошко справа от этой надписи внести цифру 0. Далее установит курсор в окошко под надписью "Изменяя параметры", после чего выделить с помощью мыши ячейку D124 программы. В результате в этом окошке автоматически появится нужная запись. После этого в этом же окне нажать кнопку "Параметры". Откроется следующее окно. В этом окне установить: Максимальное время 500 секунд, Предельное число итераций 5000, Относительная погрешность 0,000001, Допустимое отклонение 1%, Сходимость 0,001, Метод поиска Ньютона, Разности прямые, Оценки квадратичные. Прочее не заполнять. После заполнения нажать кнопку "ОК". Откроется предыдущее окно, в котором следует нажать кнопку "выполнить", что приведёт к решению уравнения так, как это описывалось выше.

3. Прямой расчёт ОНВ в данной программе автоматически сопровождается обратным расчётом, который выполняется по встроенной подпрограмме. Эта подпрограмма содержится на листе с названием "Обратный". В обычном режиме расчётов входить на этот лист нет необходимости. Исходные данные и результаты расчётов машина сама связывает с листом "Прямой". В то же время существует возможность сбоя в подпрограмме. Сбой может быть связан с нарушением циклических расчётов в этой подпрограмме. При сбое в таблице результатов расчёта вместо чисел появляются записи вида "#ДЕЛ/0", в этом случае необходимо следовать инструкциям Примечаний, п. 1, листа "Обратный" электронной версии программы.

4. Ссылки в столбце «Примечания» на Приложения предполагают использование электронной версии программы расчёта. Ссылка на рисунки разделов предполагает использование печатных материалов пособия.

Вопросы для самопроверки к главе 4.

1. Какие абсолютные и относительные размеры ПТ используются при решении расчётных задач ОНВ?
2. Как выбрать скорость воды в каналах теплообменника при решении прямой задачи?
3. Объяснить способ перехода от обобщённых граничных условий по теплообмену к частным и обосновать целесообразность такого перехода при решении расчётных задач.
4. Как будет изменяться КПД охладителя наддувочного воздуха, если расход воздуха через ОНВ будет уменьшаться при фиксированных конструктивных данных ОНВ и прочих равных условиях. Обосновать сформулированное заключение.
5. Как будет изменяться КПД охладителя наддувочного воздуха, если расход воды через него будет уменьшаться при фиксированных конструктивных данных ОНВ и прочих равных условиях? Обосновать сформулированное заключение.

6. Объяснить, могут ли быть изменены размеры B и H ОНВ при неизменных исходных данных в прямой задаче, или решение задачи приводит к единственно возможным размерам? Как обеспечить такое изменение, если оно возможно?
7. Объяснить, возможно ли изменение длины пучка ОНВ по ходу воздуха L при неизменных исходных данных в прямой задаче, если полученный результат не удовлетворяет конструктора? Как обеспечить такое изменение, если оно возможно?
8. Каким образом при расчётах следует учитывать возможность загрязнения теплообменной поверхности в ходе эксплуатации?
9. Почему прямая задача расчёта ОНВ должна сопровождаться обратной задачей?
10. Что такое характерные участки гидравлического тракта ОНВ? Какие параметры гидравлического тракта определяются в ходе прямого расчёта ОНВ, а какие должны задаваться расчётчиком дополнительно для корректного определения гидравлического сопротивления теплообменника?

Глава 5. Расчёты кожухотрубных теплообменников ДВС

Расчёты кожухотрубных охладителей (к ним могут относиться охладители масла и воды, а также охладители и подогреватели топлива) базируются на общих основах расчётов ТО, а также на уже рассмотренных методиках расчётов ОНВ. Общей для ОНВ и этих ТО остаётся принципиальное построение методик, общими являются основы алгоритмов решения основных задач, общим в отельных случаях может быть и вид поверхности. Так, для кожухотрубных маслоохладителей может быть применён такой же вид ПТ, как и для ОНВ – шахматный пучок труб с индивидуальным накатным оребрением. Так же, как и в ОНВ, в МО могут использоваться и иные виды ПТ, но и в этом случае их оптимальная геометрия оказывается, как показывает опыт проектирования, практически такой же, как для ОНВ. Для охладителей и подогревателей топлива могут применяться такие же ПТ, как и для МО. Для охладителей воды применяются неоребрённые ПТ. Конструкции кожухотрубных теплообменников и схемы течения теплоносителей в них существенно отличаются от конструкций ОНВ, и это отражается в алгоритмах их расчётов. В соответствии со сказанным, теоретическая часть расчётной методики МО представлена как продолжение уже рассмотренной теории расчётов ТО и ОНВ. При этом максимально используется уже представленный материал, а новый строится как его развитие и дополнение.

5.1.Особенности теплообмена и сопротивления при течении масла в кожухотрубном маслоохладителе.

Конструктивная схема МО представлена на рис. 5.1. На представленной схеме поток воды имеет реверсивное течение через теплообменник, а поток масла многократно пересекает однократный реверс водяного потока в поперечном направлении. Такая схема взаимного течения теплоносителей соответствует однократному реверсивному току. Основные линии токов теплоносителей для такой схемы показаны на рис 5.2, *б.* Схематизированная картина течения потока масла в таком кожухотрубном теплообменнике представлена на рис. 1.15. Если теплообменники имеют не один, а несколько реверсов по воде, но все они организованы в соответствии со схемой 5.2, *в*, то их схемы в тепловом отношении эквивалентны однократному реверсивному току. Если же реверсивные элементы соединить в соответствии со схе-

мой 5.2, *г*, то образуется схема с многократным (кратным числу соединённых реверсивных элементов) реверсивным током при общем противотоке. В приведенных далее табличных формах расчётов эти наиболее распространённые схемы получили условные номера, соответствующие указанным для них на рис. 5.2. Принципиально возможны и иные схемы взаимного течения теплоносителей, о чём упоминалось в главе 1, но здесь они не рассматриваются.

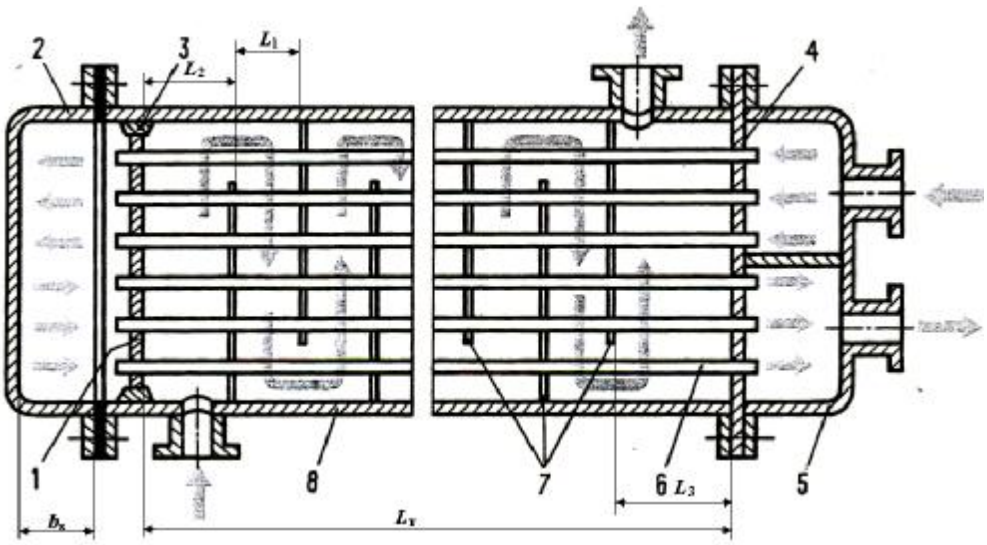


Рис.5.1. Схема реверсивного кожухотрубного МО с сегментными перегородками: 1 - доска трубная подвижная; 2 - крышка водяная с поворотными камерами; 4 - доска трубная неподвижная; 5 - крышка водяная с приёмным и отводным патрубками; 6 - трубка; 7 - диафрагмы; 8 - кожух (трубчатый корпус); $b_к$ - высота поворотной камеры; $L_т$ - длина трубок между досками; L_1 - расстояние между диафрагмами в середине пучка; L_2 - расстояние между диафрагмой и подвижной доской; L_3 - то же для неподвижной доски

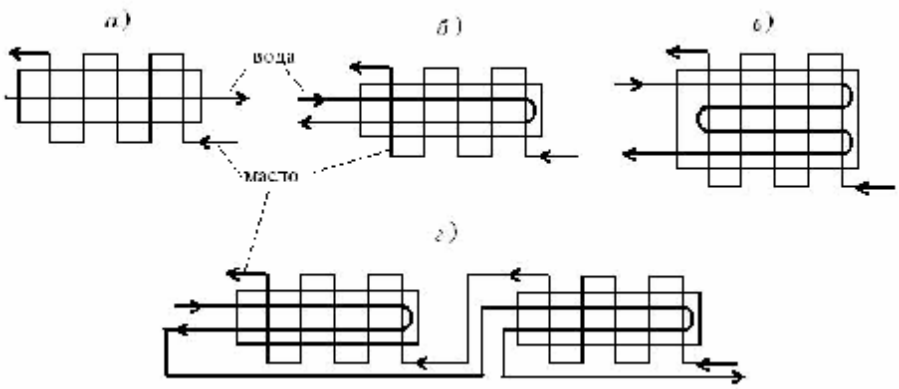


Рис. 5.2. Схемы взаимного течения теплоносителей, возможные для МО: *а*) – многократный перекрёстный ток при общем противотоке (схема 1); *б*) – однократный реверсивный ток (схема 4); *в*) – однократный реверсивный ток (схема 4); *г*) – двукратный реверсивный ток (схема 4)

В соответствии с рис.5.1 и 1.15 структура потока масла в межтрубном пространстве сильно отличается от аналогичной структуры потока воздуха в ОНВ. Поток воздуха имеет структуру, очень приближенную к идеальному однократному перекрёстному току в канале постоянного сечения, где размещается трубный пучок, имеющий прямоугольную форму в сечении, поперечном осям трубок. Поток масла в МО проходит последовательно ряд отсеков, выделенных диафрагмами с сегментными вырезами. При этом действительное направление линии тока основного потока будет отличаться от поперечного обтекания, доходя до чисто продольного обтекания трубок, расположенных в вырезе диафрагм. Поперечное сечение пучка труб в маслоохладителе также существенно отличается от прямоугольного. Из-за этого скорость масла в сжатом сечении по ходу течения всё время будет изменяться. Сам основной поток имеет ответвления, условно выделенные в так называемые поток протечек, обводной и байпасный потоки (см. рис. 1,15). Влияние этих потоков на теплообмен и сопротивление неоднозначны. Обводной и байпасный потоки отрицательно влияют на интенсивность теплоотдачи к трубкам. Поток протечек может оказывать положительное влияние на этот параметр, если он находится в определённых пределах. Это влияние можно объяснить интенсификацией течения в зонах частичного застоя, а также вовлечением в интенсивный теплообмен тех участков труб, которые скрываются толщинами диафрагм в местах прохождения трубок через них. Можно утверждать, что сопротивление МО по маслу будет снижаться при увеличении ответвительных потоков. Отмеченные особенности течения масла существенны уже потому, что их трудно достаточно корректно учесть при разработке расчётных методик. Основная проблема состоит в том, что основой расчётных методик остаются граничные условия по теплообмену и сопротивлению, получаемые экспериментальным путём. При экспериментальном получении граничных условий традиционно реализуются схемы течений, близкие к идеальным. В частности, для трубчатых маслоохладителей исследуют теплообмен и сопротивление пучков труб в поперечных потоках жидкостей. Пучки при таких исследованиях обычно имеют регулярную структуру поперечного сечения, чего также не имеют многие из кожухотрубных охладителей, в которых разбивка трубных досок отличается от разбивки трубных досок кожухокорбчатых прямоугольных теплообменников. В частности, известны разбивки по концентрическим окружностям, по вершинам концентрических многоугольников и т.п. Но даже в случаях применения регулярной разбивки, сходной с разбивкой досок кожухокоробчатых теплообменников, в схеме обтекания трубного пучка МО остаётся много отличий от идеального варианта, как это следует из сказанного ранее. Соответственно прямое применение граничных условий, полученных на «идеальных» прямоугольных пучках, для пучков, применяемых в кожухотрубных МО, достаточно проблематично.

Кроме всего сказанного, существует ещё одна очень серьёзная проблема, связанная с физической особенностью масла как вязкой органической жидкости. Для рабочего режима использования масла характерны иные вязкости, чем для воды и тосолов. Соответственно теплообменник работает при относительно малых числах Рейнольдса, настолько малых, что они выпадают из разрешённых диапазонов применения тех расчётных зависимостей для определения граничных условий, которые обычно рекомендованы для воды и подобных жидкостей. Особенности определения граничных условий по теплообмену и сопротивлению для масла рассматривались ранее, в материалах лекции 5. Соответственно изложенному, для определения граничных условий по теплообмену и сопротивлению в масле предлагаются оригинальные зависимости, предложенные исследователем Дубиным А.К. Эти зависимости описывают параметры граничных условий для «идеальных» пучков и в «идеальном» поперечном обтекании. Переход от «идеальных» граничных условий к условиям реального течения в кожухотрубных теплообменниках далее предлагается на базе метода, разработанного Беллом в Делавэрском университете США. Содержание этого метода изложено в [2.11]. Суть метода состоит в том, что величина сопротивления и теплоотдачи корректируется в функции интенсивности тех ответвительных потоков, о которых было сказано выше. Конечные параметры потоков оцениваются с учётом величины соответствующих зазоров и особенностей конструкции рассматриваемых теплообменников.

5.2. Геометрические параметры теплообменника и теплообменной поверхности.

Дополнительные условные обозначения и сокращения

Конструктивные параметры МО

b – число ходов масла при одноходовом МО по воде или число последовательно включённых реверсивных элементов, противоточно установленных в водяном токе многоходового по воде МО;
b_w – число ходов теплообменника по воде;
$D_т$ – внутренний диаметр кожуха, м;
$D_о$ – диаметр окружности, описанной вокруг пучка, м;
$L_т$ – полная длина трубок теплообменника, м;
Z – общее число труб в пучке, м;
$Z_д$ – действительное число труб в поперечном ряду в центре сечения;
$Z_о$ – теоретическое число труб в поперечном ряду в центре сечения
$Z_{дф}$ – общее число диафрагм;
L_1 – расстояние между диафрагмами в середине пучка, м;

L_2 – расстояние между диафрагмой и доской в приёмном отсеке, м;
L_3 – расстояние между диафрагмой и доской в отводном отсеке, м;
$S_д$ – толщина диафрагмы, м;
$H_{ст}$ – высота сегментного выреза на диаметре $D_т$.

Параметры, характеризующие теплообмен и сопротивление движению теплоносителей в МО.

$Re_{мdo} = \frac{w_м d_э}{н_м}$ – критерий Рейнольдса по маслу с определяющим размером $d_э$;

$Pr_м = \frac{н_м}{a_м} = \frac{м_м C_{p_м}}{л_м}$ – критерий Прандтля по маслу;

$Nu_м = \frac{б_м d_э}{л_м}$ – число Нуссельта по маслу с определяющим размером $d_э$;

$Eu_м, = \frac{ДP_м}{с_м w_м^2}$ – критерий Эйлера по маслу.

При образовании инженерных расчётных методик необходимо очень чётко определиться с условиями образования конструктивных размеров и форм рассчитываемого теплообменника. Любые отклонения от оговоренных условий повлекут за собой изменения расчётной методики, более или менее существенные в зависимости от величины и содержания допущенных отклонений. В данном случае за основу формирования теплообменного пучка принята традиционная схема, применяемая Бериславским машиностроительным заводом. В соответствии с ней пучки из оребрённых трубок набираются в шахматную структуру с максимально возможной плотностью набивки при разбивке трубной доски по равносторонним треугольникам. Трубки в вырезе диафрагмы обычно отсутствуют, хотя возможны варианты с трубками в вырезе диафрагм. Структура поперечного сечения пучка представляет собой как бы две трапеции, совмещённые по более длинным основаниям (см. рис.5.3).

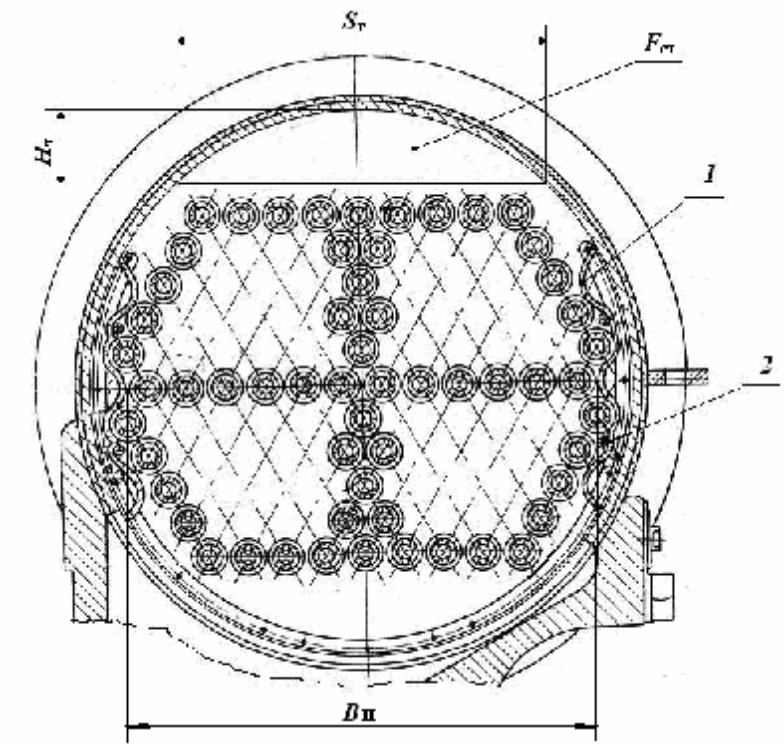


Рис. 5.3. Поперечный разрез МО конструкции БерМЗ

Средняя линия образованной таким образом фигуры лишена двух трубок, теоретические центры которых находятся внутри кожуха, но вместо трубок образованное пустое пространство заполняют изгибы вставок-вытеснителей. Такое решение позволяет расположить стенку корпуса МО ближе к большинству крайних трубок пучка, чему помешали бы неустановленные в среднем ряду крайние трубки. Проход масла мимо пучка по линии обводного потока затрудняется парой вытеснителей (деталь 1), по одной паре на каждый отсек. Эффективность этих уплотнителей принято оценивать по числу выступов, которыми они преграждают путь обводному потоку. В конструкции на рис. 5.3 количество таких герметизирующих выступов равно шести. Максимальная ширина пучка $B_п$, расположенная перпендикулярно движению потока масла на диаметре сечения корпуса теплообменника (см. рис. 5.3), является расчётной для определения скорости в сжатом сечении пучка. На этом же диаметре принято определять коэффициент стеснения потока масла $ц_м$ при его прохождении через пучок. Все трубки проходят через диафрагмы с минимально возможным техноло-

гическим зазором, который не исключает существования потока протечек.

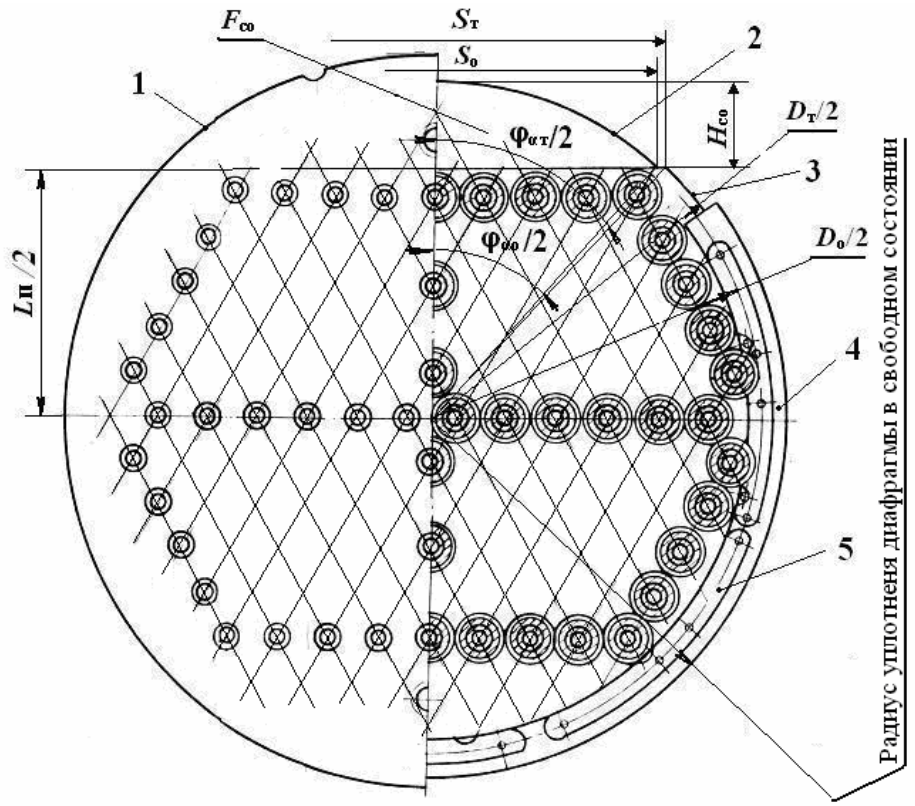


Рис. 5.4. Поперечное сечение МО конструкции БерМЗ с видом на трубные доски и диафрагму: 1 - наружная окружность неподвижной трубной доски; 2 – наружная окружность подвижной трубной доски; 3 – внутренняя окружность корпуса; 4 - эластичное уплотнение диафрагмы; 5 - накладка для крепления уплотнения

Диафрагмы по наружному диаметру окантовываются эластичным (пластмассовым) уплотнением, которое практически исключает наличие байпасного потока в данной конструкции (см. рис. 5.2 и 5.4). На рис. 5.4 показано положение двух важных диаметров: внутреннего диаметра корпуса $D_т$ и диаметра, описанного вокруг трубного пучка (точнее вокруг крайних наружных трубок пучка), D_o. Второй диаметр является основным для расчётного определения габаритов пучка, а диаметр корпуса устанавливается относительно него с разумным технологическим зазором, учитывающим необходимые размеры подвижной трубной доски, которая должна обеспечить закрепление всех трубок пучка (её диаметр практически совпадает с D_o), и размещения уп-

лотнения этой доски в корпусе. Размеры сегментного выреза в диафрагме определяются на основе существующих рекомендаций. Есть разные подходы в этом отношении. Одним из приемлемых является выбор высоты выреза в долях диаметра. Высота выреза измеряется от его кромки до диаметра $D_{\text{о}}$ или до диаметра $D_{\text{т}}$. Соответственно имеем близкие размеры $H_{\text{ст}}$ и $H_{\text{со}}$ (см. рис 5.3 и 5.4). Для проектирования достаточно определить один из них. Существует рекомендация: $h_{\text{со}} = \frac{H_{\text{со}}}{D_{\text{о}}} = f(\frac{L_1}{D_{\text{т}}}) = 0{,}2\ldots0{,}35$. Отношение длины отсека между диафрагмами L_1 к диаметру кожуха $D_{\text{т}}$ обозначается k_D. Если эта величина равна 0,2, но длина отсека составляет не менее 50мм, в нём создаются наилучшие условия для теплообмена. Увеличение k_D ведёт к уменьшению диаметра корпуса и увеличению длины пучка. Масса пучка в этом случае возрастает при неизменных теплотехнических параметрах МО. Переход к увеличенным размерам длин отсеков может быть рекомендован для преодоления установленных габаритных ограничений. При этом значение $h_{\text{с}}$ рекомендуется изменять в функции изменения k_D. График для выбора рекомендованных соотношений представлен на рис. 5.5.

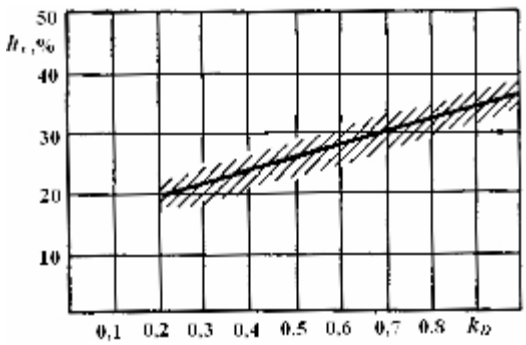


Рис.5.5. Рекомендованные значения относительной высоты сегментного выреза диафрагмы в зависимости от относительной длины отсека МО

При решении обратной задачи все конструктивные параметры теплообменника известны и принимаются таковыми даже в случае, если они выходят за рамки рекомендованных соотношений. Вместе с тем некоторые из таких параметров подлежат сравнительно простому

и точному определению, а ряд из них удобнее рассчитывать, используя результаты более удобных простых измерений. Большинство формул, которые при этом могут быть использованы, применяют в том же виде для решения прямой или конструктивной задачи или же соответствующие формулы могут быть достаточно просто преобразованы для решения вопросов обратной задачи. Если решается прямая задача, то все размеры МО подлежат определению. В этом случае размеры поперечного сечения принято определять до теплового расчёта аппарата на основе гидродинамического расчёта. Наибольшая ширина пучка $B_п$ (на диаметре $D_т$) находится при использовании уравнения расхода масла через отсек при заданной скорости течения масла в сжатом сечении $w_м$ (скорость масла здесь и далее определяется для наибольшего сечения пучка с размерами $B_п$ x L_1 (см. рис. 5.1. и 5.3)):

$$G_м - w_м B_п \left(\frac{B_п}{2cos ц_1} + \frac{D}{2}\right) 2 k_D ц_м c_м = 0 \qquad (5.1)$$

где $ц_1$ – вспомогательный угол, определяющий положение радиуса описанной окружности в точке её касания с наружным диаметром последней трубки второго ряда от центра (см. рис. 5.6).

$$ц_1 = arctg\left(\frac{2S_2}{B_п}\right). \qquad (5.2)$$

Для определения $B_п$ необходимо совместно решать (5.1) и (5.2). После нахождения $B_п$ полученное значение приходится уточнять с учётом необходимости обеспечить соответствия данного размера целому числу трубок, размещаемых на нём. Для этого определяется действительное число труб в наибольшем поперечном сечении

$$Z_д = окрвверх \ \frac{B_п}{S_1},$$

после чего уточняется размер $B_п$ во втором приближении

$$B_п = S_1 Z_д.$$

При известном размере $B_п$ диаметр окружности, описанной вокруг пучка, определится из формулы

$$D_o = \left(\frac{B_п}{2cos ц_1} + \frac{D}{2}\right) 2,$$

в которой D – наружный диаметр оребрения трубки, а прочие параметры ясны из рис. 5.3, 5.4 и 5.5.

Расстояние между сегментными срезами двух соседних перегородок по перпендикуляру к средней линии сечения корпуса МО (см. рис 5.4),

$$L_{\text{п}} = D_o(1-2h_c).$$

При известном размере $L_{\text{п}}$ поперечных число рядов труб, не выходящих в сегментный вырез,

$$Z_2 = нечет(окрвниз\frac{L_{\text{п}}}{S_2}).$$

Общее число труб в пучке при отсутствии труб в сегментном вырезе определяется по формуле

$$Z = Z_{\text{д}} + 2\frac{Z_2-1}{2}[Z_{\text{д}} + 2 - 0.5(\frac{Z_2-1}{2}+1)].$$

В случае полного (максимально возможного) заполнения трубками площади трубной доски, в том числе заполнения площади сечения вырезов общее число трубок в пучке:

$$Z_{\max} = Z_{\text{д}} + 2\frac{Z_{2\max}-1}{2}[Z_{\text{д}} + 2 - 0.5(\frac{Z_{2\max}-1}{2}+1)] - 12.$$

Конструктивные параметры сегментного выреза на диаметре $D_{\text{о}}$ находятся из следующих формул: центральный угол сегментного выреза

$$ц_{б_{\text{о}}} = 2arccos(1-2h_{co});$$

длина хорды сегментного выреза

$$S_o = D_o Sin(\frac{ц_{бо}}{2});$$

площадь сегментного выреза

$$F_{co} = \frac{pD_o^2}{4}\frac{ц_{бо}}{360} - \frac{S_o D_o}{4}cos\frac{ц_{бо}}{2}.$$

Переход к размерам на диаметре $D_{\text{т}}$ выполняется по формулам:

$$D_{\text{т}} = m_1 D_{\text{о}},$$

высота выреза на диаметре D_o

$$H_{\text{со}} = D_{\text{о}} h_{\text{со}},$$

высота выреза на диаметре $D_{\text{т}}$

$$H_{\text{ст}} = H_{\text{со}} + 0{,}5(D_{\text{т}} - D_{\text{о}}),$$

относительная высота этого выреза

$$h_{\text{ст}} = \frac{H_{\text{ст}}}{D_{\text{т}}},$$

центральный угол сектора для такого выреза

$$ц_{б_{\text{т}}} = 2arccos(1-2h_{\text{ст}}).$$

Прочие параметры выреза

$$S_{т} = D_{т} Sin(\frac{ц_{бт}}{2}),$$

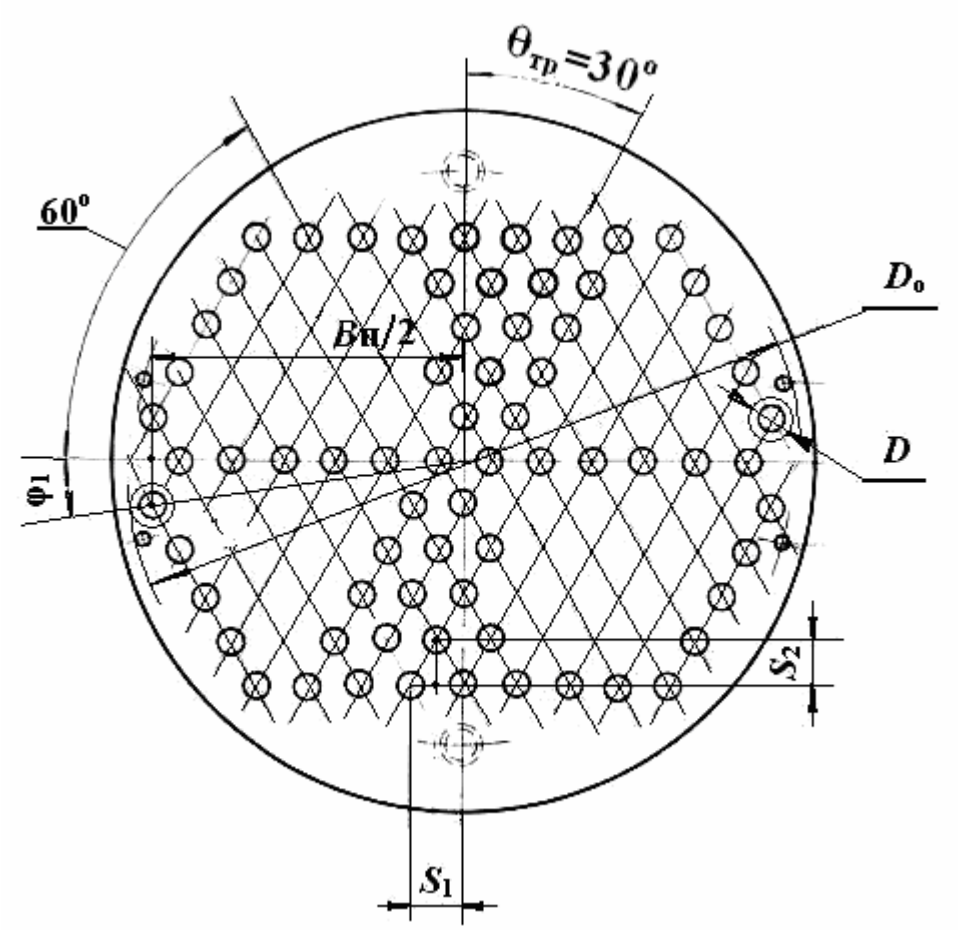


Рис. 5.6. Вид на подвижную трубную доску МО

$$F_{c_{т}} = \frac{p D_{т}^2}{4} \frac{ц_{бт}}{360} - \frac{S_{т} D_{т}}{4} cos \frac{ц_{бт}}{2}.$$

При известном размере внутреннего диаметра кожуха определяется расстояние между диафрагмами:

$$L_1 = k_D D_{т}.$$

Общая или полная длина трубок теплообменника (расстояние между трубными досками $L_{т}$, см рис. 5.1), в прямом расчёте теплообменника определяется из теплового расчёта маслоохладителя. В обратном расчёте этот параметр известен. Упомянутые здесь прямой и обратный расчёты МО так же, как и прочие элементы проектирования рассмат-

риваемого теплообменника, существенно отличаются от таких же расчётов ОНВ. Этот момент необходимо рассмотреть подробнее.

5.3.Прямой или конструктивный расчёт маслоохладителя

Дано: расходы обоих теплоносителей, начальные температуры теплоносителей, конечная температура масла, давления теплоносителей на входе, скорости теплоносителей, тип ПТ.

Определить: все конструктивные параметры теплообменника и потери давления обоих теплоносителей.

Постановка задачи соответствует возможностям организации расчётного алгоритма приемлемой сложности, но не отвечает канонам классической прямой задачи, в которой должны задаваться все параметры теплоносителей на входе и выходе – и температуры, и давления, а определяться должны только конструктивные данные. Соответственно предлагаемую задачу следует называть условно прямой, и в дальнейшем эпитет «условно» опускается только для удобства изложения. Аналогичная постановка задачи для ОНВ была ближе к классической, поскольку в ней в исходных данных задавалось конечное давление воздуха, хотя аналогичное давление для воды определялось в результате расчёта, что было допустимым с учётом относительно малого влияния этого параметра на эксплуатационные свойства ОНВ. Предлагаемая постановка прямой задачи для МО на практике обычно связана с необходимостью выполнения ряда последовательных условно прямых расчётов, в результате которых будет найдено окончательное решение с приемлемыми значениями сопротивлений по обоим теплоносителям.

Организация алгоритма, более близкого к классической постановке задачи, трудно осуществима из-за использования многочисленных поправок к расчётным значениям теплообмена и сопротивления, которые учитывают описанные выше особенности работы и конст-

рукции МО. Предлагаемый упрощённый алгоритм для условно прямой задачи имеет следующую структуру:

1. Вычисляются конструктивные параметры ПТ аналогично тому, как это выполнялось для ОНВ, с учётом конструктивных особенностей пучков и трубок.
2. Определяются конструктивные размеры поперечного сечения МО в соответствии с описанным выше способом на основе принятых значений скоростей обоих теплоносителей.
3. Устанавливаются средние температуры воды и масла с учётом выбранной схемы взаимного течения теплоносителей, определяются физические параметры теплоносителей. При этом используются следующие выражения:

КПД маслоохладителя может вычисляться по одной из возможных формул:

$$з' = \frac{T_{м1} - T_{м2}}{T_{м1} - T_{w1}},$$

если

$$S' = \frac{G_м c_{pм}}{G_w c_w}.$$

Или

$$з'' = \frac{T_{м1} - T_{м2}}{T_{м1} - T_{w1}} \frac{1}{S''},$$

если

$$S'' = \frac{G_w c_w}{G_м c_{pм}}.$$

Затем устанавливается конечная и средняя температуры воды

$$t_{w2} = t_{w1} + W_м (t_{м1} - t_{м2}) / W_w,$$

$$t_{wf} = \frac{t_{w2} - t_{w1}}{Ln \frac{t_{w2}}{t_{w1}}}.$$

Средняя температура вычисляется с допустимой в данном случае погрешностью (схема принимается противоточной). Ошибка в средней температуре влияет в предлагаемом алгоритме только на значения физических параметров теплоносителей, но не на разность температур теплоносителей, которая в предлагаемой схеме расчета явно не определяется. Далее устанавливается значение

$$N = f(\text{з}, S, \text{схемы})$$

по формулам, примеры которые приводились в теории расчётов ТО и которые даны в приложениях к алгоритмам расчётов в прилагаемых программах. После вычисления N определяется средняя температура масла частично с учётом принятой схемы (это учитывается через способ определения N)

$$t_{\text{м}f} = t_{wf} + \frac{t_{\text{м}1} - t_{\text{м}2}}{N} \frac{W_{\text{м}}}{W_{\min}}.$$

Физические параметры теплоносителей определяются в функции средних температур по справочным данным, которые в алгоритме аппроксимируются полиномами, приведенными в приложениях к программам расчётов.

4. Для единичного отсека теплообменника (участка между двумя соседними диафрагмами) определяется коэффициент теплоотдачи со стороны масла в идеальном течении, а затем с учётом всех возможных поправок с использованием следующих зависимостей:

Коэффициент теплоотдачи в «идеальном» течении (или ГУ по теплообмену)

$$\text{б}_o = e\,\text{Re}^n \; л_м/d\text{э},$$

где число Рейнольдса по маслу

$$\text{Re}_{d_\text{э}} = \frac{w_\text{м} d_\text{э}}{\text{х}_\text{м}},$$

$$n = (0{,}00163\ t_{мf}(Д - 11{,}5) + 2{,}7)^{-1}; \qquad e = 15{,}56/t_{мf}Д^{(96{,}2/t_{мf})}.$$

Коэффициент теплоотдачи с учётом поправок вычисляется по формуле

$$б_м = б_о(1 - Д_б)e_б Ф_с / x,$$

где $e_б$ учитывает влияние обводного потока. Этот коэффициент определяется по формуле

$$e_б = \exp(-m_б),$$

где

$$m_б = 1{,}35\frac{D_т - D_о}{D_т ц_м}(1 - (2Z_г / Z_2)^{\frac{1}{3}}).$$

В записанном выражении $Z_г$ – число герметизирующих выступов на вытеснителях; Z_2 – число рядов труб между вырезами диафрагм, перпендикулярных потоку масла.

Следующий коэффициент учитывает наличие труб в вырезе диафрагм. Он определяется по формулам

$$Ф_с = 1 - r_с + 0{,}524 r_с^{0{,}32}(f_м / f_{ст}); \quad r_с = 2Z_с / Z,$$

где $Z_с$ – число труб в вырезе диафрагмы, Z – общее число труб в пучке, $f_м$ – живое сечение пучка по маслу, $f_{ст}$ – живое сечение под проход масла в вырезе диафрагмы.

Коэффициент x в формуле для определения $б_м$ учитывает число рядов труб, поперечных потоку масла в отсеке теплообменника между двумя срезами диафрагм. Он зависит как от числа поперечных рядов труб, так и от числа Рейнольдса по маслу. Его значение определяется на основании выражений:

если $100 < \mathrm{Re}_{d_o} < 1000$

$x = 1,$

если $\mathrm{Re}_{d_o} > 1000$

$x = 0.931 + 0.00156Z_2;$ если Z_2 ЎЭ5;

$x = 0.878 + 0.0052Z_2;$ если Z_2 ЎЭ8;

$x = 0.785 + 0.017Z_2;$ если $Z_2 < 8.$

Коэффициент $Д_б$ учитывает влияние байпасного потока (формулы для его расчёта даны в прилагаемых программах), который в конструкции МО Бериславского завода практически устранён. Соответственно этот коэффициент в таком случае равен 1.

5. Далее определяется коэффициент теплоотдачи со стороны воды. Этот коэффициент вычисляется совершенно аналогично тому, как это выполнялось при расчётах ОНВ.
6. Определяется расчётная длина труб МО $L_о$ на основе решения модифицированного уравнения теплопередачи:

$$L_о = (\frac{1}{б_м} + у R_{ст} + у \frac{1}{б_w}) \frac{NW_{min}}{Zf_п}.$$

В этом уравнении выражение в скобках соответствует обратной величине коэффициента теплопередачи, который может вычисляться отдельно:

$$k = (\frac{1}{б_м} + у R_{ст} + у \frac{1}{б_w})^{-1}.$$

7. Определяются недостающие размеры и конструктивные параметры МО. Вычисляется число диафрагм

$$Z_{дф} = окрвниз(\frac{L_о}{D_т k_D} - 1).$$

С учётом того, что это число не может быть дробным, необходимо скорректировать принятое ранее значение k_D

$$k_{D1} = \frac{L_1}{D_т},$$

Где L_1 также подлежит уточнению по формуле

$$L_1 = \frac{L_o}{Z_{дф} + 1}.$$

Окончательное значение числа ходов МО по маслу

$$b_м = Z_{дф} + 1.$$

Число ходов МО по воде

$$b_w = Zf_{w1}w_w c_w / G_w .$$

Действительная длина трубок теплообменника с учётом затенения части поверхности диафрагмами

$$L_т = L_о + Z_д S_д .$$

После определения всех приведенных выше параметров имеет смысл уточнить значение скорости масла в связи с переходом к реально возможным конструктивным размерам и числам (невозможностью иметь дробные числа диафрагм)

$$w_{м1} = w_м \frac{k_D}{k_{D1}} .$$

Уточняется также значение средней температуры стенки ПТ со стороны воды, которую нельзя определить точно без значения коэффициента теплоотдачи от масла

$$T_{wстf} = T_{м\,f} - \frac{Q}{F_о}\left(\frac{1}{б} + R_{ст}\right).$$

Уточняется принятое вначале ориентировочно соотношение длины и диаметра водяных труб как величина действительного отношения $\frac{L_т}{d_w}$.

Все уточнённые параметры следует вернуть в начало расчёта и выполнить итерации (последовательные приближения) до получения допустимого расхождения между исходными и полученными значениями. В завершении расчётов устанавливаются размеры работающей и полной площадей теплообмена,

$$F_o = ZL_о f_п , \quad F_т = ZL_т f_п .$$

Затем можно определить коэффициент использования единицы массы ПТ,

$$k_g = kf_g .$$

Масса ПТ в маслоохладителе определяется по формуле

$$M_{п} = ZL_{т}g_{пм}.$$

8. При известных размерах МО определяются сопротивления по обоим теплоносителям.

Способ определения сопротивления по воде мало отличается от рассмотренного для ОНВ, в связи с чем он в настоящем разделе подробно не рассматривается. Можно лишь отметить, что для МО (в отличие от ОНВ) формы поперечного сечения поворотных камер существенно отличаются друг от друга (см. рис. 5.7), и это несколько усложняет выбор необходимых размеров при определении соответствующего элемента гидравлического сопротивления. Ход расчёта гидравлического сопротивления предложен далее в табличной форме, которая содержит все необходимые пояснения.

Расчёт сопротивления по маслу имеет специфические особенности, в общих чертах рассмотренные ранее. Действительный алгоритм расчёта изложен ниже.

Сопротивление одного отсека МО, который вначале рассматривается как прямоугольный пучок труб с глубиной по ходу масла, равной $L_{п}$ и шириной, равной $B_{п}$ (см. рис. 5.3, 5.4), вычисляется по формуле (3.13). Сопротивление пучка с учётом влияния обводного потока рассчитывается по формулам:

$$ДP'_{п} = ДP_{п}e_{ДP},$$

$$e_{Др} = \exp(-m_{Др}),$$

$$m_{Др} = ai(1-\sqrt[3]{\frac{Z_{г}}{Z_{2}}}),$$

$$i = \frac{(D_{т} - D_{o})L_{1}}{f_{м}},$$

$$a = 4{,}5 \quad \text{если } \mathrm{Re}_{d_{o}} < 100;$$

$$a = 3{,}8 \quad \text{если } \mathrm{Re}_{d_{o}} > 100.$$

где $Z_{г}$ – число герметизирующих выступов на вставках-вытеснителях;

Z_{2} – число поперечных рядов труб между вырезами диафрагм.

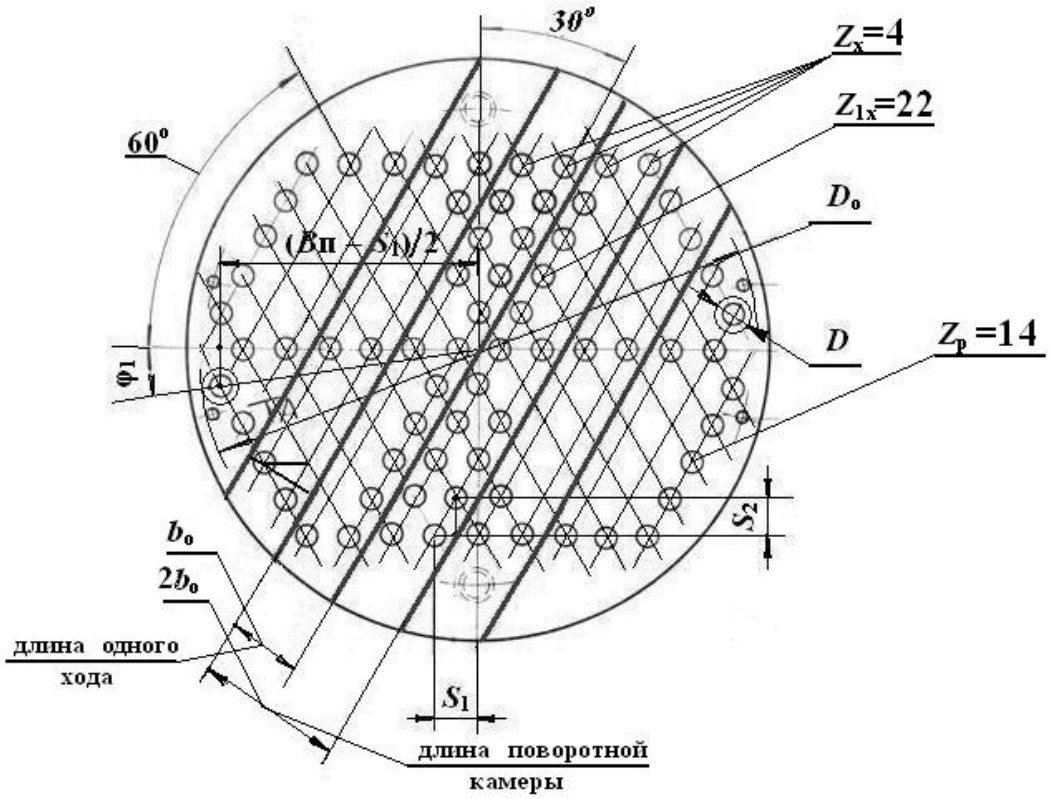


Рис. 5.7. Схема разбивки трубной доски при образовании ходов и поворотных камер. На рисунке образовано шесть ходов и три поворотных камеры: $2b_o$ – длина поворотной камеры по движению потока; b_o – длина одного хода по движению потока воды; $Z_р$ – общее число диагональных рядов, выделяемых под разбивку ходов воды (на рисунке равно 14); $Z_х$ – число диагональных рядов, находящихся в одной поворотной камере (на рисунке 4); $Z_{1х}$ – число трубок в одном ходе воды (на рисунке равно 22)

Сопротивление при течении через вырез диафрагмы

$$ДP_с = (2 + 0{,}6Z_c)\frac{w_z^2}{2}с_м$$

где $w_z = \sqrt{w_м w_с}$, $w_с = \dfrac{G_м}{f_{ст} с_м}$, $Z_с$ – число труб в вырезе диафрагмы, $f_{ст}$ – живое сечение выреза диафрагмы.

Действительное сопротивление МО по маслу с учётом влияния байпасного и перепускного потоков определяется на основе следующих выражений:

$$ДP'_у = \{(1 - Д_{Др1})[ДP'_п(b_м - 2) + (b_м - 3)ДP_с] + 2(1 - Д_{Др23})(ДP'_п + ДP_с)\}/1000,$$

в этой формуле поправки на сопротивление крайних отсеков вычисляются по формуле

$$Д_{Дp_{23}} = ш_{Дp_{23}} X_1,$$

аналогичные поправки для средних отсеков

$$Д_{Дp_1} = ш_{Дp1} X_1,$$

В приведенных формулах для поправок параметр $ш_{Дp}$ вычисляется в зависимости от значения геометрического комплекса $и_б$

$$и_{б1} = (f_{пд} + f_б)/f_м \;; \quad и_{б23} = (f_{п23} + f_б)/f_м,$$

где $f_{пд}$ – площадь зазоров между трубками и диафрагмами для средних отсеков;

$f_{п23}$ – то же но для крайних отсеков; $f_{п23}=f_{пд}/2$;

$f_б$ – площадь живого сечения под проход байпасного потока;

$f_м$ – площадь живого сечения пучка по маслу.

$$при \quad 0{,}25 < и_б ЎЬ.75$$

$$100ш_{Дp} = 26{,}8 + 0{,}5459у + 5{,}3401*10^{-5}у^2,$$

$$при \quad и_б ЎЬ.25$$

$$100ш_{Дp} = 8{,}1у - 1{,}66у^2 + 0{,}26028у^3 - 2{,}4412*10^{-2}у^4 +$$
$$1{,}2847*10^{-3}у^5 - 3{,}4971*10^{-5}у^6 + 3{,}8285*10^{-7}у^7,$$

где у может приниматься равной $у_1$ или $у_{23}$ в зависимости от того, для каких отсеков рассчитывается поправка $ш_{Дp}$; $у_1 = 100 * и_{б1}$, $у_{23} = 100 * и_{б23}$.

Параметр X_1 в формуле для расчёта поправок определяется по выражению

$$X_1 = (f_п + 2f_б)/(f_п + f_б).$$

Особенностью выражения для определения $ДP_у$ является различный учёт влияния потоков протечек для крайних и средних отсеков. В крайних отсеках этот поток существует только со стороны диафрагм и отсутствует со стороны трубных досок. Соответственно по-разному считаются коэффициенты $ш_{ДP1}$ и $ш_{ДP23}$, из которых первый учитывает рассматриваемое влияние для средних отсеков, а последний – для крайних. Возможность учёта влияния для тех или иных отсеков обес-

печивается соответствующим значением коэффициента $и_б$, который для каждого случая вычисляется со своими значениями площадей сечения под проход байпасного и перепускного потоков. В МО конструкции БерМЗ байпасный поток отсутствует. Для перепускных потоков

$$f_{\text{пд}_{23}} = \frac{\text{p}}{4}(D_{\text{д}}^2 - D^2)Z\,,$$

$$f_{\text{пд}1} = \frac{\text{p}}{2}(D_{\text{д}}^2 - D^2)Z\,.$$

Значения площадей живого сечения пучков под проход основного потока $f_{\text{м}}$ для всех отсеков в данном случае одинаковое, поскольку длины крайних и средних отсеков в прямом расчёте предполагаются равными. Коэффициент X_1 при отсутствии байпасного потока равен 1.

На этом прямой расчёт МО закончен. В рассмотренном алгоритме расчёта не производится коррекция скорости воды в трубках, что разумнее делать в последующем обратном расчёте. Кроме того, в конструкции МО не заложены отличные от средних длины крайних отсеков (входного и выходного), что также уместно учитывать в обратном (поверочном расчёте). Если полученные сопротивления не соответствуют желательным, их можно получить более приемлемыми в последующих версиях прямого расчёта за счёт коррекции в них скоростей масла и воды, а также свободно изменяемых конструктивных параметров, влияющих на сопротивление – например за счёт высоты поворотных камер в крышках и некоторых других.

Следует отметить, что с изменением диаметров корпуса и трубок возникают сложности с установлением точного количества трубок, которые можно разместить в сечении корпуса. Это связано с тем, что в ряде точек сечения, близких к внутренней поверхности корпуса, трубки могут быть установлены дополнительно с нарушением первоначально принятой конфигурации сечения пучка, а могут там и не ус-

танавливаться. В прямом расчёте алгоритм определения соответствующих чисел трубок жёстко фиксирован и не допускает изменения, что связано с техникой организации соответствующих формул и их использования в прямом расчёте. Впрочем, анализ целесообразности постановки трубок в вырез диафрагмы и в дополнительные участки рядом со стенкой корпуса, если она возникает, возможен на основании выполнения обратного расчёта, в котором любые возможные числа трубок в сечении могут назначаться без каких-либо ограничений, кроме естественного ограничения по предельно возможному заполнению площади сечения.

5.4.Обратный или поверочный расчёт МО

Дано: расходы обоих теплоносителей, температуры и давления обоих теплоносителей на входе, все конструктивные параметры ПТ и МО.

Определить: температуры и давления обоих теплоносителей на выходе из МО (или сопротивления Мо по обоим теплоносителям).

В такой постановке обратная задача расчёта МО соответствует её классическому варианту и схема решения в общих чертах будет соответствовать схеме решения обратной задачи, рассмотренной для ОНВ. При решении этой задачи используются все формулы и выражения, рассмотренные ранее в ходе решения прямой задачи. Отличия состоят в организации итерационных циклов в алгоритме расчёта и некоторых других, достаточно понятных элементах расчёта, рассматриваемых ниже. Алгоритм решения обратной задачи расчёта МО должен быть построен следующим образом.

1. Определить все геометрические характеристики ПТ на основе исходных размеров трубки и разбивки трубной доски.
2. На основе представленных чертежей теплообменника определить все конструктивные параметры МО, необходимые для

вычисления условий течения обоих теплоносителей во всех элементах тракта МО на основе представленных.

3. Задаться предварительно конечной температурой масла за МО, вычислить соответствующую ей температуру воды за МО, рассчитать средние температуры теплоносителей в МО и установить их физические параметры в первом приближении.
4. Определить коэффициенты теплоотдачи по обоим теплоносителям и вычислить коэффициент теплопередачи с учётом величины возможного загрязнения поверхности теплоотдачи. Определить значение числа единиц переноса теплоты – N.
5. На основании существующей зависимости вида $з = f$ (*N, схемы течения*) определить КПД теплообменника и вычислить по нему значение температуры масла во втором приближении, а затем соответствующую её температуру воды за МО из уравнения теплового баланса. Сравнить полученные значения с принятыми в первом приближении и, в случае расхождения этих величин на величину, превышающую заданную меру точности, вернуться к п. 3 алгоритма, заменив значения температур на найденные во втором приближении. В случае удовлетворительного соответствия принять полученные значения температур в качестве конечных результатов расчёта.
6. При известных средних температурах теплоносителей в МО определить сопротивление течению обоих теплоносителей в соответствии с уже рассмотренными в ходе решения прямой задачи методами.

При решении обратной задачи возможно появление таких отличий в конструкции МО, как наличие разных длин отсеков, установка труб в вырезах сегментов и некоторых других. Создание полностью универ-

сального алгоритма, способного учитывать все возможные особенности различных конструкций, создаёт определённые неудобства его написания и использования. В предлагаемых далее методиках и программах решение обратной задачи разделено на два варианта. В первом возможен учёт разных длин отсеков между диафрагмами при отсутствии трубок в вырезах диафрагм. Во втором варианте возможно размещение труб в этих вырезах. При различной длине отсеков коэффициенты теплоотдачи определяются отдельно для отсеков с разными длинами, а затем коэффициент теплопередачи рассчитывается как среднее значение с учётом отличия в этих коэффициентах и площадях поверхности, к которым они относятся. Аналогичный учёт выполняется и при расчётах потерь давления, где эти потери определяются индивидуально для отсеков с разными размерами, а затем суммируются.

5.5.Описание программ расчётов МО

Прямой расчёт МО.

Прямой расчёт МО организован в виде программы в среде *Excel*. Листы программы содержат полную последовательность алгоритма расчёта (методику расчёта) со всеми формулами, записанными в виде объектов *Microsoft Equation* и пригодными для выполнения контроля, анализа и организации ручного счёта при любых проверках. В этих же таблицах содержатся все необходимые пояснения, замечания и указания, которые необходимы расчётчику для выполнения расчётов. Рабочие формулы программы записаны в ячейках, содержащих результаты вычислений, и могут проявляться в электронной форме при выделении любой из этих ячеек. Программа состоит из 9 листов, имеющих названия: *Прямой, Гидравлический, dp Масла, Результаты, Приложение 1, Приложение 2, Приложение 3, EL, NTU.* Все листы находятся в одной книге с названием «Прямой расчёт МО (Zcv 1M)». Запись в

скобках означает, что данная программа пригодна для расчёта МО с расположением трубок в вырезе диафрагмы.

На листе *Прямой* содержится основная часть алгоритма расчёта прямой задачи. С этим листом в основном работает расчётчик в штатном режиме работы программы. На этот лист вносится основной набор сходных данных, а в конце листа приводятся результаты расчёта маслоохладителя.

На листе *Гидравлический* содержится программа определения сопротивления маслоохладителя по водяному тракту. В исходных данных этой части расчёта имеются специфические параметры, не используемые в других частях расчёта. Для того чтобы результаты расчёта по этой части программы были корректными, необходимо перед расчётом открыть этот лист и заполнить на нём численные значения параметров таблицы 3.1.1.

На листе *dp Масла* содержится программа определения сопротивления МО по маслу. Здесь также имеются исходные параметры, не используемые в иных частях расчёта. Перед началом расчётов необходимо открыть этот лист и внести значения соответствующих размеров (нужные ячейки выделены цветом).

Лист *Результаты* содержит итоговую таблицу результатов вариантных расчётов МО. В столбцы этой таблицы следует поочерёдно переносить результаты расчётов из таблицы результатов на листе *Прямой.* На этом листе имеется уже заполненный результатами столбец с наименованием «Тест». Он содержит специально проверенные результаты, которые следует использовать для контроля правильности работы программы.

На листах *Приложение 1, Приложение 2, Приложение 3* содержатся справочные материалы в виде графиков и рисунков. Эти материалы используются программой автоматически. Они могут использоваться расчётчиком для ручного счёта, а также для уяснения специ-

фики тех или иных параметров. Ссылки на материалы приложений содержатся в столбцах таблиц тех листов, с которыми работает расчётчик.

Листы *EL* и *NTU* содержат подпрограммы, вычисляющие значения ряда параметров, входящих в расчётные формулы основной программы. В частности, вычисляется поправка на длину канала при определении теплоотдачи от стенки труб к воде и определяется параметр *NTU (N)* для маслоохладителя в зависимости от принятой схемы течения теплоносителей. Подпрограммы на листе *NTU* работают автоматически или в полуавтоматическом режиме в зависимости от выбранной схемы взаимного течения теплоносителей. В полуавтоматическом режиме расчётчик должен работать с этим листом. О возникновении такой необходимости сигналит индикатор на листе *Прямой.* Более подробном об этой и иных особенностях программы сказано ниже в следующем разделе.

Работа с программой прямого расчёта МО

В предлагаемой программе ячейки, в которые необходимо ввести исходные данные, окрашены жёлтым цветом. Ячейки, требующие вмешательства или контроля оператора в ходе выполнения решения, окрашены голубым цветом. Для использования программы прямого расчёта необходимо ввести исходные данные на листы *Прямой, Гидравлический* и *dp Масла* . После каждого ввода необходимо нажимать «Enter». После ввода последнего значения можно получать итоговый результат. Возможности среды *Exel* не позволяют организовать выполнение расчёта полностью в автоматическом режиме, поэтому после ввода исходных данных по ходу работы программы оператор должен вмешиваться в работу программы, выполняя следующие действия:

1. Прокрутить поле программы на листе *Прямой* до появления первой ячейки в столбце E, окрашенной голубым цветом

(E56). В программе все ячейки, требующие контроля или вмешательства, окрашены голубым цветом. Выделить ячейку E56 левой кнопкой мыши. Вызвать команду «Сервис», в ней выделить опцию «Поиск решения», в открывшемся окне нажать «Выполнить». После прохождения команды нажать в открывшемся окне «ОК». Этим действием будет решено уравнение расхода в строке 56 и определено значение ширины пучка.

2. Прокручивать поле далее. В следующей голубой ячейке E81 должно быть записано значение теплоёмкости масла в первом приближении. Оно может там остаться от предыдущих расчётов, а может быть и потеряно машиной. Если в этой ячейке есть число, ничего не делать и перейти к п.3. Если нет числа, занести туда значение 2,2 (приближённое значение теплоёмкости масла), после чего нажать «Enter». Затем выделить ячейку E81, записать в неё «=» и прокрутить поле до голубой ячейки E98. Здесь будет значение теплоёмкости масла во втором приближении. Выделить эту ячейку левой кнопкой мыши и нажать «Enter». После этого организуется цикл итераций между ячейками E81 и E98 с определением действительного значения теплоёмкости масла.
3. Прокрутить до E103. В эту ячейку необходимо занести скорость масла по значению, принятому в исходных данных (из ячейки E27).
4. Прокрутить до E121. Занести в неё среднюю температуру стенки со стороны воды в первом приближении, если там нет цифры. Средняя температура стенки может быть принята приближённо как любая из двух средних температур масла и воды – *Twf* или *Tмf* соответственно. Если в ячейке E121есть любая цифра, то ничего не делать и перейти к п.5 – машина

решит сама эту часть задачи на основе данных, принятых по проделанным ранее расчётам.

5. Прокрутить до E127. Занести в ячейку ориентировочное значение отношения длины труб к внутреннему диаметру (любое число от 50 до 100).
6. Если схема взаимного течения теплоносителей – реверсивный ток (имеет №4 в ячейке E49) то открыть лист NTU, выделить ячейку E1, вызвать команду «Сервис», в ней выделить опцию «Поиск решения», в открывшемся окне нажать «Выполнить». После прохождения команды нажать в открывшемся окне «ОК». Этим действием будет вычислено значение числа *N* для заданного КПД. При других схемах это действие не выполнять.
7. Затем перейти к строке 147 и просмотреть всё голубое поле с индикаторами вплоть до строки 152. Если какой-либо индикатор не выдаёт «расчёт корректен», то он же выдаёт рекомендацию к устранению неточностей расчёта. Выполнить эти рекомендации, при этом корректировку скорости масла выполнять в последнюю очередь. При уточнении скорости масла в итерационной цепи находится формула с округлением до целого, в связи с чем возможны скачкообразные «перескакивания» совмещаемых машиной значений скоростей масла с сохранением существенного отклонения. В этом случае можно добиться допустимого соответствия ручным подбором значения скорости в ячейке E103.
8. Если все индикаторы выдают «расчёт корректен», то скопировать весь столбец результатов расчёта из таблицы №4 «Результаты расчёта». Результаты перенести в таблицу результатов на листе «Результаты». Для этого выделить правой кнопкой мыши верхнюю ячейку любого пустого столбца таблицы

(строка 5), выбрать в раскрывшемся подменю опцию «специальная вставка», в ней выделить функцию «значения», нажать ОК и значении будут вставлены в выбранный столбец таблицы. При необходимости можно добавлять столбцы таблицы и удалять их содержимое для последующей записи иных результатов.

При стабильной работе программы от оператора в каждом расчёте не требуется выполнения предложенного здесь полного объёма вмешательств. Обычно при расчётах достаточно только выполнения указаний индикаторов. Полный объём вмешательств оператора необходим, если в исходные даны были внесены некорректные параметры, в результате чего произошёл сбой программы с потерей части промежуточных исходных данных, необходимых для итерационных вычислений. В этом случае оператору рекомендуется для восстановления программы воспользоваться приведенной выше инструкцией с соблюдением всего объёма и последовательности действий.

Обратный расчёт МО.

Методика и программа этого расчёта выполнены в форме, близкой к уже рассмотренной для прямого расчёта. Они содержатся на 10 листах одной книги с названием «Обратный расчёт МО». Листы программы имеют сходные названия и содержание. В отличие от программы прямого расчёта здесь нет листа *Прямой.* Кроме того, имеется новый лист с подпрограммой КПД, на котором вычисляются значения КПД маслоохладителя для различных вариантов схем течения теплоносителей. В остальном различий нет. Обратный расчёт несколько удобнее в работе для пользователя и не требует такого количества вмешательств, как предыдущий. В предлагаемой методике, как и в предыдущей, используется окраска ячеек в голубой и жёлтый цвета с аналогичным назначением.

Для использования программы обратного расчёта необходимо ввести исходные данные на листы *Прямой, Гидравлический и dP Масла* в ячейки, закрашенные жёлтым цветом. После каждого ввода необходимо нажимать «Enter». После ввода последнего значения программа вычисляет окончательный результат. Возможности среды *Exel* не позволяют организовать выполнение расчёта полностью в автоматическом режиме, поэтому по ходу работы программы оператор должен вмешиваться в работу программы, выполняя следующие действия:

1. Прокрутить поле программы до первой голубой ячейки (E81). Подставить в неё значение температуры масла на выходе из маслоохладителя в первом приближении. Это значение не должно довести КПД МО (з) до 1 или до близкого к ней значения, которое не может быть физически обеспечено. Указанное условие легко проконтролировать по значению в ячейке E91 и при необходимости увеличить принимаемую температуру, чтобы снизить значение КПД. В ячейке E81 может сохраниться непротиворечивое число от предыдущих расчётов, тогда заносить в эту ячейку ничего не нужно, и эта операция не нужна.
2. Прокрутить поле программы до второй голубой ячейки (E84). Записать в неё число 2,2, если там отсутствует численное значение, после чего нажать «Enter». Подставляемое число соответствует теплоёмкости масла в первом приближении, кДж/кг·К. Если же в ячейке не было ранее числа, и оно теперь введено оператором, то снова выделить ячейку E84 левой кнопкой мыши и занести туда «=». После этого прокрутить поле программы до ячейки E101, выделить её левой кнопкой мыши, и нажать «Enter». При этом замыкается цикл по определению $C_{рм}$. Обычно машина сохраняет в ячейке (E84) необходимое

число от предыдущих расчётов, и тогда данная операция не нужна.

3. Прокрутить поле программы до следующей голубой ячейки (E127). Если там отсутствует число, занести туда значение средней температуры масла $T_{мf}$, К. Это соответствует средней температуре стенки со стороны воды в первом приближении. После занесения числа и нажатия «Enter» снова выделить эту ячейку, записать туда «=», после чего прокрутить поле программы до ячейки E148, выделить её левой кнопкой мыши, и нажать «Enter». При этом замыкается цикл по определению $T_{мf}$. Обычно машина сохраняет в ячейке (E127) необходимое число от предыдущих расчётов, и тогда данная операция не нужна.
4. Вернуть поле программы до строки 81, выделить левой кнопкой мыши ячейку E81, записать туда «=», после чего прокрутить поле программы до ячейки E146, выделить её левой кнопкой мыши, нажать «Enter». При этом замыкается цикл по определению При этом замыкается цикл по определению $t_{м2}$. Если в ячейку E81 не заносилось новое число в начале расчёта, и программа при этом отработала без сбоев, данная операция не нужна.
5. Прокрутить поле программы до строк 149-152 (поле индикаторов). Эти ячейки автоматически выдают команды на дополнительные действия оператора, если они необходимы. Практически в каждом расчёте индикатор 1 (ячейка E149) требует выполнить определение N на листе NTU. Для этого открыть лист NTU, выделить указанную индикатором ячейку, вызвать «Сервис», затем опцию «Поиск решения», затем в раскрывшемся окне нажать «выполнить», после сообщения о том, что решение най-

дено, нажать «ОК». После вернуться на лист «Обратный». Если индикаторы требуют вмешательств, выполнить требуемые действия. Если все индикаторы пишут «Расчёт корректен», приступить к выкопировке данных и переносу их на лист «Результаты».

При стабильной работе программы большинство указанных вмешательств оператора не требуется. Обычно достаточно только одного вмешательства по требованию индикатора 1. Весь цикл вмешательств приходится выполнять, если в программу были внесены некорректные исходные данные, в результате чего произошёл сбой, и программа «потеряла» исходные данные для ячеек, где выполняются итерационные приближения. Восстановить работу программы в этом случае возможно и просто по подсказкам индикаторов, но в ряде случаев рекомендуется использовать для этой цели приведенную выше инструкцию, полностью соблюдая все предписанные указания и порядок действий.

5.6.Особенности расчётов водо-водяных кожухотрубных теплообменников.

Охладители пресной воды (или специальных жидкостей, её заменяющих – экстрола, тосола, антифриза т.п.) для судовых ДВС могут выполняться как жидкостно-жидкостные теплообменники, в которых теплоноситель внутреннего контура (ТВК) охлаждается забортной водой. Целесообразность применения таких теплообменников в различных случаях и варианты их возможных конструкций рассматривались ранее. В данном разделе рассматриваются особенности расчёта кожухотрубных водо-водяных теплообменников.

Одной из наиболее распространённых для судовых ДВС конструкций таких теплообменников является кожухотрубный охладитель с сегментными перегородками, в которых взаимное течение теплоносителей организовано по схеме многократно-перекрёстного тока при

общем противотоке или по схеме реверсивного тока. Схемы таких теплообменников рассмотрены выше. Конструктивно такие теплообменники практически не отличаются от конструкций водомасляных теплообменников за исключением вида поверхности теплообмена. Для водо-водяных теплообменников ПТ набирается из гладких труб без оребрения. Расположение труб в трубной доске может быть различным. Разбивка трубной доски часто выполняется по вариантам, применяемым для охладителей масла.

Особенности работы теплообменного элемента водо-водяного теплообменника во всём соответствуют рассмотренным в 5.1. Точно так же при наружном обтекании потоком трубного пучка имеет место проблема отклонения реальных условий обтекания от «идеальных», обычно реализуемых при исследованиях граничных условий по теплообмену и сопротивлению трубчатых поверхностей в потоках жидкостей и газов. Аналогично могут быть построены расчётные методики, учитывающие указанные отклонения. Различия в расчётных методиках связаны только с особенностями геометрических структур рассматриваемых пучков и с видом граничных условий по теплообмену и сопротивлению для теплоносителя, обтекающего пучки по наружной стороне (для забортной воды). В отличие от масла забортная вода является более исследованным теплоносителем, для которого граничные условия по теплообмену и сопротивлению представлены в целом ряде источников и предлагаются различными исследователями, в том числе [7,10,12,13]. Следует отметить, что и здесь, как в случае с водомасляными теплообменниками, граничные условия предлагаются для «идеального» обтекания пучков с регулярной структурой трубной решётки при поперечном движении теплоносителя по отношению к осям труб.

Так, по [10] граничные условия по теплообмену для поперечного обтекания потоком пучков гладких труб.

Шахматный пучок:

При $Re<10^3$ $Nu = 0{,}6\,\mathrm{Re}^{0{,}5}\,\mathrm{Pr}^{0{,}36}(\mathrm{Pr}_f/\mathrm{Pr}_{ст})^{0{,}25}$.

При $Re=10^3\ldots2\cdot10^5$ и $S_1/S_2>2$

$Nu = 0{,}35(S_1/S_2)^{0{,}2}\,\mathrm{Re}^{0{,}6}\,\mathrm{Pr}^{0{,}36}(\mathrm{Pr}_f/\mathrm{Pr}_{ст})^{0{,}25}$.

При $S_1/S_2<2$ $Nu = 0{,}4\,\mathrm{Re}^{0{,}6}\,\mathrm{Pr}^{0{,}36}(\mathrm{Pr}_f/\mathrm{Pr}_{ст})^{0{,}25}$.

При $Re>2\cdot10^5$ $Nu = 0{,}021\,\mathrm{Re}^{0{,}84}\,\mathrm{Pr}^{0{,}36}(\mathrm{Pr}_f/\mathrm{Pr}_{ст})^{0{,}25}$.

Коридорный пучок:

При $Re<10^3$ $Nu = 0{,}52\,\mathrm{Re}^{0{,}5}\,\mathrm{Pr}^{0{,}36}(\mathrm{Pr}_f/\mathrm{Pr}_{ст})^{0{,}25}$.

При $Re=10^3\ldots2\cdot10^5$ $Nu = 0{,}27\,\mathrm{Re}^{0{,}63}\,\mathrm{Pr}^{0{,}36}(\mathrm{Pr}_f/\mathrm{Pr}_{ст})^{0{,}25}$.

При $Re>2\cdot10^5$ $Nu = 0{,}02\,\mathrm{Re}^{0{,}84}\,\mathrm{Pr}^{0{,}36}(\mathrm{Pr}_f/\mathrm{Pr}_{ст})^{0{,}25}$.

Определяющий размер – наружный диаметр трубки d_0, определяющая температура – T_f. Расчётную скорость определять в сжатом сечении пучка на максимальном диаметре кожуха.

На основании [7,11] граничные условия по сопротивлению для поперечного обтекания потоком жидкости шахматных пучков гладких труб.

При $Re<100$ $о = 157Z_2\,\mathrm{Re}^{-0{,}99}(м_f/м_{ст})^{-0{,}14}$.

При $Re=100\ldots1000$ $о = 15{,}3Z_2\,\mathrm{Re}^{-0{,}432}(м_f/м_{ст})^{-0{,}14}$.

При $Re>1000$ $о = 2{,}68Z_2\,\mathrm{Re}^{-0{,}182}(м_f/м_{ст})^{-0{,}14}$.

Граничные условия по сопротивлению [3] для поперечного обтекания газовым потоком коридорных пучков гладких труб при квадратной разбивке и относительном шаге $ш = S/d_o > 1{,}24$:

При $Re=1000\ldots10000$ $о = 0{,}42Z_2\,\mathrm{Re}^{-0{,}03}$.

При $Re=6000\ldots60000$. $о = 0{,}53\left(\frac{ш-0{,}8}{ш-1}\right)^2 Z_2\,\mathrm{Re}^{-0{,}133}$.

В соответствии с общими представлениями о методиках определения коэффициентов сопротивлений в капельных средах, при рас-

чёте их для коридорных пучков по приведенным выше формулам для обтекания пучков потоком воды, в записанные формулы следует добавить сомножитель $(м_f / м_{ст})^{-0,14}$.

Полная методика расчёта водо-водяных кожухотрубных теплообменников для студентов, изучающих данный курс, предлагается в виде программы, реализованной в среде *Excel* и представленной в табличной форме аналогично программам для расчётов охладителей масла. Методики расчётов кожухотрубных охладителей воды не требуют специальных пояснений в случае предварительного освоения программ и методик расчётов маслоохладителей, поскольку они, как это уже говорилось, во всём аналогичны методикам расчётов маслоохладителей за исключением разобранных выше особенностей.

5.7 Табличные формы расчётов маслоохладителей

Табличные формы расчётов охладителей масла выполнены как копии таблиц программ, организованных в среде *Excel*. При необходимости эти таблицы могут быть использованы для организации ручного счёта. Здесь они приводятся в основном для изучения полного объёма расчётных алгоритмов, что должно обеспечить далее осознанное использование соответствующих программ. Этот же материал может служить основой для разработки подобных расчётных методик применительно к аппаратам с существенными отличиями в работе и конструкции, исключающими прямое использование предлагаемых здесь методик и программ.

Конец

5.7.1.Обратный (поверочный) расчёт охладителя масла

Таблица 1. Исходные данные к расчету

		1.1 Геометрические параметры ПТ				
№ п/п	**Обозначение**	**Размерность**	**Способ выбора или определения**	**Значение**	**Наименование**	**Примечание**
1	**Класс ПТ**		Выбирается из ряда известных в теплотехнике с учётом особенностей технологии, эксплуатационной надёжности и т.п.	-	Шахматный пучок ребристых труб	
2	D,	м	Задаются с учётом возможности приобретения или изготовления, а также с учётом известных ограничений на характерные размеры ПТ	0,0245	Наружный диаметр оребрения	См. рис. 1.2 приложения 1 или рис. 4.2, 5.6
3	d_0	м		0,0156	Несущий диаметр трубки	
4	d_w	м		0,01	Внутренний диаметр трубки	
5	u	м		0,003	Шаг между рёбрами	
6	$д_1$	м		0,0007	Толщина ребра у основания	
7	$д_2$	м		0,0003	Толщина ребра у вершины	
8	$и_{тр}$,	град	Выбирается по имеющимся рекомендациям	30	Угол разбивки	

9	S_1	м	Выбирается с учётом теплотехнических свойств ПТ	0,027	Шаг между трубками, перпендикулярный движению масла	
10	S_2	м	Принимается близким к теоретическому с учётом технологических допусков	0,0234	Шаг между трубками по глубине. Теоретическое значение шага дано в ячейке справа	$S_2 = \frac{S_1}{2} tg(2\theta_{тр}) =$ 0,0233
1.2 Геометрические параметры МО						
1.2.1. Измеряемые непосредственно						
1	схема		Условное обозначение схемы взаимного течения теплоносителей (см. рис 5.13)	4	Схема взаимного течения теплоносителей	Возможны схемы 1, 2, 4 в соответствии с рис.5. Прил. 2 и рис. 5.2
2	*b*		Число ходов в схеме МО. См. рис. 5. 13 *а,г*.	1	Равно числу ходов масла для одноходового МО по воде или числу последовательно включённых реверсивных элементов, противоточно установ-	

					ленных в водяном токе (см. рис.5 *а, г*, Приложение 1), рис. 5.2	
3	b_w		Определяется из анализа числа поворотных и отводных камер в крышках	2	Число ходов теплообменника по воде	
4	$L_т$	м	Измеряется как расстояние между досками	1,188	Длина трубок теплообменника с учётом затенения части длины диафрагмами	см. рис. 5.1
5	$D_т$	м	Измеряется по внутреннему диаметру корпуса	0,380	Внутренний диаметр кожуха	см. рис. 5.4
6	$Z_{дф}$		Определяется как общее число диафрагм	11	Общее число диафрагм	
7	$S_д$	м	Измеряется в месте прохождения трубки	0,007	Толщина диафрагмы	
8	L_1	м	Определяется как среднее расстояние между диафрагмами в середине пучка	0,105	Расстояние между диафрагмами в середине пучка	см. рис. 5.1
9	L_2	м	Измеряется между диафрагмой и доской	0,141	Расстояние между диафрагмой и доской в отсеке подвода масла	см. рис. 5.1

10	L_3	м	Измеряется между диафрагмой и доской	0,141	Расстояние между диафрагмой и доской в отсеке отвода масла	См. рис.5.1
11	$H_{ст}$	м	Замеряется между поверхностью корпуса и срезом диафрагмы	0,060	Высота сегментного выреза на диаметре $D_т$	См. рис. 5.3
12	Z		Определяется подсчётом отверстий с трубками в трубной доске	122	Общее число труб в пучке для МО БерМЗ	
13	Z_2		Определяется как число рядов труб в пучке, параллельных срезу диафрагмы	11	Число поперечных рядов в отсеке	
14	Z_{cv}		Определяется подсчётом отверстий в сечении сегментного выреза диафрагмы	0	Число труб в вырезе сегментной перегородки. Для МО БерМЗ трубы в вырезах обычно не устанавливаются, хотя такой вариант в принципе допускается	

15	r_c		$r_c = \frac{2Z_{cv}}{Z}$	0	Относительный параметр	
16	$Z_д$		Действительное количество трубок в центре сечения	8	Действительное количество трубок в центре сечения	
17	$Z_г$			2	Число герметизирующих выступов в зазоре между корпусом и трубным пучком	Принимается конструктивно >= $Z_2/2$
1.2.2. Вычисляемые на основании замеров						
18	Z_o		$Z_o = Z_д + 2$	14	Теоретическое число труб в поперечном ряду в центре сечения. Действительное число Zд = Zо -2.	

	$B_п$	м	$B_п = S_1 Z_д$	0,324	Действительная наибольшая ширина пучка	см. рис. 5.3
19	$B'_п$	м	$B'_п = S_1 Z_o$	0,378	Наибольшая теоретическая ширина пучка (в центре сечения). Размер во втором приближении	
20	ц1		$\varphi_1 = arctg(\frac{2S_2}{B_п})$	8,21	Вспомогательный угол для определения описанной окружности. См. рис.1 приложение 1.	См. рис. 5.6
21	D_o	м	$D_o = (\frac{B_п}{2cos\varphi_1} + \frac{D}{2})2$	0,352	Диаметр окружности, описанной вокруг пучка	См. рис. 5.6

22	$h_{ст}$		$h_{ст} = \frac{H_{ст}}{D_т}$	0,158	Относительная высота выреза диафрагмы на диаметре $D_т$	
23	$ц_{бт}$		$ц_{б_т} = 2arccos(1-2h_{ст})$	93,65	Центральный угол сегментного выреза на диаметре $D_т$	См. рис. 5.4
24	$S_т$	м	$S_т = D_т Sin(\frac{ц_{бт}}{2})$	0,162	Длина хорды сегментного выреза на диаметре $D_т$	См. рис. 5.4
25	$F_{ст}$	$м^2$	$F_{c_т} = \frac{\pi D_т^2}{4}\frac{\varphi_{αт}}{360} - \frac{S_т D_т}{4} cos\frac{\varphi_{αт}}{2}$	0,00334	Площадь сегментного выреза на диаметре $D_т$	
26	$f_{м1}$	$м^2$	$f_{м1} = L_1 B_п п \varphi_м$	0,00939	Площадь живого сечения для прохода масла в средних отсеках	

27	$f_{м2}$	$м^2$	$f_{м2} = L_2 B_п п\varphi_м$	0,01221	Площадь живого сечения для прохода масла в подводящем отсеке	
28	$f_{м3}$	$м^2$	$f_{м3} = L_3 B_п п ц_м$	0,01221	Площадь живого сечения для прохода масла в отводящем отсеке	
29	f_w	$м^2$	$f_w = Z f_{w1} / b_w$	0,00471	Площадь живого сечения пучка для прохода воды	
30	$L_п$	м	$L_п = Z_2 S_2$	0,210	Глубина одного отсека по ходу масла	См. рис. 5.4
31	$L_о$	м	$L_о = L_т - Z_{дф} S_д$	1,270	Длина трубок теплообменника без учёта затенения части трубок диафрагмами	

1.2 Физические параметры ПТ

1	Элементная база ПТ		Определяется с учётом используемых технологий	-	Монометаллическая труба с накатным оребрением	Возможен вариант паяного, насадного или приварного ребра из того же материала
2	Материал ПТ		Определяется с учётом освоенных материалов	Алюминий	Материал трубы и рёбер	
3	$л_м$,	Вт/м·К	Справочная величина	2,02E+02	Коэффициент теплопроводности материала трубы и рёбер	
4	Состояние ПТ		Чистая ? (да/нет) Подставляется	нет	Оценка степени загрязнённости	Принимается по согласованию с заказчиком

5	$R_{ст}$,	$м^2 \cdot К/Вт$	$R_{ст} = \frac{d_o \ln \frac{d_o}{d_w}}{2 л_м}$; $R_{ст} = 3E-4$.	5,50E-04	Термическое сопротивление монометаллической стенки вместе со слоем загрязнения или без него	Значение загрязненной стенки принимается в соответствии со стандартами TEMA
6	$м_к$		Зависит от конструкции оребрённой ПТ	1	Коэффициент контакта рёбер и несущей трубки	Равен 1 для трубки с припаянным или с выдавленным ребром

1.3 Параметры теплоносителей

1	Gм ,	кг/с	Задано	6,76	Расход масла	
2	$t_{м1}$	^0C	Задано	68	Температура масла на входе	
3	$p_{м1}$	кПа	Задано	400	Давление масла на входе	
4	G_w,	кг/с	Задано	16,66	Расход воды	
5	t_{w1}	^0C	Задано	45	Температура воды на входе	
6	P_w	кПа	Задано	300	Давление воды на входе	

Таблица 2. Расчёт геометрических параметров ПТ

№ п/п	**Обозначение**		**Способ выбора или определения**	**Значение**	**Наименование**	**Примечание**
1		м^2/пог.м	$f_р = \frac{2}{u}\sqrt{(\pi\frac{D+d_o}{2})^2+u^2}\bullet \sqrt{(\frac{D-d_o}{2})^2+(\frac{\delta_1-\delta_2}{2})^2}+\frac{\delta_2}{u}\sqrt{(\pi D)^2+u^2}.$	0,2707	Площадь оребрения на длине 1 м	

2	Дср	м	$\delta_{ср} = \frac{\delta_1 + \delta_2}{2}$	0,00040	Средняя толщина ребра	
3	$f_{тр}$	м^2/пог.м	$f_{тр} = \pi d_o - \frac{\delta_1}{u}\sqrt{(\pi d_o)^2 + u^2}.$	0,03306	Площадь участков трубки между рёбрами на длине 1м	
4	$f_п$	м^2/пог.м	$f_п = f_р + f_{тр}$	0,30373	Полная поверхность со стороны оребрения на длине 1 м	
5	у		$\sigma = \frac{f_п}{\pi d_w}.$	9,673	Коэффициент оребрения	
6	$g_{пм}$	кг/пог.м	$[\frac{\pi}{4}(d_o^2 - d_w^2)u + \frac{\pi}{4}(D^2 - d_o^2)\delta_{ср}]\rho_м \frac{1}{u}.$	1,074	Масса 1 погонного метра оребрённой трубки	
7	f_g,	м^2/кг	$f_g = \frac{f_п}{g_{пм}}$	0,2827	Коэффициент массовой компактности пучка	
8	Цм		$\varphi_м = \frac{(D - d_o)(u - \delta_{ср}) + u(S_1 - D)}{S_1 u}.$	0,4348	Коэффициент стеснения масляного потока	

9	f_v	$м^2/м^3$	$f_v = \frac{f_п}{S_1 S_2}$	481,09	Коэффициент объёмной компактности пучка	
10	f_{w1}	$м^2$	$f_{w1} = \frac{\pi d_w^2}{4}$	7,85E-05	Площадь сечения 1-ой трубки по воде	
11	u_w		$\varphi_w = \frac{f_{w1}}{S_1 S_2}$	0,1244	Коэффициент стеснения потока воды	
12	dэ	м	$d_э = \frac{4\varphi_м}{f_v}$	0,00361521	Эквивалентный диаметр	
13	Д		$д_2 / д_1$	2,2	Геометрический фактор	Учитывает вклад ребра в теплообмен и сопротивление

Таблица 3. Определение числа N и средних температур теплоносителей

№ п/п	**Обозначение**	**Размерность**	**Способ выбора или определения**	**Значение**	**Наименование**	**Примечание**
1	$t_{м2}$	^0C	Принимается в первом приближении и уточняется итерациями	64,35	Температура масла за охладителем. Задаётся	

					вначале и уточняется последовательными приближениями. При машинном счёте организуется итерационный цикл	
2	з'		$\eta' = \dfrac{T_{м1} - T_{м2}}{T_{м1} - T_{w1}}.$	0,1586	КПД ОМ	Соответствует S'
3	з"		$\eta'' = \dfrac{T_{м1} - T_{м2}}{T_{м1} - T_{w1}} \dfrac{1}{S''}.$	0,0320	КПД ОМ	Соответствует S"
4	*Ср м*	кДж/кгК	Задаётся предварительно и уточняется итерациями	2,0862	Теплоемкость масла. Является функцией средней температуры. В первом приближении задаётся и уточняется итерациями. В программе организован итерационный цикл	

5	$W_м$	Вт/К	$W_м = G_м C_{pм}$	14103,0	Энергоёмкость потока масла	
6	W_w	Вт/К	$W_w = G_w C_{pw}$	69805,4	Энергоёмкость потока воды	
7	W_{min}	кВт/К	Минимальное из $W_м$ и W_w	14103,0		
8	S'		$S = \frac{G_м c_{pм}}{G_w c_w}$.	0,2020	Отношение энергоёмкостей	
9	S''		$S'' = \frac{G_w c_w}{G_м c_{pм}}$.	4,9497	Отношение энергоёмкостей	
10	S		Действующее значение	0,2020	Отношение энергоёмкостей	Выбирается как меньший из S' и S"
11	з		Действующее значение	0,1586	КПД ОМ	Выбирается соответствующий выбранному S

12	N		$N = f(\eta, S, \text{схемы})$	0,1756	Число единиц переноса теплоты	Находятся в первом приближении и подлежат уточнению последующими итерациями
13	t_{w2}	°C	$t_{w2} = t_{w1} + W_{\text{м}}(t_{\text{м}1} - t_{\text{м}2}) / W_w$	45,74	Температура воды за МО	
14	twf	°C	$t_{wf} = \dfrac{t_{w2} - t_{w1}}{Ln\dfrac{t_{w2}}{t_{w1}}}$	45,37	Средняя температура воды	
15	T_{wf}	К	$T_{wf} = t_{wf} + 273$	318,37	Средняя температура воды	
16	$t_{\text{м}f}$	°C	$t_{\text{м}f} = t_{wf} + \dfrac{t_{\text{м}1} - t_{\text{м}2}}{N}\dfrac{W_{\text{м}}}{W_{\min}}$	66,14	Средняя температура масла	
17	$T_{\text{м}f}$, К	К	$T_{\text{м}f} = t_{\text{м}f} + 273$	339,14	Средняя температура масла	

Таблица 4. Определение физических параметров теплоносителей и граничных условий теплообмена для каждого из них

МАСЛО

1	$c_м$	кг/м^3	$\rho_м = 844 - 0{,}647 \times t_{мf}$	801,21	Плотность масла	
2	$Cp_м$	кДж/кг·К	$C_{pм} = 1{,}782 + 0{,}0046 \times t_{мf}$	2,08625	Теплоемкость масла во втором приближении. При машинном счёте это результат последней итерации	Параметры масла определены для марок М12В и М14В с учетом влияния присадок и рабочего давления
3	л$_м$	Вт/м·К	$\lambda_м = 0{,}12(\rho/844)^{1{,}333}$	0,11	Теплопроводность масла	
4	х$_м$	м^2/с	$\upsilon_м = 76\times10^{-6}\times(1+2\times10-4p_м)(50/t_{мf})^{2{,}4715}$	0,0000384	Кинематическая вязкость масла	
5	e		$e = 15{,}56/\ t_{мf}\,Д^{(96{,}2/t_{мf})}$	0,74	Эмпирический коэффициент в уравнении для ГУ по теплообмену в масле	
6	n		$n = (0{,}00163\,t_{мf}(Д - 11{,}5) + 2{,}7)^{-1}$	0,59	Эмпирический коэффициент в уравнении для ГУ по теплообмену в масле	

7	$w_{м1}$	м/с	$w_{м1} = G_м / f_{м1} / \rho_м$	0,90	Скорость масла в средних отсеках	
8	$w_{м2}$	м/с	$w_{м2} = G_м / f_{м2} / \rho_м$	0,69	Скорость масла в приёмном отсеке	
9	$w_{м3}$	м/с	$w_{м3} = G_м / f_{м3} / \rho_м$	0,69	Скорость масла в отводном отсеке	
10	$w_{мf}$	м/с	$w_{мf} = \frac{w_{м1} L_1 (Z_{дф} - 1) + w_{м2} L_2 + w_{м3} L_3}{L_т}$	0,64	Средняя скорость масла в пучке	
11	$\mathrm{Re}_{dэf}$		$\mathrm{Re}_{d_{эf}} = \frac{w_{мf} d_э}{\upsilon_м}$	59,98	Число Рейнольдса по маслу	
12	a_o	Вт/(м^2 К)	$\alpha_o = e \mathrm{Re}^n \lambda_м / dэ$	255,88	Коэффициент теплоотдачи от масла к ПТ без учёта поправок	
13	$e_б$		$\varepsilon_\alpha = \exp(-m_\alpha)$	0,978	Поправка на влияние обводного потока	
14	m_a		$m_\alpha = 1{,}35 \frac{D_т - D_o}{D_т \varphi_м} (1 - (2Z_г / Z_2)^{\frac{1}{3}})$	0,0220	Составляющая поправки	

15	Фс		$\Phi_c = 1 - r_c + 0{,}524 r_c^{0{,}32} (f_м / f_{ст})^{0.03}$; $r_c = 2Z_c / Z$	1,155	Поправка на влияние труб в окне сегментной перегородки. Обычно для МО БерМЗ r_c=0, тогда Φ_c=1.Величина f_c - живое сечение выреза.	
16	x		если $100 < \mathrm{Re}_{d_o} < 1000$ $x = 1$ если $\mathrm{Re}_{d_o} > 1000$ $x = 0.931 + 0.00156 Z_2$; если Z_2 ЎЭ5 $x = 0.878 + 0.0052 Z_2$; если Z_2 ЎЭ8 $x = 0.785 + 0.017 Z_2$. если $Z_2 < 8$	1	Поправка на число рядов труб, поперечных потоку масла в одном отсеке теплообменника	

17	Re_{do}		$Re_{d_o} = Re_{d_э} \frac{d_o}{d_э}$	223,99	Число Рейнольдса, пересчитанное на определяющий размер *d*o	
18	$Д_а$		Байпасный поток практически устраняется в теплообменниках конструкции БерМЗ. О влиянии потока протечек через диафрагмы данные противоречивы. Соответственно эти поправки не вносятся, т.е. принимаем Да =0	0	Поправка на влияние байпасного потока и потока протечек через диафрагмы	
19	$б_м$	$Вт/м^2К$	$\alpha_м = \alpha_o(1-\Delta_\alpha)\varepsilon_\alpha \Phi_c / x$	289,14	Действительное значение коэффициента теплоотдачи от масла с учётом поправок	

Продолжение и окончание обратного расчёта МО файла «Глава 5. Табличные формы расчётов (5.7.1)»

			Вода			
20	c_w	кг/м 3	$\rho_w = 999,7/(0,99534 + 0,466 \times 10 - 3t_{wf})$	983,49	Плотность воды.	Параметры определены по средней логарифмической температуре потока воды для пресной воды
21	C_{pw}	кДж/ кгК	$C_{pw} = 4,1797 - 2,17 \times 10 - 4t + 2,894 \times 10 - 6t$	4,1700	Теплоёмкость воды	
22	$м_w$	Па·с	$\mu_w = \frac{0,0001882}{[(1+0,0337(T_{wf} - 273,2) + 0,00022(T_{wf} - 273,2)^2]}$.	0,000633	Динамическая вязкость воды	
23	$л_w$	Вт/м·К	$\lambda_w = 0,0286 \times C_{pw}^{1,55} / \mu_w$	0,6393	Теплопроводность воды	
24	Pr_w		$Pr_w = C_{pw} \times \mu_w / \lambda_w$	4,1491	Число Прандтля	
25	$х_w$	$м^2/с$	$\upsilon_w = \mu_w / \rho_w$	0,000000 644	Кинематическая вязкость воды	
26	Q	Вт	$Q = W_м(t_{м1} - t_{м2})$	51434,6	Количество теплоты, переданной в МО	

27	T_{wctf}	К	При неизвестном Q можно принять равной $$T_{wctf} = T_{mf} - \frac{Q}{F}\left(\frac{1}{\alpha} + R_{ст}\right).$$	337,8	Средняя интегральная температура стенки ПТ со стороны воды в первом приближении.	При автоматическом счёте для итерационных расчётов в программе организована циклическая
28	$м_{ст}$	Па·с	$$\mu_{ст} = \frac{0.0001882}{[(1 + 0.0337(T_{wctf} - 273{,}2) + 0{,}000221(T_{wctf} - 273{,}2)^2]}$$	0,000459	Динамическая вязкость воды при средней температуре стенки	Параметры определены по средней логарифмической температуре стенки ПТ со стороны воды для пресной воды
29	$л_{ст}$	Вт/м·К	$$\lambda_{ст} = 0{,}02867\, c_{pw}^{1,55} / \mu_{ст}^{0,12}$$	0,6645	Коэффициент теплопроводности воды при средней температуре стенки	

30	Pr_{cm}		$\mathbf{Pr}_{\text{ст}} = \frac{\mu_{\text{ст}} c_{pw}}{\lambda_{\text{ст}}}$.	2,89	Число Прандтля для воды при средней температуре стенки	
31	$б_w$	$Вт/м^2К$	$\alpha_w = 0.021 \varepsilon_l \mathrm{Re}_w^{0.8} \mathrm{Pr}_w^{0,43} \frac{\lambda_w}{d_w} (\frac{\mathrm{Pr}_w}{\mathrm{Pr}_{\text{ст}}})^{0.25}$, (1) $\alpha_w = 0.116 (\mathrm{Re}_w^{\frac{2}{3}} - 125) \mathrm{Pr}_w^{\frac{1}{3}} [1 + (\frac{d_w}{H_{\text{п}}})^{\frac{2}{3}}] (\frac{\mu_w}{\mu_{\text{ст}}})^{0.14} \frac{\lambda_w}{d_w}$. (2)	16997,35	Коэффициент теплоотдачи от стенки к воде. (1) для Re_{wdw} <8000, (2) для Re_{wdw} >8000	
32	w_w	м/с	$w_w = \frac{G_w}{f_w \rho_w}$	3,59	Скорость воды в сжатом сечении	
33	Re_w		$\mathrm{Re}_w = \frac{w_w d_w \rho_w}{\mu_w}$.	55848,3	Число Рейнольдса по воде	

34	$\frac{L_т}{d_w}$		$\frac{L_т}{d_w}$	132,60	Предварительно выбираемое значение отношения длины трубки к внутреннему диаметру трубки	Выбирается по прототипу. Подлежит уточнению во втором приближении. Для итерационных расчётов в программе организована циклическая ссылка.
35	e_L		$\varepsilon_L = f(\frac{H_п}{d_w}; \mathrm{Re}_w)$	1,000	Поправка к коэффициенту теплоотдачи на длину трубки и режим течения жидкости	См. рис. 3.9

	3.4. Определение действительных теплотехнических параметров теплообменника					
5	k	Вт/м^{2}К	$k = (\frac{1}{\alpha_м} + \sigma R_{ст} + \sigma \frac{1}{\alpha_w})^{-1}$	106,98	Коэффициент теплоотдачи	
6	k_g	Вт/кгК	$k_g = kf_g$	30,25	Коэффициент использования массы пучка труб	
7	$М_п$	кг	$М_п = ZL_т g_{пм}$	85,46	Масса пучка труб	
8	Fo	м^2	$F_o = ZL_o f_п$	23,14	Площадь поверхности теплоотдачи со стороны рёбер без затенённых диафрагмами участков	

9	N		$N = \frac{kF_o}{W_{\min}}$	0,18		
10	F	м^2	$F_т = ZL_т f_п$	24,16	Полная площадь поверхности теплообмена со стороны оребрения	
11	з		$\eta = f(N, S, схемы)$	0,1586	Действительный КПД теплообменника	
12	$t_{м2}$	^0C	$t_{м2} = t_{м1} - \eta(t_{м1} - t_{w1})$	64,35	Температура масла за охладителем	Для случая S'<1
13	$t_{м2}$	^0C	$t_{м2} = t_{м1} - \eta S(t_{м1} - t_{w1})$	67,26	Температура масла за охладителем	Для случая S"<1
14	$t_{м2}$	^0C	Действующее значение	64,35	Температура масла за охладителем	Действительное значение

15	Q	Вт	$Q = W_{\text{м}}(t_{\text{м1}} - t_{\text{м2}})$	51434,55	Тепловая мощность МО	
16	T_{wctf}	К	$T_{wctf} = T_{\text{м}f} - \frac{Q}{F}(\frac{1}{\alpha} + R_{\text{ст}})$.	337,8	Средняя интегральная температура стенки ПТ со стороны воды во втором приближении.	При автоматическом счёте для итерационных расчётов в программе организована циклическая ссылка
16	Индикатор 1		Индикатор правильности выполнения операции по определению числа N на листе NTU	Расчёт корректен		
17	Индикатор 2		Индикатор правильности работы цикла по определению $C_{p\text{м}}$ в расчёте	Расчёт корректен		

18	Индикатор 3		Индикатор правильности работы цикла по величине температуры $t_{м2}$	Расчёт коррек-тен		
19	Индикатор 4		Индикатор правильности работы цикла по величине температуры *Twctf*	Расчёт коррек-тен		

Таблица 4. Результаты расчета.

№ п/п	**Обозначение**	**Размерность**	**Наименование**	**Значение**
			Теплотехнические параметры МО и теплоносителей	
1	G	кг/с	Расход масла	6,76
2	$t_{м1}$	°С	Температура масла на входе	68,00
3	$p_{м1}$	кПа	Давление масла на входе	400,00
4	$t_{м2}$	°С	Температура масла за охладителем	64,35
5	з		КПД ОМ	0,159
6	$w_м$	м/с	Средняя скорость масла	0,64
7	Д$P_м$	кПа	Сопротивление по маслу	2877,08
8	G_w	кг/с	Расход воды	16,66
9	t_{w1}	°С	Температура воды на входе	45,00
10	t_{w2}	°С	Температура воды на выходе	45,74
11	p_w	кПа	Давление воды на входе	300,0

12	w_w	м/с	Скорость воды в трубках	3,59
13	Д*Pw*	кПа	Сопротивление по воде	74,0
14	k_g	Вт/кгК	Коэффициент использования массы пучка труб	30,2
15	Q	Вт	Количество теплоты, переданной в МО	51434,6
16	$R_{ст}$	$м^2 \cdot К/Вт$	Термическое сопротивление стенки и слоя загрязнений	0,00055
			Параметры трубки и трубной решётки	
17	*D*	м	Наружный диаметр оребрения	0,0245
18	d_0	м	Несущий диаметр трубки	0,0135
19	d_w	м	Внутренний диаметр трубки	0,0100
20	*u*	м	Шаг между рёбрами	0,0025
21	$д_1$	м	Толщина ребра у основания	0,0006
22	$д_2$	м	Толщина ребра у вершины	0,0003
23	S_1	м	Шаг между трубками, перпендикулярный движению масла	0,0270
24	S_2	м	Шаг между трубками по глубине.	0,0234
			Конструктивные параметры МО	
25	Схема		Возможны **№№1,2,4** по рис.5 прил.1	1
26	*b*		Число ходов масла при одноходовом МО по воде или число последовательно включённых реверсивных элементов, противоточно установленных в водяном токе много-	9

			ходового по воде МО (см. рис.5 прил.1).	
27	b_w		Число ходов теплообменника по воде	1
28	$D_т$	м	Внутренний диаметр кожуха	0,250
29	$D_о$	м	Диаметр окружности, описанной вокруг пучка	0,246
30	$L_т$	м	Полная длина трубок теплообменника	1,326
31	Z		Общее число труб в пучке	60
32	$Z_д$		Действительное число труб в поперечном ряду в центре сечения.	8
33	Z_2		Число поперечных рядов в отсеке	9
34	$Z_{дф}$		Общее число диафрагм	8
35	L_1	м	Расстояние между диафрагмами в середине пучка	0,100
36	L_2	м	Расстояние между диафрагмой и доской в приёмном отсеке	0,13
37	L_3	м	Расстояние между диафрагмой и доской в отводном отсеке	0,13
38	$S_д$	м	Толщина диафрагмы	0,007
39	$H_{ст}$	м	Высота сегментного выреза на диаметре Dт	0,030
40	$М_п$	кг	Масса пучка труб	85

41	F	м^2	Полная площадь поверхности теплообмена со стороны оребрения	24,2

Примечания:
1. В таблицах жирными рамками выделены ячейки, в которые могут вноситься исходные данные в начале расчётов. Кроме этих ячеек аналогичным образом выделены ячейки, в которых находятся значения различных параметров, определяемые рядом последовательных приближений.

5.7.2. Прямой (конструктивный) расчёт охладителя масла (для случая максимального заполнения сегментного выреза трубками)

Таблица 1. Исходные данные к расчету

1.1 Геометрические параметры ПТ						
№ п/п	**Обозначение**	**Размерность**	**Способ выбора или определения**	**Значение**	**Наименование**	**Примечание**
1	Класс ПТ		Выбирается из ряда известных в теплотехнике с учётом особенностей технологии, эксплуатационной надёжности и т.п.	-	Шахматный пучок ребристых труб	
2	D,	м	Задаются с учётом возможности приобретения или изготовления, а также с учётом известных ограничений на характерные размеры ПТ	0,02	Наружный диаметр оребрения	См. рис. 1.2 Приложения 1 или рис. 4.2, 5.6
3	d_0	м		0,0112	Несущий диаметр трубки	
4	d_w	м		0,009	Внутренний диаметр трубки	
5	u	м		0,0017	Шаг между рёбрами	
6	$д_1$	м		0,00055	Толщина ребра у основания	
7	$д_2$	м		0,0002	Толщина ребра у вершины	
8	итр,	град	Выбирается по имеющимся рекомендациям	30	Угол разбивки	

9	S_1	м	Выбирается с учётом теплотехнических свойств ПТ	0,02	Шаг между трубками, перпендикулярный движению масла	
10	S_2	м	Принимается близким к теоретическому с учётом технологических допусков	0,0173	Шаг между трубками по глубине. Теоретическое значение шага дано в ячейке справа $S_2 = \frac{S_1}{2} tg(2\theta_{тр})$	0,0173

1.2 Физические параметры ПТ

12	Элементная база ПТ		Выбирается на основе имеющихся технологий	-	Монометаллическая труба с накатным оребрением	Возможен вариант паяного, насадного или приварного ребра из того же материала
13	Материал ПТ		Выбирается на основе освоенных материалов	Медь	Материал трубы и рёбер	

14	$л_м$,	Вт/м·К	Справочная величина	3,84E+02	Коэффициент теплопроводности материала трубы и рёбер	
15	Состояние ПТ		Чистая ? (да/нет)	нет	Оценка степени загрязнённости	Принимается по согласованию с заказчиком
16	$R_{ст}$,	м2·К/Вт	$R_{ст} = \frac{d_o \ln \frac{d_o}{d_w}}{2\lambda_м}; R_{ст} = 6E-5.$	6,00E-05	Термическое сопротивление монометаллической стенки вместе со слоем загрязнения или без него	Значение загрязненной стенки принимается в соответствии со стандартами TEMA
17	$м_к$		Зависит от конструкции оребрённой ПТ	1	Коэффициент контакта рёбер и несущей трубки	Равен 1 для трубки с припаянным или с выдавленным ребром

1.3 Параметры теплоносителей						
18	Gм	кг/с	Задано	20,2	Расход масла	
19	$t_{м1}$	^0C	Задано	95	Температура масла на входе	
20	$p_{м1}$	кПа	Задано	785	Давление масла на входе	
21	$t_{м2}$	^0C	Задано Может задаваться значение КПД, тогда $T_{м2} = T_{м1} - з(T_{м1} - T_{w1})$	84,32	Температура масла за охладителем	
22	$w_м$	м/с	Принято	1	Скорость масла в сжатом сечении пучка	
23	G_w,	кг/с	Задано	9,475	Расход воды	
24	t_{w1}	^0C	Задано	68,84	Температура воды на входе	
25	P_w	кПа	Задано	392	Давление воды на входе	

26	w_w	м/с	Принято	1	Скорость воды в трубках	Задаётся максимально возможной для выбранного материала

Таблица 2. Расчёт геометрических параметров ПТ

№ п/п	**Обозначение**		**Способ выбора или определения**	**Значение**	**Наименование**	**Примечание**
1	$f_{р,}$	$м^2$/пог.м	$f_р = \frac{2}{u}\sqrt{(\pi\frac{D+d_o}{2})^2+u^2}\bullet \sqrt{(\frac{D-d_o}{2})^2+(\frac{\delta_1-\delta_2}{2})^2}+\frac{\delta_2}{u}\sqrt{(\pi D)^2+u^2}.$	0,2614	Площадь оребрения на длине 1 м	
2	$д_{ср}$	м	$\delta_{ср} = \frac{\delta_1+\delta_2}{2}$	0,00038	Средняя толщина ребра	
3	$f_{тр}$	$м^2$/пог.м	$f_{тр}=\pi d_o-\frac{\delta_1}{u}\sqrt{(\pi d_o)^2+u^2}.$	0,02379	Площадь участков трубки между рёбрами на длине 1 м	
4	$f_п$	$м^2$/пог. м	$f_п = f_р + f_{тр}$	0,28523	Полная поверхность со стороны оребрения на длине 1 м	

5	y		$\sigma = \frac{f_п}{\pi d_w}.$	10,093	Коэффициент оребрения	
6	$g_{пм}$	кг/м	$[\frac{\pi}{4}(d_o^2 - d_w^2)u + \frac{\pi}{4}(D^2 - d_o^2)\delta_{ср}]\rho_м \frac{1}{u}.$	0,756	Масса 1 погонного метра оребрённой трубки	
7	f_g, $м^2/кг$		$f_g = \frac{f_п}{g_{пм}}$	0,3771	Коэффициент массовой компактности пучка	
8	$ц_м$		$\varphi_м = \frac{(D - d_o)(u - \delta_{ср}) + u(S_1 - D)}{S_1 u}.$	0,3429	Коэффициент стеснения масляного потока	
9	f_v	$м^2/м^3$	$f_v = \frac{f_п}{S_1 S_2}$	823,39	Коэффициент объёмной компактности пучка	
10	f_w	$м^2$	$f_{w1} = \frac{\pi d_w^2}{4}$	6,36E-05	Площадь сечения 1-ой трубки по воде	
11	$ц_w$		$\varphi_w = \frac{f_{w1}}{S_1 S_2}$	0,1836	Коэффициент стеснения потока воды	
12	$d_э$	м	$d_э = \frac{4\varphi_м}{f_v}$	0,0016	Эквивалентный диаметр	

13	Д		$Д_2/ Д_1$	2,75	Геометрический фактор	Учитывает вклад ребра в теплообмен и сопротивление

Таблица 3. Определение конструктивных параметров МО

3.1. Определение геометрических параметров отсека

1	Цифра от 1 до 4		Условное обозначение схемы взаимного течения теплоносителей (см. рис. 5.13)	4	Схема взаимного течения теплоносителей	Возможны схемы 1, 2, 4 в соответствии с рис.5. Прил. 2 или рис. 5.2
2	*b*		Число ходов в схеме МО. См. рис. 5. приложение 1	1	Равно числу ходов масла для одноходового МО по воде или числу последова-	

					тельно включённых реверсивных элементов, противоточно установленных в водяном токе (см. рис.5 г, приложение 1) для реверсивного МО.	
3	k_D		$$k_D = \frac{L_1}{D_т}$$ В конце расчёта значение корректируется из-за невозможности иметь нецелое число диафрагм и остаётся таким окончательно. Соответственно корректируется скорость масла.	0,200	Относительная величина расстояния между диафрагмами.	L_1 есть расстояние между диафрагмами в средней части пучка (см. рис.1). Обычно $L_1=(0{,}2\ldots1)D_т$. См. рис. 1, Прил. 2, рис.6 Прил.1, или рис. 5.1

4	$h_{со}$		$h_{c0} = \frac{H_{c0}}{D_0}$ Выбирается в зависимости от расстояния между диафрагмами. Рекомендуемые значения см. рис.6 прил.1 или рис.5.5	0,21	Относительная высота выреза диафрагмы на диаметре Do	
5	m_1		$m_1 = \frac{D_т}{D_о}$	1,02	Отношение диаметров кожуха и описанной окружности	
6	$S_д$	м	Принимается конструктивно Рекомендуется выбирать равным 1,5…2 шага между рёбрами накатного оребрения трубки	0,005	Толщина диафрагмы	
7	$Z_г$		Принимается конструктивно, обычно близко к $Z_2/2$	4	Число герметизирующих выступов в зазоре между корпусом и трубным пучком	См. рис. 5.3
8	$f(G_м, w_м, B'_п)$		$G_м - w_м B_п (\frac{B'_п}{2cosц_1} + \frac{D}{2}) 2k_D ц_м c_м = 0$	0,0000 0012	Уравнение расхода масла	

9	$ц_1$		$\varphi_1 = arctg(\frac{2S_2}{B_п})$	3,42	Вспомогательный угол для определения описанной окружности. См. рис.1 приложение1	См. рис.2…4 Приложения 1 или рис. 5.3…5.6
10	$B'_п$	м	Находится из уравнения в строке 8	0,575	Наибольшая теоретическая ширина пучка (в центре сечения). Размер в первом приближении	
11	$Z_д$		$Z_д = окрвверх \quad \frac{B'_п}{S_1}$	29	Действительное число труб в поперечном ряду в центре сечения. Zд = Zo -2.	
12	$B_п$	м	$B_п = S_1 Z_д$	0,580	Наибольшая теоретическая ширина пучка (в центре сечения).Размер во втором приближении	
13	D_o	м	$D_o = (\frac{B_п}{2cos\varphi_1} + \frac{D}{2})2$	0,601	Диаметр окружности, описанной вокруг пучка	

14	цбо		$\varphi_{\alpha o} = 2 arccos\ (1 - 2h_{co})$	109,10	Центральный угол сегментного выреза на диаметре *D*o
15	S_o	м	$S_o = D_o Sin(\frac{\varphi_{\alpha o}}{2})$	0,490	Длина хорды сегментного выреза на диаметре Do
16	F_{co}	м^2	$F_{co} = \frac{\pi D_o^2}{4}\frac{\varphi_{\alpha o}}{360} - \frac{S_o D_o}{4} cos\frac{\varphi_{\alpha o}}{2}$	0,04331	Площадь сегментного выреза на диаметре D_o
17	$L_п$	м	$L_п = D_o(1 - 2h_c)$	0,349	Глубина одного отсека по ходу масла
18	Z_2		$Z_2 = нечет\ \ (окрвниз\ \frac{L_п}{S_2})$	21	Число поперечных рядов в отсеке
19	Z		$Z = Z_д + 2\frac{Z_2 - 1}{2}[Z_д + 2 - 0.5(\frac{Z_2 - 1}{2} + 1)]$	539	Общее число труб в пучке между вырезами диафрагм.
20	Z_{2max}		$Z_{2\max} = нечет(\frac{D_o}{S_2} - 1)$	35	Предельно возможное число поперчных рядов в пучке

См. рис. 2...4 Приложения 1 или рис. 5.3...5.6.

21	Z_{max}		$Z_{max} = Z_д + 2\frac{Z_{2max}-1}{2}[Z_д + 2 - 0.5(\frac{Z_{2max}-1}{2}+1)] - 12.$	765	Максимальное число труб в пучке при заполнении всей площади трубной доски
22	Z_{cv}		$Z_{cv} = (Z_{max} - Z)/2$	113	Возможное число труб в вырезе сегмента
23	r_c		$r_c = 2Z_{cv}/Z_{max}$	0,2954	
24	$D_т$	м	$D_т = m_1 D_o$	0,613	Внутренний диаметр кожуха
25	L_1	м	$L_1 = k_D D_т$	0,123	Расстояние между диафрагмами
26	H_{co}	м	$H_{co} = D_o h_{co}$	0,126	Высота сегментного выреза на диаметре Do

27	$H_{ст}$	м	$H_{ст} = H_{со} + 0{,}5(D_т - D_о)$	0,132	Высота сегментного выреза на диаметре Dт	
28	$h_{ст}$		$h_{ст} = \frac{H_{ст}}{D_т}$	0,216	Относительная высота выреза диафрагмы на диаметре Dт	
29	цбт		$\varphi_{\alpha т} = 2\,arccos\ (1 - 2h_{ст})$	110,69	Центральный угол сегментного выреза на диаметре $D_т$	
30	$S_т$	м	$S_т = D_т Sin(\frac{\varphi_{\alpha т}}{2})$	0,504	Длина хорды сегментного выреза на диаметре $D_т$	
31	$F_{ст}$	$м^2$	$F_{ст} = \frac{pD_т^2}{4}\frac{ц_{бт}}{360} - \frac{S_т D_т}{4} cos\frac{ц_{бт}}{2}.$	0,04681	Площадь сегментного выреза на диаметре $D_т$	

3.2 Определение числа N и средних температур теплоносителей

№ п/п	**Обозначение**		**Способ выбора или определения**	**Значение**	**Наименование**	**Примечание**

1	з'		$\eta' = \dfrac{T_{м1} - T_{м2}}{T_{м1} - T_{w1}}.$	0,4083	КПД ОМ	Соответствует S'
2	з"		$\eta'' = \dfrac{T_{м1} - T_{м2}}{T_{м1} - T_{w1}} \dfrac{1}{S''}.$	0,4542	КПД ОМ	Соответствует S"
3	$C_{рм}$	кДж/кг·К	Задаётся предварительно и уточняется итерациями. Сравнить с результатом в строке 3 таблицы 3.3. В случае расхождения более 5% заменить заданное значение на вычисленное.	2,1865	Теплоемкость масла. В первом приближении задаётся и уточняется итерациями. В программе организован итерационный цикл	
4	$W_м$	Вт/К	$W_м = G_м C_{рм}$	44168,0	Энергоёмкость потока масла	
5	W_w	Вт/К	$W_w = G_w C_{pw}$	39700,3	Энергоёмкость потока воды	
6	W_{min}	кВт/К	Минимальное из $W_м$ и W_w	39700,3		

7	S'		$S = \frac{G_{\text{м}} c_{p\text{м}}}{G_w c_w}.$	1,1125	Отношение энерго-ёмкостей	
8	S''		$S'' = \frac{G_w c_w}{G_{\text{м}} c_{p\text{м}}}.$	0,8988	Отношение энерго-ёмкостей	
9	S		Действующее значение	0,8988	Отношение энерго-ёмкостей	Выбирается как меньший из S' и S''
10	з		Действующее значение Выбирается соответствующий действующему S	0,4542	КПД ОМ	
11	N		$N = f(\eta, S, \text{схемы})$ Расчётная формула выбирается в зависимости от схемы взаимного течения теплоносителей и значений S и з	0,8921	Число единиц переноса теплоты	
12	t_{w2}	°C	$t_{w2} = t_{w1} + W_{\text{м}}(t_{\text{м}1} - t_{\text{м}2}) / W_w$	80,72	Температура воды за МО	

13	t_{wf}	°C	$t_{wf} = \frac{t_{w2} - t_{w1}}{Ln\frac{t_{w2}}{t_{w1}}}$	74,62	Средняя температура воды	
14	T_{wf}	К	$T_{wf} = t_{wf} + 273$	347,62	Средняя температура воды	
15	$t_{мf}$	°C	$t_{мf} = t_{wf} + \frac{t_{м1} - t_{м2}}{N}\frac{W_м}{W_{min}}$	87,94	Средняя температура масла	
16	$T_{мf}$	К	$T_{мf} = t_{мf} + 273$	360,94	Средняя температура масла	

3.3. Определение физических параметров теплоносителей и граничных условий теплообмена для каждого из них

Масло						
1	$c_м$	кг/м^3	$\rho_м = 844 - 0{,}647 \times t_{мf}$	787,10	Плотность масла	

2	$C_{pм}$	кДж/кг·К	$C_{pм} = 1{,}782 + 0{,}0046 \times t_{мf}$	2,186	Теплоёмкость масла во втором приближении	Параметры масла определены для марок М12В и М14В с учетом влияния присадок и рабочего давления
3	$л_м$	Вт/мК	$л_м = 0{,}12(c/844)^{1{,}333}$	0,10933	Теплопроводность масла	
4	$х_м$	$м^2/с$	$\upsilon_м = 76\times10^{-6}\times(1+2\times10-4p_м)(50/t_{мf})^{2{,}4715}$	1,912E-05	Кинематическая вязкость масла	
5	e		$e = 15{,}56/\, t_{мf}\, Д^{(96{,}2/t_{мf})}$	0,535	Эмпирический коэффициент в уравнении для ГУ по теплообмену в масле	

6	n		$n = (0{,}00163 t_{мf} (Д - 11{,}5) + 2{,}7)^{-1}$	0,692	Эмпирический коэффициент в уравнении для ГУ по теплообмену в масле	
7	$w_{м1}$	м/с	$w_{м1} = \frac{G_м}{L_1 B_п \varphi_м \rho_м}$ Если в столбце «значение» отсутствует число, подставить его из ячейки E27 программы (строка 22 табл. 1.3), а после реализации счёта организовать цикл с ячейкой E140 (строка 7 табл 3.4), если этого потребует индикатор 3.	1,052	Скорость масла во втором приближении.	
8	$Re_{dэ}$		$Re_{d_э} = \frac{w_м d_э}{\upsilon_м}$	91,690	Число Рейнольдса по маслу	
9	$б_о$	Вт/м^{2}К	$\alpha_o = e Re^n \lambda_м / d_э$	799,52	Коэффициент теплоотдачи от масла к ПТ без учёта поправок	
10	$е_б$		$\varepsilon_\alpha = \exp(-m_\alpha)$	0,9789	Поправка на влияние обводного потока	

11	m		$m_{\alpha} = 1{,}35\frac{D_{т} - D_{о}}{D_{т}\varphi_{м}}(1 - (2Z_{г} / Z_{2})^{\frac{1}{3}})$	0,02123 2571	Составляющая поправки	
12	$f_{ст}$		$f_{ст} = F_{ст} - Z_{cv}\frac{\pi D^{2}}{4}$	0,0113	Площадь живого сечения сегментного выреза с учётом загромождения трубами	
13	Φ_{cv}		$\Phi_{cv} = 1 - r_{с} + 0{,}524 r_{с}^{0{,}32}(f_{м} / f_{ст})^{0{,}03};$ $r_{с} = 2Z_{cv} / Z_{max}$	1,06755	Поправка на влияние труб в вырезе перегородки. Использовать в случае отклонения от стандартной конструкции	
14	x		если 100 < Re_{d_o} < 1000 $x = 1;$ если $Re_{d_o} > 1000$ $x = 0.931 + 0.00156\ Z_2$ при Z_2 ЎЭ15 $x = 0.878 + 0.0052\ Z_2$ при Z_2 ЎЭ8 $x = 0.785 + 0.017\ Z_2$ при $Z_2 < 8.$	1	Поправка на число рядов труб, поперечных потоку масла в одном отсеке теплообменника	
15	Re_{do}		$Re_{d_o} = Re_{d_э}\frac{d_o}{d_э}$	616,40	Число Рейнольдса, пересчитанное на определяющий размер *d*o	

16	$Д_б$		Байпасный поток практически устраняется в теплообменниках конструкции БерМЗ. О влиянии потока протечек через диафрагмы данные противоречивы. Соответственно эти поправки не вносятся, т.е. принимаем Дб = 0	0	Поправка на влияние байпасного потока и потока протечек через диафрагмы	
17	$б_м$	$Вт/м^2К$	$\alpha_м = \alpha_о(1-\Delta_\alpha)\varepsilon_\alpha\Phi_с / x$	835,60	Действительное значение коэффициента теплоотдачи от масла с учётом поправок	
Вода						
1	r_w	$кг/м^3$	$\rho_w = 999,7/(0,9 \quad 9534 \quad + 0,466 \quad \times 10^{-3} t)$	970,4	Плотность воды.	Параметры определены по средней логарифмической температуре потока воды для пресной воды
2	C_{pw}	кДж/кг·К	$C_{pw} = 4,1797 - 2,17 \times 10 - 4t + 2,894 \times 10 - 6t$	4,179	Теплоёмкость воды	

3	$м_w$	Па·с	$\mu_w = \frac{0{,}0001882}{[(1+0{,}0337(T_{wf}-273{,}2)+0{,}000221(T_{wf}-273{,}2)^2]}$.	0,000398	Динамическая вязкость воды	
4	$л_w$	Вт/м·К	$\lambda_w = 0{,}0286\ C_{pw}^{1,55} / \mu_w$	0,6759	Теплопроводность воды	
5	Pr_w		$Pr_w = C_{pw} \times \mu_w / \lambda_w$	2,4653	Число Прандтля	
6	$н_w$	$м^2/с$	$\upsilon_w = \mu_w / \rho_w$	0,000000410	Кинематическая вязкость воды	
7	Q	Вт	$Q = W_м (t_{м1} - t_{м2})$	471714,40	Количество теплоты, переданной в МО	

8	T_{wctf}	К	$T_{wctf} = T_{м\,f} - \frac{Q}{F}(\frac{1}{\alpha} + R_{ст}).$ При неизвестной F рекомендуется принять равной $T_{мf.}$ Далее сравнить с результатом во втором приближении (табл. 3.4. строка 14). При разности более 5К заменить принятое значение результатом второго приближения.	355,7	Средняя интегральная температура стенки ПТ со стороны воды в первом приближении.	При автоматическом счёте для итерационных расчётов здесь в программе организована циклическая ссылка
9	$м_{ст}$	Па·с	$\mu_{ст} = \frac{0.0001882}{[(1 + 0.0337(T_{wctf} - 273,2) + 0,000221(T_{wctf} - 273,2)^2]}$	0,00035	Динамическая вязкость воды при средней температуре стенки	Параметры определены по средней логарифмической температуре стенки ПТ со стороны воды для пресной воды
10	$л_{ст}$	Вт/м·К	$\lambda_{ст} = 0,02867 c_{pw}^{1,55} / \mu_{ст}^{0,12}$	0,6850	Коэффициент теплопроводности воды при средней температуре стенки	
11	$Pr_{ст}$		$\mathbf{Pr}_{ст} = \frac{\mu_{ст} c_{pw}}{\lambda_{ст}}.$	2,18	Число Прандтля для воды при средней температуре стенки	

12	$б_w$	Вт/м2К	$\alpha_w = 0.021\varepsilon_l \, \mathrm{Re}_w^{0.8} \, \mathrm{Pr}_w^{0,43} \frac{\lambda_w}{d_w} (\frac{\mathrm{Pr}_w}{\mathrm{Pr}_{ст}})^{0.25}, (1)$ $\alpha_w = 0.116(\mathrm{Re}_w^{\frac{2}{3}} - 125) \, \mathrm{Pr}_w^{\frac{1}{3}} [1 + (\frac{d_w}{H_п})^{\frac{2}{3}}] (\frac{\mu_w}{\mu_{ст}})^{0.14} \frac{\lambda_w}{d_w}. (2)$	7131,9	Коэффициент теплоотдачи от стенки к воде. (1) для Re_{wdw} <8000, (2) для Re_{wdw} >8000	
13	Re_w		$\mathrm{Re}_w = \frac{w_w d_w \rho_w}{\mu_w}.$	21961,7	Число Рейнольдса по воде	
14	$\frac{L_т}{d_w}$		$\frac{L_т}{d_w}$	85,13	Предварительно выбираемое значение отношения длины трубки к внутреннему диаметру трубки	Выбирается по прототипу. Подлежит уточнению во втором приближении. Для итерационных расчётов в программе организована циклическая ссылка.

15	e_L		$\varepsilon_L = f(\frac{H_п}{d_w}; \mathrm{Re}_w)$	1,000	Поправка к коэффициенту теплоотдачи на длину трубки и режим течения жидкости	

3.4. Определение общей длины трубок теплообменника

1	Lо	м	$L_о = (\frac{1}{\alpha_м} + \sigma R_{ст} + \sigma \frac{1}{\alpha_w}) \frac{NW_{min}}{Zf_п}$	0,741	Длина трубок теплообменника без учёта затенения части трубок диафрагмами	
2	$Z_{дф}$		$Z_{дф} = окрвниз(\frac{L_о}{D_т k_D} - 1)$	5	Общее число диафрагм	
3	$b_м$		$b_м = Z_д + 1$	6	Число ходов масла при многоходовом реверсивном МО по воде (см. рис…..) или число отсеков с поперечным током масла..	
4	$L_т$	м	$L_т = L_о + Z_д S_д$	0,766	Длина трубок теплообменника с учётом затенения части длины диафрагмами	

5	L_1	м	$L_1 = \frac{L_o}{Z_{\text{дф}} + 1}$	0,124	Длина одного отсека между диафрагмами	
6	k_{D1}		$k_{D1} = \frac{L_1}{D_{\text{т}}}$	0,202	Относительная величина расстояния между диафрагмами во втором приближении	
7	$w_{м1}$	м/с	$w_{\text{м}1} = \frac{G_{\text{м}}}{L_1 B_{\text{п}} \varphi_{\text{м}} \rho_{\text{м}}}$	1,044	Скорость масла во втором приближении	
8	b_w		$b_w = окрвверх(Zf_{w1} w_w \rho_w / G_w)$	4	Число ходов теплообменника по воде	
9	k	Вт/м^{2}К	$k = (\frac{1}{\alpha_{\text{м}}} + \sigma R_{\text{ст}} + \sigma \frac{1}{\alpha_w})^{-1}$	310,80	Коэффициент теплопередачи	
10	k_g	Вт/кг·К	$k_g = kf_g$	117,20	Коэффициент использования массы пучка труб	

11	$M_п$	кг	$M_п = ZL_т g_{пм}$	443,34	Масса пучка труб	
12	*Fo*	$м^2$	$F_o = ZL_o f_п$	113,95	Площадь поверхности теплоотдачи со стороны рёбер без затенённых диафрагмами участков	
13	*F*	$м^2$	$F_т = ZL_т f_п$	117,80	Полная площадь поверхности теплообмена со стороны оребрения	
14	$T_{wстf}$	К	$T_{wстf} = T_{м\,f} - \frac{Q}{F_т}(\frac{1}{б} + R_{ст}).$	355,74	Действительное значение средней интегральной температуры стенки ПТ со стороны воды	
15	$\frac{L_т}{d_w}$		$\frac{L_т}{d_w}$	85,13	Действительное отношение длины трубок к внутреннему диаметру	
16	DP_w	кПа	Определяется по подпрограмме, см. лист "Гидравлический"	10,63	Сопротивление МО по воде	

17	$ДP_м$	кПа	Определяется по подпрограмме, см. лист "dP Масло"	211,35	Сопротивление МО по маслу	
18	Индикатор1		Индикатор правильности выполнения операции по определению ширины пучка	Расчёт корректен		
19	Индикатор 2		Индикатор правильности выполнения операции по определению числа N на листе NTU	Расчёт корректен		
15	Индикатор3		Индикатор правильности определения $w_м$ при итерациях	Расчёт корректен		
20	Индикатор 4		Индикатор правильности определения $C_{pм}$ в расчёте	Расчёт корректен		
21	Индикатор 5		Индикатор правильности определения $T_{wстf}$ в расчёте	Расчёт корректен		
22	Индикатор 6		Индикатор правильности определения $L_т/dw$ в расчёте	Расчёт корректен		

Таблица 4. Результаты расчета.

№ п/п	Обозначение	Наименование		Значение
Параметры МО и теплоносителей				
1	G	кг/с	Расход масла	20,20
2	$t_{м1}$	^oC	Температура масла на входе	95,00
3	$p_{м1}$	кПа	Давление масла на входе	785,00
4	$t_{м2}$	^oC	Температура масла за охладителем	84,32
5	з		КПД ОМ	0,45
6	$w_м$	м/с	Скорость масла	1,04
7	$ДP$м	кПа	Сопротивление по маслу	211,35
8	G_w	кг/с	Расход воды	9,48
9	t_{w1}	^oC	Температура воды на входе	68,84
10	P_w	кПа	Давление воды на входе	392,0
11	w_w	м/с	Скорость воды в трубках	1,0
12	$ДPw$	кПа	Сопротивление по воде	10,6
13	$R_{ст}$	$м^2 \cdot К/Вт$		0,0001
14	k_g	Вт/кгК	Коэффициент использования массы пучка труб	117,20
15	Q	Вт	Количество теплоты, переданной в МО	471714,40

16	b		Число ходов масла при одноходовом МО по воде или число последовательно включённых реверсивных элементов, противоточно установленных в водяном токе многоходового по воде МО (см. рис.5 прил.1).	1
17	b_w		Число ходов теплообменника по воде	4
Параметры трубки и трубной решётки				
18	D	м	Наружный диаметр оребрения	0,0200
19	d_0	м	Несущий диаметр трубки	0,0112
21	d_w	м	Внутренний диаметр трубки	0,0090
22	u	м	Шаг между рёбрами	0,0017
23	$д_1$	м	Толщина ребра у основания	0,0006
24	$д_2$	м	Толщина ребра у вершины	0,0002
26	S_1	м	Шаг между трубками, перпендикулярный движению масла	0,0200
27	S_2	м	Шаг между трубками по глубине.	0,0173
28	$h_{со}$		Относительная высота выреза диафрагмы на диаметре Dо	0,210
29	k_D		Относительная величина расстояния между диафрагмами	0,202
30	$S_д$	м	Толщина диафрагмы	0,005
31	$Z_д$		Действительное число труб в поперечном ряду в центре сечения.	29
32	Z_2		Число поперечных рядов труб в отсеке	21
33	Z		Общее число труб в пучке	765
34	$Ц_{бо,град}$		Центральный угол сегментного вы-	109,10

			реза на диаметре *D*о	
35	Цбт,град		Центральный угол сегментного выреза на диаметре *D*т	110,69
36	$H_{со}$	м	Высота сегментного выреза на диаметре Do	0,126
37	$H_{ст}$	м	Высота сегментного выреза на диаметре Dт	0,132
38	*D*о	м	Диаметр окружности, описанной вокруг пучка	0,601
39	$D_т$	м	Внутренний диаметр кожуха	0,613
40	*L*п	м	Длина одного отсека по ходу масла	0,349
41	$Z_{дф}$		Общее число диафрагм	5
40	L_1	м	Расстояние между диафрагмами	0,123
41	*L*т	м	Длина трубок теплообменника с учётом затенения части длины диафрагмами	0,766
42	Мп	кг	Масса пучка труб	443,34
43	*F*	$м^2$	Полная площадь поверхности теплообмена со стороны оребрения	117,80

Примечания:

1. Жирными рамками выделены ячейки, в которые можно вводить численные значения в начале расчёта. Кроме них жирными рамками выделены ячейки, в которых находятся параметры, уточняемые итерационными приближениями.

5.7.3. Табличная форма определения гидравлического сопротивления маслоохладителя.

Таблица 1. Измеряемые конструктивные параметры МО

№ п/п	Обозначение	Размерность	Способ выбора или определения	Значение	Наименование параметра	Примечание
1.	$d_{w\text{ш}}$	мм	Задаётся по обмерам	8,74	Внутренний диаметр шероховатых участков трубки	См. рис. 2, Прил. 2.или рис. 3.12
2.	$d_{w\text{г}}$	мм	Задаётся по обмерам	9,5	Внутренний диаметр гладких участков трубки	
3.	$H_{\text{тр.г}}$	мм	$H_{\text{трг}} = 6d_{w\text{г}}$	57,0	Длина шероховатых участков трубок	
4.	$H_{\text{тр.ш}}$	мм	$H_{\text{трш}} = L_{\text{т}} - 2H_{\text{трг}}$	1212,0	Длина гладких участков трубок	
5.	$д_{в}$	мм	Задаётся по обмерам	0,2	Высота выступов	
6.	$b_{\text{к}}$	мм	Задаётся по обмерам	70	Высота поворотной камеры	bк >=(6…10)dw См. рис.1, Прил. 2 или рис 5.1
7.	$Z_{\text{р}}$		$Z_{\text{р}} = окрвниз(\frac{D_{\text{о}}}{S_2})$	10	Число рядов пучка, выделяемое под разбивку водяных ходов	См. рис.1, Прил. 3. или рис 5.7

8.	Z_x		$Z_x = окрвниз \frac{2(Z_p - 2)}{b_w}$	16	Среднее число поперечных рядов в одной поворотной камере	См. рис.1, Прил. 3. или рис.5.7
9.	Z_{1x}		$Z_{1x} = окрвниз \frac{Z}{b_w}$	60	Среднее число трубок в одном ходе воды	
10.	b_o	мм	$b_o = Z_x S_2 / 2$	187,06	Длина одного хода в поворотной камере по ходу потока воды (половина общей длины поворотной камеры)	
11.	r	мм		2	Радиус скругления отводящего патрубка на входе	См. рис. 5, Прил. 2. или рис 3.16
12.	$D_п$	мм	Определяется по допустимой скорости воды	70	Внутренний диаметр подводящего патрубка	Для пресной воды скорость до 2,5 м/с. См. рис. 1, Прил. 2.
13.	$D_{оп}$	мм	Определяется по допустимой скорости воды	70	Внутренний диаметр отводящего патрубка	Для пресной воды скорость до 2,5 м/с. См. рис. 1, Прил. 2.

Таблица 2. Вычисляемые конструктивные параметры и их соотношения

№ п/п	Обозначение	Размерность	Способ выбора или определения	Значение	Наименование параметра	Примечание
1	f_{w1}	м^2	$\frac{\pi d_{w\,г}^{\,2}}{4}$	7,09E-05	Живое сечение входа одной трубки	
2	ц$_w$		$\varphi_w = \frac{f_{w1}}{S_1 S_2}$	1,12E-01	Коэффициент стеснения сечения по воде	
3	f_w	м^2	$f_w = \frac{f_{w1} Z}{b_w}$	4,25E-03	Живое сечение одного хода пучка для прохода воды	По диаметру гладких участков трубок
4	$f_{w\text{ф}}$	м^2	$f_{w\text{ф}} = \frac{f_w}{\varphi_w}$	3,79E-02	Площадь фронта одного хода пучка по воде	
5	$f_{\text{под}}$	м^2	$f_{\text{под}} = \frac{\pi D_{\text{п}}^{\,2}}{4}$	0,00385	Площадь отверстия подводящего трубопровода	
6	$f_{\text{отв}}$	м^2	$f_{\text{под}} = \frac{\pi D_{\text{оп}}^2}{4}$	0,00385	Площадь отверстия отводящего трубопровода	

7	$n_{под}$	-	$n_{под} = \frac{f_{w\phi}}{f_{под}}$	9,84		
8	$n_{вх}$	-	$n_{вх} = \frac{f_{w\phi}}{f_{w}}$	8,91		
9	$n_{вых}$	-	$n_{вых} = \frac{f_{w\phi}}{f_{w}}$	8,91		
10	x		$x = \frac{r}{D_{оп}}$	0,03		См рис. 5 Прил.2 или рис. 3.16
11	$\frac{b_к}{b_о}$		$\frac{b_к}{b_о}$	0,374		
12	$n_{отв}$	-	$n_{отв} = \frac{f_{w\phi}}{f_{отв}}$	9,843		

Таблица 3. Гидравлический расчет

№ п/п	Обозначение	Размерность	Способ выбора или определения	Значение	Наименование параметра	Примечание
1	w_w	$\frac{м}{с}$	$W_w = \frac{G_W}{f_W \rho_W}$	3,98	Средняя скорость воды в трубках	
2	$R_{ew}*10^{-5}$	-	$\frac{w_w d_{wг} \rho_w}{\mu_w}$	0,5878764	Число Рейнольдса	
3	$o_{под}$	-	$1{,}1 - (\frac{2{,}06}{n_{под}} + \frac{0{,}96}{n_{под}^2})$	0,881	Коэффициент сопротивления участка П-П	
4	$o_{вх}$	-	$0.5\left(1 - \frac{1}{n_{вх}}\right)$	0,444	Коэффициент сопротивления участка Вх-1 и Вх-2	
5	$o_{тр.ш}$	-	$0{,}0275\ (1{,}8 + 1{,}75\frac{\delta в}{d_{Wш}})$	0,051	Коэффициент сопротивления шероховатых участков трубок	

6	$o_{тр.г}$	-	$\xi_{трг} = 0{,}008Re^6 - 0{,}0703Re^5 + 0{,}2536Re^4 - 0{,}4814Re^3 + 0{,}5139Re^2 - 0{,}3023Re + 0{,}0845$	0,012	Коэффициент сопротивления гладких участков трубок. См. рисунок 7, Приложение 2.	При графоаналитическом методе расчета см. рис. 3.13
7	$o_{вых}$	-	$1{,}1 - (\frac{2{,}06}{n_{вых}} + \frac{0{,}96}{n_{вых}^2})$	0,857	Коэффициент сопротивления участка Вых-1 и Вых-2	
8	ж``	-	$\zeta'' = -204{,}15x^5 + 430{,}42x^4 - 230{,}7x^3 + 57{,}454x^2 - 7{,}7372x + 0{,}4967$	0,317	Коэффициент сопротивления формы входной кромки выходного патрубка. См. рис. 5 прил. 2	При графоаналитическом методе расчета см. рис.3.16
9	ж $_{отв}$	-	$\zeta_{отв} = \zeta`` (1 - \frac{1}{n_{отв}})$	0,285	Коэффициент сопротивления участка ОТ-ОТ. См. рис.3 прил. 2	

10	$\zeta_{пов}$	-	$\zeta_{пов} = 2E\text{-}10x^5 + 5{,}7128x^4 - 31{,}469x^3 + 66{,}937x^2 - 65{,}652x + 27{,}892; \quad x = \frac{b_к}{b_о}$	11,16	Коэффициент сопротивления участка ПОВ. См. рис.3 прил. 2	При графоаналитическом методе расчета, определять по графику - рисунок 8, Приложение 2. или рис 3.15
11	$w_{под}$	$\frac{м}{с}$	$\frac{G_W}{f_{под}\rho_W}$	4,40	Средняя скорость в подводящем патрубке	
12	$ДР_{под}$	Па	$\zeta_{под}\frac{w_{под}^2\rho_W}{2}$	8391,83	Сопротивление участка П-П. См. рис.3 прил. 2	
13	$b_w ДР_{вх}$	Па	$b_w\zeta_{вх}\frac{w_W^2\rho_W}{2}$	869,37	Сопротивление входных участков трубок	

14	$b_w ДР_{тр}$	Па	$b_w \frac{w_W^2 \rho_W}{2}\left(\frac{H_{тр.г}}{d_{wг}} \xi_{тр.г} + \frac{H_{тр.ш}}{d_{wш}} \xi_{тр.ш}\right)$	55298,8	Суммарное сопротивление трения жидкости о стенки	
15	$b_w ДР_{вых}$	Па	$b_w \frac{w_W^2 \rho_W}{2} \xi_{вых}$	6682,80	Сопротивление участков Вых-1 и Вых-2. См. рис.3 прил. 2 .	
16	$w_{пов}$	$\frac{м}{с}$	$w_{пов} = \frac{G_W}{f_{W ф} \rho_W}$	0,45	Скорость на входе в поворотную камеру	
17	$ДР_{пов}$	Па	$(b_w - 1) \frac{w_{пов}^2 \rho_W}{2} \xi_{пов}$	0,00	Потери на поворот	
18	$w_{отв}$	$\frac{м}{с}$	$w_{отв} = \frac{G_W}{f_{отв} \rho_W}$	4,40	Скорость в отводящем патрубке	
19	$ДР_{отв}$	Па	$\Delta P_{отв} = \xi_{отв} \frac{w_{отв}^2 \rho_W}{2}$	2717,14	Сопротивление участка ОТ-ОТ. См. рис.3 прил. 2	

20	$ДP_w$	кПа	$\Delta P_w = (\Delta P_{под} + b_w \Delta P_{вх} + b_w \Delta P_{тр} + b_w \Delta P_{вых} + (b_w - 1)\Delta P_{пов} + \Delta P_{отв})/1000.$	73,96	Суммарное сопротивление движению потока воды	
21	$ДP_w$	мм. рт. ст.	$\Delta P_{w\ \text{мм.рт.ст}} = \Delta P_{w\ \text{Па}} \times 0.0075$	554,70	Суммарное сопротивление движению потока воды	
22	$ДP_w$	мм. в.ст.	$\Delta P_{w\ \text{мм.в.ст}} = \Delta P_{w\ \text{кПа}} / 9.8 \times 1000$	7546,94	Суммарное сопротивление движению потока воды	

Примечания.

1. Ссылки в столбце «Примечания» на Приложения 1…3 предполагают использование электронной версии расчётной методики, выполненной в среде *Excel.* Материалы приложений содержатся на листах с названиями «Приложения 1…3». Листы содержатся в книгах с названиями «Методика прямого расчёта маслоохладителя», «Методика обратного расчёта маслоохладителя». Аналогичные ссылки на рисунки в разделах предполагают использование этого же материала, но содержащегося в печатных копиях соответствующих листов, которые представлены в разделах пособия.
2. Жирной рамкой в таблицах выделены ячейки, в которых вводятся исходные параметры. Числа в прочих ячейках являются результатами вычислений по предлагаемой методике.

5.7.4. Табличная форма расчёта сопротивления маслоохладителя по маслу

Таблица 1. Исходные данные

№ п/п	Обозначение	Размерность	Способ выбора или определения	Значение	Наименование параметра	Примечание
1	$L_{пф}$	м	$L_{пф} = Z_2 S_2$	0,210	Фактическая глубина одного отсека по ходу масла	См. рис. 5.4
2	$d_э$	м	$d_э = \frac{4\varphi_м}{f_v}$	0,00362	Эквивалентный диаметр	
3	$D_о$	м	$D_o = (\frac{B_п - S_1}{2cos\varphi_1} + \frac{D}{2})2$	0,246	Диаметр окружности, описанной вокруг пучка	См. рис. 5.4
4	$D_т$	м	$D_т = m_1 D_о$	0,250	Внутренний диаметр корпуса	См. рис. 1, Прил. 2 или рис. 5.4
5	$д_д$	м	выбирается конструктивно	0,00010	Зазор на сторону между трубкой и диафрагмой	Задаётся минимальным с учётом технологических возможностей
6	$D_д$	м	$D_д = D + 2\delta_д$	0,02470	Диаметр отверстий в диафрагме	

7	$f_{пд1}$	м^2	$f_{пд} = \frac{\pi}{2}(D_д^2 - D^2)Z$	0,00093	Общая площадь зазоров между трубками и диафрагмами для 1 среднего отсека	См. рис. 1, Прил. 2.
8	$D_{ду}$	м	Выбирается конструктивно	0,250	Диаметр диафрагменного уплотнения	В конструкциях БерМЗ это уплотнение неметаллическое, его диаметр больше диаметра корпуса. Формально следует считать его равным диаметру корпуса
9	fб	м^2	$f_б = \frac{\pi}{2}(D_т^2 - D_{ду}^2)$	0	Площадь байпасных зазоров для одного отсека	В конструкции БерМЗ байпасные протечки исключены
10	Fст	м^2	$F_{c_т} = \frac{\pi D_т^2}{4}\frac{\varphi_{ат}}{360} - \frac{S_т D_т}{4} cos\frac{\varphi_{ат}}{2}$	0,003336589	Площадь сегментного выреза на диаметре $D_т$	
11	$f_{ст}$	м^2	$f_{ст} = F_{ст} - Z_{cv}\frac{\pi D^2}{4}$	3,6542E-05	Живое сечение сегментного выреза	

12	$b_м$		$b_м = Z_д + 1$	9	Число ходов масла при многоходовом реверсивном МО по воде (см. рис1 прил.2) или число отсеков с поперечным током масла..	
13	$Z_г$			2	Число герметизирующих выступов в зазоре между корпусом и трубным пучком	
14	$Z_с$		Зависит от размещения труб в доске.	7	Число труб в вырезе диафрагмы	
15	$f_{пд23}$	$м^2$	$f_{пд_{23}} = \frac{\pi}{4}(D_д^2 - D^2)Z$	0,00046	Общая площадь зазоров между трубками и диафрагмами для крайних отсеков	

Таблица 2.Расчет сопротивления МО по маслу

№ п/п	Обозначение	Размерность	**Формула или источник**	Результат	Наименование параметра	Примечание
1.	$w_{м1}$	м/с	$w_{м1} = G_м / f_{м1} / \rho_м$	0,90	Скорость масла в средних отсеках	
2.	$w_{м2}$	м/с	$w_{м2} = G_м / f_{м2} / \rho_м$	0,69	Скорость масла в приёмном отсеке	
3.	$w_{м3}$	м/с	$w_{м3} = G_м / f_{м3} / \rho_м$	0,69	Скорость масла в отводном отсеке	
4.	Re_{do}		$\mathrm{Re}_{d_о} = \frac{w_{м1} d_о}{\upsilon_м}$	316,08	Число Рейнольдса по маслу	
5.	$\mathrm{Re}_{dэ1}$		$\mathrm{Re}_{d_{э1}} = \frac{w_{м1} d_э}{\upsilon_м}$	84,64	Число Рейнольдса по маслу	
6.	$\mathrm{Re}_{dэ2}$		$\mathrm{Re}_{d_{э2}} = \frac{w_{м2} d_э}{\upsilon_м}$	65,11	Число Рейнольдса по маслу	
7.	$\mathrm{Re}_{dэ3}$		$\mathrm{Re}_{d_{э3}} = \frac{w_{м3} d_э}{\upsilon_м}$	65,11	Число Рейнольдса по маслу	
8.	$ДP_{п1}$	Па	$\Delta P_{п1} = \rho_м w_{м1}^2 \Phi_м \frac{L_{пф}}{d_э} \mathrm{Re}_{d_{э1}}^{m-2}$	5,17E+02		

9.	$\Delta P_{п2}$	Па	$\Delta P_{п2} = \rho_м w_{м2}^2 \Phi_м \frac{L_{пф}}{d_э} \mathrm{Re}_{d_{э2}}^{m-2}$	4,14E+02		
10.	$\Delta P_{п3}$	Па	$\Delta P_{п3} = \rho_м w_{м3}^2 \Phi_м \frac{L_{пф}}{d_э} \mathrm{Re}_{d_3}^{m-2}$	4,14E+02	Сопротивление пучка по маслу в поперечном течении без учёта поправок	
11.	$\Phi_м$		$\Phi_м = 65,4 t_{fм}^{-0,855} (Д-1)^{\frac{96,2}{t_{fм}}}$	2,37E+00	Эмпирический коэффициент	
12.	m		$m = (0.013 t_{fм}^{0,36} (Д - 8,805) + 1,21)^{-1}$	8,40E-01	Эмпирический коэффициент	
13.	$\Delta P'_{п1}$	Па	$\Delta P'_п = \Delta P_п \varepsilon_{\Delta P}$	4,81E+02	Сопротивление пучка по маслу в поперечном течении в средних отсеках с учётом поправок	
14.	$\Delta P'_{п2}$	Па	$\Delta P'_п = \Delta P_п \varepsilon_{\Delta P}$	3,86E+02	Сопротивление пучка по маслу в поперечном течении в приёмном отсеке с учётом поправок	

15.	$\Delta P'_{п3}$	Па	$\Delta P'_{п} = \Delta P_{п} \varepsilon_{\Delta P}$	3,86E+02	Сопротивление пучка по маслу в поперечном течении в отводном отсеке с учётом поправок	
16.	$e_{Др}$		$\varepsilon_{\Delta p} = \exp(-m_{\Delta p})$	0,93079	Поправка на влияние обводного потока	
17.	$m_{Др}$		$m_{\Delta p} = ai(1 - \sqrt[3]{\frac{Z_г}{Z_2}})$	0,07172	Эта поправка будет одинаковой для всех отеков.	
18.	$i_{1,2,3}$		$i = \frac{(D_т - D_o)L_i}{f_{мi}}$	0,05	Эта поправка будет одинаковой для всех отеков, поскольку отношение L/f не меняется	
19.	a		$a = 4{,}5$ если $\mathrm{Re}_{d_o} < 100$; $a = 3{,}8$ если $\mathrm{Re}_{d_o} > 100$.	3,80		
20.	$\Delta P_{с1}$	Па	$\Delta P_{с1} = (2 + 0{,}6Z_c)\frac{w_{z1}^2}{2}\rho_м$	515181,86	Сопротивление при течении масла через вырез диафрагмы в среднем отсеке	

21.	ΔP_{c2}	Па	$\Delta P_{c2} = (2 + 0{,}6Z_c)\frac{w_{z2}^2}{2}\rho_м$	396293,74	Сопротивление при течении масла через вырез диафрагмы в приёмном отсеке	
22.	ΔP_{c3}	Па	$\Delta P_{c3} = (2 + 0{,}6Z_c)\frac{w_{z3}^2}{2}\rho_м$	396293,74	Сопротивление при течении масла через вырез диафрагмы в отводном отсеке	
23.	w_{z1}	м/с	$w_z = \sqrt{w_м w_c}$	14,40	Средняя квадратичная скоростьв средних отсеках	
24.	w_{z2}	м/с	$w_z = \sqrt{w_м w_c}$	12,63	Средняя квадратичная скорость в приёмном отсеке	
25.	w_{z3}	м/с	$w_z = \sqrt{w_м w_c}$	12,63	Средняя квадратичная скорость в отводном отсеке	
26.	w_c	м/с	$w_c = \frac{G_м}{f_{ст}\rho_м}$	230,893	Скорость масла в вырезе перегородки	

27.	$ДР_У$	кПа	$\Delta P_\Sigma = (b_м - 2)\Delta P_{п1} + \Delta P_{п2} + \Delta P_{п3} + (b_м - 3)\Delta P_{с1} + \Delta P_{с2} + \Delta P_{с3})/1000$	3173,822	Суммарное сопротивление без учёта байпасных и перепускных протечек	
28.	$ДР'_У$	кПа	$\Delta P'_\Sigma = \{(1 - \Delta_{\Delta p1})[\Delta P'_{п1}(b_м - 2) + (b_м - 3)\Delta P_{с1}] + (1 - \Delta_{\Delta p2})[\Delta P'_{п2} + \Delta P_{с2}] + (1 - \Delta_{\Delta p3})[\Delta P'_{п3} + \Delta P_{с3}]\}/1000$	2877,081	Суммарное сопротивление с с учётом байпасных и перепускных протечек	
29.	$Д_{Дp3}$		$\Delta_{\Delta p_3} = \psi_{\Delta p_3} X_1$	0,1691		
30.	$Д_{Дp2}$		$\Delta_{\Delta p_2} = \psi_{\Delta p_2} X_1$	0,1691		
31.	$Д_{Дp1}$		$\Delta_{\Delta p_1} = \psi_{\Delta p_1} X_1$	0,2833	Поправка на влияние байпасного и перепускного потоков	
32.	X_1		$X_1 = (f_п + 2f_б)/(f_п + f_б)$	1	Составляющая поправки на байпасный и перепускной потоки	

33.	$ш_{Др3}$		*При* $\theta_\alpha \le 0.25$ $100\psi_{\Delta p} = 8,1\sigma_1 - 1,66\sigma_1^2 + 0,26028\sigma_1^3 - 2,4412*10^{-2}\sigma_1^4 +$ $1,2847*10^{-3}\sigma_1^5 - 3,4971*10^{-5}\sigma_1^6 + 3,8285*10^{-7}\sigma_1^7$	0,1691		
34.	$ш_{Др2}$			0,1691		
35.	$ш_{Др1}$			0,2833	Составляющая поправки на байпасный и перепускной потоки	
36.	$ш_{Др3}$			0,2887		
37.	$ш_{Др2}$		*При* $0,25 < \theta_\alpha$ ЎЂ.75 $100\psi_{\Delta p} = 26,8 + 0,5459\sigma_1 + 5,3401\times10^{-5}\sigma_1^2.$	0,2887		
38.	$ш_{Др1}$			0,3220		
39.	y_{11}		$\sigma_1 = 100 * \theta_\alpha$	9,8743		

40.	y_{12}		$\sigma_1 = 100 * \theta_\alpha$	3,7978		
41.	y_{13}		$\sigma_1 = 100 * \theta_\alpha$	3,7978		
42.	$и_{б1}$		$\theta_\alpha = (f_{п1} + f_б) / f_м$	0,0987		
43.	$и_{б2}$		$\theta_\alpha = (f_{п23} + f_б) / f_м$	0,0380		
44.	$и_{б3}$		$\theta_\alpha = (f_{п23} + f_б) / f_м$	0,0380		

Примечания:
Ячейки, обведенные жирной рамкой, используются для ввода исходных данных

Вопросы для самопроверки к главе 5.

1. Как выбирается расстояние между диафрагмами в прямой задаче расчёта МО и на чём основаны соответствующие рекомендации?
2. Какие рекомендации существуют в отношении выбора основных размеров ПТ для обеспечения наибольшей компактности теплообменника?
3. Как выбирается величина высоты сегментного выреза диафрагм и на чём основаны соответствующие рекомендации?
4. Какие схемы взаимного течения теплоносителей могут быть реализованы в кожухотрубных МО?
5. Как вычисляется определяющая скорость масла при расчётах МО?
6. Объяснить особенности определения граничных условий по теплообмену в масле для кожухотрубных маслоохладителей по сравнению с аналогичными граничными условиями по теплообмену в воздушном потоке для ОНВ. В чём смысл введения поправок к исходному коэффициенту теплоотдачи и что они учитывают?
7. Объяснить особенности определения граничных условий по сопротивлению в масле для кожухотрубных маслоохладителей по сравнению с аналогичными граничными условиями по сопротивлению в воздушном потоке для ОНВ. В чём смысл введения поправок к значению сопротивления что они учитывают?
8. Есть ли отличия в формулировке прямой задачи расчёта МО по сравнению с аналогичной задачей для ОНВ? Если отличия существуют, то в чём их причина?
9. Установить, как будет изменяться КПД МО при фиксированных конструктивных данных и прочих равных условиях, если расход масла увеличивается? Обосновать сформулированное заключение.

Глава 6. Расчёты систем охлаждения ДВС.

6.1.Общие сведения о расчётах систем охлаждения ДВС.

Системы охлаждения, как и теплообменники, должны рассчитываться. Разумеется, в каждом случае должна быть известна схема системы. Особенности схем современных систем охлаждения и некоторые принципы конструирования современных систем рассматривались в главе 2. Аналогично расчётам теплообменников можно сформулировать содержание прямой, обратной и оптимизационной задач расчётов систем.

Для примера расчёта выберем схему системы охлаждения, разработанную для использования на магистральных тепловозах (см. рис. 6.1). В этой схеме существует два независимых контура охлаждения с двумя насосами. Один охлаждает собственно двигатель, а второй – надувочный воздух и циркуляционное масло. В обоих контурах тепло отводится через радиаторы, которые продуваются вентиляторами через объединённую шахту. Все радиаторные секции установлены параллельно в потоке вентиляторного воздуха. В этом случае общий расход вентиляторного воздуха распределяется по радиаторам пропорционально их фронтальной площади. В контуре охлаждения двигателя установлен один радиатор ***Р2***, а в контуре охлаждения масла и наддувочного воздуха – два радиатора – ***Р1*** и ***Р3***. Кроме того, к одному из радиаторных блоков (принципиально не важно к какому, на рисунке это блок ***Р2***) присоединена параллельно по потку вентиляторного воздуха одна секция для охлаждения гидросмеси (обозначена буквой ***Г***). Эта секция прокачивается своим отдельным насосом, который в схеме не показан. Принимаем, что оба насоса допускают регулирование производительности в сторону уменьшения. Расход воды через ОНВ G_{w1} и расход воды через МО G_{w3} при этом могут регулироваться независимо и быть в сумме меньше или равными максимальной производительности водяного насоса своего контура. Аналогично допускается регулирование расхода воды через радиатор двигателя.

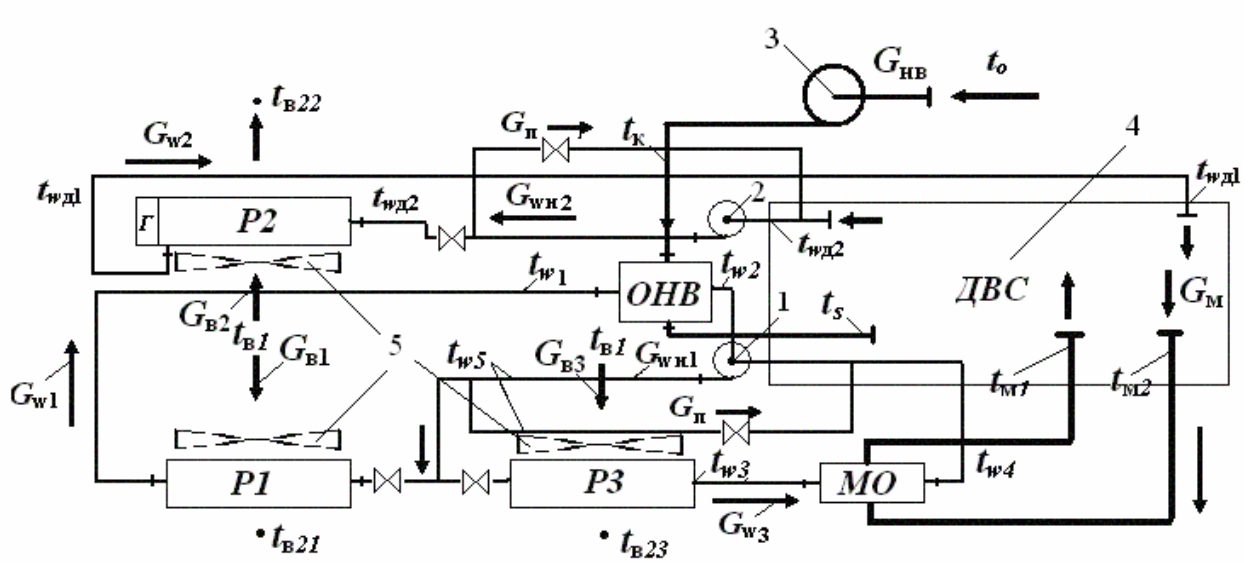


Рис. 6.1. Схема тепловозной системы охлаждения: 1 – насос контура ОНВ-МО; 2 – насос контура ДВС; 3 – компрессор; 4 – двигатель; 5- вентиляторы; ***P1…P3 –*** радиаторы; ***ОНВ***– охладитель наддувочного воздуха; ***МО*** – охладитель масла; ***Г –***секция охлаждения гидросмеси

В прямой задаче расчёта системы

задаются: параметры окружающей среды, производительности компрессора, насосов, вентиляторов, задаются количества теплоты, выделяемые двигателем в охлаждающую воду и масло, температуры масла и воды на выходе из двигателя, степень повышения давления и КПД компрессора или температура воздуха за компрессором, температура надувочного воздуха в ресивере двигателя.

Прямую задачу расчёта можно разделить на тепловую и конструктивную части.

В тепловой части прямой задачи расчёта системы

определяются: КПД всех теплообменников системы и предварительные значения масс их теплообменных поверхностей, температуры теплоносителей на входе двигателя, на входах и выходах всех теплообменников, расходы теплоносителей через все ветви системы, в том числе расходы обоих теплоносителей через каждый теплообменник.

В конструктивной части прямой задачи расчёта системы

определяются: конструктивные параметры всех теплообменников системы, уточняются их КПД и сопротивления по обоим теплоносителям.

В обратной задаче расчёта системы

задаются: параметры окружающей среды, конструктивные параметры всех теплообменников системы, расходы теплоносителей через каждый теплообменник и через каждую ветвь системы, степень повышения давления и КПД компрессора или температура воздуха за компрессором, температуры воды и масла на выходе из двигателя.

Определяются: температуры теплоносителей до и после каждого теплообменника, на входе двигателя, а также во всех узловых точках системы, количества теплоты, отводимые в системе от масла и двигателя, уточняются тепловые КПД всех теплообменников и их сопротивления по всем теплоносителям.

Оптимизационные задачи, как и для теплообменников, строятся на базе использования схем решения прямой и обратной задач. Задание исходных данных и результаты решения определяются целевой функцией, сформулированной для каждой оптимизационной задачи, которые, как и для расчётов теплообменников, могут быть достаточно разнообразными. Например, оптимизационная задача может быть сформирована на базе задания прямой задачи с дополнительным условием: получить решение для минимально возможного значения суммы масс сердцевин всех теплообменников системы. При решении такой или подобных задач могут быть введены ограничения. В частности, ограничения могут быть наложены на размеры, массу или конструктивные особенности одного или нескольких теплообменников системы или формулироваться каким-либо иным способом.

6.2. *Прямая задача расчёта системы охлаждения*

Рассмотрим пример решения **прямой** задачи расчёта системы, представленной на рис. 6.1. Принятые в примере обозначения соответствуют указанным на схеме.

Дано:

Температуры: $T_0, T_{в1}, T_к, T_s, T_{wд2}, T_{м2}$, (К).

Тепловые мощности: $Q_д$, $Q_м$, (Вт).

Расходы теплоносителей: $G_{в1}$, $G_{в2}$, $G_{в3}$, $G_{вУ}$*, $G_{wн1}$*,$G_{wн2}$*,$G_{нв}$,$G_м$ (кг/с).

Коэффициенты использования масс сердцевин теплообменников: $k_{gнв}$, $k_{gмо}$, $k_{gр1}$, $k_{gр2}$, $k_{gр3}$**.

В исходных данных $G_{вУ}$, $G_{wн1}$,$G_{wн2}$*обозначают соответственно максимально возможные расходы теплоносителей всеми вентиляторами одновременно и каждым из насосов в отдельности.

** Коэффициенты использования масс сердцевин теплообменников могут приниматься по результатам прототипных расчётов или по ГОСТам на соответствующие теплообменники.

Определить :

КПД всех теплообменников, $з_i$.

Температуры воды до и после каждого теплообменника, T_{wi},

Температуру воды перед двигателем $T_{wд1}$,

Температуру масла после охладителя (перед двигателем) $T_{м1}$,

Температуры воздуха за каждым из радиаторов.

Базой для решения задачи служит следующая система исходных выражений и уравнений:

1. Выражения для определения энергоёмкостей всех потоков теплоносителей:

$$W_{в1} = G_{в1}C_p;\ \ W_{в2} = G_{в2}C_p;\ \ W_{в3} = G_{в3}C_p;\ \ W_{вУ} = G_{вУ}C_p;$$
$$W_{нв} = G_{нв}C_p;$$
$$W_м = G_м C_{pм};$$
$$W_{w1} = G_{w1}C_{pw};\ \ W_{w2} = G_{w2}C_{pw};\ \ W_{w3} = G_{w3}C_{pw};$$
$$W_{wн1} = G_{wн1}C_{pw};\ \ W_{wн2} = G_{wн2}C_{pw}.$$

1. Уравнение тепловых балансов системы:
2. $$Q_м + Q_д + W_{нв}(T_к - T_s) = W_{в1}(T_{в21} - T_{в1}) + W_{в2}(T_{в22} - T_{в1}) + W_{в3}(T_{в23} - T_{в1}).$$
3. Уравнения тепловых балансов всех теплообменников:

ОНВ: $W_{нв}(T_к - T_s) = W_{w1}(T_{w2} - T_{w1})$,

Р1: $W_{в1}(T_{в21} - T_{в1}) = W_{w1}(T_{w5} - T_{w1})$,

Р2: $W_{в2}(T_{в22} - T_{в1}) = W_{w1}(T_{wд2} - T_{wд1})$,

Р3: $W_{в3}(T_{в23} - T_{в1}) = W_{w2}(T_{w5} - T_{w3})$,

МО: $W_{м}(T_{м2} - T_{м1}) = W_{w2}(T_{w4} - T_{w3})$.

4. Уравнения сохранения энергии в точках объединения цепей системы:

Для точки 1: $T_{w2}G_{w1} + T_{w4}G_{w2} = T_{w5}G_{wн2}$

5. Выражения для КПД и S всех теплообменников:

ОНВ:
$$з_{нв} = \frac{T_к - T_s}{T_к - T_{w1}} = \frac{1}{S_{нв}}\frac{T_{w2} - T_{w1}}{T_к - T_{w1}};\ S_{нв} = \frac{W_{нв}}{W_{w1}};$$
$$з'_{нв} = \frac{1}{S'_{нв}}\frac{T_к - T_s}{T_к - T_{w1}} = \frac{T_{w2} - T_{w1}}{T_к - T_{w1}};\ S'_{нв} = \frac{W_{w1}}{W_{нв}};$$

МО:
$$з_{м} = \frac{T_{м2} - T_{м1}}{T_{м2} - T_{w3}} = \frac{1}{S_{м}}\frac{T_{w4} - T_{w3}}{T_{м2} - T_{w3}};\ S_{м} = \frac{W_{м}}{W_{w3}};$$
$$з'_{м} = \frac{T_{w4} - T_{w3}}{T_{м2} - T_{w3}} = \frac{1}{S'м}\frac{T_{м2} - T_{м1}}{T_{м2} - T_{w3}};\ S'м = \frac{W_{w3}}{W_{м}}.$$

Р1:
$$з_{p1} = \frac{T_{w5} - T_{w1}}{T_{w5} - T_{в1}} = \frac{1}{S_{р3}}\frac{T_{в21} - T_{в1}}{T_{w5} - T_{в1}};\ S_{р3} = \frac{W_{w1}}{W_{в1}};$$
$$з'_{p3} = \frac{T_{w5} - T_{w1}}{S'_{р3}(T_{w5} - T_{в1})} = \frac{T_{в21} - T_{в1}}{(T_{w5} - T_{в1})};\ S'_{р3} = \frac{W_{в1}}{W_{w1}};$$

Р2:
$$з_{p2} = \frac{T_{wд2} - T_{wд1}}{T_{wд2} - T_{в1}} = \frac{1}{S_{р2}}\frac{T_{в22} - T_{в1}}{T_{wд2} - T_{в1}};\ S_{р2} = \frac{W_{w2}}{W_{в2}};$$
$$з'_{p2} = \frac{1}{S'_{р2}}\frac{T_{wд2} - T_{wд1}}{T_{wд2} - T_{в1}} = \frac{T_{в22} - T_{в1}}{T_{wд2} - T_{в1}};\ S'_{р2} = \frac{W_{в2}}{W_{w2}};$$

Р3:

$$з_{p3} = \frac{T_{w5} - T_{w3}}{T_{w5} - T_{в1}} = \frac{1}{S_{р3}} \frac{T_{в23} - T_{в1}}{T_{w5} - T_{в1}};\ \ S_{р3} = \frac{W_{w3}}{W_{в3}};$$

$$з'_{p3} = \frac{T_{w5} - T_{w3}}{S'_{р3}(T_{w5} - T_{в1})} = \frac{T_{в23} - T_{в1}}{(T_{w5} - T_{в1})};\ \ S'_{р3} = \frac{W_{в3}}{W_{w3}}.$$

Во всех записанных выражениях для определения КПД и S теплообменников допускаются варианты изменения соотношений между значениями энергоёмкостей теплоносителей для каждого теплообменника. Значения КПД без штрихов соответствуют наиболее вероятному сочетанию значений энергоёмкостей. При расчётах выбираются те значения КПД, которые будут определены на основании назначенных расходов теплоносителей по ветвям системы.

6. Уравнения сохранения балансов масс (или энергоёмкостей) в системе

$$W_{вУ} = W_{в1} + W_{в2} + W_{в3},$$

$$W_{wн1} \text{ ЎЂ} W_{w1} + W_{w3},$$

$$W_{wн2} \text{ ЎЂ} W_{w2}.$$

Подход к решению системы относительно искомых значений КПД и температур требует учёта того обстоятельства, что число неизвестных превышает число уравнений системы. Для сокращения числа неизвестных **необходимо определить (задать) значения ряда искомых величин до решения системы,** при этом оставшееся число неизвестных должно стать равным числу уравнений. При таком подходе в качестве задаваемых рекомендуется выбирать параметры, значения которых можно определить в относительно узких пределах, руководствуясь простыми и очевидными соображениями. В частности, для рассматриваемого примера назначаются значения следующих параметров: $з_{нв}$; $S_{нв}$; $з_{мо}$; $G_{в1}$; $G_{в2}$; G_{w3}.В отношении выбора этих величин предлагаются следующие рекомендации:

$з_{нв}$ – выбирается в пределах 0,91…0,97. Желательно стремиться к верхнему пределу, при этом снижается суммарная масса всех сердцевин теплообменников. Выбираемый предел ограничивается предельно допустимыми

размерами ОНВ и физической возможностью обеспечения выбранного значения в зависимости от выбранной схемы и значения $S_{нв}$. Ограничения проявляются в ходе расчётов. В случае нарушения ограничений значение $з_{нв}$ снижать до удовлетворения ограничениям.

$S_{нв}$ – выбирается в пределах 0,1…0,4. Желательно стремиться к верхнему пределу, при этом суммарная масса всех сердцевин теплообменников снижается. Верхний предел ограничен возможностью вскипания жидкости за ОНВ. Кроме того, с ростом $S_{нв}$ ухудшается компактность ОНВ. При нарушении ограничений по температуре жидкости или по компактности ОНВ $S_{нв}$ снижать.

$з_{мо}$ – выбирается в пределах 0,2…0,8. Увеличение $з_{мо}$ способствует снижению общей массы ПТ в системе, но повышает габариты самого МО. Соответственно в случае нарушения по предельным размерам или массе МО снижать выбранное значение $з_{мо}$.

G_{w3} – определяется в соответствии с уравнением сохранения баланса масс из неравенства:

$$G_{w3} \geq G_{w_{н1}} - G_{w1}$$

Уменьшение G_{w3} целесообразно выполнять вплоть до достижения условия: $S_м$=1. При уменьшении G_{w3} до определённых пределов возможно понижение массы ПТ всех теплообменников в системе при одновременном увеличении массы самого МО. При нарушении ограничений по размерам МО расход воды G_{w3} увеличивать до возможных пределов. Величина G_{w3} может задаваться в алгоритме либо непосредственно, либо путём назначения расхода воды через перепуск $G_{wп}$. Эта величина может назначаться в пределах 0… G_{w1}, а контролироваться по вычисляемому значению $S_{мо}$.

$G_{в1}$и $G_{в2}$ назначаются с учётом уравнения сохранения баланса энергоёмкостей в системе и того, что расход через каждый радиаторный блок пропорционален размерам каждого блока. Последнее обстоятельство требует специальной организации алгоритма и выполнения соответствующих итераций.

Очевидно, что результаты решения будут различными в зависимости от того, какие численные значения указанных выше параметров будут приняты. Также очевидно и то, что, задаваясь различными значениями этих параметров в разных сочетаниях, можно оптимизировать те или иные качества системы, учитывая при этом возможные ограничения.

Последовательность решения прямой задачи:

Расчёт начинается с тепловой части.

1. Вычисляются энергоёмкости потоков теплоносителей по всем ветвям системы в соответствии с принятыми значениями и с законами сохранения балансов масс в системе:

$$W_{w\text{н}1} = G_{w\text{н}1}C_{pw}; W_{\text{нв}} = G_{\text{нв}}C_p; W_{\text{в}} = G_{\text{в}}C_p; W_{\text{в}1} = G_{\text{в}1}C_p; W_{\text{в}3} = G_{\text{в}3}C_p;$$

$$W_{\text{в}2} = W_{\text{в}} - W_{\text{в}1} - W_{\text{в}3}; W_{\text{м}} = G_{\text{м}}C_{p\text{м}}; W_{\text{п}} = G_{\text{п}}C_{pw}; W_1 = W_{\text{нв}}\frac{1}{S_{\text{нв}}};$$

$$W_2 = W_{w\text{н}} - W_{\text{п}} - W_1.$$

2. На основании записанной системы уравнений последовательно определяются значения температур: $t_{\text{м}1}$, $t_{\text{wд}1}$, $t_{\text{w}1}$, $t_{\text{w}2}$, $t_{\text{w}3}$, $t_{\text{w}4}$, $t_{\text{w}5}$:

$$T_{\text{м}1} = T_{\text{м}2} - Q_{\text{м}}/W_{\text{м}};\ T_{w\text{д}1} = T_{w\text{д}2} - Q_{\text{д}}/W_{\text{д}}\ T_{w1} = T_{\text{к}} - (T_{\text{к}} - T_s)\frac{1}{\text{з}_{\text{нв}}};$$

$$T_{w2} = T_{w1} + S_{\text{нв}}(T_{\text{к}} - T_s);\ T_{w3} = \frac{T_{\text{м}1} - T_{\text{м}2}(1-\text{з}_{\text{м}})}{\text{з}_{\text{м}}};\ T'_{w3} = \frac{T_{\text{м}1} - T_{\text{м}2}(1-\text{з}_{\text{м}}S'_{\text{мо}})}{\text{з}_{\text{м}}S'_{\text{мо}}};$$

$$T_{w4} = T_{w3} + S_{\text{мо}}(T_{\text{м}2} - T_{\text{м}1});\ T_{w5} = \frac{T_{w2}W_1 + T_{w4}W_2}{W_1 + W_2};\ T_{\text{в}21} = T_{\text{в}1} + S_{\text{р}1}(T_{w5} - T_{w1});$$

$$T_{\text{в}22} = T_{\text{в}1} + S_{\text{р}2}(T_{w5} - T_{w3}).$$

3. По значениям температур вычисляются значения КПД теплообменников системы: $\text{з}_{\text{р}1}$, $\text{з}_{\text{р}2}$, $\text{з}_{\text{р}3}$, а по значениям энергоёмкостей теплоносителей их отношения на теплообменниках S_i:

$$W_3 = G_{w\text{н}2}C_{pw}$$

$$\text{з}_{p1} = \frac{T_{w5} - T_{w1}}{T_{w5} - T_{\text{в}1}};\ \text{з}'_{p1} = \frac{T_{w5} - T_{w1}}{S'_{\text{р}1}(T_{w5} - T_{\text{в}1})}; S'_{\text{р}1} = \frac{W_{\text{в}1}}{W_1}; S_{\text{р}1} = \frac{W_1}{W_{\text{в}1}};$$

$$\text{з}_{p2}=\frac{T_{w5}-T_{w3}}{T_{w5}-T_{\text{в}1}};\ \text{з}'_{p2}=\frac{T_{w5}-T_{w3}}{S'_{\text{р}2}(T_{w5}-T_{\text{в}1})};\ S'_{\text{р}2}=\frac{W_{\text{в}2}}{W_2};\ S_{\text{р}2}=\frac{W_2}{W_{\text{в}2}};$$

$$\text{з}_{p3}=\frac{T_{w\text{д}2}-T_{w\text{д}1}}{T_{w\text{д}2}-T_{\text{в}1}};\ \text{з}'_{p3}=\frac{T_{w\text{д}2}-T_{w\text{д}1}}{S'_{\text{р}3}(T_{w\text{д}2}-T_{\text{в}1})};\ S'_{\text{р}3}=\frac{W_{\text{в}3}}{W_{w\text{н}2}};\ S_{\text{р}3}=\frac{W_{w\text{н}2}}{W_{\text{в}3}};$$

$$S_{\text{мо}}=\frac{W_{\text{м}}}{W_2};\ S'_{\text{мо}}=\frac{W_2}{W_{\text{м}}}.$$

4. При известных КПД и отношениях энергоёмкостей для каждого теплообменника вычисляются значения масс сердцевин теплообменников М_i и значение суммы масс всех сердцевин $\text{М}_\text{У}$ в первом приближении. Последний параметр можно использовать для оптимизации решения по величине затрат цветного металла в системе:

$$\text{М}_{\text{нв}}=N_{\text{нв}}\frac{W_{\text{нвmin}}}{k_{g\text{нв}}};\ \text{М}_{\text{мо}}=N_{\text{мо}}\frac{W_{\text{момin}}}{k_{g\text{мо}}};\ \text{М}_{\text{р}1}=N_{\text{р}1}\frac{W_{\text{р}1\text{min}}}{k_{g\text{р}1}};\ \text{М}_{\text{р}2}=N_{\text{р}2}\frac{W_{\text{р}2\text{min}}}{k_{g\text{р}2}}$$

$$\text{М}_{\text{р}3}=N_{\text{р}3}\frac{W_{\text{р}3\text{min}}}{k_{g\text{р}3}};\ \ \text{М}_\text{У}=\text{М}_{\text{нв}}+\text{М}_{\text{мо}}+\text{М}_{\text{р}1}+\text{М}_{\text{р}2}+\text{М}_{\text{р}3}.$$

5. После определения масс сердцевин теплообменников необходимо скорректировать распределение расхода вентиляторного воздуха по радиаторам в зависимости от размера каждого радиатора. Если предположить, что все радиаторы изготавливаются на базе одинаковых элементов, то расход воздуха через каждый радиатор должен быть пропорционален массе каждого радиатора, т.е.

$$G\text{в}i=\frac{\text{G}_{\text{в}\text{У}}}{\text{М}_{\text{р}1}+\text{М}_{\text{р}2}+\text{М}_{\text{р}3}}\text{М}_{\text{р}i}.$$

После первой коррекции необходимо выполнить расчёт системы заново, затем вновь провести коррекцию, и так до совпадения исходных и скорректированных расходов вентиляторного воздуха.

На этом заканчивается тепловая часть прямого расчёта системы.

Далее продолжается конструктивная часть прямого расчёта системы.

6. После определения масс сердцевин теплообменников в первом приближении необходимо выполнить прямые расчёты всех теплообменников системы в соответствии с полученными значениями их КПД и параметрами теплоносителей на их входах и выходах. На основании этих расчётов установить действительные значения масс сердцевин всех теплообменников и коэффициенты использования этих масс k_{gi}.
7. Полученные значения коэффициентов k_{gi} должны быть вновь подставлены в алгоритм решения тепловой части прямого расчёта системы, после чего необходимо повторить расчёты системы и её теплообменников рядом последовательных приближений до совпадения исходных и полученных значений.

6.3. Обратная задача расчёта системы охлаждения.

Эту задачу также удобно рассматривать состоящей из двух частей: тепловой части и конструктивной. В тепловой части конструктивные параметры теплообменников представляются как величины масс их сердцевин M_i и коэффициентов использования этих масс k_{gi}.

В рассматриваемом примере радиаторные секции предлагается набирать из одинаковых элементов («стоек»), конструктивные параметры которых известны и строго фиксированы. В соответствии с принятой схемой стойки объединены в группы (радиаторные блоки), которые на рис.1 обозначены как P_1, P_2 и P_3. Кроме того, одна стойка предназначена для работы в отдельном контуре охлаждения гидросмеси

. Суммарный расход воздуха от вентиляторов системы охлаждения распределяется по радиаторам пропорционально числу стоек, выделенных в каждый блок. В «классическом» варианте обратная задача должна соответствовать по постановке сформулированному выше условию. Это условие, в частности, предполагает, что расчётчику известны все расходы теплоносителей по все элементам системы. Такое возможно, но только в случае экспериментального исследования работающей системы или из анализа функционирующей математической модели такой системы. Если же подойти к назначению указан-

ных расходов по ветвям системы произвольно, то можно «загнать» систему в условия совершенно нелепого режима, практически неприменимого к условиям реального использования. Нечто подобное можно получить также и в случае непрофессионального подбора параметров теплообменников, которые будут включены в систему. Соответственно решение обратной задачи в «классическом» виде имеет весьма ограниченное применение, когда в наличии имеются реальные параметры достаточно нормально функционирующей системы. В то же время можно предложить несколько более интересный в конструкторском и учебном плане вариант обратной задачи, когда её постановка будет исключать очевидные нелепости возможного математического решения, правильного математически, но бессмысленного с точки зрения инженерной задачи. В этом случае в исходных данных должны быть заданы предельные значения температур воды и масла в системе, а расходы теплоносителей и некоторые другие параметры системы должны подбираться с учётом поддержания этих контрольных температур на необходимом уровне. Поскольку в такой постановке конструктивные параметры теплообменников задаются, задача является обратной, но не в полной мере соответствует «классической» постановке. Следует добавить, что решение предлагаемой задачи и её «классического» варианта имеет много общего, поэтому при необходимости несложно построить и соответствующий «классический» алгоритм на основе рассмотренного ниже.

Соответственно в предлагаемом варианте обратной задачи задаются:

температуры: $T_{\text{о}}$, $T_{\text{в1}}$, $T_{\text{к}}$, $T_{\text{жд2}}$, $T_{\text{м2}}$;

расходы теплоносителей: $G_{\text{вУ}}$; $G_{\text{жн1}}$; $G_{\text{жн2}}$; $G_{\text{нв}}$; $G_{\text{м}}$;

массы сердцевин теплообменников: $M_{\text{нв}}$, $M_{\text{мо}}$, масса сердцевины одной стойки $M_{\text{ст}}$, общее число стоек $Z_{\text{с}}$, число стоек под охлаждение гидропривода $Z_{\text{г}}$ и числа стоек в каждом радиаторном блоке Z_i;

коэффициенты использования масс для всех теплообменников k_{gi}.

В задаче определяются:

температуры $T_{м1}$, T_s, T_{w1}, T_{w2}, T_{w3}, T_{w4}, T_{w5}, $T_{wд1}$, $T_{в21}$, $T_{в22}$;

расходы воды по ветвям системы и воздуха через радиаторные блоки: G_{w1}, G_{w2}, G_{w3}, $G_{в1}$, $G_{в2}$,$G_{в3}$;

количества теплоты, отводимые в системе: $Q_д$, $Q_м$;

КПД всех теплообменников в системе: $з_{нв}$, $з_{мо}$, $з_{р1}$, $з_{р2}$, $з_{р3}$.

Базой для решения данной задачи остаётся система уравнений, рассмотренная ранее. Чтобы решить эту систему относительно искомых параметров необходимо, аналогично предыдущему случаю, предварительно задаться рядом неизвестных, чтобы оставшееся число искомых величин было достаточным для однозначного решения системы. Применительно к рассматриваемому примеру удобно задаваться следующими параметрами, учитывая возможность их предварительного определения на основе достаточно понятных и мотивированных соображений:

– $S_{нв}$ – отношением энергоёмкостей теплоносителей на ОНВ;

– $W_м/W_3$ – отношением энергоёмкости потока масла к энергоёмкости потока воды через маслоохладитель.

Числа стоек в каждом радиаторном блоке имеет смысл сделать варьируемыми с учётом сохранения особенностей компоновки радиаторного блока. В этом случае рассматриваемая задача сохранит статус обратной, поскольку каждый вариант решения будет содержать набор фиксированных конструктивных параметров всех теплообменников. В то же время в алгоритме появляется элемент управляемого перехода от одного варианта использования всей радиаторной поверхности к другому возможному варианту с возможностью поиска оптимального решения в условиях наложенных ограничений. В этом случае имеет смысл задаваться числом секций под охлаждение двигателя Z_2 и числом секций под охлаждение наддувочного воздуха Z_1, а число стоек Z_3 определять из очевидного соотношения:

$$Z_3 = Z_с - Z_г - Z_2 - Z_1$$

В отношении выбора этих величин предлагаются следующие рекомендации:

$S_{нв}$ – назначается в диапазоне 0,1…0,4. Наибольшее значение ограничивается возможностью вскипания воды за ОНВ. Оптимальное значение должно обеспечивать наименьшее значение температуры воздуха за охладителем.

$W_м/W_3$ – выбирается в диапазоне 0,6…1,2. Оптимальное значение должно обеспечивать наибольшее количество теплоты, отводимой от масла.

Z_1 – выбирается в диапазоне от $0{,}5Z_c$ до возможного минимума, при котором температура воздуха в ресивере будет обеспечена в необходимых пределах

Z_2 – выбирается в диапазоне от 0,3 Z_c до возможного минимума, при котором теплоотвод от двигателя будет обеспечен в необходимых пределах.

Необходимо отметить, что тепловые расчёты системы должны выполняться с учётом того обстоятельства, что общее количество теплоты, сообщаемой двигателем в систему охлаждения, в основном зависит от его мощности и не должно существенно изменяться при любых параметрах системы охлаждения и условиях её работы. При этом большая часть теплоты, отводимой в системе, $Q_д$, поступает с водой, охлаждающей крышки и цилиндры двигателя, в которых совершаются рабочие циклы. Вторая часть теплоты, $Q_м$, поступает от масла, воспринимающего теплоту трения, $Q_{тр}$, а также часть теплоты, отводимой от рабочих циклов $Q_{охл}$. Третья часть теплоты, $Q_{нв}$, поступает от охлаждения наддувочного воздуха. Соответственно можно записать

$$Q_д = kF(T_{гf} - T_{wf}),$$

где $T_{гf}$ – средняя интегральная температура газов за цикл, T_{wf} – средняя температура воды в зарубашечном пространстве двигателя; k – коэффициент теплопередачи от газов к воде; F – площадь поверхности теплопередачи.

Очевидно, что со снижением T_{wf} значение $Q_д$ может возрасти, но такой рост приведёт к снижению экономичности двигателя при прочих равных условиях, и поэтому не должен быть реализован, если необходимость такого роста не продиктована условиями поддержания заданного температурного состоя-

ния деталей цилиндро-поршневой группы и условиями нормальной работы масляного слоя на стенке цилиндра. Таким образом, при расчётах системы необходимо стремиться обеспечить фиксированное $Q_{\text{д}}$, которое для номинального режима обеспечивается поддержанием рекомендуемого значения T_{wf} . Следует также отметить, что сохранение неизменного значения $Q_{\text{д}}$ может быть обеспечено как при уменьшении, так и при увеличении разности температур газов и воды на двигателе при одновременном изменении расхода воды. Такая возможность, впрочем, практически не реализуема, поскольку изменение расхода воды через двигатель обычно жёстко регламентировано инструкцией на обслуживание.

Количество теплоты, отводимой от масла, можно представить выражением

$$Q_{\text{м}} = Q_{\text{тр}} + Q_{\text{охл}} .$$

В отношении $Q_{\text{тр}}$ можно сказать, что эта составляющая определяется величиной механического КПД двигателя. При прочих равных условиях эта величина будет расти при снижении средней температуры масла в связи с увеличением затрат на трение в двигателе и снижением его механического КПД. Одновременно будет увеличиваться количество теплоты $Q_{\text{охл}}$, отводимой от газов. Эта часть может быть определена аналогично $Q_{\text{д}}$, и очевидно, что снижение средней температуры масла приведёт к росту этой составляющей теплового потока. Соответственно снижение температуры масла по отношению к рекомендованным значениям нецелесообразно.

При возрастании средней температуры масла снижается его вязкость, соответственно может возрастать механический КПД двигателя и уменьшатся потери энергии на теплоотвод в двигателе, что будет способствовать повышению его экономичности. В то же время рост средней температуры масла чреват ухудшением смазывающей способности масла и его ускоренным старением. Из сказанного очевидно, что при расчётах системы следует стремиться к поддержанию рекомендованного значения средней температуры масла и, соответственно, выдерживать рекомендованное по результатам экс-

периментальных исследований для данного двигателя количество теплоты $Q_{\text{м}}$. Расход масла на двигателе жёстко регламентирован, поэтому возможность изменения разности температур масла на двигателе при сохранении неизменного количества отводимой теплоты практически не может быть реализована, что аналогично разнице температур воды на двигателе.

Количество теплоты, отводимой от наддувочного воздуха, можно представить выражением:

$$Q_{\text{нв}} = W_{\text{нв}}(T_{\text{к}} - T_s).$$

Из выражения очевидно, что со снижением T_s количество теплоты $Q_{\text{нв}}$ будет возрастать, но в этом случае увеличение $Q_{\text{нв}}$ не следует ограничивать, если такой рост может быть обеспечен, поскольку снижение T_s на номинальном режиме в условиях летнего времени и с использованием возможностей рекуперативной системы может привести только к положительным последствиям, о чём было достаточно сказано ранее.

Рассмотрим последовательность решения данной задачи.

1. Определяются расходы воздуха через радиаторные блоки по формулам:

$$G_{\text{в1}} = G_{\text{вУ}}\frac{Z_1}{Z_{\text{с}}};\quad G_{\text{в2}} = G_{\text{вУ}}\frac{Z_2}{Z_{\text{с}}};\quad G_{\text{в3}} = G_{\text{вУ}}\frac{Z_3}{Z_{\text{с}}}.$$

2. Вычисляются значения энергоёмкостей теплоносителей:

для воздушных потоков

$$W_{\text{в1}} = G_{\text{в1}}C_p;\ W_{\text{в2}} = W_{\text{в}} - W_{\text{в1}} - W_{\text{в3}};\ W_{\text{в3}} = G_{\text{в3}}C_p;\ W_{\text{в}} = G_{\text{вУ}}C_p;\ W_{\text{нв}} = G_{\text{нв}}C_p.$$

Для потоков воды

$$W_1 = W_{\text{нв}}\frac{1}{S_{\text{нв}}};\ W_2 = G_{w\text{н}2}C_{pw};\ W_3 = W_{\text{м}}\frac{1}{W_{\text{м}}/W_3};\ W_{w\text{н}} = G_{w\text{н}}C_{pw}.$$

Для потока масла

$$W_{\text{м}} = G_{\text{м}}C_{p\text{м}}.$$

3. Определяется число секций, выделяемое для охлаждения собственно двигателя:

$$Z_3 = Z_{\text{с}} - Z_{\text{г}} - Z_2 - Z_1.$$

4. Определяются отношения энергоёмкостей теплоносителей для всех теплообменников, причём для дальнейших расчётов из каждой пары отношений выбираются значения, меньшие единицы:

$$S_{\text{нв}}=\frac{W_{\text{нв}}}{W_1};\ S'_{\text{нв}}=\frac{W_1}{W_{\text{нв}}};\ S_{\text{р1}}=\frac{W_1}{W_{\text{в1}}};\ S'_{\text{р1}}=\frac{W_{\text{в1}}}{W_1};\ S_{\text{р2}}=\frac{W_2}{W_{\text{в2}}};\ S'_{\text{р2}}=\frac{W_{\text{в2}}}{W_2};$$

$$S_{\text{р3}}=\frac{W_3}{W_{\text{в3}}};\ S'_{\text{р3}}=\frac{W_{\text{в3}}}{W_3};\ S_{\text{мо}}=\frac{W_{\text{м}}}{W_3};\ S'_{\text{мо}}=\frac{W_3}{W_{\text{м}}}.$$

4. Определяются массы сердцевин всех радиаторных блоков:

$$\text{М}_{\text{р1}}=Z_1\text{М}_{\text{ст}};\ \text{М}_{p2}=Z_2\text{М}_{\text{ст}};\ \text{М}_{\text{р3}}=Z_3\text{М}_{\text{ст}}.$$

5. По известным значения масс сердцевин всех теплообменников и значениям коэффициентов использования масс этих сердцевин определяем значения N для всех теплообменников и далее по табличным функциям значения КПД этих теплообменников:

$$N_{\text{нв}}=\text{М}_{\text{нв}}k_{g\text{нв}}\frac{1}{W_{\text{нвmin}}};\ з_{\text{нв}}=f(N,S_{\text{нв}},b);$$

$$N_{\text{р1}}=\text{М}_{\text{р1}}k_{g\text{р1}}\frac{1}{W_{\text{р1min}}};\quad з_{\text{р1}}=f(N_{\text{р1}},S_{\text{р1}},b_{\text{р1}});$$

$$N_{\text{р2}}=\text{М}_{\text{р2}}k_{g\text{р2}}\frac{1}{W_{\text{р2 min}}};\ з_{\text{р2}}=f(N_{\text{р2}},S_{\text{р2}},b_{\text{р2}});$$

$$N_{\text{р3}}=\text{М}_{\text{р3}}k_{g\text{р3}}\frac{1}{W_{\text{р3 min}}};\ з_{\text{р3}}=f(N_{\text{р3}},S_{\text{р3}},b_{\text{р3}});$$

$$N_{\text{мо}}=\text{М}_{\text{мо}}k_{g\text{мо}}\frac{1}{W_{\text{мо min}}};\ з_{\text{мо}}=f(N_{\text{мо}},S_{\text{мо}},b_{\text{мо}}).$$

6. Для определения температур воды в узловых точках системы охлаждения необходимо решать приведенную выше систему линейных уравнений. Это решение удобно выполнить на основе итерационных методов, представляемых современными стандартными приложениями различных вычислительных программ, в том числе среды *Exel.* Для решения на этой основе необходимо вначале задаться тем-

пературой воды на входе в радиаторы ОНВ и МО T_{w5}, а затем получить это значение из решения последовательной цепи уравнений. В случае несовпадения значений заменить принятое значение полученным и так повторять до обеспечения допустимой погрешности вычислений.

Итак, задаётся предварительное значение T_{w5}.

7. Вычисляется температура воды перед маслоохладителем. Здесь и далее из двух значений выбирается то, при котором величина S меньше 1.

$$T_{w3} = T_{w5} - з_{р3}(T_{w5} - T_{в1}); \; T'_{w3} = T_{w5} - з_{р3}S'_{р3}(T_{w5} - T_{в1}).$$

8. Вычисляется температура воды перед ОНВ

$$T_{w1} = T_{w5} - з_{р1}(T_{w5} - T_{в1}); T'_{w1} = T_{w5} - з_{р1}S'_{р1}(T_{w5} - T_{в1}).$$

9. Вычисляется температура воды за ОНВ

$$T_{w2} = T_{w1} + з_{нв}S_{нв}(T_к - T_{w1}); \; T'_{w2} = T_{w1} + з_{нв}(T_к - T_{w1}).$$

9.Вычисляется температура воды за маслоохладителем

$$T_{w4} = T_{w3} + з_{мо}S_{мо}(T_{м2} - T_{w3}); T'_{w4} = T_{w3} + з_{мо}(T_{м2} - T_{w3}).$$

10. Вычисляется (во втором приближении) температура T_{w5}

$$T_{w5} = \frac{T_{w4}W_3 + T_{w2}W_1}{W_1 + W_3}.$$

Полученное значение подлежит сравнению с назначенным в п. 6 и при необходимости вновь определяется в последующих приближениях. После выполнения необходимых итераций в этом пункте устанавливается действительное значение T_{w5}. С учётом значений температур теплоносителей, установленных в ходе последней итерации, определяются очередные параметры системы.

11. Вычисляется температура воздуха за ОНВ

$$T_s = T_к - з_{нв}S'_{нв}(T_к - T_{w1}).$$

12. Определяется температура масла перед маслоохладителем

$$T'_{м1} = T_{м2} - з_{мо}S'_{мо}(T_{м2} - T_{w3}); T_{м1} = T_{м2} - з_{мо}(T_{м2} - T_{w3}).$$

13. Определяется температура воды перед дизелем

$$T_{w\text{д}1} = T_{w\text{д}2} - \text{з}_{\text{р}2} S'_{\text{р}2}(T_{w\text{д}2} - T_{\text{в}1}); T_{w\text{д}1} = T_{w\text{д}2} - \text{з}_{\text{р}2}(T_{w\text{д}2} - T_{\text{в}1}).$$

14. Определяется количество теплоты, отведенной в воду

$$Q_{\text{д}} = W_2(T_{w\text{д}2} - T_{w\text{д}1}).$$

15. Определяется количество теплоты, отведенной в масло

$$Q_{\text{м}} = W_3(T_{w4} - T_{w3}).$$

16. Определяется возможная избыточная производительность насоса в контуре МО-ОНВ

$$\text{Д}G_{w\text{н}1} = (W_{w\text{н}1} - W_1 - W_3)/C_{\text{р}w}.$$

На этом заканчивается тепловая часть расчёта обратной задачи. Далее следует так называемая конструктивная часть.

17. Вычислить действительные КПД и коэффициенты использования масс сердцевин всех теплообменников, учитывая действительные значения расходов теплоносителей через каждый и установленные значения температур теплоносителей на входе и выходе каждого теплообменника. Эти параметры вычисляются по алгоритмам обратных задач расчётов соответствующих теплообменников, которые рассматривались в предыдущем материале.

18. Полученные значения k_{gi} подставить в исходные данные тепловой части расчёта обратной задачи и повторять расчёты до совпадения задаваемых и определяемых значений k_{gi}.

6.4. Описание программ расчётов систем охлаждения.

В соответствии с рассмотренным примером расчётов системы охлаждения ниже предлагается рассмотрение программ расчётов, в которых реализуются рассмотренные примеры. Программы выполнены в среде *Excel*, что позволяет представлять их в печатном виде в форме таблиц, пригодных для выполнения ручного счёта при обучении. В электронном виде эти же таблицы содержат работающие программы, позволяющие автоматизировать процесс расчёта. Рассмотрим особенности работы с каждой из представляемых программ.

Прямой расчёт системы охлаждения.

Программа «Прямой расчёт системы 3Рк3» представлена на 8 листах, имеющих следующие названия: *Прямой, $N_{нв}$, $N_{Р1}$, $N_{Р2}$, $N_{Р3}$, $N_{мо}$, Схема, Результаты*. На листе *Прямой* содержится основная часть программы расчёта. На листах $N_{нв}$, $N_{Р1}$, $N_{Р2}$, $N_{Р3}$, $N_{мо}$ содержатся подпрограммы, позволяющие вычислять числа N для всех теплообменников системы. При машинном счёте обращение к подпрограммам автоматическое и расчётчик с ними непосредственно не работает. При ручном счёте содержимое этих листов позволяет вычислять КПД всех теплообменников с учётом их конструктивных схем и прочих особенностей конструкции. На листе *Схема* приводится рисунок схемы системы со всеми необходимыми обозначениями. На листе *Результаты* содержится таблица, в которую заносятся результаты расчётов по рассмотренным вариантам.

Работа с программой начинается с заполнения ячеек *таблицы исходных данных* на листе *Прямой*. В соответствии с описанием алгоритма прямого расчёта здесь должны быть назначены температуры теплоносителей и их расходы, а также определены некоторые особенности конструкции теплообменников и условия их использования. Перечень соответствующих параметров приведен в таблице, а их физический смысл и способ определения определяются на основании схемы системы и ранее рассмотренной методики прямого расчета системы. Далее задаются численные значения параметров в таблице *назначаемых параметров.* В этой таблице назначаются все параметры, кроме одного, $G_{в2}$. Он не назначается, а вычисляется в ходе последующих расчётов и вносится в эту таблицу после их выполнения (при машинном счёте автоматически) для удобства последующего анализа. Для понимания ситуации следует напомнить особенности алгоритма прямого расчёта, который разбирался в предыдущих материалах. Эта особенность состоит в том, что расходы воздуха через радиаторные секции в рассматриваемой системе должны быть пропорциональны размерам этих секций. В начале расчёта эти размеры неизвестны, поэтому произвольно назначаемые значения расходов

могут не соответствовать этому условию. Чтобы соответствие имело место, необходимо определить размеры соответствующих секций и скорректировать значения назначаемых расходов по предложенной в алгоритме расчёта методике. Эти значения (при машинном счёте автоматически) вносятся в строки столбца 9, а в столбец 10 заносятся вычисленные значения масс соответствующих радиаторов, которым в этой схеме пропорциональны их фронтальные размеры. В ходе работы с программой расчётчику необходимо заменять назначенные значения расходов $G_{в1}$ и $G_{в3}$ в столбце 6 до совпадения значений со столбцом 9. Одновременно следует контролировать наступление равенства значений расходов $G_{в2}$ в столбцах 6 и 9. По завершении расчётов допустимо иметь расхождение указанных значений до 5%.

После завершения работы с таблицей *назначаемых параметров* процесс расчёта системы закончен, и окончательные значения параметров, определившиеся в *таблице расчётов* можно рассматривать как результаты прямого расчёта системы. Для удобства работы с ними все они перенесены в *таблицу основных результатов* на этом же листе, а оттуда – на лист *Результаты* в столбец *Прямой перенос*. В этот столбец также переносится ряд дополнительных параметров, в том числе из группы исходных данных, для того, чтобы полученный результат можно было точно идентифицировать при последующем анализе результатов по всем параметрам, относящимся к постановке рассматриваемой задачи. Собственно говоря, расчётчику имеет смысл после выполнения необходимых операций с программой работать сразу с листом *Результаты*, чтобы анализировать и применять полученные значения.

На листе *Результаты* имеется поле со свободными столбцами (если они заняты, их содержимое можно стереть или увеличить количество столбцов по потребности). В эти столбцы следует поочерёдно переносить результат, появляющийся после каждого нового расчёта в столбце *Прямой перенос*. При переносе результата следует вначале скопировать столбец *Прямой перенос*, а затем вставлять скопированное в один из свободных столбцов, для чего

выделить верхнюю ячейку в свободном столбце, а затем применить следующие опции и команды: *Правка*, *специальная вставка*, *значения*, *ОК*.

В таблице результатов также имеется столбец *Тест*. В нём содержатся результаты расчётов, прошедшие специальную проверку. Их рекомендуется использовать для проверки правильности работы программы перед выполнением серийных расчётов.

Обратный расчёт системы охлаждения.

Программа обратного расчёта системы охлаждения также представлена на восьми листах, которые имеют названия: $з_{нв}$, $з_{р1}$, $з_{р2}$, $з_{р3}$, $з_{мо}$, *Схема, Обратный, Результаты*. На первых четырёх листах расположены подпрограммы, по которым вычисляются значения КПД всех теплообменников системы. Работают эти части программы аналогично сказанному выше для прямого расчёта. На листе *Схема* содержится рисунок схемы системы охлаждения с необходимыми условными обозначениями всех элементов системы и параметров теплоносителей. На листе *Обратный* содержится основное тело программы расчёта. На листе *Результаты* приводится таблица, в которую заносятся результаты расчётов системы охлаждения по рассматриваемым вариантам.

Работа с программой должна начинаться с занесения численных значений в ячейки *таблицы исходных данных* на листе *Обратный*. Смысл и величины заносимых в таблицу параметров должны быть понятны из описания методики обратного расчёта системы охлаждения и из приведенного рисунка схемы системы. Далее заносятся численные значения в ячейки *таблицы назначаемых параметров.* Выбор соответствующих чисел также должен выполняться на основании изложенного в методике обратного расчёта. При работе программы решение системы уравнений выполняется рядом последовательных приближений. При этом начальное приближение значения температуры T_{w5} следует задать произвольно, руководствуясь изложенным в материалах методики расчёта системы (выбрать из диапазона 60…90 ^{o}C). Далее следует организовать итерационный цикл с «замыканием» на ячейку, содер-

жащую значение T_{w5}'' (та же температура во втором приближении). Реализация такого цикла заложена в программе и сохраняется, если по какой-то причине не теряется число в ячейке с исходным значением T_{w5}. В случае потери числа его следует ввести вновь, нажать "Enter", затем выделить эту же ячейку, внести в неё знак «=», выделить ячейку со значением T_{w5}'' и вновь нажать "Enter". Цикл итераций запустится. В ячейке под величиной T_{w5}'' содержится разность значений двух последних приближений параметра T_{w5}. Она характеризует точность определения температур в программе. Обычно достаточно иметь погрешность расчёта не выше 0,1 К. При обеспечении приемлемой точности расчёт считать законченным. Основные результаты расчёта приводятся на этом листе, в *таблице основных результатов.* Эти же данные, вместе с дополнительными параметрами, характеризующими все условия решения рассматриваемой задачи, переносятся на лист *Результаты* (при машинном счёте автоматически), в столбец *Прямой перенос.* Данные из этого столбца следует копировать и переносить последовательно, для каждого нового варианта, в свободные столбцы таблица. Делать это нужно так же, как это рекомендовано при рассмотрении программы прямого расчёта. Таблица результатов расчёта также содержит столбец *Тест*. Его назначение такое же, как и для прямого расчёта.

6.5 Табличная форма алгоритма прямого расчёта системы охлаждения

	Параметр	Размерность основная	Размерность дополнительная	Формула Или способ определения	Результат в основной размерности	Результат в дополнительной размерности	Примечания
1	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**	**7**	**8**

Таблица 1. Исходные данные

1	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**	**7**	**8**
1	T_0	К	^oC	Задаются	313	40	
2	$T_{в1}$	К	^oC		313	40	
3	$T_к$	К	^oC		498	225	
4	T_s	К	^oC		328	55	
5	$T_{wд2}$	К	^oC		378	105	
6	$T_{м2}$	К	^oC		368	95	
7	$Q_д$	Вт			1257000		
8	$Q_м$	Вт			320000		
9	*Gв*	кг/с			82,37		
10	$Gw_{н1}$	кг/с			22,2		ОНВ…МО
11	$Gw_{н2}$	кг/с			22,566		Дизель
12	*G*нв	кг/с			4,5		Наддувочный воздух
13	*G*м	кг/с			20,2		Масло
14	**ОНВ**						
15	*схема*			Выбираются	1		$W_{min}=W_{см}=1$, $W_{max}=W_{см}=2$
16	*b*				8		
17	*kgнв*	Вт/к			52,9		

		г·К					
18	**P1**						
19	*схема*			1		Несмеш. = 3, W_{min}=$W_{см}$=1, W_{max}=$W_{см}$=2	
20	*b*			3			
21	kgp_1	Вт/кг·К		100			
22	**P2**						
23	*схема*			1		Несмеш. = 3, W_{min}=$W_{см}$=1, W_{max}=$W_{см}$=2	
24	*b*			3			
25	kgp_2	Вт/кг·К		100			
26	**P3**					Несмеш. = 3, W_{min} = $W_{см}$= 1, W_{max} =$W_{см}$= 2	
27	*схема*			2			
28	*b*			3			
29	kgp_3			100			
30	**MO**						
31	*схема*			1		возможны: реверсивный ток =4;схемы1и 2	
32	*b*			8			
33	$kg_{мо}$	Вт/кг·К		82			

Таблица 2. Дополнительно назначаемые параметры								**Данные для коррекции**	
1	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**	**7**	**8**	**9**	**10**

1	$з_{нв}$				0,93			$G_{вi}$,кг/с	M_{pi},кг
2	$S_{нв}$				0,305				
3	$з_{мо}$				0,43				
4	$G_{в1}$	кг/с	ОНВ	$G_{в1} = G_{в}(M_{p1}/M_{123})$	32,47238296		В столбце 6 содержатся назначаемые расходы, в столбце 9 скорректированные; в столбце 10 приводятся (для удобства оценки) расчётные массы радиаторов (кг).	32,47	373,73
5	$G_{в3}$	кг/с	Дизель	$G_{в3} = G_{в}(M_{p3}/M_{123})$	30,49			30,48	350,85
6	$G_{в2}$	кг/с	МО	$G_{в2} = G_{в}(M_{p2}/M_{123})$	19,41			19,41	223,43
7	$G_{п}$	кг/с			7,7017158		Перепуск воды в контуре ОНВ-МО		
8	$G_{wн1}$	кг/с			22,2		Насос в контуре ОНВ и МО		

Таблица 3 Рассчитываемые параметры

1	$W_{wн1}$	Вт/К		$W_{wн1} = G_{wн1} C_{pw}$	93018		Дизель
2	$W_{нв}$	Вт/К		$W_{нв} = G_{нв} C_{p}$	4522,5		ОНВ

3	$W_{в}$	Вт/К		$W_{в} = G_{в} C_{p}$	82781,85		Все вентиляторы
4	$W_{в1}$	Вт/К		$W_{в1} = G_{в1} C_{p}$	32634,74487		На ОНВ
5	$W_{в3}$	Вт/К		$W_{в3} = G_{в3} C_{p}$	30642,45		На дизель
6	$W_{в2}$	Вт/К		$W_{в2} = W_{в} - W_{в1} - W_{в3}$	19504,65513		На МО
7	$W_{м}$	Вт/К		$W_{М} = G_{М} C_{pМ}$	41814		
8	$W_{п}$	Вт/К		$W_{п} = G_{п} C_{pw}$	32270,1892		Перепуск в контуре ОНВ
9	W_{1}	Вт/К		$W_{1} = W_{нв} \frac{1}{S_{нв}}$	14827,86885		Вода на ОНВ
10	W_{2}	Вт/К		$W_{2} = W_{wн} - W_{п} - W_{1}$	45919,94195		Вода на МО
11	W_{3}	Вт/К		$W_{3} = G_{wн2} C_{pw}$	94554,20399		Вода на дизель
12	$T_{м1}$	К	^{o}C	$T_{м1} = T_{м2} - Q_{м} / W_{м}$	360,3470608	87,3471	
13	$T_{wд1}$	К	^{o}C	$T_{wд1} = T_{wд2} - Q_{д} / W_{д}$	364,7060379	91,706	
14	T_{w1}	К	^{o}C	$T_{w1} = T_{к} - (T_{к} - T_{s}) \frac{1}{\eta_{нв}}$	315,2043011	42,2043	

15	T_{w2}	К	^{o}C	$T_{w2} = T_{w1} + S_{нв}(T_к - T_s)$	367,0543011	94,0543	
16	T_{w3}	К	^{o}C	$T_{w3} = \frac{T_{м1} - T_{м2}(1-\eta_м)}{\eta_м}$	350,202467	77,2025	
17	T'_{w3}	К	^{o}C	$T'_{w3} = \frac{T_{м1} - T_{м2}(1-\eta_м S'_{мо})}{\eta_м S'_{мо}}$	351,7938374	78,7938	
18	T_{w4}	К	^{o}C	$T_{w4} = T_{w3} + S_{мо}(T_{м2} - T_{м1})$	357,1711169	84,1711	
19	T_{w5}	К	^{o}C	$T_{w5} = \frac{T_{w2}W_1 + T_{w4}W_2}{W_1 + W_2}$	359,5834929	86,5835	
20	$з_{р1}$			$\eta_{p1} = \frac{T_{w5} - T_{w1}}{T_{w5} - T_{в1}}$	0,95268064		
21	$з'_{р1}$			$\eta'_{p1} = \frac{T_{w5} - T_{w1}}{S'_{р1}(T_{w5} - T_{в1})}$	0,432858404		
22	$S_{р2}$			$S_{р2} = \frac{W_2}{W_{в2}}$	2,354306787		
23	$S'_{р2}$			$S'_{р2} = \frac{W_{в2}}{W_2}$	0,42475348		

24	$S_{р1}$			$S_{р1} = \frac{W_1}{W_{в1}}$	0,454358351		
25	$S'_{р1}$			$S'_{р1} = \frac{W_{в1}}{W_1}$	2,200905956		
26	$T_{в21}$			$T_{в21} = T_{в1} + S_{р1}(T_{w5} - T_{w1})$	333,1640564	60,1641	
27	$T_{в22}$			$T_{в22} = T_{в1} + S_{р2}(T_{w5} - T_{w3})$	335,0858129	62,0858	
28	$S_{мо}$			$S_{мо} = \frac{W_м}{W_2}$	0,910584775		
29	$S'_{мо}$			$S'_{мо} = \frac{W_2}{W_м}$	1,098195388		
30	$з_{р2}$			$\eta_{p2} = \frac{T_{w5} - T_{w3}}{T_{w5} - T_{в1}}$	0,201380904		
31	$з'_{р2}$			$\eta'_{p2} = \frac{T_{w5} - T_{w3}}{S'_{р2}(T_{w5} - T_{в1})}$	0,474112429		
32	$з_{р3}$			$\eta_{p3} = \frac{T_{wд2} - T_{wд1}}{T_{wд2} - T_{в1}}$	0,204522493		

33	$з'_{р3}$			$\eta'_{p3} = \frac{T_{wд2} - T_{wд1}}{S'_{р3}(T_{wд2} - T_{в1})}$	0,63110037		
34	$S_{р3}$			$S_{р3} = \frac{W_{wн2}}{W_{в3}}$ -	3,085725978		
35	$S'_{р3}$			$S'_{р3} = \frac{W_{в3}}{W_{wн2}}$	0,324072846		

Таблица 4 Основные результаты

1	2	3	4	5	6	7	8
1	G_{w1}	кг/с			3,539		Вода на ОНВ
2	G_{w2}	кг/с			10,959		Вода на МО
3	$G_{п1}$	кг/с			7,7017158		Перепуск воды в контуре ОНВ-МО
4	$G_{в1}$	кг/с			31,0807094		Вентилятор на Р1
5	$G_{в2}$	кг/с			19,41		Вентилятор на Р2
6	$з_{р1}$				0,953		
7	$S_{р1}$				0,454		
8	W_{1min}	Вт/К			14827,86885		
9	$з_{р2}$				0,474		
10	$S_{р2}$				0,425		
11	W_{2min}	Вт/К			30642,45		
12	$з_{р3}$				0,63		
13	$S_{р3}$				0,324		
14	W_{3min}				30642,45		

15	$з_{мо}$				0,430		
16	$S_{мо}$				0,91		
17	$W_{мо min}$	Вт/К			41814		
18	$з_{нв}$				0,93		
19	$S_{нв}$				0,305		
20	$W_{нв min}$	Вт/К			4522,5		
21	$T_{м1}$	К	^oC		360,35	87,35	
22	$ДT_{м}$	К	^oC		7,65	7,65	Перепад по маслу
23	T_{w1}	К	^oC		315,20	42,20	
24	T_{w2}	К	^oC		367,05	94,05	
25	$Tw3$	К	^oC		350,202467	77,20	
26	T_{w4}	К	^oC		357,1711169	84,17	
27	T_{w5}	К	^oC		359,5834929	86,58	
28	$T_{в21}$	К	^oC		333,16	60,16	
29	$T_{в22}$	К	^oC		335,09	62,09	
30	$М_{нв}$	кг		$М_{нв} = N_{нв} \frac{W_{нв min}}{k_{gнв}}$	288,41		
31	$М_{p1}$	кг		$М_{p1} = N_{p1} \frac{W_{p1min}}{k_{gp1}}$	373,73		
32	$М_{p2}$	кг		$М_{p2} = N_{p2} \frac{W_{p2min}}{k_{gp2}}$	223,43		

33	$M_{р3}$	кг		$M_{р3} = N_{р3} \frac{W_{р3min}}{k_{gр3}}$	350,85		
34	M_{123}	кг		$M_{123} = M_{р1} + M_{р2} + M_{р3}$	948,01		
35	$M_{мо}$	кг		$M_{мо} = N_{мо} \frac{W_{мо min}}{k_{gмо}}$	372,72		
36	$M_{У}$	кг		$M_{\Sigma} = M_{нв} + M_{мо} + M_{р1} + M_{р2} + M_{р3}$	1609,15		

6.6. Обратный расчёт системы охлаждения (схема 3РК1)

№п/п	Параметр	Размерность основная	Размерность дополнительная	Формула	Результат в основной размерности	Результат в дополнительной размерности	Примечания
1	2	3	4	5	6	7	8
1.Таблица исходных данных							
1	T_0	К	^oC		293	20	
2	$T_{в1}$	К	^oC		293	20	
3	$T_к$	К	^oC		466	193	
5	$T_{wд2}$	К	^oC		378	105	
6	$T_{м2}$	К	^oC		368	95	
7	$Q_{дк}$	Вт			1040000		Контрольное значение, в расчёте не используется
8	$Q_{мк}$	Вт			580000		Контрольное значение, в расчёте не используется
9	$G_{вУ}$	кг/с			82,37		
10	$G_{wн1}$	кг/с			22,2		ОНВ…МО

1	2	3	4	5	6	7	8
11	$G_{вн2}$	кг/с			22,2		Дизель
12	$G_{нв}$	кг/с			4,3		
13	$G_{м}$	кг/с			20,2		
14	*ОНВ*						
15	*схема*			Для справки	1,2		Многократный перекрёстный при общем противотоке
16	*b*				8		
17	$k_{gнв}$	Вт/кг·К			52,9		
18	$M_{нв}$	кг			258,7		
19	P_1						Работает на ОНВ
20	*схема*			Для справки	1,2		Многократный при общем противотоке (1,2)
21	*b*				3		
22	k_{gp1}	Вт/кг·К			100		
23	P_2						Работает на дизель

1	2	3	4	5	6	7	8
24	*схема*			Для справки	1,2		Многократный при общем противотоке (1,2)
25	*b*				3		
26	k_{gp2}	Вт/кг·К			100		
27	M_{p2}						
28	P_3						Рботает на МО
29	*схема*			Для справки	1,2		Многократный при общем противотоке (1,2)
30	*B*				3		
31	k_{gp3}				100		
32	*Zc*	шт			48		Всего радиаторных секций
33	*Zг*	шт			1		Число секций гидропривода
34	Z_2	шт			17		Число секций радиатора Р2 (под дизель)
35	$M_{ст}$	кг			20,516		Масса одной стойки (секции)
36	*МО*						

1	2	3	4	5	6	7	8
37	*схема*				4		возможны:реверсивный ток =4;схемы1и2
83	*b*				8		
39	$k_{gмо}$	Вт/кг·К			82		
40	$M_{мо}$	кг			380		

2.Таблица назначаемых параметров

1	$S_{нв}$				0,3		0,1…0,6
2	$W_м/W_3$				0,7		Допустимо задавать и >1
3	Z_1	шт			23		число секций радиатора Р1 (под ОНВ)

3. Таблица расчётов

1	$G_{в1}$	кг/с		$G_{в1} = G_{вΣ} \frac{Z_1}{Z_с}$	39,468		ОНВ
2	$G_{в2}$	кг/с		$G_{в2} = G_{вΣ} \frac{Z_2}{Z_с}$	29,17		Дизель
3	Z_3	шт		$Z_3 = Z_с - Z_г - Z_2 - Z_1$	7		МО

1	2	3	4	5	6	7	8
5	$G_{в3}$	кг/с		$G_{в3} = G_{в\Sigma}\frac{Z_3}{Z_с}$	12,01		МО
6	$W_{wн1}$	Вт/К		$W_{wн} = G_{wн}C_{pw}$	93018		Насос ОНВ и МО
7	$W_{нв}$	Вт/К		$W_{нв} = G_{нв}C_p$	4321,5		Компрессор
8	$W_в$	Вт/К		$W_в = G_{в\Sigma}C_p$	82781,85		Всего вентиляторами
9	$W_{в1}$	Вт/К		$W_{в1} = G_{в1}C_p$	39666,30		Вентилятор на секции ОНВ
10	$W_{в3}$	Вт/К		$W_{в3} = G_{в3}C_p$	12072,35		Вентилятор на секции МО
11	$W_{в2}$	Вт/К		$W_{в2} = W_в - W_{в1} - W_{в3}$	31043,19		Вентилятор на секции дизеля
12	$W_м$	Вт/К		$W_м = G_м C_{pм}$	41814		Энергоёмкость масла
13	W_1	Вт/К		$W_1 = W_{нв}\frac{1}{S_{нв}}$	14405		Вода через ОНВ

1	2	3	4	5	6	7	8
14	W_3	Вт/К		$W_3 = W_{\text{м}} \frac{1}{W_{\text{м}}/W_3}$	59734,28		Вода через МО
15	W_2	Вт/К		$W_2 = G_{w\,\text{н}2} C_{pw}$	93018		Вода через дизель
16	$N_{\text{нв}}$			$N_{\text{нв}} = \text{M}_{\text{нв}} k_{g\text{нв}} \frac{1}{W_{\text{нв min}}}$	3,166		
17	$з_{\text{нв}}$			$\eta_{\text{нв}} = f(N, S_{\text{нв}}, b)$	0,919		
18	$M_{\text{р}1}$			$\text{M}_{p1} = Z_1 * \text{M}_{\text{ст}}$	471,868		Радиатор ОНВ
19	$M_{\text{р}2}$			$\text{M}_{p2} = Z_2 * \text{M}_{\text{ст}}$	348,772		Радиатор дизеля
20	$M_{\text{р}3}$			$\text{M}_{p3} = Z_3 * \text{M}_{\text{ст}}$	143,61		Радиатор МО

1	2	3	4	5	6	7	8
21	$S_{нв}$			$S_{нв} = \frac{W_{нв}}{W_1}$	0,3		
22	$S'_{нв}$			$S'_{нв} = \frac{W_1}{W_{нв}}$	3,3333		
23	$S_{нв}$				0,3		Действующее значение
24	$W_{нвmin}$				4321,5	воздух	
25	$S_{р1}$			$S_{р1} = \frac{W_1}{W_{в1}}$	0,3631		
26	$S'_{р1}$			$S'_{р1} = \frac{W_{в1}}{W_1}$	2,75		
27	$S_{р1}$				0,363		Действующее значение

1	2	3	4	5	6	7	8
28	$W_{р1min}$				14405	вода	
29	$S_{р2}$			$S_{р2} = \frac{W_2}{W_{в2}}$	2,996		
30	$S'_{р2}$			$S'_{р2} = \frac{W_{в2}}{W_2}$	0,333		
31	$S_{р2}$				0,333		Действующее значение
32	$W_{р2min}$				31043,19	воздух	
33	$S_{р3}$			$S_{р3} = \frac{W_3}{W_{в3}}$	4,948		
34	$S'_{р3}$			$S'_{р3} = \frac{W_{в3}}{W_3}$	0,2021		

1	2	3	4	5	6	7	8
35	$S_{р3}$				0,2021		Действующее значение
36	$W_{р3min}$				12072,35	Воздух	
37	$S_{мо}$			$S_{мо} = \frac{W_м}{W_3}$	0,7		
38	$S'_{мо}$			$S'_{мо} = \frac{W_3}{W_м}$	1,428		
39	$S_{мо}$				0,7		Действующее значение
40	$W_{мо min}$				41814	масло	

1	2	3	4	5	6	7	8
41	N_{p1}			$N_{p1} = M_{p1} k_{gp1} \frac{1}{W_{p1\min}}$	3,275		
42	$з_{p1}$			$\eta_{p1} = f(N_{p1}, S_{p1}, b_{p1})$	0,904		
43	N_{p2}			$N_{p2} = M_{p2} k_{gp2} \frac{1}{W_{p2\min}}$	1,123505535		
44	$з_{p2}$			$\eta_{p2} = f(N_{p2}, S_{p2}, b_{p2})$	0,623376476		
45	N_{p3}			$N_{p3} = M_{p3} k_{gp3} \frac{1}{W_{p3\min}}$	1,189594096		
46	$з_{p3}$			$\eta_{p3} = f(N_{p3}, S_{p3}, b_{p3})$	0,66330121		

1	2	3	4	5	6	7	8
47	$N_{\text{мо}}$			$N_{\text{мо}} = \text{M}_{\text{мо}} k_{g\text{мо}} \frac{1}{W_{\text{мо}\min}}$	0,745204955		
48	$з_{\text{мо}}$			$\eta_{\text{мо}} = f(N_{мо}, S_{\text{мо}}, b_{мо})$	0,437983525		
49	T_{w5}	К	$^{\text{o}}C$		348,2930991	75,2931	Исходное значение
50	T_{w3}	К	$^{\text{o}}C$	$T_{w3} = T_{w5} - \eta_{\text{р3}}(T_{w5} - T_{\text{в1}})$	311,6171196	38,61712	
51	T'_{w3}	К	$^{\text{o}}C$	$T'_{w3} = T_{w5} - \eta_{\text{р3}} S'_{\text{р3}}(T_{w5} - T_{в1})$	340,8808505	67,88085	
52	T_{w3}	К	$^{\text{o}}C$		340,8808505	67,88085	Действующее значение
53	T_{w1}	К	$^{\text{o}}C$	$T_{w1} = T_{w5} - \eta_{\text{р1}}(T_{w5} - T_{в1})$	298,2638085	25,26381	

1	2	3	4	5	6	7	8
54	T'_{w1}	К	^{o}C	$T'_{w1} = T_{w5} - \eta_{p1} S'_{p1} (T_{w5} - T_{в1})$	330,1247327	57,12473	
55	T_{w1}	К	^{o}C		298,2638085	25,26381	Действующее значение
56	T_{w2}	К	^{o}C	$T_{w2} = T_{w1} + \eta_{нв} S_{нв} (T_{к} - T_{w1})$	344,5520041	71,552	
57	T'_{w2}	К	^{o}C	$T'_{w2} = T_{w1} + \eta_{нв} (T_{к} - T_{w1})$	452,5577939	179,5578	
58	T_{w2}	К	^{o}C		344,5520041	71,552	Действующее значение
59	T_{w4}	К	^{o}C	$T_{w4} = T_{w3} + \eta_{мо} S_{мо} (T_{м2} - T_{w3})$	349,195269	76,19527	
60	T'_{w4}	К	^{o}C	$T'_{w4} = T_{w3} + \eta_{мо} (T_{м2} - T_{w3})$	352,7585912	79,75859	

1	2	3	4	5	6	7	8
61	T_{w4}	К	^oC		349,195269	76,19527	Действующее значение
62	T_{w5}**	К	^oC	$T_{w5} = \frac{T_{w4}W_3 + T_{w2}W_1}{W_1 + W_3}$	348,2930991	75,2931	Во втором приближении
63	T_{w5}**-T_{w5}	К			0		Контроль правильности
64	T_s	К	^oC	$T_s = T_к - \eta_{нв} (T_к - T_{w1})$	311,7060147	38,70601	
65	T'_s	К	^oC	$T_s = T_к - \eta_{нв} S'_{нв} (T_к - T_{w1})$	419,71	146,7118	
66	T_s	К	^oC		311,71	38,70601	Действующее значение
67	$T_{м1}$	К	^oC	$T_{м1} = T_{м2} - \eta_{мо} (T_{м2} - T_{w3})$	356,12	83,12226	

1	2	3	4	5	6	7	8
68	$T'_{м1}$	К	^{o}C	$T'_{м1} = T_{м2} - \eta_{мо} S'_{мо} (T_{м2} - T_{w3})$	359,69	86,68558	
69	$T_{м1}$	К	^{o}C		356,12	83,12226	Действующее знвчение
70	$T_{wд1}$	К	^{o}C	$T_{wд1} = T_{wд2} - \eta_{р2} (T_{wд2} - T_{в1})$	325,01	52,013	
71	$T'_{wд1}$	К	^{o}C	$T_{wд1} = T_{wд2} - \eta_{р2} S'_{р2} (T_{wд2} - T_{в1})$	360,32	87,31648	
72	$T_{wд1}$	К	^{o}C		360,32	87,31648	Действующее значение
73	$Q_{д}$	Вт		$Q_{д} = W_2 (T_{wд2} - T_{wд1})$	1644885,72		Расчётное значение
74	$Q_{м}$	Вт		$Q_{м} = W_3 (T_{и4} - T_{w3})$	496655,85		Расчётное значение

1	2	3	4	5	6	7	8
75	W_1+W_3	Вт/К			74139,29		Суммарная энергоёмкость потока воды через ОНВ и МО
76	$ДG_{wн1}$	кг/с		$\Delta G_{wн1}=(W_{wн1}-W_1-W_3)/C_{pw}$	4,51		Избыток производительности насоса ОНВ+МО

4. Таблица основных результатов

№п/п	Параметр	Размерность основная	Размерность дополнительная	Формула	Результат в основной размерности	Результат в дополнительной размерности	Примечания
1	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**	**7**	**8**
1	$T_{м1}$	К	оС		356,12	83,12	
2	$T_{м2}$	К	оС		368,00	95	

1	2	3	4	5	6	7	8
3	$T_{в1}$	К	оС		293,00	20	
4	$T_{к}$	К	оС		466,00	193	
5	T_{s}	К	оС		311,71	38,71	
6	T_{w1}	К	оС		298,26	25,26	
7	T_{w2}	К	оС		344,55	71,55	
8	T_{w3}	К	оС		340,88	67,88	
9	T_{w4}	К	оС		349,20	76,20	

1	2	3	4	5	6	7	8
10	T_{w5}	К	оС		348,29	75,29	
11	$T_{wд1}$	К	оС		360,32	87,32	
12	$T_{wд2}$	К	оС		378,00	105	
13	$T_{в21}$	К	оС	$T_{в21} = T_{в1} + (T_{w5} - T_{w1}) \frac{W_1}{W_{в1}}$	311,17	38,17	
14	$T_{в22}$	К	оС	$T_{в22} = T_{в1} + (T_{wд2} - T_{wд1}) \frac{W_2}{W_{в2}}$	345,99	72,99	
15	$T_{в23}$	К	оС	$T_{в23} = T_{в1} + (T_{w5} - T_{w3}) \frac{W_3}{W_{в3}}$	329,68	56,68	
16	$з_{нв}$				0,92		

1	2	3	4	5	6	7	8
17	$S_{нв}$				0,30		
18	$G_{нв}$	кг/с			4,30		
19	G_{w1}	кг/с		$G_{w1} = W_1 / C_{pw}$	3,44		
20	$з_{р1}$				0,90		
21	$S_{р1}$				0,36		
22	$G_{в1}$	кг/с			39,47		
23	$з_{р2}$				0,62		

1	2	3	4	5	6	7	8
24	$S_{р2}$				0,33		
25	$G_{в2}$	кг/с			29,17		
26	G_{w2}	кг/с		$G_{w2} = W_2 / C_{pw}$	22,20		
27	$з_{р3}$				0,66		
28	$S_{р3}$				0,20		
29	$G_{в3}$	кг/с			12,01		
30	G_{w3}	кг/с		$G_{w3} = W_3 / C_{pw}$	14,26		

1	2	3	4	5	6	7	8
31	$з_{мо}$				0,44		
32	$S_{мо}$				0,70		
33	$Q_{д}$	Вт	кВт		1644885,72	1644,8	
34	$Q_{м}$	Вт	кВт		496655,85	496,65	

Вопросы для самопроверки к главе 6.

1. Сформулировать условие решения прямой задачи расчёта системы охлаждения ДВС.
2. Сформулировать условие решения обратной задачи расчёта системы охлаждения ДВС.
3. С какой целью при решении прямой задачи расчёта системы охлаждения в исходные данные вводят значения коэффициентов использования масс теплообменников?
4. Каким образом обеспечивается уточнение значений коэффициентов использования масс теплообменников системы охлаждения в ходе решения прямой задачи?

5. Записать основные уравнения, на которых базируются решения прямой и обратной задачи расчётов системы охлаждения ДВС.
6. Какие параметры можно считать целевыми функциями при оптимизации системы охлаждения?
7. За счёт изменения каких параметров возможна оптимизация системы охлаждения?

Конец

Глава 7. Проблемы совершенствования систем охлаждения и их элементов.

Современные системы охлаждения и их элементы достигли высокой степени совершенствования. Имеет смысл напомнить, какими именно параметрами они характеризуются.

Во-первых, это температуры воды, масла и наддувочного воздуха на входе в двигатель на всех важнейших режимах эксплуатации. При этом также учитываются обеспечиваемые в системе разности температур воды и масла до и после двигателя.

Во-вторых, это величина затрат энергии на работу системы охлаждения и, соответственно, на работу каждого элемента системы.

В-третьих, это масса и габариты системы охлаждения и её элементов.

В-четвёртых, это стоимость системы и её элементов, в частности, это затраты дефицитных материалов на её изготовление и на изготовление всех элементов.

В-пятых, это обеспечение стабильности параметров в условиях постоянных загрязнений поверхностей теплообмена при эксплуатации.

В-шестых, это способность противостоять действующим механическим нагрузкам, химическим и эрозионным разрушениям.

Перечисленные параметры могут быть оценены абсолютными размерными величинами или с помощью относительных безразмерных величин. При оценке температур воды и масла в системе обычно называют численные значения соответствующих значений. В настоящее время температуры этих теплоносителей на входе в двигатель поддерживаются весьма высокими ($90\ldots120^{o}C$), выше, чем это делалось в двигателях, созданных в предыдущие десятилетия. Сохраняется тенденция к уменьшению разности температур воды и масла до и после двигателя притом, что как уменьшение, так и увеличение этих

разностей имеет свои достоинства и недостатки. Увеличение разностей уменьшает расходы теплоносителей и соответственно снижает затраты энергии на прокачку теплоносителей. Снижение разностей улучшает термическое состояние деталей двигателя и улучшает качество процессов в охлаждаемых элементах двигателя.

В связи с тем, что рабочие температуры воды и масла значительно выше температур окружающей среды, охлаждение этих теплоносителей представляет собой относительно простую задачу, достаточно просто реализуемую в рекуперативных системах охлаждения. Понятно также, что все действующие системы обеспечивают необходимые значения температур масла и воды перед двигателем на номинальном режиме при нормальных условиях окружающей среды, а также необходимую разность температур на двигателе, иначе двигатели с такими системами не могли бы быть допущены в эксплуатацию. С учётом этого обстоятельства сравниваемые системы могут отличаться габаритами и массами, возможностями адаптации к изменениям режимов работы и условий эксплуатации и величинами затрат энергии на обеспечение своей работы. В соответствии со сказанным выше существует проблема возможного снижения масс и габаритов систем охлаждения, а это, прежде всего, снижение масс и габаритов всех входящих в системы теплообменников. При жёстких ограничениях на массу и габариты системы охлаждения (например, для военной техники) может существовать родственная проблема обеспечения номинальной мощности двигателя в условиях экстремально высоких температур окружающей среды и иных неблагоприятных параметрах (например, в условиях высокогорья). Одновременно существует проблема уменьшения затрат энергии на прокачку теплоносителей при прочих равных условиях. Для номинального режима эти проблемы связаны с оптимизацией поверхностей теплообмена и рациональным проектированием теплообменников и схем систем охлаждения, а для

частичных и неспецификационных режимов работы – с рациональной организацией системы регулирования температур теплоносителей в системе.

Температура наддувочного воздуха перед двигателем должна быть близкой к температуре окружающего воздуха в летний период (примерно 15…20^oC). Не исключено, что дальнейшее снижение температуры наддувочного воздуха также может иметь благоприятное влияние на экономичность, ресурс и экологические показатели двигателя, хотя для формирования окончательного мнения по вопросу оптимального предела снижения температуры наддувочного воздуха, по мнению автора, требуются дополнительные исследования. Обеспечить указанные температуры в летний период практически невозможно при использовании для этого обычных рекуперативных систем охлаждения. Очевидно, что в указанных условиях от рекуперативных систем охлаждения возможно требовать только максимального приближения к названым пределам. Это достигается путём применения специальных подходов к проектированию систем охлаждения, в частности, путём создания «малорасходных» систем. При прочих равных условиях температура наддувочного воздуха снижается при повышении тепловых КПД охладителей наддувочного воздуха и работающих в паре с ними рассеивателей тепла (радиаторов или водо-водяных охладителей). При изменении режима работы двигателя и температуры окружающей среды температура наддувочного воздуха перед двигателем может регулироваться в сторону повышения. Возможности такого регулирования должны быть обеспечены конструкцией схемы системы охлаждения и в настоящее время обеспечиваются не для всех применяемых схем.

Поскольку рекуперативные системы принципиально не в состоянии обеспечить снижение температуры наддувочного воздуха в летнее время до указанных температур, существует проблема созда-

ния систем охлаждения с использованием иных принципов отвода теплоты, в частности, с применением в системах охлаждения холодильных циклов. Наиболее простыми системами такого рода могут быть системы с воздушными расширительными машинами или турбодетандерные системы охлаждения. Доказательство целесообразности применения таких схем в условиях реальной технической эксплуатации требует выполнения дальнейших исследований в этом направлении.

Проблема повышения компактности теплообменных аппаратов, сохраняющая актуальность в соответствии со сказанным ранее, решается за счёт применения оптимальных видов поверхностей теплообмена и путём выбора рациональных параметров теплоносителей при их проектировании.

Под выбором параметров прежде всего следует иметь в виду выбор рациональных пределов сопротивления по каждому из теплоносителей. Выбор сопротивлений связан с величиной скоростей теплоносителей в сжатых сечениях, поэтому можно выбирать либо скорости, либо сопротивления. Для охладителей воды и масла скорости теплоносителей обычно назначаются максимально допустимыми, и это же можно сказать о выборе соответствующих сопротивлений. Допустимые пределы выбираются на основании действующих стандартов или вычисляются из условий оптимизации величины затрат энергии на прокачку теплоносителей по отношению к эффекту уменьшения соответствующих объёмов, масс и габаритов. Для охладителей наддувочного воздуха выбор воздушного сопротивления следует выполнять с учётом влияния этой величины на рабочий цикл двигателя. Следует отметить, что предельные скорости и сопротивления, регламентированные действующими стандартами, базируются на ранее сложившихся представлениях по этому вопросу и не достаточно аргументированы. В связи с этим желательно проведение специальных

исследований для современной оценки правильности действующих регламентов.

Повышение компактности теплообменников за счёт оптимизации поверхности теплообмена в основном связано с минимизацией размеров проходных сечений и увеличением коэффициентов компактности f_v и f_g. В свою очередь эти параметры увеличиваются при миниатюризации всех размеров единичных элементов поверхностей теплообмена. Под единичным элементом ПТ понимается такая минимальная часть объёма теплообменного пакета, выделенная в виде призмы, на основе которой возможно воспроизведение всех основных геометрических свойств теплообменной поверхности путём комбинации не более чем трёх таких элементов. Помимо миниатюризации указанных размеров важно обеспечить по возможности рациональную структуру течений турбулентного потока в теплообменном аппарате. Это достигается за счёт рациональной взаимной ориентации отдельных элементов поверхности теплообмена и их совместной ориентации относительно общего направления течения теплоносителя. Важно также правильно расположить теплообменный пакет или его элементы в корпусе теплообменного аппарата, снабдив его соответствующими вытесняющими, герметизирующими и направляющими элементами. Большое значение также имеет правильный выбор схемы взаимного течения теплоносителей.

Сказанное можно отнести к наиболее общим принципам повышения компактности теплообменников. Для каждого из теплоносителей и каждого из теплообменников эти проблемы имеют свои особенности. Они достаточно подробно рассматривались выше при отдельном изучении всех теплообменных аппаратов системы охлаждения. Следует отметить, что для современных теплообменных аппаратов рассмотренные подходы достигли высокого уровня совершенства и

для создания аппаратов с максимальной компактностью прежде всего следует максимально использовать уже известные наработки.

Повышение компактности систем охлаждения за счёт оптимизации схем систем охлаждения при прочих равных условиях возможно. В частности, компактность систем увеличивается при использовании уже упоминавшегося принципа «малорасходности». Возможны и иные подходы к решению этой задачи, например, связанные со способом размещения теплорассеивателей в потоке охлаждающего теплоносителя и т.п. В то же время следует напомнить, что при инженерном решении проблемы просто уменьшение объёма системы и её элементов не всегда следует считать самоцелью. Бывает так, что при малой разнице в массах теплообменников вариант с увеличенной массой приводит к более удобному расположению системы в энергетической установке, оказывается более технологичным и т.д.

Компактность системы охлаждения и её элементов пропорциональна её стоимости, поэтому задача повышения компактности в основном равнозначна задаче снижения стоимости системы охлаждения. При прочих равных условиях стоимость системы зависит от количества дефицитных материалов, используемых при изготовлении. К ним относятся прежде всего медь, никель, олово, цинк. Там, где поверхности теплообмена не соприкасаются с морской водой, эти материалы могут заменяться более дешёвым алюминием и его сплавами. Известны случаи применения для этих же целей обычной стали с антикоррозионными покрытиями и без них. Для работы в морской воде может использоваться нержавеющая сталь. Возможны конструкции поверхностей теплообмена на основе комбинации двух металлов: сторона, соприкасающаяся с агрессивным теплоносителем выполняется из более стойкого материала, а другая из менее стойкого (так называемые биметаллические ПТ). В русле изложенного существует проблема выбора наиболее рациональных материалов ПТ с учётом осо-

бенностей эксплуатации, а также необходимого ресурса теплообменных аппаратов. В этом плане весьма интересными являются попытки создания пластмассовых ПТ, которые в ряде случаев находят успешное применение для двигателей малой мощности.

Все теплообменные аппараты с течением времени загрязняются. Из-за этого меняются их параметры. Чтобы обеспечить поддержание параметров в допустимых пределах необходимо либо проектировать теплообменники с соответствующими запасами, либо принимать меры к очистке теплоносителей и поверхностей теплообмена. Внесение запасов на загрязнение имеет смысл в условиях стабильного и равномерного поступления загрязнителя. Обычно этот параметр имеет существенные отклонения внутри большой группы одинаковых двигателей, находящихся в реальной эксплуатации. Уменьшение чувствительности ПТ к загрязнениям обычно обеспечивается конструктивными мерами, снижающими компактность: проходные сечения сжатых сечений каналов при этом увеличивают. Как правило, желательная «нечувствительность» к загрязнениям может быть обеспечена в ущерб требованиям к компактности системы и её элементов, при этом всё равно возникают проблемы с эффективностью работы системы с течением времени. Достаточно убедительным в современных условиях выглядит подход, при котором теплоносители фильтруют при одновременном применении мер периодической очистки ПТ специальными моющими веществами во время работы двигателей. В настоящее время требуются направленные исследования по определению рационального подхода к борьбе с воздействием загрязнителей, дифференцированного по отношению к двигателям различного типа и назначения. Соответственно необходимы методики инженерных расчётов систем охлаждения и всех их элементов с учётом принятого способа противодействия загрязнениям.

Успешность проектирования систем охлаждения и их теплообменников зависит от точности соответствующих методик. Учитывая особенности конструкции рекуперативных теплообменников, применяемых в системах охлаждения, и особенности происходящих в них процессов, можно сказать, что процессы теплообмена в них изучены хорошо. Вместе с тем известен ряд задач в области расчётов теплообмена и сопротивления, решённых в настоящее время хуже среднего уровня всех прочих элементов расчётных методик. Это определение граничных условий по теплообмену и сопротивлению ПТ, работающих в маслах. Для накопления соответствующего банка данных необходимо проведение направленных экспериментальных исследований с разнообразными ПТ для основных типов масел, применяемыми в ДВС. Достаточные сложности и неточности в расчётах также связаны с определением термического сопротивления биметаллических поверхностей теплообмена и загрязнённых поверхностей (в случае использования теплообменников без периодической очистки в ходе эксплуатации). Эти вопросы также требуют проведения направленных исследований с привлечением экспериментальных материалов. Существует также проблема оценки работы ОНВ в условиях активного выпадения влаги из охлаждаемого воздуха на поверхности теплообмена (в основном для судовых ДВС). Известны судовые двигатели, где за ОНВ устанавливают отделители влаги, одновременно существуют и другие подходы. Вопрос о том, как следует проектировать ОНВ, работающие на режимах с выпадением влаги, нужны ли отделители влаги за ними, так же как и ряд сопутствующих вопросов остается слабо разработанным и требует дальнейшего комплексного изучения.

Обеспечение прочности теплообменных аппаратов, работающих в условиях нагрузок, характерных для транспортных энергетических установок, является актуальной проблемой, которую приходится оценивать расчётным и экспериментальным путями. В данном курсе рас-

сматривались самые общие принципы, связанные с обеспечением прочности ПТ в условиях всех характерных для них видов нагрузок. Соответственно рекомендовались самые общие принципы конструирования ТО с учётом противодействия таким нагрузкам. Задача определения напряжений и перемещений в конструкциях со сложными полями температур в настоящее время решается на уровне использования стандартных прикладных программ различных систем автоматизированного проектирования, таких как *Solidworks* и подобных ей. Для использования таких программ нужны адекватные им программы расчётов теплового состояния теплообменных аппаратов. Объединённые методики расчётов теплового и напряжённого состояния теплообменников такого рода автору неизвестны. Вполне возможно, что они уже могут быть востребованы по крайней мере для ОНВ двигателей с высоким наддувом. В этом случае потребуется работа по их созданию.

Системы охлаждения отводят в окружающую среду значительно количество энергии. В зависимости от типа и совершенства двигателя величина энергии, отводимой через систему охлаждения, может составлять от 30 до 100% номинальной мощности. Это существенный резерв повышения полезно используемой в энергетической установке энергии, если часть её вернуть потребителю. С этой целью могут быть использованы различные способы утилизации отводимой теплоты. В частности, в судовых энергетических установках используется схема утилизации теплоты наддувочного воздуха. В ней ОНВ разделён на две последовательных по ходу воздуха секции. В первой секции циркулирует в замкнутом контуре пресная вода. С её помощью отбирается высокопотенциальная теплота от воздуха с высокими температурами. В этом контуре вырабатывается пар, который может работать в паровой турбине. Возможно также использование получаемого пара и горячей воды в технологических целях или для отопления. Вторая

секция служит для глубокого доохлаждения воздуха забортной водой. Следует отметить, что теплота, выделяемая в замкнутом контуре ДВС судовых и стационарных установок, довольно часто утилизируется для отопления различных помещений в отопительный период. Получение энергии в виде теплоты для обогрева является достаточно простым решением. В то же время получение значительных количеств механической энергии на основе утилизации теплоты, отведенной в системе охлаждения, требует довольно сложных схем, поскольку большее количество отводимой здесь энергии является низкопотенциальным, связано с малыми разностями температур энергоносителя относительно окружающей среды. В этом случае эффективное получение механической энергии может быть реализовано на основе использования холодильных циклов и специальных теплоносителей. Такого рода системы и методики их расчётов не получили сколько-нибудь заметного распространения до настоящего времени, хотя резервы, и довольно значительные, в этой области имеются.

В судовых энергетических установках успешно реализуются схемы отвода теплоты в забортную воду через нетрадиционные элементы системы охлаждения. Вместо традиционных водо-водяных охладителей для этой цели используют элементы конструкции корпусов судов и движительного комплекса. Горячий теплоноситель в этих системах контактирует с металлом борта, днища, винтовых насадок, т.п. Такие системы получили название «килевых» систем охлаждения и имеют ряд преимуществ перед традиционными. В частности, улучшается ситуация с загрязнением поверхности теплообмена, снижаются неблагоприятные экологические воздействия на окружающую среду, т.п. При создании подобных систем важно выбирать такие элементы судна в качестве рассеивателей тепла, которые были бы удобны для подвода и отвода охлаждающей воды, не изменяли бы своих свойств с течением эксплуатации, не подвергались бы разрушениям, и были бы

по возможности однотипными для однотипных двигателей. Насколько известно автору, типовой методики конструирования и расчётов подобных систем не существует, и это должно быть реализовано путём выполнения направленных работ в этой области.

Таким образом, системы охлаждения и их элементы не являются чем-то окончательно сформированным. Этот элемент установки ДВС непрерывно совершенствуется. Соответственно совершенствуются методики его расчётов, проектирования и конструирования. Появляются новые схемные и конструктивные решения, они требуют разработки новых расчётных методик, и этот процесс продолжается.

Вопросы для самопроверки к главе 7.

1. Какие параметры систем охлаждения в настоящее время хорошо обеспечиваются в соответствии с пожеланиями конструкторов, а какие нуждаются в улучшении?
2. Какие резервы дальнейшего улучшения параметров существующих систем охлаждения известны и относительно легко доступны?
3. На какой основе можно обеспечить снижение температуры наддувочного воздуха до температуры окружающей среды? Можно ли считать такое снижение безусловно целесообразным?
4. Что такое килевые системы охлаждения и какие качества систем охлаждения могут быть улучшены на основе их применения?
5. Что является препятствием для получения дополнительной механической мощности на основе утилизации теплоты, отводимой в системе охлаждения?
6. Как решается задача противодействия загрязнениям при проектировании и эксплуатации теплообменных аппаратов и в чём состоит проблема развития этого вопроса?

7. Что является наиболее сложной проблемой при проектировании охладителей масла?

8. Какие параметры современных теплообменников при проектировании определяются действующими стандартами? Следует ли принимать установленные ограничения обоснованными и обязательными для исполнения?

Конец

Литература

1. Баев С.Ф. Судовые компактные теплообменные аппараты. – Л.: Судостроение, 1965. 240 с.
2. Бажан П.И. Расчёт и конструирование охладителей дизелей. – М.: Машиностроение, 1981. 168 с.
3. Берман С.С. Теплообменные аппараты и конденсационные устройства турбоустановок. – М.: Машгиз, 1959, 427 с.
4. Бурков В.В. Индейкин А.И. Автотракторные радиаторы. – Л.: Машиностроение. 1978. 216 с.
5. Кейс В.М., Лондон А.Л. Компактные теплообменники.– М.: Энергия, 1967. 223 с.
6. Конструкции, характеристики и компоновка охладителей наддувочного воздуха судовых ДВС. Учебное пособие. /Мошенцев Ю.Л., Добровольский В.В. , Даскал С.А.. – Николаев, НКИ, 1980. –27 с.
7. Двигатели внутреннего сгорания: Устройство и работа поршневых и комбинированных двигателей: Учебник/В.П. Алексеев, В.Ф. Воронин, Л.В. Грехов и др.; Под общ.ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. –М. : Машиностроение, 1990. – 288 с.
8. Михеев М.А., Михеева И.М. Основы теплопередачи. – М.: Энергия, 1973. 320 с.
9. Петровский Ю.В., Фастовский В.Г. Современные эффективные теплообменники. – М.: ГЭИ, 1962. 255 с.
10. Промышленные тепломассообменные процессы и установки: Учебник для вузов А.М. Бакластов, В.А. Горбенко, О.Л. Данилов, Эфимов А.Л., Илларионов А.Г., Калинин Н.В.,Портнов Д.В., Удыма П.Г. ; Под ред. А.М. Бакластова. – М.: Энергоатомиздат, 1986. 328 с.
11. Справочник по теплообменникам : В 2-х т., Т.1 / С74 Пер. с англ. под ред. Б.С.Петухова, В.К. Шикова. – М.: Энергоатомиздат, 1987. 560 с.
12. Справочник по теплообменникам : В 2-х т., Т.2 / С74 Пер. с англ., под ред. О.Г. Мартыненко, Михалевича А.А., Шикова В.К. – М.: Энергоатомиздат, 1987. 352 с.
13. Эккерт Э.Р. и Дрейк Р.М. Теория тепло- и массообмена. Пер с англ. Под. Ред. Лыкова А.В. – М.- Л.: Госэнергоиздат, 1961. 680 с.
14. Хоблер Т. Теплопередача и теплообменники. Пер. с польск. Плисса А.В. под ред. Романкова П.Г. – Л.: ГНТИ Химеческой литературы, 1961. 820 с.