

**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РЕСПУБЛИКИ
КАЗАХСТАН КАСПИЙСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
ТЕХНОЛОГИЙ И ИНЖИНИРИНГА ИМ. Ш. ЕСЕНОВА**

ИНСТИТУТ НЕФТИ И ГАЗА

КАФЕДРА «ЭНЕРГЕТИКИ»

ГУСМАНОВА О.М.

**МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ДЛЯ ВЫПОЛНЕНИЯ КУРСОВОЙ
РАБОТЫ ПО ДИСЦИПЛИНЕ « ТЕХНИЧЕСКАЯ ТЕРМОДИНАМИКА
И ТЕПЛОТЕХНИКА»
ШИФР И НАЗВАНИЕ СПЕЦИАЛЬНОСТИ: 050715 –МОРСКАЯ ТЕХНИКА
И ТЕХНОЛОГИИ**

АКТАУ, 2010Г.

УДК 621.184.64

Составители: Гусманова О.М. Методические указания для выполнения курсовой работы по теплотехнике для студентов специальности 050715 «Морская техника и технологии», Актау : КГУТиИ, 2010, с.27
Рецензент: к.т.н. проф. Савельев В.Н.

Методические указания содержит основные положения по выполнению и оформлению курсовой работы. Включает примеры расчета некоторых пунктов курсовой работы.

Рекомендованы к изданию решением Учебно-методического совета Каспийского государственного университета технологий и инжиниринга им.Ш.Есенова.

© КГУТиИ им. Ш.Есенова, 2010г.

Предисловие

Теплотехника – наука, которая изучает методы получения, преобразования, передачи и использования теплоты, а также принципы действия и конструктивные особенности тепловых машин, аппаратов и устройств. Теплота используется во всех областях деятельности человека. Для установления наиболее рациональных способов его использования, анализа экономичности рабочих процессов тепловых установок и создания новых, наиболее совершенных типов тепловых агрегатов необходима разработка теоретических основ теплотехники. Различают два принципиально различных направления использования теплоты – энергетическое и технологическое. При энергетическом использовании, теплота преобразуется в механическую работу, с помощью которой в генераторах создается электрическая энергия, удобная для передачи на расстояние. Теплоту при этом получают сжиганием топлива в котельных установках или непосредственно в двигателях внутреннего сгорания. При технологическом - теплота используется для направленного изменения свойств различных тел (расплавления, затвердевания, изменения структуры, механических, физических, химических свойств).

1. Исходные данные и задание на курсовую работу.

Рассчитать и представить схему оборудования для подогрева двигателей автомобилей в зимнее время, хранящихся на открытой стоянке. При подогреве тепло подводится к двигателю непрерывно в течение всего межсменного периода хранения автомобиля. Тепловой режим стационарный.

В расчетной части работы необходимо определить:

1. Коэффициент теплоотдачи от двигателя к окружающему воздуху;
2. Потери тепла от подогреваемых двигателей на стоянке за единицу времени и расход горячей воды;
3. Поверхность рекуперативного теплообменника для подогрева воды;
4. Расход топлива в котельном агрегате для восполнения потерь тепла от двигателей на стоянке.

После выполнения расчетов студенты должны изобразить схему оборудования площадки для подогрева двигателей с описанием отдельных элементов ее и их назначением, а так же начертить общий вид выбранной конструкции теплообменника для подогрева воды

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

Таблица 1

	Последняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Марка двигателя	ЗИЛ-130	ГАЗ-53	ГАЗ-51	ЯАЗ-204	ЯМЗ-238	ЯМЗ-238	ЯАЗ-204	ГАЗ-51	ГАЗ-53	ЗИЛ-130
Габаритные размеры двигателя:										
Высота h, мм	830	870	580	900	900	900	900	580	870	
Длина a, мм	1000	970	970	1000	1320	1320	1000	970	970	830
Ширина b, мм	720	740	520	570	900	900	900	520	740	1000
Расчетная температура Воздуха, С	-30	-20	-15	-15	-10	-30	-20	-10	-15	-15
Греющий теплоноситель, поступающий в теплообменник Для подогрева воды	Горячая вода $T' = 150\text{ C}^0$ $T'' = 70\text{ C}^0$					Насыщенный водяной пар при $p = 600\text{ кПа}$				

	Последняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Количество автомобилей на стоянке	10	15	20	25	30	35	40	45	50	20

2.Рекомендации по выполнению работы

Общий объем курсовой работы не превышает 20 листов.(формата А4),включая необходимые иллюстрации.

Курсовая работа должна быть оформлена на должном уровне с нумерацией разделов и страниц,рисунков и таблиц ,со ссылками в ходе расчетов на использованную техническую литературу ,указанную в библиографическом списке , с полями для замечаний.

Курсовая работа должна быть представлена для рецензии на кафедру в установленные сроки до экзаменационной сессии. В противном случае студент не допускается к экзамену по данной дисциплине.

Структура пояснительной записки

Пояснительная записка должна содержать :

А) титульный лист

Б)содержание

В)введение

Г)основную часть в соответствии с заданием по варианту

Д)заклучение

Е)список использованной литературы

И)приложение (при необходимости)

3.ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ. ТЕПЛООБМЕННЫЕ АППАРАТЫ ТИПЫ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

Теплообменный аппарат – это устройство, в котором осуществляется передача теплоты от горячего теплоносителя холодному (нагреваемому). Теплоносителями могут быть газы, пары, жидкости. В зависимости от назначения теплообменные аппараты используют как нагреватели и как охладители.

Теплообменники широко применяют в различных промышленных технологических процессах, в отопительных системах, в двигателях внутреннего и внешнего сгорания и их системах в качестве охладителя надвучного воздуха в поршневых двигателях с наддувом, радиатора в системе охлаждения и смазочной системе, охладителя и нагревателя в газотурбинных двигателях, экономайзера, пароперегревателя. Конденсатора, подогревателя в паросиловых установках, а также в других целях.

По способу передачи теплоты теплообменники подразделяют на рекуперативные, регенеративные и смешительные.

В рекуперативных теплообменниках каналы, по которым движутся горячий и холодный теплоносители, разделены и теплота передается через разделяющую их стенку. При неизменных параметрах теплоносителей на входе остаются неизменными, независимыми от времени, и параметры в любом из сечений каналов, т.е. процесс теплопередачи имеет стационарный характер. Поэтому рекуперативные теплообменники называют также стационарными.

Ту часть теплообменника, в которой происходит процесс передачи теплоты, называют теплопередающей матрицей 4. Подвод теплоносителей к матрице и отвод их осуществляет по входному 1 и выходному 2 коллекторам.

В зависимости от направления движения теплоносителей рекуперативные теплообменники могут быть прямоточными при параллельном движении теплоносителей в одном направлении, противоточными при параллельном встречном движении и перекрестноточными при взаимно перпендикулярном движении.

В матрице теплоносители могут совершать один или несколько ходов. В соответствии с этим теплообменники называют, например, одноходовым по горячему теплоносителю и двухходовым по холодному теплоносителю. При увеличении количества ходов возрастает скорость движения теплоносителя, что ведет к интенсификации процесса теплоотдачи и повышению тепловой эффективности теплообменника. Однако при этом растут гидравлические потери и затраты энергии на обеспечение движения теплоносителя.

В рекуператорах передача теплоты может осуществляться посредством промежуточного теплоносителя. В этом случае теплообменник имеет две матрицы, в одной из которых теплота от горячего теплоносителя передается промежуточному, а в другой – нагретый промежуточный теплоноситель передает теплоту холодному теплоносителю.

К особому типу теплообменников с промежуточным теплоносителем относится теплообменник с тепловыми трубами, в замкнутом объеме каждой из которых содержится некоторое количество жидкости. Набор параллельно расположенных таких тепловых труб, установленных в корпусе теплообменника, пересекается перегородкой, с одной стороны от перегородки образуется горячая секция, а с другой – холодная. Жидкость в трубах находится на стороне горячей секции. При омывании этой части труб горячим теплоносителем жидкость испаряется. Образующийся пар, заполняющий объем труб на стороне холодной секции, отдает теплоту холодному теплоносителю и конденсируется. Конденсат стекает на горячую сторону трубы.

В регенераторах одна и та же поверхность поочередно омывается то горячим, то холодным теплоносителем. При прохождении горячего теплоносителя стенки матрицы нагреваются, аккумулируя теплоту, затем передают ее проходящему холодному теплоносителю.

Поочередность прохождения теплоносителей обеспечивается либо вращением матрицы (такие теплообменники называют вращающимися), либо поочередной подачей теплоносителей при неподвижной матрице.

Во вращающемся теплообменнике матрица 1 на входе и выходе разделена пластинами 5, в результате чего образуется две секции, через одну из которых постоянно проходит горячий теплоноситель, а через другую холодный. При вращении матрицы нагреваемая ее часть горячим теплоносителем перемещается в секцию холодного теплоносителя и передает ему полученную теплоту. По площади проходного сечения делятся в зависимости от расхода теплоносителей и их удельных объемов. В пластинах со стороны матрицы

устанавливают утепления для устранения или, по крайней мере, уменьшение перетекания теплоносителей, что особенно важно при разных их давлениях.

При поочередной подаче теплоносителей неподвижная матрица также делится на две, но равные по входной площади секции. В каждую секцию подается то горячий, то холодный теплоноситель.

По организации процесса теплопередачи в регенераторах ясно, что этот процесс всегда нестационарный, даже при неизменных параметрах теплоносителей на входе.

В смесительных теплообменниках процесс теплопередачи происходит при перемешивании теплоносителей, поэтому эти теплообменники называют также контактными. Если после теплопередачи требуется разделение теплоносителей, то очевидно одним из них должен быть газ, а другим жидкость, или две жидкости, имеющие разные плотности. Смесительный процесс теплопередачи осуществляется, например, в градирнях, где горячая вода охлаждается окружающим воздухом.

В практике наибольшее применение получили рекуперативные теплообменники.

ТЕПЛОПЕРЕДАЧА В РЕКУПЕРАТИВНЫХ ТЕПЛООБМЕННИКАХ ИЗМЕНЕНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ ТЕПЛОНОСИТЕЛЕЙ. ТЕМПЕРАТУРНЫЙ НАПОР.

На рис.1 показан характер изменения температур горячего и холодного теплоносителей и разность температур между ними (температурный напор) по длине каналов в прямоточном, противоточном и перекрестноточном теплообменниках. Индексами «г» и «Х» обозначены температуры и другие параметры горячего и холодного теплоносителей, а одним и двумя штрихами их параметры на входе в матрицу и на выходе из нее соответственно.

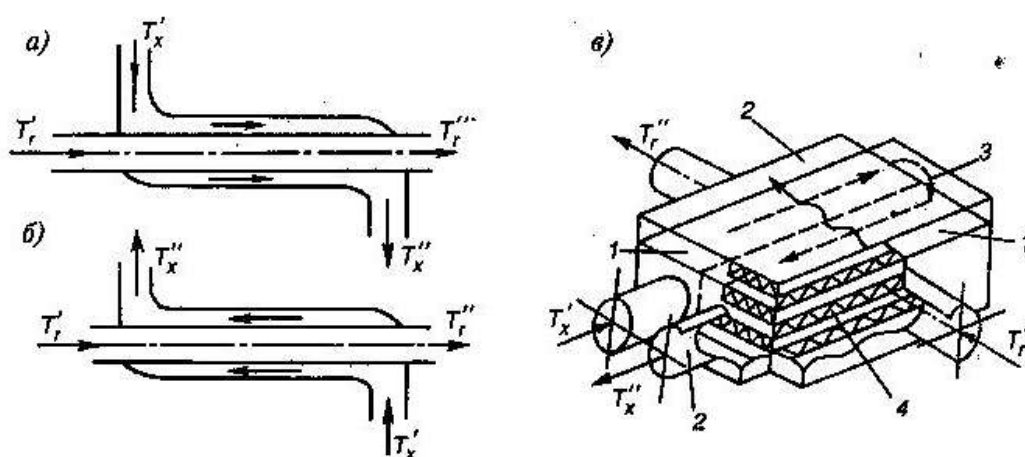


Рис. 1. Схемы рекуперативных теплообменных аппаратов:

а – прямоточного; *б* – противоточного; *в* – перекрестноточного одноходового по горячему теплоносителю и двухходового по холодному теплоносителю; 1 – входной коллектор; 2 – выходной коллектор; 3 – коллектор поворота потока холодного теплоносителя; 4 – теплопередающая матрица

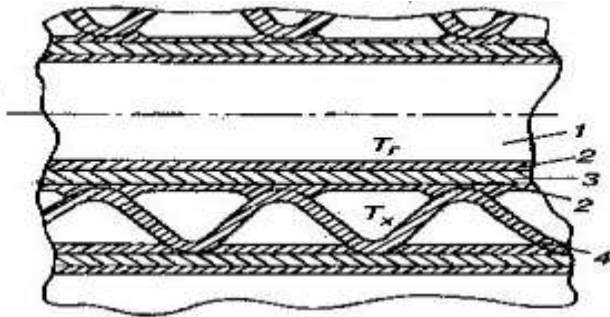


Рис. 2. Схема пластинчато-ребристой теплопередающей поверхности матрицы теплообменника:

1 — ребристая поверхность в канале горячего теплоносителя; 2 — припой; 3 — стенка, разделяющая каналы; 4 — ребристая поверхность в канале холодного теплоносителя

В прямоточном теплообменнике температурный напор $\Delta T'$ на входе максимальный. По мере движения теплоносителей вдоль каналов температура горячего теплоносителя понижается, а холодного повышается, поэтому температурный напор от входа к выходу уменьшается, и на выходе из матрицы он становится минимальным.

В противоточном теплообменнике, если считать вход и выход по направлению движения горячего теплоносителя, температурный напор $\Delta T'$ на входе меньше, а на выходе $\Delta T'$ больше, чем в прямоточном теплообменнике при условии одинаковых начальных параметрах. На входе он меньше потому, что при встречном движении холодный теплоноситель к этой стороне матрицы подходит уже подогретым и его температура может быть выше конечной температуры горячего теплоносителя, на выходе он больше, так как холодный теплоноситель имеет начальную низкую температуру. В целом температурный напор по длине каналов при противотоке изменяется в меньшей степени, а средняя его величина имеет большее значение, чем при прямом токе. Поэтому тепловая эффективность противоточного теплообменника выше прямоточного.

Изменение температур и температурного напора в перекрестноточном теплообменнике более сложное, поскольку оно происходит как вдоль каналов, так и в поперечном по отношению к ним направлении.

По тепловой эффективности перекрестноточный теплообменник занимает промежуточное положение между прямоточным и противоточным.

Расчет теплообменников может быть проектировочным и проверочным. При проектировочном расчете определяется необходимая площадь теплопередающей поверхности при заданных массовых расходах, начальных температурах теплоносителей и конечной температуре одного из них. Проверочный расчет выполняется при подборе изготовленных теплообменников с известной площадью теплопередающей поверхности. Задачей расчета является оценка возможности обеспечения требуемых конечных температур теплоносителей или одного из них, а также определение количества передаваемой теплоты при заданных начальных параметрах и расходах теплоносителей. Аналогичная задача решается при расчете

характеристик теплообменника, когда параметры на входе меняются, например, при его применении в составе транспортных двигателей, работающих на различных режимах с изменением температуры и расхода рабочего тела.

В основе расчета теплообменника лежат три основных уравнения, выражающих количество теплоты, передаваемой от горячего теплоносителя холодному.

В соответствии с формулой (1) в теплообменнике подведенная или отведенная теплота равна изменению энтальпии теплоносителя:

$$Q = \Delta H_r = c_{pr} G_r (T_r' - T_r) = W_r (T_r' - T_r) \quad (1)$$

$$Q = \Delta H_x = c_{px} G_x (T_x' - T_x) = W_x (T_x' - T_x) \quad (2)$$

Где $W = c_p G$ – полная теплоемкость массового расхода, называемая водяным эквивалентом.

Третье уравнение – уравнение теплопередачи

$$Q = KA(T_r - T_x) = KA \Delta \bar{T} \quad (3)$$

Где T_r , T_x – средние температуры теплоносителей, а $\Delta \bar{T}$ – средний температурный напор, K – коэффициент теплопередачи.

В том случае, когда площади теплопередающих поверхностей с горячей и холодной сторон различны, что особенно характерно при применении ребренных поверхностей, в качестве расчетной, входящей в уравнение(3), применяется какая-либо одна из них. Эта же площадь применяется и при вычислении коэффициента теплопередачи K .

ОПРЕДЕЛЕНИЕ СРЕДНЕГО ТЕМПЕРАТУРНОГО НАПОРА

Как показано при нелинейном изменении температур теплоносителей величина $\Delta \bar{T}$ определяется как среднелогарифмический напор

$$\Delta \bar{T} = (\Delta T' - \Delta T'') / \ln(\Delta T' / \Delta T'') \quad \text{при } \Delta T' > \Delta T'' \quad (4)$$

Это выражение справедливо как для прямоточных, так и противоточных теплообменников при $\Delta T'$ и $\Delta T''$ в соответствии с обозначениями. Однако численные значения $\Delta \bar{T}$ при одинаковых начальных температурах и расходах теплоносителей существенно различны: в противоточном теплообменнике оно больше чем в прямоточном.

В противоточном теплообменниках при $W_1 > W_x$, $\Delta T' < \Delta T''$, тогда

$$\Delta \bar{T} = (\Delta T'' - \Delta T) / \ln(\Delta T'' / \Delta T). \quad (4a)$$

В случае, когда $W_1 = W_x$,

$$\Delta \bar{T} = \Delta T' > \Delta T'' \quad (4b)$$

В теплообменниках с перекрестным током и с другими более сложными схемами движения теплоносителей выражение среднего температурного напора получаются громоздкими, что затрудняет их использование в расчетах. Поэтому величина $\bar{\Delta T}$ в различных теплообменниках определяется по среднему температурному напору $\bar{\Delta T}_{\text{прот}}$ при противотоке с введением поправочного коэффициента $\varepsilon_{\Delta T}$:

$$\Delta T = \varepsilon_{\Delta T} \Delta T_{\text{прот}}. \quad (5)$$

Коэффициент $\varepsilon_{\Delta T}$ зависит от начальных и конечных температур теплоносителей и определяется по двум вспомогательным параметрам:

$$R = (T'_{\text{г}} - T''_{\text{г}}) / (T''_{\text{х}} - T'_{\text{х}}) \quad \text{и} \quad P = (T''_{\text{х}} - T'_{\text{х}}) / (T'_{\text{г}} - T'_{\text{х}}). \quad (6)$$

При обычно задаваемых расходах $G_{\text{г}}, G_{\text{в}}$, начальных температурах $T'_{\text{г}}, T'_{\text{х}}$ и конечной температуре одного из теплоносителей конечная температура другого теплоносителя определяется по уравнениям (1) и (2). В начале по уравнению, в котором известны начальная и конечная температуры, вычисляют количество передаваемой теплоты Q , затем по второму уравнению определяют неизвестную конечную температуру. Зависимости $\varepsilon_{\Delta T} = f(R, P)$, рассчитанные для теплообменников с различными схемами движения теплоносителей, представляются графически или в табличном форме.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ

В теплообменниках чаще всего используются ребренные теплопередающие поверхности. Подход к определению коэффициента теплопередачи K через такие поверхности с учетом эффективности ребер изложен ранее. Рассмотрим особенности определения коэффициента теплопередачи в теплообменниках на примере матрицы с двусторонним ребрением поверхности и с прямоугольными каналами.

При расчете теплообменника по среднему температурному напору лобу. Матрицу можно разбить на одинаковые элементарные объемы, на границах которых тепловые потоки равны нулю. При этих граничных условиях коэффициенты теплопередачи в каждом элементарном объеме, а значит и во всей матрице будут одинаковыми. Элементарный объем с единичной длиной вдоль каналов выделен штрихпунктирной линией, параметры, относящиеся к нему обозначены с индексом Э. В выделенном элементе теплопередающая поверхность со стороны горячего теплоносителя состоит из поверхности стенки, разделяющей каналы, шириной $2b_{\text{сг}}$ и поверхности ребра высотой $h_{\text{рг}}$. Для элемента единичной длины площадь теплопередающей поверхности будет равна $A_{\text{г}}^{\text{э}} = A_{\text{сг}}^{\text{э}} + A_{\text{рг}}^{\text{э}} = 2b_{\text{сг}} + 2h_{\text{рг}}$. Аналогично со стороны холодного теплоносителя $A_{\text{х}}^{\text{э}} = A_{\text{сх}}^{\text{э}} + A_{\text{рх}}^{\text{э}} = 2b_{\text{сх}} + 2h_{\text{рх}}$. При малой толщине ребер $\delta_{\text{рг}}$ без большой погрешности можно принять $b_{\text{сг}} = b_{\text{сх}} = b_{\text{с}}$ и $A_{\text{сг}}^{\text{э}} = A_{\text{сх}}^{\text{э}} = A_{\text{с}}^{\text{э}}$. Схема изменения температур $T_{\text{рг}}, T_{\text{рх}}$ по высоте ребер и $T_{\text{с}}$ в стенке в сопоставлении с температурами $T_{\text{г}}$ и $T_{\text{х}}$ теплоносителей изображена в правой части. При конечном значении коэффициента теплопроводности $\lambda_{\text{р}}$ материала

температура $T_{рг}$ поверхности горячего ребра на высоте $h_{рг}$. Будет больше, чем $T_{сг}$ стенки, а температура $T_{рх}$ холодного ребра на высоте $h_{рх}$ меньше чем $T_{сх}$ стенки. Это уменьшает среднюю разность температур теплоносителя и ребра, а следовательно, и количество передаваемой теплоты от теплоносителя в ребро на горячей стороне и от ребра теплоносителю на холодной стороне. Уменьшение количества передаваемой теплоты учитывается коэффициентами эффективности ребра ψ_p , определяемыми по выражению.

В соответствии с уравнение количество теплоты, передаваемой стенке и ребру на горячей стороне,

$$Q^3 = \alpha_r (A_c^3 + \psi_{рг} A_{рг}^3) (\bar{T}_r - T_{сг}),$$

передаваемой от стенки и ребра на холодной стороне

$$Q^3 = \alpha_x (A_c^3 + \psi_{рх} A_{рх}^3) (\bar{T}_{сх} - T_x).$$

Это же количество теплоты представляется выражением теплопроводности через стенку

$$Q^3 = A_c^3 (\lambda_c / \delta_c) (\bar{T}_{сг} - T_x)$$

и уравнением теплопередачи при принятой расчетной площади поверхности на горячей стороне

$$Q^3 = KA_r^3 (\bar{T}_r - T_x).$$

При совместном решении системы этих четырех уравнений получим

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\frac{A_c^3 + A_{p2}^3 \psi_{p2}}{A_2^3} \alpha_2} + \frac{1}{\frac{A_c^3 \lambda_c}{A_2^3 \delta_c}} + \frac{1}{\frac{A_x^3 (A_c^3 + A_{px}^3 \psi_{px})}{A_2^3 A_x^3} \alpha_x} \quad (7)$$

Преобразуем коэффициенты при α_r и α_x

$$\psi_2 = \frac{A_c^3 + A_{p2}^3 \psi_{p2}}{A_2^3} = \frac{A_2^3 + A_{p2}^3 - A_{p2}^3 + A_{p2}^3 \psi_{p2}}{A_2^3} = \frac{A_2^3 - A_{p2}^3 (1 - \psi_{p2})}{A_2^3} = 1 - \frac{A_{p2}^3}{A_2^3} (1 - \psi_{p2})$$

Аналогично

$$\psi_x = 1 - \frac{A_{px}^3}{A_x^3} (1 - \psi_{px})$$

С учетом полученных коэффициентов уравнение (7) будет иметь вид

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\psi_2 \alpha_2} + \frac{1}{\frac{A_c^3 \lambda_c}{A_2^3 \delta_c}} + \frac{1}{\frac{A_x^3}{A_2^3} \psi_x \alpha_x} \quad (8)$$

При проектировании теплообменника обычно принимают теплопередающую поверхность, геометрически подобную уже известным, для которых экспериментально определены критериальные уравнения $Nu=f(Re, Pr)$ при различных режимах движения теплоносителей. По этим уравнениям вычисляют коэффициенты теплоотдачи α_r и α_x , входящие в уравнение (8).

ТЕПЛОВАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

Тепловая эффективность η теплообменников оценивается отношением действительно передаваемой теплоты к теоретически возможной в противоточном теплообменнике с бесконечно большой площадью теплопередающей поверхности при нагревании или охлаждении теплоносителя с меньшей полной теплоемкостью (водяным эквивалентом) до начальной температуры другого теплоносителя:

$$\eta = W_x(T''_x - T'_x) / [W_{\min}(T'_r - T'_x)] = W_r(T'_r - T''_r) / [W_{\min}(T'_r - T'_x)], \quad (9)$$

где W_{\min} – меньшая величина из W_x и W_r .

Для теплообменников – нагревателей характерно $W_{\min} = W_x$ и их тепловая эффективность оценивается степенью регенерации (нагревания)

η_p – отношением действительно повышения температуры холодного теплоносителя к теоретически возможному

$$\eta_p = (T''_x - T'_x) / (T'_r - T'_x). \quad (10)$$

В охладителях обычно $W_{\min} = W_r$ и их тепловая эффективность оценивается степенью охлаждения $\eta_{\text{охл}}$ – отношением действительно понижения температуры горячего теплоносителя к теоретически возможному

$$\eta_{\text{охл}} = (T'_r - T''_r) / (T'_r - T'_x). \quad (11)$$

Из уравнений (13.10) и (13.11) следует

$$T''_x = T'_x + \eta_p (T'_r - T'_x) \quad (12)$$

$$T''_r = T'_r - \eta_{\text{охл}} (T'_r - T'_x). \quad (12a)$$

Конечная температура другого теплоносителя определяется из равенства правых частей уравнений (1) и (2).

Для теплообменника – нагревателя

$$T''_r = T'_r - \frac{W_x}{W_r} (T''_x - T'_x) \quad (13)$$

Для охладителя

$$T''_x = T'_x + \frac{W_r}{W_x} (T''_r - T'_r) \quad (13a)$$

ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ТЕОРИИ ПОДОБИЯ

В инженерной практике для расчета процессов тепломассообмена обычно использует уравнения для плотности тепловых и массовых потоков, записанные через коэффициенты конвективной теплоотдачи α и конвективной массоотдачи β

$$q = \alpha \Delta T; m_c \beta \Delta p_c$$

Значения коэффициентов α и β представляют в виде обобщенных (критериальных) уравнений, получаемых с использованием теории подобия. Рассмотрим основные положения теории подобия, большой вклад в развитие которой внесли отечественные ученые М.В.Кирпичев, А.А. Гухман, М.А. Михеев, Л.И.Седов и др.

Теория подобия – ученые о подобиях процессах (явления) в природе и технике. Подобные процессы должны происходить в подобных геометрических и временных условиях, иметь одинаковую физическую природу и описываться одинаковыми по форме и по существу уравнениями.

Теория подобия основывается на том очевидном факте, что явления в природе и технике не могут зависеть от выбора единиц измерения и их размерности. Поэтому первым этапом использования теории подобия является описание изучаемых явлений в безразмерной форме путем перехода от размерных переменных (T, w, λ, c, γ и т.д.) к безразмерным величинам.

π - теорема размерности устанавливает число безразмерных переменных π при общем числе размерных переменных n и числе первичных (основных) размерных переменных k
 $\pi = n - k$.

Первичные размерные переменные в системе СИ- это масса (кг), время (с), длина (м), температура (К), сила тока (А). Первичные размерные величины определяют путем прямого измерения. Другие размерные переменные, выражаемые через основные, называют вторичными и их размерность выражается через размерность первичных величин: скорость (м/с), сила ($N = \text{кг} \cdot \text{м} / \text{с}^2$), работа (теплота) ($Dж = N \cdot \text{м}$) и др.

Безразмерные переменные представляют собой определенную комбинацию размерных переменные, например, в виде отношения двух одноразмерных величин $X = x / L, T = T / T_0$ и др.

Вместе с тем существует более сложные безразмерные комплексы, включающие три и более размерные величины. Эти безразмерные комплексы не выбирает произвольно, а получают непосредственно из уравнений, описывающих рассматриваемые процессы.

Константы подобия. Основным условием подобия физических процессов является *геометрическое подобие*. Геометрические фигуры подобны, если они имеют одинаковую форму, их сходственные стороны пропорциональны, а соответственные углы равны. Для двух геометрически подобных фигур (“) и (‘) можно записать

$$\frac{X_1''}{X_1'} = \frac{X_2''}{X_2'} = \frac{X_3''}{X_3'} = \frac{X_i''}{X_i'} = k_l.$$

Где X_1'', X_1' – координаты сходственных точек или сходственные отрезки; k_l – константа геометрического подобия.

Понятие подобия распространяют также на процессы движения жидкости – кинематическое подобие или подобие полей скорости, процессы переноса теплоты – тепловое подобие или подобие температурных полей и тепловых потоков и т.п. Во всех случаях обязательным является геометрическое подобие. В случае нестационарных процессов их необходимо рассматривать только в сходственные моменты времени, которые имеют общее начало отчета и связаны равенством $\tau'' / \tau' = k_\tau = idem$, где k_τ - константа временного подобия.

Для подобных процессов все однородные величины (т.е. имеющие одинаковый физический смысл и одинаковую размерность), характеризующие

геометрические, временные, физические условия их протекания, связаны между собой константами подобия. Например, если записать уравнение Бернулли для двух подобных процессов α и β

$$\frac{d(\Delta p_a)}{p_a} = -\frac{d(w_a^2)}{2} \quad (a)$$

$$\frac{d(p_\beta)}{p_\beta} = -\frac{d(w_\beta^2)}{2} \quad (б)$$

То все описывающие их величины связаны следующим образом:

$$\Delta p_\beta = \kappa_p \Delta p_a; \quad \rho_\beta = \kappa_\rho p_a; \quad w_\beta = k_w w_a,$$

Где κ_p , κ_ρ , k_w – соответствующие константы подобия. Используя значения констант, уравнение для процесса (б) запишем через параметры процесса (а).

$$\frac{\kappa_p}{\kappa_\rho \kappa_w^2} \frac{d(\Delta p_a)}{p_a} = \frac{d(w_a^2)}{2} \quad (в)$$

Из сопоставления уравнений (а) и (в) следует, что величина $\kappa_p / (\kappa_\rho \kappa_w^2)$ равна 1, откуда получаем

$$\frac{\Delta p_a}{p_a w_a^2} = \frac{\Delta p_\beta}{p_\beta w_\beta^2}$$

Последнее равенства можно записать в общей форме

$$\frac{\Delta p}{\rho W^2} = idem,$$

Где *idem* означает одинаковое (одно и то же) значение для всех подобных процессов.

Критерии подобия. Такие комплексы размерных величин, сочетание констант подобия которых равно единице, называют критериями подобия. Критерии подобия сохраняют для всех подобных явлений одинаковые (но не обязательно постоянные) значения. Существенным признаком критериев подобия является нулевая размерность. Так, величина $\Delta p / \rho w^2$ называется критерием подобия Эйлера и имеет одинаковое значение для рассмотренных выше подобных процессов.

Рассматривая уравнения тепломассообмена и движения жидкости, можно получить основные критерии подобия для описания указанных процессов. Например, из уравнения одновременного температурного поля в неподвижной среде без источников теплоты

$$\frac{\partial T}{\partial \tau} = \alpha \frac{\partial^2 T}{\partial x^2},$$

Записанного через константа подобия $k_\tau = \frac{\tau_\beta}{\tau_a}$, $k_T = \frac{T_\beta}{T_a}$, $k_L = \frac{x_\beta}{x_a}$, $k_a = \frac{a_\beta}{a_a}$ для двух

подобных процессов (а) и (б), получим:

$$\frac{\partial T_a}{\partial \tau_a} = \alpha_a \frac{\partial^2 T_a}{\partial x_a^2}; \quad \frac{\partial T_\beta}{\partial \tau_\beta} = \alpha_\beta \frac{\partial^2 T_\beta}{\partial x_\beta^2}; \quad \frac{k_T}{k_\tau} \frac{\partial T_a}{\partial \tau_a} = k_a \alpha_a \frac{k_T \partial^2 T_a}{k_L^2 \partial x_a^2};$$

откуда

$$\frac{k_r k_a}{k_L^2} = 1$$

или

$$\frac{a\tau}{L^2} = idem.$$

Величина $\frac{a\tau}{L^2}$ есть критерий подобия Фурье. Аналогичным образом из дифференциальных уравнений движения и переноса теплоты и вещества получают основные критерии подобия. Эти критерии названы собственными именами ученых, внесших наиболее существенный вклад в развитие данной области науки. Сведем основные критерии подобия в табл. 1.

Таблица 1.

Основные критерии подобия

Символ и формула критерия	Наименование	Физический смысл
$H_0 = \frac{w\tau}{L}$	Критерий гидродинамической гомохронности	Характеризует меру отношения переносного (конвективного) ускорения к ускорению в данной точке
$Re = \frac{wL}{\nu}$	Критерий режима движения. Число Рейнольдса	Характеризует режим движения при вынужденной конвекции, являясь отношением сил инерции и сил вязкости (внутреннего трения)
$Gr = \frac{\beta\Delta TL^3 g}{\nu^2}$	Критерий свободного движения среды. Число Грасгофа	Характеризует режим движения при свободной конвекции, являясь отношением подъемной силы, возникающей вследствие разности плотностей жидкости, и сил вязкости в неизотермическом потоке
$Eu = \frac{\Delta p}{\rho w^2}$	Критерий подобия полей давления (число Эйлера)	Характеризует отношение сил давления и сил инерции в потоке
$Fr = \frac{w^2}{gL}$	Критерий гравитационного подобия (число Фруда)	Характеризует соотношение сил тяжести и сил инерции в потоке
$Ga = \frac{gL^3}{\nu^2}$	Критерий полей свободного течения (число Галилея)	Характеризует соотношение сил вязкости и сил тяжести в потоке
$Ar = \frac{gL^3}{\nu^2} \frac{\Delta p}{p}$	Число Архимеда	Характеризует отношение подъемных сил к силам инерции
$Nu = aL / \lambda_f$ ($Nu_M = \beta L / D$)	Безразмерный коэффициент теплоотдачи (массотдачи). Тепловое (диффузионное) число Нуссельта	Характеризует увеличение теплообмена (массообмена) за счет конвекции по сравнению с чисто молекулярным переносом
$Pr = \nu / a_p = \mu c_p / \lambda_f$ ($Sc = \nu / D$)	Тепловое (диффузионное) число Прандтля (Шмидта)	Характеризует подобие скоростных и температурных (массовых) полей. При $\nu = a_p = D$ поля скоростей, температур и концентраций подобны

$We = \frac{\rho w L}{\sigma}$	Число Вебера	Соотношение сил инерции и поверхностного натяжения в двухфазном потоке
$Pr_0 = \frac{Q_v L^2}{\Delta T \lambda_w}$	Критерий обобщенной интенсивности внутренних источников теплоты (число Померанцева)	Характеризует отношение мощности источника теплоты в единице объема к количеству теплоты, переносимому в этом объеме через единицу поверхности с характерным размером L
$Le = \frac{D}{a}$	Число Льюиса-Семенова, $Le = \frac{Pr}{Pr_M}$	Характеризует подобие безразмерных полей температур и концентраций
$Pe = \frac{wL}{a} (Pe_M = \frac{wL}{D})$	Критерий теплового (массового) подобия. Тепловое (диффузионное) число Пекле	Характеризует соотношение конвективного и молекулярного переносов теплоты (вещества) в потоке
$Fo = \frac{a\tau}{L^2} (Fo_M = \frac{D\tau}{L^2})$	Критерий тепловой (массовой) гомохронности. Тепловое (диффузионное) число Фурье	Характеризует связь между физическими свойствами и размерами тела и скоростью изменения в нем полей температуры (концентрации)
$St = \frac{a}{c_p \rho w}$ $(St_M = \frac{\beta}{w})$	Критерий конвективного переноса теплоты (вещества). Тепловое (диффузионное) число Стентона	Характеризует соотношение скорости переноса теплоты (вещества) и линейной скорости потока
$Bi = \frac{aL}{\lambda_w}$	Критерий краевого подобия (число Био)	Характеризует связь между полем температур в твердом теле и условиями теплоотдачи на его поверхности
$Ku = \frac{r}{c_p \Delta T_s}$	Критерий фазового перехода ΔT_s - перегрев (переохлаждение) относительно температуры фазового перехода; r- теплота фазового перехода	Характеризует соотношение теплоты фазового перехода и теплоты перегрева (переохлаждения) вновь образующейся фазы

Поясним основные критерии, приведенные в табл.1. Числа Nu , Re , Gr , Eu , Er - критерии гидродинамического подобия. Критерии Pr , Pe , St , Fo , Pr_0 , Nu - критерии теплового подобия, а Re_M , Nu_M , St_M , Fo_M ,- критерии диффузного подобия. Тепловое число Прандтля $Pr=v/a$ для газов практически не зависит от температуры, давления и определяется только атомностью газов. Для одноатомных газов $Pr \approx 0,67$, двухатомных $Pr \approx 0,7$, многоатомных $Pr = 1$. Для капельных жидкостей $Pr \approx 10^2 \dots 10^3$ и уменьшается с ростом температуры. Для расплавленных металлов, используемых в качестве теплоносителей (литий, натрий и т.д.), $Pr \approx 0,005 \dots 0,05$. Диффузионное число Прандтля (Шмидта) $Sc=v/D > Pr$ и для жидкостей его значения могут достигать 10^3 и более. Число Шмидта Sc для газов в смеси с воздухом с погрешностью до 30% могут быть подсчитаны по формуле $Sc = 0,145 \mu^{0,556}$. Для газов коэффициенты диффузии,

температуропроводности и кинематической вязкости примерно равны между собой, а безразмерные поля скоростей, температур и концентраций подобны, т.е. имеет место тройная аналогия процессов переноса теплоты, вещества и количества движения (без учета сжимаемости и при безградиентном течении, $\text{grad } p=0$).

В критерии подобия входит характерный линейный размер L . При этом для течения в трубах и каналов принимают $L=d_r$, где $d_r=4A_f/\Pi$ – гидравлический диаметр, A_f – поверхность поперечного сечения, Π – смоченный периметр. Для внешней задачи (при обтекании тела) L есть размер обтекаемого тела и выбирается в зависимости от конкретных условий. Так, при поперечном обтекании цилиндра и сферы $L=d$. При обтекании плоской пластины (стенки) $L=x$ – расстояние от кромки поверхности до данной точки.

Используя критерии подобия, исходные уравнения можно представить в безразмерном виде. Например, уравнение одновременного температурного поля в движущейся среде

$$\frac{\partial T}{\partial \tau} + w_x \frac{\partial T}{\partial x} = a \frac{\partial^2 T}{\partial x^2}$$

при использовании безразмерных переменных

$$\theta = \frac{T - T_w}{T_f - T_w}, \quad w = \frac{w_x}{w_0}, \quad X = \frac{x}{L}$$

можно представить в виде

$$\frac{\partial \bar{\theta}}{\partial \left(\frac{a\tau}{L^2}\right)} + \frac{w_0 L}{a} w_x \frac{\partial \bar{\theta}}{\partial X} = \frac{\partial^2 \bar{\theta}}{\partial X^2}$$

или

$$\frac{\partial \bar{\theta}}{\partial Fo} + Pe \bar{w}_x \frac{\partial \bar{\theta}}{\partial \bar{x}} = \frac{\partial^2 \bar{\theta}}{\partial \bar{x}^2}. \quad (1)$$

Уравнение (1) записано через безразмерные критерии Fo и $Pe=Re*Pr$.

Число критериев подобия будет на единицу меньше числа членов соответствующего уравнения.

Условия однозначности к дифференциальным уравнениям определяют единственность их решения и задаются внешним образом по отношению к этим уравнением. Величины, входящие в условие однозначности, являются независимыми постоянными по отношению ко всем остальным, входящим в основные уравнения. Критерии подобия, составленные из постоянных величин, входящих в условия однозначности, есть *определяющие критерии*, которые могут быть вычислены уже при постановке задачи. Критерии подобия, составленные из остальных величин, в том числе и переменных, есть *неопределяющие критерии*. У подобных явлений (процессов) все критерии подобия (определяющие и неопределяющие) численно равны (первая теорема подобия).

Соответственно, подобны те процессы (явления), которые имеют подобные условия однозначности и определяющие критерии (третья теорема подобия). Использование критериев подобия вместо размерных переменных позволяет упростить обработку опытных данных и получение необходимых зависимостей между ними.

4. РАСЧЕТНАЯ ЧАСТЬ

1. Оценка коэффициента теплоотдачи от двигателя к окружающему воздуху

Аналитическое определение среднего коэффициента теплоотдачи от наружных поверхности двигателя при его подогреве в окружающий воздух представляет неоднородностью температур в различных точках его поверхности, разницей в температурах воздуха под капотом и под картером двигателя и т.д. Для приближенной оценки среднего коэффициента теплоотдачи можно воспользоваться критериальными уравнениями конвективного теплообмена при свободной конвекции в неограниченном объеме.

Для этих случаев уравнение конвективного теплообмена имеет вид:

$$Nu = c(Gr_{ж,h} \cdot Pr_{ж})^m \cdot \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_c}\right)^{0.25} \quad (1)$$

где: $Gr_{ж,h} = \frac{gcl^3v}{\Delta t^2}$ - критерий Грасгофа;

$c = \frac{1}{t_{возд} + 273}$ - температурный коэффициент объемного расширения;

$\Delta t = (t_c - t_g)$ - разность между температурой жидкости и стенки, °С ;

v - кинематическая вязкость, $\frac{м^2}{с}$;

l - характерный геометрический размер (высота двигателя), м;

$Pr_{ж} \cdot Pr_c$ - критерий Прандтля для стенки жидкости

В качестве определяющего размера следует принять высоту двигателя в метрах; определяющая (расчетная) температура воздуха берется из задания в соответствии с шифром студента. При вычислении Pr_c в соответствии с рекомендациями [Л5] температуру стенки следует принять $t_c = 20$ °С. Теплофизические свойства воздуха можно определить из таблицы [Л6].

Численные значения коэффициента C и показателя степени m надо выбрать из [Л1], [Л4] после определения режима свободного движения воздуха, характеризуемого произведением $Gr_{ж,h} \cdot Pr_{ж}$

Потери тепла от подогреваемых двигателей на стоянке за единицу времени и расход горячей воды

Потери тепла от подогреваемых двигателей на стоянке можно определить по уравнению Ньютона:

$$Q = \alpha(t_c - t_b) \cdot n, [Вт] \quad (2).$$

где: Q - количество теплоты, кВт;

α - коэффициент теплоотдачи.

$$\frac{Вт}{м^2 К}$$

t_c - температура стенки, $^{\circ}C$;

t_b - температура среды, $^{\circ}C$;

$F_{\text{дв}}$ - поверхность теплообмена двигателя, $м^2$;

n - количество автомобилей на стоянке.

Коэффициент теплоотдачи определяется по формуле:

$$\alpha = \frac{Nu\lambda}{h}, \frac{Вт}{м^2К};$$

где: λ - коэффициент теплопроводности воздуха определяемые по расчетной температуре воздуха $t_{расч}$.

Поверхность теплообмена двигателя в первом приближении можно принять, как поверхность параллелепипеда с размерами: длина- a , ширина – b и высота – h

$$F_{\text{дв}} = 2(ah+ha+hb)$$

Расход горячей воды определяется из уравнения теплового баланса:

$$Q = G_{\text{вод}} \cdot c_{\text{вод}} \cdot (\Theta'_{\text{вод}} - \Theta''_{\text{вод}}), [кВт] \quad (3)$$

Где: $c_{\text{вод}} = 4,190 \frac{кДж}{кг \cdot К}$ - средняя теплоемкость воды в интервале температур 40-80 $^{\circ}C$;

$\Theta'_{\text{вод}} = 80^{\circ}C$ -температура воды на входе в систему охлаждения двигателя;

$\Theta''_{\text{вод}} = 40^{\circ}C$ -температура воды на выходе из системы охлаждения двигателя.

Температуры $\Theta'_{\text{вод}}$ и $\Theta''_{\text{вод}}$ определяются условиями надежного подогрева и двигателя.

Расчет рекуперативного теплообменника для подогрева воды

Конвективные агрегаты, устанавливаемые в производственно-отопительных или крупных отопительных котельных, вырабатывают пар. насыщенный или перегретый, или

горячую воду с температурой на выходе $t'_{\text{вод}} = 150^{\circ}C$. Чтобы вода не кипела в водогрейных котлах, поддерживается давление $700 \frac{кН}{м^2} \approx 6$ атм.

Вода, направляемая в котло-агрегаты для снижения накипеобразования и коррозии металла, подвергается химической и термической обработке, и потери этой воды крайне нежелательны. Поэтому для подогрева двигателей не рекомендуется использовать теплоноситель, вырабатываемый котлоагрегатом, тем более что и давление этого теплоносителя существенно выше допустимого системы охлаждения двигателя (0.3 атм.). С учетом сказанного необходимо рассчитать поверхности рекуперативного теплообменника кожухотрубного типа [ЛЗ]. Греющим теплоносителем являются горячая вода или пар котлов, нагреваемый теплоноситель — вода, циркулирующая в системе охлаждения двигателей. Так как расход нагреваемой воды, проходящей через теплообменник. мал. то для получения рекомендуемой скорости 0.5-3 м/с необходимо выбрать трубки с внутренним

диаметром 12-20 мм. Теплообменник по нагреваемой воде многоходовой. Скорость греющей воды в межтрубном пространстве принять 0.1 м/с. Принципиальная схема водо-водяного теплообменника представлена на рис. 1.

При расчете пароводяного теплообменника следует считать, что температура пара по поверхности теплообменника не меняется и равна температуре насыщения при давления 600 кПа. Теплообмен происходит при пленочной конденсации пара на горизонтальных трубках. Температура стенки трубок для предварительных расчетов принять равной 110 °С. После вычисления коэффициентов теплоотдачи α_1 и α_2 эту температуру необходимо проверить и при необходимости уточнить расчеты α_1 и α_2 . Принципиальная схема пароводяного теплообменника представлена на рис. 2

Конструктивный расчет рекуператора

Поверхность рекуператора

$$F = \frac{Q \cdot 10^3}{K \cdot \Delta t_{cp} \cdot \eta_p}, [m^2] \quad (4)$$

где: Q - тепло, передаваемое нагреваемому теплоносителю. кВт;

K - коэффициент теплопередачи. $\frac{Вт}{м^2 К}$

t_{cp} - средний температурный напор между теплоносителя, К;

η_p - К.П.Д. теплообменника, учитывающий потери тепла от аппарата в окружающую среду.

Принимаем $\eta_p=0,95$. Средний температурный напор Δt определяем по соотношениям:

сред нелогарифмический температурный напор:

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_v - \Delta t_{ж}}{\ln \frac{\Delta t_v}{\Delta t_{ж}}}$$

Температурные напоры

$$\Delta t_v = t'_{вод} - \Theta'_{вод} \quad \Delta t_{ж} = t''_{вод} - \Theta''_{вод}$$

Так как отношение наружного и внутреннего диаметров трубки, по которой циркулирует нагреваемая вода, меньше 2, то коэффициент теплопередачи можно подсчитать по следующей формуле:

$$k = \frac{1}{\frac{\xi}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2}}, \frac{Вт}{м^2 К} \quad (5)$$

где: α_1 - коэффициент теплопередачи от стенки трубы к нагреваемой воде.

$$\frac{Вт}{м^2 К};$$

ξ - коэффициент, учитывающий снижение α_1 в результате образования отложений на внутренней поверхности трубы принимаем 1.5;

α_2 - коэффициент теплоотдачи от греющего теплоносителя к стенке, $\frac{Вт}{м^2 К}$;

Расчет α_1 и α_2 произведено по методике, изложенной в [Л1], [Л3],

[Л4]. Теплофизические свойства теплоносителей (воды, пара) следует выбирать из таблиц, приведенных в [Л6].

Расход топлива

Расход топлива в котельном агрегате для восполнения потерь тепла от двигателей на стоянке определяем по формуле (6):

$$D = \frac{Q}{\eta_p \cdot \eta_{мс} \cdot \eta_{кв} \cdot Q_H^p} \cdot \frac{кз}{с}, \quad (6)$$

где: $\eta_{мс} = 0,95$ - К.П.Д. учитывающий потери тепла в тепловых сетях;

$\eta_{кв} = 0,95$ - К.П.Д. котельного агрегата;

$Q_H^p = 38400 \frac{кДж}{кг}$ - теплота сгорания сернистого мазута.

Поэтому, что в качестве топлива в котлоагрегате используется сернистый мазут.

Схема оборудования площадки для подогрева двигателей рекомендуется взять из [Л5].

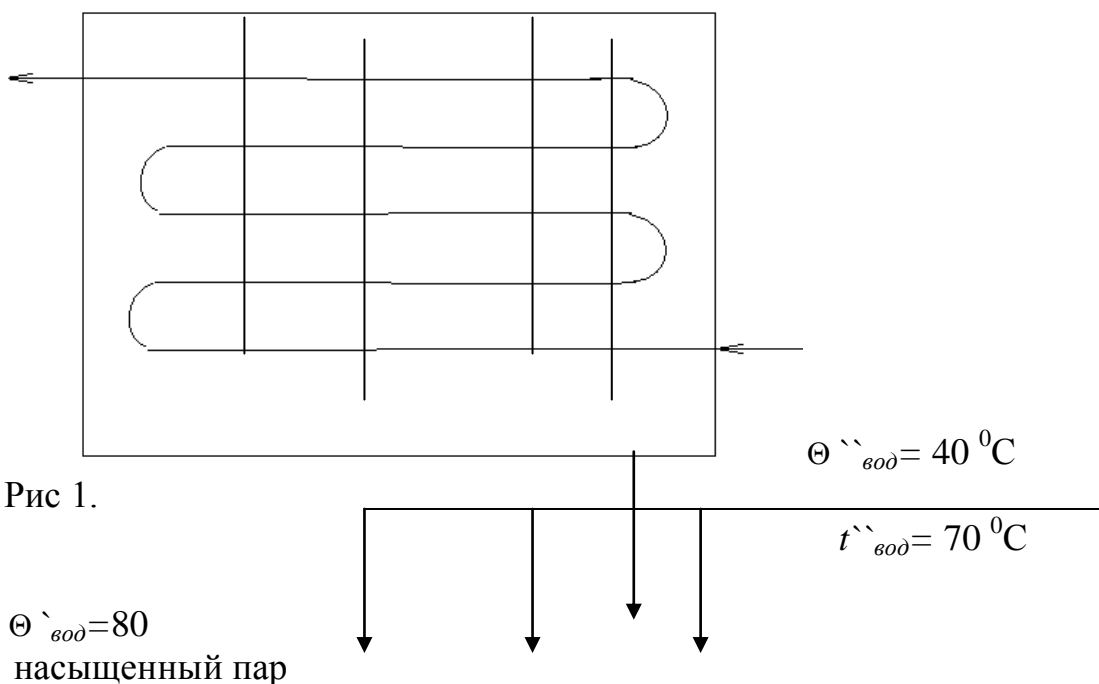


Рис 1.

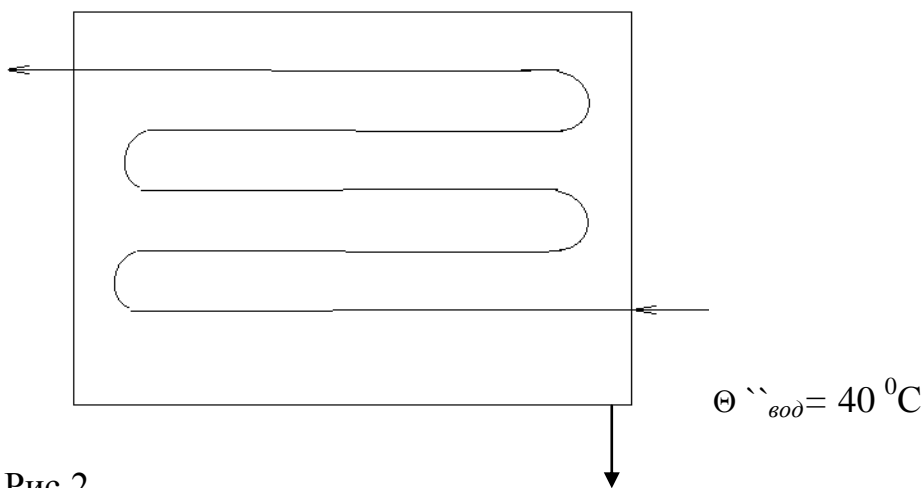


Рис 2.

Конденсат

5. ПРИЛОЖЕНИЯ

Физические свойства сухого воздуха

(В= 760 мм.рт.ст. $\approx 1,01 \cdot 10^5$ Па)

Таблица 1

t °C	$\rho, \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$	$c_p, \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot ^\circ \text{C}}$	$\lambda \cdot 10^2, \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot ^\circ \text{C}}$	$\alpha \cdot 10^6, \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$	$\mu \cdot 10^6, \text{Па} \cdot \text{с}$	$\nu \cdot 10^6, \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$	Pr
-50	1,584	1,013	2,04	12,7	14,6	9,23	0,728
-40	1,515	1,013	2,12	13,8	15,2	10,04	0,728
-30	1,453	1,013	2,2	14,9	15,7	10,8	0,723
-20	1,395	1,009	2,28	16,2	16,2	12,79	0,716
-10	1,342	1,009	2,36	17,4	16,7	12,43	0,712
0	1,293	1,005	2,44	18,8	17,2	13,28	0,707
10	1,247	1,005	2,51	20	17,6	14,16	0,705
20	1,205	1,005	2,59	21,4	18,1	15,06	0,703
30	1,165	1,005	2,67	22,9	18,6	16	0,701
40	1,128	1,005	2,76	24,3	19,1	16,96	0,699
50	1,083	1,005	2,83	25,7	19,6	17,95	0,696
60	1,06	1,005	2,9	26,2	20,1	18,97	0,696
70	1,029	1,009	2,96	28,6	20,6	20,02	0,694
80	1,000	1,009	3,05	30,2	21,1	21,09	0,692
90	0,972	1,009	3,13	31,9	21,5	22,1	0,69
100	0,946	1,009	3,21	33,6	21,9	23,13	0,688

Физические свойства воды на линии насыщения

Таблица 2

t °C	$P \cdot 10^{-5}$ Па	$\rho, \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$	$h, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	$c_p, \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot ^\circ \text{C}}$	$\lambda \cdot 10^2, \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot ^\circ \text{C}}$	$\alpha \cdot 10^6, \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$	$\nu \cdot 10^6, \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$	Pr
40	1.013	992.2	167.5	4.174	63.5	15.3	0.659	4.31
50	1.013	988.1	209.3	4.174	64.8	15.7	0.556	3.54
60	1.013	983.2	251.1	4.179	65.9	16	0.478	2.98
70	1.013	977.8	293	4.187	66.8	16.3	0.415	2.55
80	1.013	977.8	335	4.195	67.4	16.6	0.365	2.21
90	1.013	971.8	377	4.208	68	16.8	0.326	1.95
100	1.013	965.3	419.1	4.22	68.3	16.9	0.295	1.75
110	1.43	958.4	461.4	4.233	68.5	17	0.272	1.6
120	1.98	951	503.7	4.25	68.6	17.1	0.252	1.47
130	2.7	943.1	546.4	4.266	68.6	17.2	0.233	1.36
140	3.61	926.1	589.1	4.287	68.5	17.2	0.217	1.26
150	4.76	917	632.2	4.323	68.4	17.3	0.203	1.17
160	6.18	907.4	675.4	4.346	68.3	17.3	0.191	1.1

Физические свойства сухого воздуха
($B=760$ мм.рт.ст. $\approx 1,01 \cdot 10^5$ Па)

Таблица 1

t °C	$\rho, \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$	$c_p, \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot ^\circ\text{C}}$	$\lambda \cdot 10^2, \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot ^\circ\text{C}}$	$a \cdot 10^6, \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$	$\mu \cdot 10^6, \text{Па} \cdot \text{с}$	$\nu \cdot 10^6, \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$	Pr
-50	1,584	1,013	2,04	12,7	14,6	9,23	0,728
-40	1,515	1,013	2,12	13,8	15,2	10,04	0,728
-30	1,453	1,013	2,2	14,9	15,7	10,8	0,723
-20	1,395	1,009	2,28	16,2	16,2	12,79	0,716
-10	1,342	1,009	2,36	17,4	16,7	12,43	0,712
0	1,293	1,005	2,44	18,8	17,2	13,28	0,707
10	1,247	1,005	2,51	20	17,6	14,16	0,705
20	1,205	1,005	2,59	21,4	18,1	15,06	0,703
30	1,165	1,005	2,67	22,9	18,6	16	0,701
40	1,128	1,005	2,76	24,3	19,1	16,96	0,699
50	1,083	1,005	2,83	25,7	19,6	17,95	0,696
60	1,06	1,005	2,9	26,2	20,1	18,97	0,696
70	1,029	1,009	2,96	28,6	20,6	20,02	0,694
80	1,000	1,009	3,05	30,2	21,1	21,09	0,692
90	0,972	1,009	3,13	31,9	21,5	22,1	0,69
100	0,946	1,009	3,21	33,6	21,9	23,13	0,688

Физические свойства воды на линии насыщения

Таблица 2

t °C	$P \cdot 10^{-5}$ Па	$\rho, \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$	$h, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	$c_p, \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot ^\circ\text{C}}$	$\lambda \cdot 10^2, \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot ^\circ\text{C}}$	$a \cdot 10^6, \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$	$\nu \cdot 10^6, \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$	Pr
40	1.013	992.2	167.5	4.174	63.5	15.3	0.659	4.31
50	1.013	988.1	209.3	4.174	64.8	15.7	0.556	3.54
60	1.013	983.2	251.1	4.179	65.9	16	0.478	2.98
70	1.013	977.8	293	4.187	66.8	16.3	0.415	2.55
80	1.013	977.8	335	4.195	67.4	16.6	0.365	2.21
90	1.013	971.8	377	4.208	68	16.8	0.326	1.95
100	1.013	965.3	419.1	4.22	68.3	16.9	0.295	1.75
110	1.43	958.4	461.4	4.233	68.5	17	0.272	1.6
120	1.98	951	503.7	4.25	68.6	17.1	0.252	1.47
130	2.7	943.1	546.4	4.266	68.6	17.2	0.233	1.36
140	3.61	926.1	589.1	4.287	68.5	17.2	0.217	1.26
150	4.76	917	632.2	4.323	68.4	17.3	0.203	1.17
160	6.18	907.4	675.4	4.346	68.3	17.3	0.191	1.1

Физические свойства водяного пара на линии насыщения

Таблица 3

t °C	$P \cdot 10^{-5}$ Па	$\rho, \frac{кг}{м^3}$	$r, \frac{кДж}{кг}$	$c'', \frac{кДж}{кг}$	$c_p, \frac{кДж}{кг \cdot ^\circ C}$	$\lambda \cdot 10^2, \frac{Вт}{м \cdot ^\circ C}$	$\nu \cdot 10^6, \frac{м^2}{с}$	Pr
100	1.013	0.598	226.8	2675.9	2.135	2.372	20.02	1.08
110	1.43	0.826	2230	2691.4	2.177	2.489	15.07	1.09
120	1.98	1.121	2202.8	2706.5	2.206	2.206	11.46	1.09
130	2.7	1.496	2174.3	2720.7	2.257	2.686	8.85	1.11
140	3.61	1.966	2145	2734.1	2.315	2.791	6.89	1.12
150	4.76	2.547	2114.4	2746.7	2.395	2.884	5.47	1.16
160	6.18	3.258	2082.6	2758	2.479	3.012	4.3	1.18

Таблица 4

$Gr \cdot Pr$	c	m
$1 \cdot 10^{-3} \div 5 \cdot 10^2$	1.8	1/8
$5 \cdot 10^2 \div 2 \cdot 10^7$	0.54	1/4
$2 \cdot 10^7 \div 1 \cdot 10^9$	0.135	1/3

Список использованной литературы

1. Крамаренко Г.В. и др. Техническая эксплуатация автомобилей. М. Транспорт, 1972
2. Краснощеков Е.А., Сукомел А.С. Задачник по теплопередаче, М. Энергия, 1969
3. Исаченко В.П. и др. Теплопередача, М. Энергия, 1975
4. Лебедев П.Д. Теплообменные, сушильные и холодильные установки, М. Энергия, 1972
5. Михеев М.А., Михеева И.М. Основы теплопередачи М. Энергия, 1995
6. Луканин В.Н., Шатров Г.М. и др. Теплотехника. М. Высшая школа, 1999

СОДЕРЖАНИЕ

Предисловие	3
Исходные данные и задание на курсовую работу.....	4
Рекомендации по выполнению работы.....	5
Теоретическая часть.....	5
Расчетная часть.....	18
Приложение.....	22
Список литературы.....	25

Формат 60x84 1/12
Объем 27 стр. 2,25 печатный лист
Тираж 20 экз.,
Отпечатано
в редакционно-издательском отделе
КГУТиИ им. Ш Есенова
г. Актау, 27 мкр.