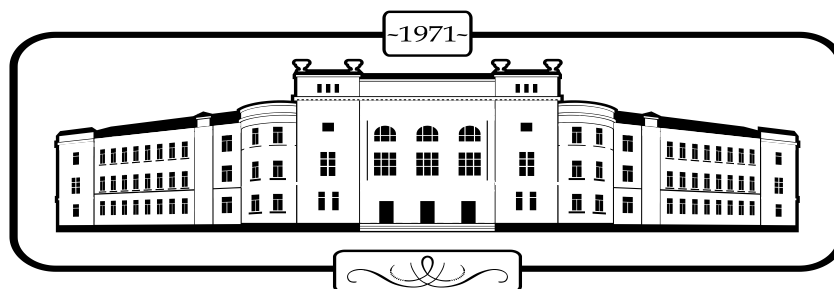


ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ
Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования
ТЮМЕНСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АРХИТЕКТУРНО-СТРОИТЕЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ

Кафедра промышленной теплоэнергетики

Степанов О. А.



**ТЕПЛОВОЙ И ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ
РАСЧЕТ
ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА
ВОЗДУШНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ
МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ**

для студентов специальности 140104 "Промышленная теплоэнергетика"
к курсовой работе по "Теоретическим основам теплотехники"

Тюмень, 2009

УДК: 697.1.002,5+621.1+621.397

С - 79

Степанов О. А. Тепловой и гидравлический расчет теплообменного аппарата воздушного охлаждения: методические указания для студентов специальности 140104 "Промышленная теплоэнергетика" к курсовой работе по "Теоретическим основам теплотехники". - Тюмень: РИО ГОУ ВПО ТюмГАСУ, 2009. – 41 с.

Методические указания разработаны на основании рабочих программ ГОУ ВПО ТюмГАСУ дисциплины «Тепловые двигатели и нагнетатели» для студентов специальности: 140104 «Промышленная теплоэнергетика». Методические указания включают в себя описание конструкций аппаратов воздушного охлаждения, методику теплового и гидравлического расчета, задания по закреплению теоретических знаний в виде расчета теплообменных аппаратов данного типа, а также контрольные вопросы для самопроверки.

Рецензент: Моисеев Б. В.

Тираж 100 экз.

© ГОУ ВПО «Тюменский государственный архитектурно-строительный университет»

© Степанов О. А.

Редакционно-издательский отдел ГОУ ВПО «Тюменский государственный архитектурно-строительный университет»

Содержание

Введение	4
1. Общие сведения об аппаратах воздушного охлаждения	5
2. Основы теории и тепловой расчет теплообменного аппарата	9
2.1. Проверочный расчет теплообменного аппарата	10
2.2. Определение коэффициента теплопередачи	11
3. Порядок расчета аппарата воздушного охлаждения	18
4. Гидравлический расчет аппарата воздушного охлаждения	24
5. Пример расчета аппарата воздушного охлаждения для газа	25
6. Контрольные вопросы	32
Список литературы	33
Приложения	34

ВВЕДЕНИЕ

Настоящие методические указания содержат основные теоретические положения и порядок расчета теплообменных аппаратов, в частности аппаратов воздушного охлаждения. Разработанные указания помогут студентам закрепить теоретические знания по курсу "Теоретические основы теплотехники", а также выполнять самостоятельные инженерные расчеты теплообменных аппаратов. В процессе выполнения курсовой работы студенты рассчитывают массовые расходы теплоносителей, определяют температуры нагревающей и охлаждающей среды, коэффициенты теплопередачи и поверхность теплообмена и эффективность данного теплообменного аппарата. В заключительной части работы рассчитываются потери давления в аппарате.

Курсовая работа включает в себя расчетно-пояснительную и графическую части. В расчетно-пояснительной части должен быть представлен в соответствии с вариантом задания расчет режимов работы аппарата воздушного охлаждения метана (проверочный расчет).

Графическая часть проекта включает общий вид (сборочный чертеж) аппарата с выбранными конструктивными размерами и технической характеристикой. Графическая часть выполняется на формате А1.

Пример приведен в прил. Б6

1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ ОБ АППАРАТАХ ВОЗДУШНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ

Для охлаждения потока транспортируемого газа наибольшее распространение на компрессорных станциях получили аппараты воздушного охлаждения, которые имеют ряд преимуществ перед другими типами теплообменных аппаратов: не требуют предварительной подготовки теплоносителей, надежны в эксплуатации, экологически чисты, имеют простые схемы подключения [1].

Аппараты воздушного охлаждения (АВО) включают в себя следующие основные узлы и агрегаты: секции оребренных теплообменных труб различной длины (от 3 до 12м), вентиляторы с электроприводом, диффузоры и жалюзи для регулировки производительности воздуха, несущие конструкции, в некоторых случаях механизмы регулирования. Материалом для оребрения служат относительно мягкие металлы - медь, алюминий. Иногда применяются биметаллические трубы; в этом случае материал внутренней трубы выбирается в зависимости от условий эксплуатации, теплоносителя, его тепловых, физических и коррозионных свойств. Необходимо отметить, что в месте контакта двух труб возникает дополнительное термическое сопротивление и, как показывают многочисленные исследования, тепловая эффективность их снижается на 10-15% по сравнению с монометаллическими трубами.

Оребрение получают навивкой, как правило, алюминиевой ленты на трубы, причем навивка может осуществляться с натягом ленты или в предварительно накатанную канавку глубиной до 0,5 мм и подвальцовкой основания ленты металлом несущей трубы для большей жесткости и уменьшения термического сопротивления.

Пластинчатое оребрение получают напрессовкой пластин различной конфигурации на трубы, пайкой или сваркой. На рисунке 1.1. показаны различные конструкции оребренных труб.

Монометаллические трубы из алюминиевых сплавов применяются до давления 1,6 МПа; из углеродистых, нержавеющей сплавов – практически на любые возможные давления в системе. Оребренные трубы собираются в пучки и могут иметь от 2 до 8 рядов труб. Пучки труб, образующие секции, выпускаются с различным числом ходов по трубному пространству (таблица 1.1.). Ширина секций различных аппаратов составляет 1380 мм, а высота и длина зависят от числа рядов и длины труб. Они выпускаются на давления 0,6 - 6,4 МПа.

Таблица 1.1.

Число ходов по трубному пространству в зависимости от числа рядов труб.

Тип аппарата	Число рядов/число ходов
АВМ, АВГ	4/1; 2; 4; 6/1; 2; 3; 3; 6 8/1; 2; 4; 8
АВЗ, АВЗ-Д	4/1; 2; 4; 8 6/1; 2; 4; 6 8/1; 2; 4; 8

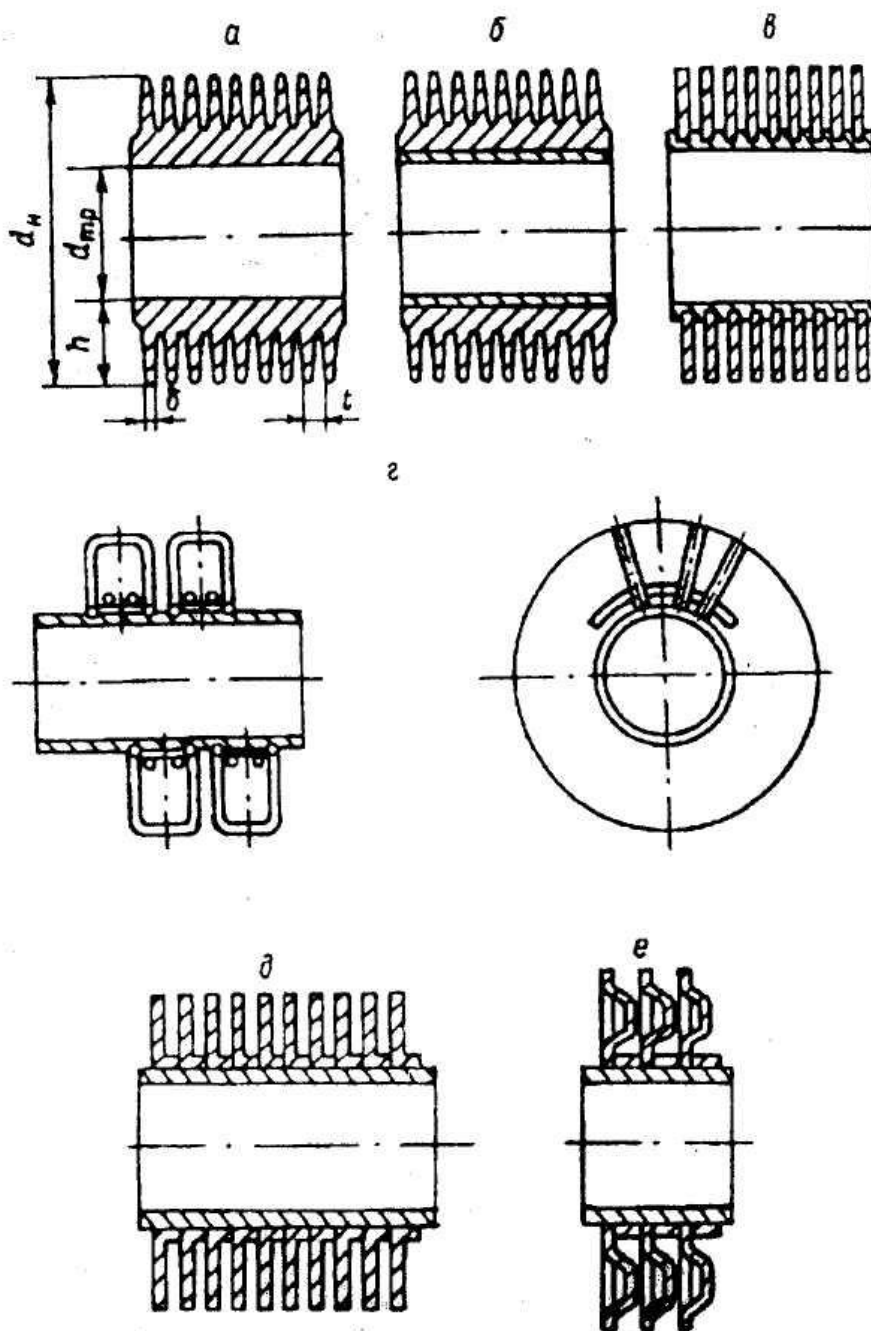


Рисунок 1.1. Виды оребренных труб АВО.

а - накатные монометаллические; *б* - накатные биметаллические;
в - навитые в канавку; *г* - петельно-проволочные;
д - напрессованные пластинчатые; *е* - навитые с Г-образной лентой

Конструктивное оформление АВО зависит от взаимного расположения секций и вентилятора (рисунок 1.2). Как видно из рисунка 1.2, теплообменные секции могут располагаться горизонтально, вертикально, наклонно и зигзагообразно, в результате чего получают различные компоновки АВО. Наиболее применимым является аппарат с горизонтальным расположением секций. Это упрощает монтажно-ремонтные работы, обеспечивает более равномерное распределение воздуха по секциям, однако они занимают большую площадь. Тепловая эффективность их в значительной степени зависит от скорости, направления ветра, кроме того, в этих аппаратах неравномерная загрузка подшипников вентилятора.

Для сокращения площади размещения теплообменного оборудования, обеспечения вращения вентилятора в горизонтальной плоскости применяются аппараты шатрового типа.

Аппараты воздушного охлаждения малопоточные (АВМ) имеют одну секцию с длиной труб 1,5 или 3 м. Аппарат с длиной труб 1,5 м оборудуется одним вентилятором с колесом 0,8 м, а с длиной труб 3 м – двумя.

Аппараты воздушного охлаждения горизонтального типа (АВГ) выпускаются с длиной труб 4 и 8 м и коэффициентом оребрения 9 и 14,6. Они оборудуются одним вентилятором мощностью 40 кВт при длине труб 4 м и двумя вентиляторами при длине труб 8 м.

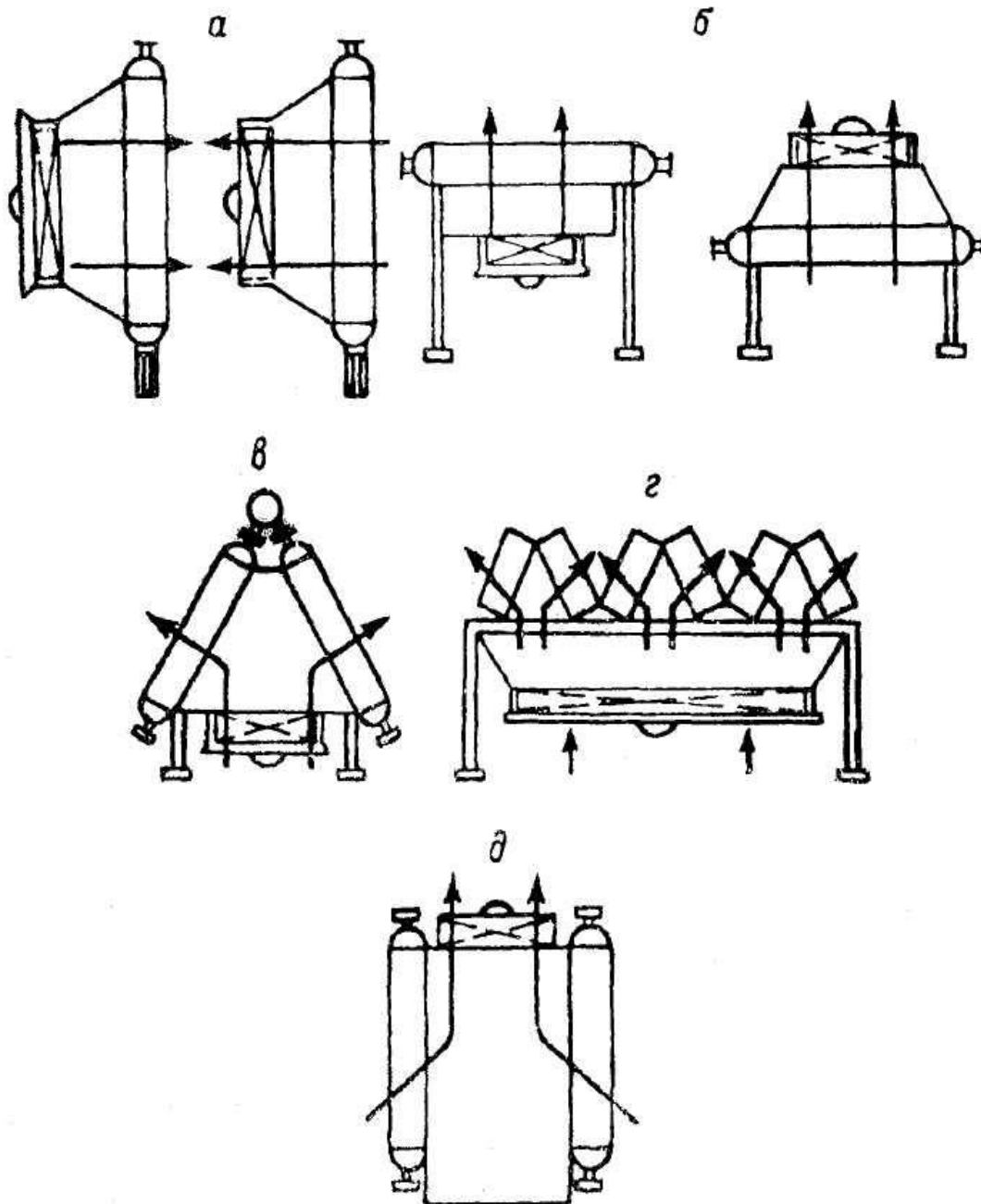
Наиболее перспективными аппаратами для охлаждения газа являются аппараты зигзагообразного типа (АВЗ), имеющие большие поверхности охлаждения ($3500 \div 10200 \text{ м}^2$), мощность вентиляторов 99 кВт.

Схема аппарата с зигзагообразным расположением секций сокращает площади, необходимые для размещения аппаратов, обеспечивает горизонтальное размещение вентилятора, лёгкость монтажа и обслуживания. Наиболее применима работа вентилятора на нагнетание в аппаратах горизонтального и зигзагообразного типа.

Производительность вентилятора меняют поворотом лопастей; это можно сделать вручную, пневматически, электромеханически или изменением скорости вращения двигателя либо применением гидродинамических муфт. В настоящее время АВО имеет в основном ручную регулировку производительности вентилятора, что создаёт трудности при поддержании постоянных выходных параметров в годовом цикле эксплуатации.

Для поддержания в зимний период постоянной температуры охлаждаемой среды осуществляется перепуск воздуха с помощью систем воздухопроводов и жалюзи. Для запуска турбины, когда масло не прогрелось, АВО комплектуют подогревателями воздуха, расположенными под секциями труб. При эксплуатации АВО в зоне повышенных температур наружного воздуха для расширения диапазона температур применяется увлажнение воздуха, для чего в АВО оборудована система увлажнения с форсунками. Вода, поступающая в систему увлажнения, по рекомендации ВНИИнефтемаш должна отвечать следующим требованиям: ионов железа и ионов меди не более 0,3 мг/л,

щелочных сульфидов не более 500 мг/л, общая жёсткость 0,5 мг-экв/л, взвеси твёрдых веществ не допускаются.



Рисунка 1.2. Компоновка секции в теплообменных аппаратах воздушного охлаждения.

а - вертикальная; *б* - горизонтальная; *в* - шатровая;
г - зигзагообразная; *д* - замкнутая.

Камеры секций теплообменных аппаратов выполняются разъёмными и неразъёмными. Разъёмные камеры состоят из трубной решётки, где крепятся оребрённые теплообменные трубы и крышки со штуцером для подвода теплоносителя. Внутри крышки предусматриваются перегородки, уплотняемые прокладками в плоскости фланцевого соединения для обеспечения различного числа ходов охлаждаемой среды (газа, масла, воды), движущейся внутри трубного пространства.

Во избежание высоких термических напряжений перепад температур одной крышки многоходовой секции не должен превышать 100 °С. В верхней части крышек имеются воздушники, заглушённые резьбовыми пробками; в перегородках – отверстия для дренажа охлаждающей среды, а в нижней части – сливные отверстия, закрытые пробками.

Вентиляторы АВО представляют собой осевые машины. Они имеют большую производительность по воздуху при малых гидравлических напорах. Окружная скорость вращения лопастей не превышает 62 – 65 м/с при диаметре вентилятора от 0,8 до 7,0 м. Лопасты изготавливаются штамповкой и сваркой, колесо имеет от 3 до 8 лопастей, поворотных и неповоротных. Расход воздуха зависит от числа труб в секциях, коэффициента оребрения, технологических факторов, расположения труб в секциях. В связи с этим аэродинамические характеристики вентилятора могут быть получены только опытным путём, после продувки секций.

Привод вентиляторов АВО отечественного изготовления осуществляется электродвигателями разной мощности непосредственно от двигателя (диаметр колеса 0,8м) или через угловой редуктор. Вентиляторы диаметром 5,0м приводятся во вращение либо через специальный редуктор с гипоидным зацеплением, либо от специального низкооборотного электродвигателя.

2. ОСНОВЫ ТЕОРИИ И ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА

Различают два вида расчетов теплообменных аппаратов(ТА): расчеты первого рода (конструктивные) и расчеты второго рода (проверочные или поверочные). При проведении расчетов первого рода исходными данными являются: расходы теплоносителей M_1 и M_2 , температуры на входе t_1 и τ_1 выходе теплообменного аппарата t_2 и τ_2 (соответственно горячего и холодного теплоносителя). Целью является определение требуемой поверхности теплообмена H_p .

При проведении расчетов второго рода исходными величинами являются температуры теплоносителей на входе в аппарат t_1 и τ_1 массовые расходы M_1 и M_2 и поверхность охлаждения H_0 . Целью расчета является определение температур теплоносителей на выходе теплообменного аппарата t_2 и τ_2 .

Тепловой расчет включает в себя:

1. Определение количества теплоты, которое необходимо отвести от горячего теплоносителя.
2. Определение расходов холодного и горячего теплоносителя.
В курсовой работе осуществляется расчет второго рода.

2.1. ПОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ТЕПЛООБМЕННОГО АППАРАТА

Поверочный (проверочный) расчет 2-го рода выполняется для определения возможностей теплообменного аппарата в конкретных условиях. При известной конструкции ТА, его тепловой нагрузке Q (или расходах теплоносителей M_1 и M_2) и температурах теплоносителей на входе в теплообменный аппарат t_1 и τ_1 определяют конечные температуры теплоносителей. При выполнении задания конструкция ТА и его геометрические характеристики выбираются в соответствии с заданием. Прил. 1.

Расчет ТА сводится к совместному решению уравнений, теплового баланса и мощности ТА (теплопередачи):

$$Q = M_1 C_{pm1} (t_1 - t_2) = M_2 C_{pm2} (\tau_2 - \tau_1) = KN\theta_m \quad (1)$$

Как уже отмечалось, расчеты 2-го рода сводятся к определению температур теплоносителей t_2 и τ_2 на выходе из АВО при известных температурах t_1 и τ_1 на входе в АВО.

Расчет ведется методом последовательных приближений, для чего в начале расчета необходимо задаться первым приближенным значением температуры внутреннего (горячего) теплоносителя t_2 на выходе из АВО и из 2^х первых членов теплового баланса подсчитать температуру внешнего (холодного) теплоносителя на выходе из аппарата:

$$\tau_2 = \tau_1 + \frac{M_1 C_{pm1}}{M_2 C_{pm2}} (t_1 - t_2) \quad (2)$$

Дальнейший расчет ТА заключается в определении расчетной поверхности теплообмена $H_{расч}$ из уравнения теплопередачи и сравнения ее величины с величиной поверхности ТА, поверочный расчет которого производится. Неравенство этих поверхностей означает, что температура внутреннего теплоносителя t_2 выбрана неточно, поэтому необходимо задаться вторым (3, 4 и т.д.) приближенным значением t_2 и расчеты повторять до тех пор, пока расхождение расчетной и известной поверхностей теплообмена не достигнет значения 5%.

После этого расчеты по определению температур t_2 и τ_2 можно считать законченными. Однако, значения t_2 и τ_2 , а также значения средних температур теплоносителей

$$t_{cp} = \frac{t_1 + t_2}{2} \qquad \tau_{cp} = \frac{\tau_1 + \tau_2}{2} ;$$

необходимо сравнить с рекомендуемыми. При расхождении значений указанных температур расчет ТА повторить полностью, включая определение расходов теплоносителей. Наибольшую сложность при проведении проверочного расчета представляет определение коэффициента теплопередачи K .

2.2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ

Рабочий процесс в современных теплообменниках происходит или в условиях внутренней задачи, когда ядро потока находится во внутренней области по отношению к пограничному слою, покрывающему стенки канала, или в условиях внешней задачи, когда ядро потока находится во внешней области по отношению к пограничному слою.

Внутренняя задача – теплообмен при протекании теплоносителей внутри каналов различных форм, внешняя задача – теплообмен при поперечном обтекании потоком пучка труб.

В условиях внутренней задачи различают следующие режимы течения:

- ламинарное (слоистое), при котором каждая частица жидкости движется по прямолинейной траектории, а течение потока есть упорядоченное движение слоев, перемещающихся один относительно другого (этот вид течения имеет место при $Re < Re_{кр} = 2320$);
- развитое турбулентное – неупорядоченное движение с вихрями и сильным перемешиванием в поперечном направлении ($Re > Re_{кр2} = 10^4$);
- переходное, которое является промежуточным между ламинарным и развитым турбулентным и носит нестабильный характер ($Re_{кр1} < Re < Re_{кр2}$).

При ламинарном режиме движения потока характеристика теплообмена – коэффициент теплоотдачи α_1 - определяется из критериального уравнения конвективного теплообмена

$$Nu = 0,15 Re^{0,33} Pr_{гж}^{0,33} Gr_{гж} Pr_{гж}^{-0,1} \left(\frac{Pr_{гж}}{Pr_{гс}} \right)^{0,25} \epsilon_e \quad (3)$$

$$\alpha_1 = \frac{Nu \lambda}{d_3} \quad (4)$$

где: $Nu = \frac{\alpha d_3}{\lambda}$ - критерий теплового подобия - критерий Нуссельта;

$Re = \frac{\omega \cdot d_3}{\nu}$ - критерий гидродинамического подобия (Рейнольдса), по значению которого определяется режим движения жидкости;

$Pr = \frac{\mu C_p}{\lambda}$ - критерий теплофизического подобия (Прандтля)

d_3 - эквивалентный диаметр канала, представляющий собой отношение учетверенной площади проходного сечения канала f к смоченному периметру S , т.е. $d_3 = 4f/S$ (в случае цилиндрического канала $d_3 = d$);

λ, ν - соответственно коэффициент теплопроводности и коэффициент кинематической вязкости, определяемые из справочной литературы по значению средней температуры теплоносителя;

w - средняя скорость теплоносителя;

$Pr_{ж}$ и $Pr_{ст}$ - соответственно критерии Прандтля теплоносителя при средней температуре теплоносителя t_{cp} и средней температуре стенки, равной t_{cp}^{CT} ;

Gr - критерий Грасгофа (величина подъемной силы). Этот критерий подсчитывается по формуле:

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot \Delta t \cdot d_3}{\nu^2}, \quad (5)$$

где: d_3 - определяющий размер;

$\beta = \frac{1}{T_{cp}}$ - коэффициент объемного расширения;

$$T_{cp} = \frac{t_{cp}^{CT} + t_{cp}}{2} + 273, \quad \Delta t = t_{cp} - t_{cp}^{CT},$$

$\mu = \nu \cdot \rho$ кг/мс - коэффициент динамической вязкости теплоносителя при температуре $t_{cp} = \frac{t_{cp}^{CT} + t_{cp}}{2}$, C_p - теплоемкость теплоносителя при средней температуре, Дж/кг·К.

Коэффициент ε_e учитывает изменение среднего коэффициента теплоотдачи по длине трубы (таблица 2.1).

Таблица 2.1

l/d	1	2	5	10	15	20	30	40	50
ε_e	1,9	1,7	1,44	1,28	1,18	1,13	1,05	1,02	1

Критериальное уравнение конвективного теплообмена при турбулентном режиме движения жидкости имеет вид:

$$Nu = 0,021 Re^{0,8} Pr^{0,43} \varepsilon_e \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_c} \right)^{0,25} \quad (6)$$

где: Pr- критерий теплофизических характеристик жидкости (критерий Прандтля), определяется из таблицы по средней температуре жидкости и стенки [5]. Для метана при определении критерия Прандтля необходимо учитывать давление газа.

ε_e - коэффициент, учитывающий влияние на теплопередачу длины канала.

Основная сложность расчета теплообмена при переходном режиме движения теплоносителя состоит в правильном определении режима течения и в выборе расчетной формулы для переходной области течения, лежащей между $Re_{кр1}$ и $Re_{кр2}$.

В современной литературе предложен ряд обобщающих формул, определяющих теплообмен в переходной области внутри гладких каналов.

Формула С.С. Кутателадзе (при любых значениях Pr и при значениях $2100 < Re < 10000$)

$$Nu = 0,00069Re^{1,24} Pr^{0,5} \quad (7)$$

Формула В.Д. Попова (при $Pr = 20 \div 140$ и при значениях $2100 < Re < 10000$)

$$Nu = 0,08Re^{0,9} Pr^{0,43} \quad (8)$$

Формула Б.Ц. Хаузена (при любых значениях Pr и при значениях $2100 < Re < 100000$)

$$Nu = 0,12(Re^{\frac{2}{3}} - 125) Pr^{\frac{1}{3}} \quad (9)$$

При расчетах ТА выбирается наименьшее из рассчитанных, значений критерия Nu.

Теплоотдача к потоку теплоносителя в условиях внешней задачи характеризуется теми же физическими величинами, что и в условиях внутренней задачи. Однако здесь имеются следующие важные особенности, существенно видоизменяющие рабочий процесс.

Средняя скорость в пучке трубок является переменной, что связано с переменным сечением потока.

Характер движения потока теплоносителя зависит от принятой схемы компоновки пучка трубок, причем степень турбулентности первого ряда трубок обычно является наименьшей и увеличивается по мере прохождения потока через пучок. Однако при некоторой глубине турбулентность стабилизируется на уровне, присущем данной компоновке пучка.

Теплоотдача первого ряда трубок (по глубине) различна и зависит от начальной турбулентности потока, второго и третьего ряда – постепенно возрастает, а для последующих стабилизируется на одном уровне.

Теплоотдача шахматных пучков выше, чем коридорных, что связано с большей турбулизацией потока, поступающего к трубам второго и последующего ряда пучков.

Повышение эффективности теплообмена достигается обычно двумя способами:

-повышением коэффициента теплопередачи путем интенсификации теплообмена, что достигается повышением турбулентности воздушного потока внутри сердцевины аппарата (обеспечивается разрыв пограничного слоя), выбором оптимальных соотношений внутреннего и внешнего коэффициента теплоотдачи;

-увеличением компактности поверхности охлаждения, что связано с уменьшением эквивалентного диаметра воздушных каналов и выбором рационального оребрения.

Большинству типов конвективных поверхностей охлаждения аппаратов воздушного охлаждения, несмотря на существенные конструктивные отличия, присущ один общий элемент – элементарные каналы, по которым движется воздух. Эти элементарные каналы состоят из участков, глубина которых определяется размерами отдельных деталей поверхности охлаждения, т.е. размерами пластины, трубки, разрезного ребра и пр.

Поперечное сечение воздушных каналов может быть различной формы: прямоугольной, квадратной, треугольной, щелевой, круглой и др.

Эквивалентные диаметры таких каналов для большинства типов АВО $d_э = 2,5 \div 8 \text{ мм}$, а их глубина l не превышает 100-200 мм. При этом $l/d \leq 30 \div 40$. При глубине каналов часто имеет место изменение формы и площади поперечного сечения, отклонение потока от продольного направления, образование различных местных выступов и впадин, что способствует турбулизации потока и разрыву пограничного сечения.

Скорости воздуха перед фронтом АВО, определяемые производительностью вентилятора и скоростным напором набегающего потока воздуха могут составлять 2-18 м/сек. Число Re, формально рассчитанное по этим скоростям, находятся в пределах 350 ÷ 9000. Другими словами, рабочие процессы на омываемых воздухом поверхностях охлаждения, казалось бы, происходят при ламинарном и переходном режимах течения. Однако это положение оказывается правильным только для поверхностей охлаждения, состоящих из прямолинейных воздушных каналов с гладкими стенками.

Для поверхностей охлаждения АВО, имеющих сложную геометрию, число Re, определенное по обычно рекомендуемому методу, является лишь косвенной характеристикой течения. Наличие в воздушных каналах элементов, возмущающих поток, вызывает появление пульсационных составляющих скорости и приводит к такому обмену масс, что профиль скорости в потоке приобретает значения, которым соответствуют большие числа Re, чем при течении в гладких каналах. Такие турбулентные или квазитурбулентные условия, генерируемые формой поверхности охлаждения, наступают при определенных обычным методом числах $Re \approx 500$, т.е. когда турбулентный режим еще не должен был бы иметь место.

Следовательно, предпосылкой повышения эффективности поверхностей охлаждения является увеличение коэффициента теплоотдачи путем

разрушения пограничного слоя (изменение характера течения в пограничном слое).

Для реализации высоких коэффициентов охлаждения к воздушному потоку большое значение имеет рациональная конструкция оребрения. В общем случае сопротивление теплопроводности можно считать состоящим из термического сопротивления стенок каналов и термического сопротивления оребрения. Толщина стенок каналов для АВО всех типов обычно мала, а коэффициент теплопроводности материалов стенок велик. Поэтому их термическое сопротивление не превышает $0,1 \div 0,05\%$ от общего сопротивления теплообмену. Рассмотрим влияние термического сопротивления оребрения на теплоотдачу оребренной поверхности.

Из теории теплопередачи известно, что количество теплоты, отдаваемого поверхностью ребра в окружающую среду, равно :

$$Q_p = (t_0 - t_e) \alpha_p H_p \frac{th\left(\frac{l}{\delta} \sqrt{2Bi}\right)}{\frac{l}{\delta} \sqrt{2Bi}},$$

где: t_0 - температура основания ребра (практически равна температуре внутреннего теплоносителя);

t_e - температура внешнего теплоносителя (температура теплоносителя, омывающего ребро);

α_p - коэффициент теплоотдачи с поверхности ребра в окружающее пространство;

H_p - поверхность ребра;

l - высота ребра;

δ - толщина ребра;

$th\left(\frac{l}{\delta} \sqrt{2Bi}\right)$ - гиперболический тангенс

Величина критерия Био $Bi = \frac{\alpha_p \delta}{\lambda} = \frac{\delta/\lambda}{1/\alpha_p}$ является важной характеристикой

процесса теплообмена на границе твердая поверхность – окружающая среда. Этот безразмерный комплекс представляет собой отношение

внутреннего термического сопротивления теплопроводности δ/λ к внешнему

термическому сопротивлению теплоотдачи $\left(1/\alpha_p\right)$. Из уравнения видно, что

при вполне определенных значениях α_p $(t_0 - t_e)$ и H_p тепловой поток Q_p зависит от величины E :

$$E = \frac{th\left(\frac{l}{\delta}\sqrt{2Bi}\right)}{\frac{l}{\delta}\sqrt{2Bi}}, \quad (10)$$

E - называется коэффициентом эффективности оребрение поверхности теплообмена.

Тепловой поток будет иметь максимальное значение при $E_{max} = 1$, то есть будет рассчитываться по закону Ньютона как для неоребрённой стенки. Это возможно лишь при условии $\frac{l}{\delta}\sqrt{2Bi} = 0$, т.е., при значении внутреннего термического сопротивления теплопроводности $\frac{\delta}{\lambda} = 0$ в свою очередь означает, что температура по всей поверхности ребра будет одинаковой и равной температуре в его основании. Таким образом, тепловой поток с поверхности ребра будет максимальным в случае, если градиент температур по длине ребра будет равен 0. В действительности, градиент температуры по длине ребра не может быть равен 0, так как $\frac{\delta}{\lambda}$ имеет всегда какое-то конечное значение. Это значит, что тепловой поток Q с поверхности ребра будет всегда меньше максимального значения из-за наличия градиента температуры по длине ребра, что и учитывается коэффициентом эффективности поверхности теплообмена E . Из сказанного также следует, что ребра следует выполнять из материала с высоким коэффициентом теплопроводности λ (медь, алюминий).

Таким образом, количество теплоты, отдаваемое с поверхности ребра:

$$Q_p = \alpha_p \left(t_0 - t_s \right) H_p E.$$

Теплота, отдаваемая гладкой частью оребренной поверхности :

$$Q_c = \alpha_c \left(t_0 - t_s \right) H_c$$

а общее количество теплоты со стороны оребренной поверхности :

$$Q = Q_p + Q_c = \alpha_p \left(t_0 - t_s \right) H_p E + \alpha_c \left(t_0 - t_s \right) H_c;$$

или

$$Q = \left(t_0 - t_s \right) H_{pc} \left(\alpha_p E \frac{H}{H_{pc}} + \alpha_c \frac{H_c}{H_{pc}} \right),$$

окончательно имеем

$$Q = \left(t_0 - t_s \right) H_{pc} \alpha_{np},$$

где:

$$\alpha_{np} = \alpha_p E \frac{H}{H_{pc}} + \alpha_c \frac{H_c}{H_{pc}}, \quad (11)$$

α_{np} - приведенный коэффициент теплоотдачи, учитывающий теплоотдачу поверхности ребра H , поверхности гладкой стенки со стороны оребрения H_c и эффективность работы ребра E .

В формуле $H_{pc} = H_c + H_p$ - суммарная поверхность теплообмена со стороны оребрения.

Обычно коэффициенты теплоотдачи с поверхности ребра α_p и с гладкой части стенки равны между собой $\alpha_p = \alpha_c = \alpha_2$, поэтому уравнение принимает вид:

$$\alpha_{np} = \frac{\alpha_2 (H_p \cdot E + H_c)}{H_{pc}}, \quad (12)$$

где коэффициент теплоотдачи α_2 носит название внешнего коэффициента теплоотдачи. Его вычисление производится как и для случая внутренней задачи, т.е

$$\alpha_2 = \frac{Nu \cdot \lambda}{l_{onp}} \quad (13)$$

Критерий Nu определяется по различным формулам в зависимости от типа оребрения, расположения трубок и т.д.[1]

При использовании в качестве теплоносителя воздуха в случае применения АВО рекомендуется использовать уравнение Э.Р. Карасиной:

$$Nu_u = 0,223 \left(\frac{D}{t} \right)^{-0,54} \left(\frac{h}{t} \right)^{-0,14} Re^{0,65}, \quad (14)$$

где D - диаметр наружной оребренной поверхности, м
 t - шаг ребра, м
 h - высота ребра, м

В качестве определяющего размера l_{onp} в формуле (13) используется наружный диаметр трубки, несущей оребрение.

Применение уравнения теплопроводности для плоской стенки при расчетах криволинейных стенок радиаторов обосновано тем, что в радиаторах применяются тонкостенные трубки и ошибка в расчетах при применении уравнений плоской стенки составляет незначительную величину:

Например, при отношении внешнего диаметра к внутреннему $\frac{d_2}{d_1} = 2$ ошибка

расчета составляет всего 4%. В радиаторах отношение $\frac{d_2}{d_1}$ значительно меньше.

Уравнение теплоотдачи с оребренной поверхности в окружающее пространство

$$Q = (t_{c2cp} - \tau_{cp}) \dot{H}_{pc} \alpha_{np}$$

где t_{c2cp}, τ_{cp} - средние температуры, соответственно, внешней поверхности стенки и внешнего теплоносителя.

Относя тепловой поток к единице оребренной поверхности, получим

$$\frac{Q_{pc}}{H_{pc}} = q_{pc} = \frac{t_{cp} - \tau_{cp}}{\frac{1}{\alpha_1} \cdot \frac{H_{pc}}{H_1} + \frac{\delta}{\lambda} \cdot \frac{H_{pc}}{H_1} + \frac{1}{\alpha_{np}}} = K (t_{cp} - \tau_{cp})$$

или

$$Q_{pc} = KH_{pc} (t_{cp} - \tau_{cp})$$

Величина K называется коэффициентом теплопередачи, отнесенным к единице оребренной поверхности:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} \cdot \frac{H_{pc}}{H_1} + \frac{\delta}{\lambda} \cdot \frac{H_{pc}}{H_1} + \frac{1}{\alpha_{np}}} = \frac{1}{\frac{\varphi}{\alpha_1} + \frac{\delta\varphi}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{np}}} \quad (15)$$

Отношение оребренной поверхности H_{pc} к гладкой поверхности H_1 (т.е. к поверхности, когда оребрение отсутствует) носит название коэффициента оребрения φ ;

$$\varphi = \frac{H_{pc}}{H_1},$$

и является важной характеристикой теплообменного аппарата.

3. ПОРЯДОК РАСЧЕТА АППАРАТОВ ВОЗДУШНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ

Из задания на проектирование (Приложение А1) выбираем исходные данные для варианта. Подбираем АВО (Приложение А2) наиболее близкий по параметрам к исходным данным: производительности вентилятора,

параметрам оребрения и трубок, коэффициенту оребрения, числу ходов теплоносителя, площади поперечного сечения секции аппарата.

Далее производим тепловой расчет в следующей последовательности.

Задаемся температурой горячего теплоносителя t_2 на выходе из АВО.

Вычисляем мощность теплового потока для горячего теплоносителя:

$$Q_1 = M_1 (C_{pm1} t_1 - C_{pm2} t_2), \quad \text{Вт(кВт)} \quad (16)$$

где C_{pm1} , C_{pm2} - удельные теплоемкости газа при температуре t_1, t_2 и давлении газа P (МПа).

Для упрощения расчетов с погрешностью в пределах 3 % воспользуемся средним значением температуры и удельной теплоемкости газа t_{cp} и C_{pm} . Значение удельной теплоемкости при средней температуре метана определяем по номограмме (Приложение А3) в зависимости от процентного содержания метана, давления и температуры.

Из уравнения теплового баланса и заданной температуры t_1 вычисляем температуру холодного теплоносителя на выходе из АВО:

$$t_2 = t_1 + \frac{M_1 C_{pm1}}{M_2 C_{pm2}} (t_1 - t_2), \quad \text{град.} \quad (17)$$

Для этого находим массовый расход воздуха:

$$M_2 = V_2 \cdot \rho, \quad \text{кг/с} \quad (18)$$

где: V_2 – заданная объемная производительность вентилятора, $\text{м}^3/\text{с}$

ρ – массовая плотность воздуха при средней температуре, $\text{кг}/\text{м}^3$.

Ориентировочно принимается при начальной температуре t_1 .

Следует отметить, что значение удельной теплоемкости воздуха C_{pm2} в диапазоне рассматриваемых температур от -20 до $+60$ °С и атмосферном давлении постоянна в пределах $1005 \text{ Дж}/\text{кг} \cdot \text{град}$ и может быть принята как теплоемкость при температуре $\frac{t_2 + t_1}{2}$.

4. Средняя разность температур процесса теплопередачи может быть определена двумя способами:

1) по методике Н.И. Белокопя

$$\Delta t_{cp}^{лог} = \frac{\theta_1 - \theta_2}{\ln \frac{\theta_1}{\theta_2}}, \quad (19)$$

где: $\theta_1 = \theta_{cp}^{ap} + 0,5\Delta T$; $\theta_2 = \theta_{cp}^{ap} - 0,5\Delta T$.

Величина ΔT является характеристической разностью температур, а θ_{cp}^{ap} – среднеарифметическая разность температур.

$$\Delta T = \sqrt{\Theta(t + \Delta\tau) - 4P\Delta t\Delta\tau}; \quad (20)$$

$$\theta_{cp}^{ap} = t_1 - \tau_1 - 0,5\Theta(t + \Delta\tau); \quad (21)$$

где P - индекс противоточности теплообменного аппарата (зависит от схем пересечения потоков теплоносителя) определяется по таблица 3.1.

Таблица 3.1.
Значения индексов противоточности перекрестных схем

Число пересечений	W_1/W_2^*						
	0.5	0.75	1.0	1.25	1.50	1.75	2.0
1	0.5821	0.6224	0.6615	0.6981	0.7325	0.7646	0.7938
2	-	0.7996	0.9153	0.9597	0.9793	0.9889	0.9937
3	0.7360	0.9109	0.9623	0.9820	0.9907	0.9949	0.9971
4	0.8515	0.9499	0.9788	0.9899	0.9947	0.9971	0.9983

* W_1 и W_2 – водяные эквиваленты горячего и холодного теплоносителей.

2) по общепринятой методике

$$\Theta_m = \frac{\Theta_1 - \Theta_2}{\ln \Theta_1 / \Theta_2} \varepsilon_{\Theta_m} \quad (22)$$

где Θ_1 и Θ_2 - соответственно начальная и конечная разности температур.

$$\Theta_1 = t_1 - \tau_2; \quad \Theta_2 = t_2 - \tau_1$$

ε_{Θ_m} - поправка на непротивоточность (Приложение Б7).

Поправка определяется в зависимости от P и R $\varepsilon_{\Theta_m} = f(P, R)$, где

$$P = \frac{\tau_2 - \tau_1}{t_1 - \tau_1}; \quad R = \frac{t_1 - t_2}{\tau_2 - \tau_1}$$

численные значения ε_{Θ_m} для противоточных схем

приведены в приложение Б7.

$$W_1 = M_1 C_{pm1}; \quad W_2 = M_2 C_{pm2}.$$

5. Определяем режим движения газа в трубах АВО по критерию Рейнольдса:

$$Re_1 = \frac{\omega \cdot d_{экв}}{\nu},$$

где $\omega = \frac{M_1}{\rho F_{n.c.}}$, тогда

$$Re_1 = \frac{M_1 \cdot d_{mp}}{\rho \nu F_{n.c.}},$$

где $F_{n.c.}$ - площадь поперечного сечения секции АВО (Приложение А2)

ν - кинематическая вязкость метана (Приложение Б1)

ρ - плотность газа при давлении P_1 . Определяется по уравнению Клапейрона:

$$\rho = \frac{P_1 \cdot \mu}{8314 \cdot T},$$

где: $\mu = 16,04$ - молекулярная масса метана CH_4 .

$T = t_{cp} + 273$ - температура газа, К.

6. Определяем критерий Прандтля для газа¹:

$$Pr_2 = \frac{\mu C_p}{\lambda} = \frac{\nu \cdot \rho C_p}{\lambda}$$

7. Определяем критерии Нуссельта для газа по уравнениям (6), (7), (8), (9), в зависимости от режима движения газа в трубах.

8. Определяем коэффициент теплоотдачи внутреннего теплоносителя:

$$\alpha_1 = \frac{Nu \lambda}{d_{mp}},$$

где λ - коэффициент теплопроводности газа при средней температуре и давлении P_1 (Приложение Б2)

9. Определяем режим движения холодного теплоносителя по критерию Рейнольдса для воздуха:

$$Re = \frac{\omega_2 d_{2экв}}{\nu_2},$$

где ω - скорость воздуха в узком сечении

$d_{2экв}$ - эквивалентный диаметр, при поперечном обтекании принимается равным наружному диаметру трубки.

ν_2 - кинематическая вязкость воздуха при средней температуре, m^2/c^2 . приложение Б3.

10. Определяем скорость воздуха в узком сечении:

$$\omega_2 = \frac{AV}{\rho}, m/c$$

где A - коэффициент, зависящий от типа аппарата и коэффициента оребрения, выбирается из таблицы 3.2. [4];

*При расчете критерия Pr и других критериев ν, λ берутся из таблицы 4, 5 (Приложение) при средней температуре и начальном давлении. Обращайте внимание на размерности входящих в них величин.

V - объемный расход воздуха, $м^3 / с$.

ρ - плотность воздуха при средней температуре, $кг / м^3$ [3].

Таблица 3.2.

Значения коэффициента А

Коэффициент оребрения	Коэффициент А			
	Расход воздуха вентилятора, $10^3 \cdot м^3 / ч$			
	290	564	600	672
14,6	0,074	-	-	-
21,2	-	0,094	0,095	0,105

11. Определяем критерий Нуссельта по уравнению Э.Р. Карасиной:

$$Nu = 0,223 Re^{0,65} \left(\frac{D}{t} \right)^{-0,54} \left(\frac{h}{t} \right)^{-0,14}$$

где D - наружный диаметр ребер, $м$

h - высота ребра, $м$

t - шаг ребер, $м$

12. Коэффициент теплоотдачи наружной поверхности α_2 :

$$\alpha_2 = \frac{Nu \lambda_2}{d_{2экв}}$$

где λ_2 - коэффициент теплопроводности воздуха при средней температуре, $\frac{Вт}{м \cdot град}$ [3];

Плотность определяется по уравнению Клапейрона $PV = RT \rightarrow \rho = \frac{P}{RT}$; $R = \frac{\bar{R}}{\mu}$

$d_{2экв}$ - эквивалентный диаметр, равный наружному диаметру трубок, несущих оребрение, $м$

13. Определяем приведенный коэффициент теплоотдачи ребристой поверхности:

$$\alpha_{2пр} = \frac{\alpha_2 (F_p E + F_c)}{F_{pc}}$$

где E - коэффициент эффективности оребрения поверхности теплообмена, определяемый по формуле (10); значения гиперболического тангенса приведены в приложение Б4.

$$F_p = \frac{2\pi n (b^2 - d_n^2)}{4} \text{ - площадь ребер, м}^2,$$

где n - количество ребер на 1 погонный метр трубы;

δ - толщина ребра, м;

$F_c = \pi d (1 - n\delta)$ - площадь трубы, свободной от ребер, м

14. Вычисляем коэффициент теплопередачи:

$$K = \frac{1}{\frac{\varphi}{\alpha_1} + \frac{\delta\varphi}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{np}}}.$$

15. Из уравнения теплопередачи определяем площадь теплообмена:

$$F = \frac{Q}{K\Delta t_{cp}^{лог}};$$

16. Сравниваем расчетное значение H_p со значением площади по оребренным трубам выбранного аппарата H_Φ . В случае расхождения расчетного значения с исходным более 5% повторяем расчет до достижения сходимости результатов с заданной точностью. Для этого подбираем второе значение температуры t_2 , а при необходимости третье и т.д.

Эффективность теплообменного аппарата

Оценка степени совершенства теплообменного аппарата при заданных условиях осуществляется по критерию термодинамической эффективности E теплообменного аппарата*.

Эффективность теплообменного аппарата представляет собой отношение фактического теплового потока в аппарате Q_Φ к максимально возможному Q_{MAX} в этом аппарате, которое представляет собой количество теплоты противоточного теплообменного аппарата с бесконечно-большой поверхностью, принимая, что внешние потери отсутствуют.

Тогда, если $w_1 > w_2$, $t_1 = \tau_2$, а при $w_2 > w_1$, $t_2 = \tau_1$, а величина эффективности имеет вид:

$$E = \frac{w_1 (t_1 - t_2)}{w_{MAX} (t_1 - t_2)} \quad (1.1) \quad w_1 > w_2$$

$$E = \frac{w_2 (t_2 - t_1)}{w_{MIN} (t_2 - t_1)} \quad (1.2) \quad w_2 > w_1,$$

тогда

$$Q = E \cdot w_{MIN} (t_1 - \tau_1) = w_1 (t_1 - t_2) = w_2 (\tau_2 - \tau_1) \quad (1.3)$$

$$E = \frac{1 - \exp\left[-\frac{kH}{w_{MIN}} \left(1 + \frac{w_{MIN}}{w_{MAX}}\right)\right]}{1 + w_{MIN}/w_{MAX}} \quad (1.4)$$

* Не путать с коэффициентом эффективности оребрения.

4.ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ АППАРАТОВ ВОЗДУШНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ

После проведения теплового расчета необходимо определить затраты мощности на прокачку теплоносителя по трубам. При движении газа по трубам часть мощности расходуется на преодоление линейных ΔP_{TP} и местных ΔP_M гидравлических сопротивлений. Линейное сопротивление или сопротивление трения ΔP_{TP} определяется по формуле Дарси:

$$\Delta P_{TP} = \lambda_{TP} \frac{l}{d} \cdot \frac{\omega^2 \rho}{2} \text{Па},$$

где λ_{TP} - коэффициент сопротивления трения по длине трубы;
 l - длина трубы;
 d - внутренний диаметр трубы;
 ω - скорость движения теплоносителя;
 ρ - плотность теплоносителя.

Коэффициент сопротивления λ_{TP} различных режимов движения жидкости определяется по формулам:

Для ламинарного режима движения, когда $Re \leq 2320$:

$$\lambda_{TP} = 64 / Re^{0.25}.$$

Для турбулентного режима движения, если $Re = 10^4 \div 10^5$:

$$\lambda_{TP} = 0,3164 / Re^{0.25}.$$

Для режима движения, когда $Re > 10^5$,

$$\lambda_{TP} = 0,0032 + 0,221 / Re^{0.237}.$$

При движении по шероховатым трубам, когда $2320 < Re < Re_{кр}$,

$$\lambda_{TP} = 0,11 \frac{K}{d} + 68 / Re^{0.25},$$

где $Re = 568 \frac{d}{K}$;

K - абсолютная шероховатость труб.

Местные сопротивления обусловлены наличием вентилей, задвижек, сужений, расширений, поворотов. Потери напора в местных сопротивлениях определяются по формуле:

$$\Delta P_M = \sum_1^n \xi \frac{\omega^2 \rho}{2},$$

где ξ - коэффициент местных сопротивлений.

Полная потеря напора в ТА со стороны теплоносителя

$$\Delta P = \Delta P_l + \Delta P_M = \frac{\omega^2 \rho}{2} \left(\lambda_{TP} \frac{l}{d} + \sum_1^n \xi \right).$$

После определения потерь напора со стороны теплоносителя можно определить мощность, затрачиваемую на прокачку теплоносителя:

$$N = \frac{G_1 \Delta P}{\rho}$$

5. ПРИМЕР РАСЧЕТА АППАРАТОВ ВОЗДУШНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ДЛЯ ГАЗА

Исходные данные: Массовый расход $M_1 = 60$ кг/с,
 температура газа на входе в АВО $t_1 = 40^\circ\text{C}$,
 давление газа $P_1 = 5,5 \text{ МПа}$,
 температура воздуха на входе в аппарат $\tau_1 = 0^\circ\text{C}$,
 расход воздуха (производительность вентилятора)
 $V = 35 \text{ м}^3/\text{с}$.

Для расчета принимается АВО зигзагообразного типа АВЗ,[5]

- число секций -6 шт. в каждой секции - 8 рядов труб длиной - 6м, которые образуют один ход со стороны газа;
- поверхность теплообмена $H_{\text{сек}}=1250 \text{ м}^2$, $H_{\text{ап}}=7560 \text{ м}^2$;
- коэффициент оребрения - $\varphi = 9$;
- число вентиляторов на один аппарат - 1 шт.

Общий вид АВО типа АВЗ приведен в Приложение Б4.

Геометрические характеристики оребренных труб следующие:

- диаметр оребрения - $D_{\text{ор}}=49$ мм;
- наружный диаметр труб - $d_{\text{н}}=28$ мм;
- внутренний диаметр труб - $d_{\text{вн}}=22$ мм;
- высота ребра - $h=10,5$ мм;
- толщина ребра - $\delta=0,85$ мм;
- шаг ребер- $t=3,5$ мм;
- теплопроводность ребер - $\lambda = 50$ Вт/(м·К)

В тепловом расчете требуется определить поверхность охлаждения АВО и сравнить с фактической.

Тепловой расчет сводится к совместному решению уравнения теплового баланса и уравнения теплопередачи

$$Q = W_1 \Delta t \eta = W_2 \Delta \tau = k H \Delta t_{cp}^{лог},$$

где W_1, W_2 - соответственно водяные эквиваленты горячего и холодного теплоносителей, кДж/с $(W_1 = M_1 C_{p1}^{cp}; W_2 = M_2 C_{p2}^{cp})$;

$C_{p1}^{cp}; C_{p2}^{cp}$ - удельные теплоемкости горячего и холодного теплоносителей, кДж/(кг⁰С);

$\Delta t, \Delta \tau$ - разности температур горячего и холодного теплоносителей, ⁰С.

$$(\Delta t = t_1 - t_2, \Delta \tau = \tau_2 - \tau_1);$$

t_1, τ_1 -начальные температуры горячего и холодного теплоносителей, ⁰С;

t_2, τ_2 –конечные температуры горячего и холодного теплоносителей, ⁰С;

η - коэффициент полезного действия теплообменного аппарата (как правило, в расчетах принимается равным единице);
 КН - водяной эквивалент поверхности теплообмена, кВт/ $^{\circ}\text{C}$;
 К - коэффициент теплопередачи, кВт/($\text{м}^2\text{C}$);
 Н - поверхность теплообмена, м^2 ;
 $\Delta t_{cp}^{лог}$ - средняя разность температур процесса теплопередачи, $^{\circ}\text{C}$.

Для газа (метан):

При $P_1=5,5\text{МПа}$, $T_{га}^{cp} = 303\text{K}$;

Теплофизические характеристики соответственно равны:
 $C_{pl}^{cp} = 2,53 \text{ кДж/(кгК)}$ (Приложение А3); $\lambda_{газ} = 39 \cdot 10^{-3} \text{ Вт/(мК)}$;
 $\nu_{газ} = 13 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ (Приложение Б1); $\rho_{газ} = 38 \text{ кг/м}^3$; $\rho = \frac{P}{RT} = \frac{P\mu}{R \cdot T}$

Для воздуха:

При $T_{воз}^{cp} = 276,7\text{K}$; (Приложение Б1) $\rho_{воз} = 1,27 \text{ кг/м}^3$;
 $C_{p2}^{cp} = 1,005 \text{ кДж/(кгК)}$; $\lambda_{воз} = 2,48 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/(мК)}$; $Pr = 0,706$; $\nu_{воз} = 13,6 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$;

Значение критерия Прандтля для воздуха из Приложения Б3. Коэффициент теплопроводности определяется по значению критерия Прандтля

$$Pr = \frac{\mu C_p}{\lambda} \rightarrow \lambda = \frac{\mu C_p}{Pr} = \frac{\rho \cdot V \cdot C_p}{Pr}$$

На основании данных работающих АВО и справочных рекомендаций охлажденный газ на выходе должен превышать температуру воздуха на выходе 10-15 $^{\circ}\text{C}$. Согласно этого принимается $t_2=20 \text{ }^{\circ}\text{C}$ (температура газа выходящего из АВО).

Определяется тепловой поток передаваемый от газа в АВО из уравнения:

$$Q = M_1 C_{p1}^{cp} (t_1 - t_2) = 60 \cdot 2,53 \cdot (40 - 20) = 3036 \text{ кВт}$$

$$Q = 3,036 \text{ МВт}$$

Определяется температура воздуха выходящего из АВО по уравнению:

$$t_2 = t_1 + \frac{M_1 C_{p1}^{cp} (t_1 - t_2)}{M_2 C_{p2}^{cp}} = 0 + \frac{3036}{449,6 \cdot 1,005} = 6,72 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Теплоемкость природного газа (метана) принимается из Приложение А3.

Теплоемкость воздуха принимается температуре воздуха t_1 (заданой).

Теплофизические свойства газа (метан) и воздуха выбираются при средней температуре соответствующих теплоносителей.

Средняя температура газа:

$$t_{газ}^{cp} = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{40 + 20}{2} = 30 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Средняя температура воздуха:

$$\tau_{воз}^{cp} = \frac{\tau_1 + \tau_2}{2} = \frac{0 + 6,72}{2} = 3,36 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Определяется средняя скорость газа в АВО:

$$\omega_{газ} = \frac{M_1}{\rho_{газ} F_{н.с.}} = \frac{60}{38 \cdot 0,053} = 30 \text{ м/с}$$

где $F_{н.с.}$ - площадь поперечного сечения со стороны газа, м^2

Определяется критерий Рейнольдса при движении газа:

$$Re_{газ} = \frac{\omega_{газ} d_{вн}}{\nu_{газ}} = \frac{30 \cdot 0,022}{13 \cdot 10^{-6}} = 52500$$

При $Re > 10^4$ для определения среднего по длине трубок коэффициента теплоотдачи рекомендуется следующее уравнение подобия.

Определяется критерий Нуссельта для газа:

$$Nu_{газ} = 0,021 Re_{газ}^{0,8} \cdot Pr_{газ}^{0,43}$$

$$Nu_{газ} = 0,021 \cdot 52500^{0,8} \cdot 0,72^{0,43} = 109$$

Коэффициент теплоотдачи со стороны газа определяется:

$$\alpha_{газ}^{cp} = \frac{Nu_{газ} \lambda_{газ}^{cp}}{d_{вн}} \text{ Вт/(\text{м}^2\text{К})}$$

$$\alpha_{газ}^{cp} = \frac{109 \cdot 39 \cdot 10^{-3}}{0,022} = 193 \text{ Вт/(\text{м}^2\text{К})}$$

Определяется скорость воздуха в узком сечении секции АВО:

$$\omega_{воз} = \frac{AVk_{ж}}{\rho_{воз}} = \frac{0,075 \cdot 354 \cdot 0,94}{1,27} = 19,65 \text{ м/с}$$

где A - коэффициент, зависящий от типа аппарата и коэффициента обребрения труб, приведен в таблице 3.2.

V - объемный расход воздуха на АВО, $\text{м}^3/\text{ч}$;

$k_{ж}$ - коэффициент, учитывающий наличие жалюзи, принимается у всех аппаратов воздушного охлаждения $K_{ж} = 0,94$.

Определяется критерий Рейнольдса при движении воздуха:

$$Re_{603} = \frac{\omega_{603} \cdot d_n}{\nu_{603}} = \frac{19,65 \cdot 0,028}{13,6 \cdot 10^{-6}} = 40456$$

$$Nu_{603} = 0,223 \cdot Re_{603}^{0,65} \cdot \left(\frac{d_n}{b}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{h_p}{b}\right)^{-0,14},$$

где d_n - наружный диаметр трубы, м;

h_p - высота ребра, м;

b - шаг ребер, м.

Определяется критерий Нуссельта для воздуха

$$Nu_{603} = 0,223 \cdot 40456^{0,65} \cdot \left(\frac{0,028}{0,0035}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{0,0105}{0,0035}\right)^{-0,14} = 61,37$$

Определяется коэффициент теплоотдачи со стороны воздуха:

$$\alpha_{603}^{cp} = \frac{Nu_{603} \lambda_{603}^{cp}}{d_n} \text{ Вт/(м}^2\text{К)}$$

$$\alpha_{603}^{cp} = \frac{61,37 \cdot 2,48 \cdot 10^{-2}}{0,028} = 54,35 \text{ Вт/(м}^2\text{К)}$$

а) Средняя разность температур теплоносителей определяется:
(методика Н.И.Белокопя)

$$\Theta_m = \frac{\Theta_1 - \Theta_2}{\ln \frac{\Theta_1}{\Theta_2}},$$

где Θ_1 и Θ_2 - наибольшая и наименьшая разности температур
определяются по уравнениям:

$$\Theta_1 = \Theta_{cp}^{ap} + 0,5\Delta T; \quad \Theta_2 = \Theta_{cp}^{ap} - 0,5\Delta T.$$

Среднеарифметическая разность температур определяется:

$$\Theta_{cp}^{ap} = 0,5(t_1 + t_2) - 0,5(\tau_1 + \tau_2)$$

$$\Theta_{cp}^{ap} = 0,5(40 + 20) - 0,5(0 + 6,72) = 26,64^\circ \text{C}$$

Характеристическая разность температур определяется:

$$\Delta T = \sqrt{(t + \Delta \tau)^2 - 4P\Delta t\Delta \tau},$$

где $P=0,58$ - индекс противоточности схемы ТА принимается из таблицы 3.1.

в зависимости от числа пересечений $n=1$ и отношения $\frac{W_1}{W_2} = 0,336$.

После подстановки соответствующих значений имеем:

$$\Delta T = \sqrt{20 + 6,72^2} - 4 \cdot 0,58 \cdot 20 \cdot 6,72 = 20^{\circ} C.$$

Определяется начальная разность температур:

$$\Theta_1 = \Theta_{cp}^{ap} + 0,5\Delta T = 26,64 + 0,5 \cdot 20 = 36,64^{\circ} C.$$

Определяется конечная разность температур:

$$\Theta_2 = \Theta_{cp}^{ap} - 0,5\Delta T = 26,64 - 0,5 \cdot 20 = 16,64^{\circ} C.$$

Определяется средняя разность температур теплоносителей:

$$\Delta t_{cp}^{лог} = \frac{\Theta_1 - \Theta_2}{\ln \frac{\Theta_1}{\Theta_2}} = \frac{36,64 - 16,64}{\ln \frac{36,64}{16,64}} = 25,32^{\circ} C.$$

б) общепринятая методика (провести расчет) и сопоставить полученные значения средних разностей температур.

Расчет средней разности температур можно определить по уравнению:

$$\Theta_m = \frac{\Theta_1 - \Theta_2}{\ln \Theta_1 / \Theta_2} = \varepsilon_{\Theta_m}$$

Коэффициент эффективности ребра E определяется по уравнению (10):

$$E = \frac{th \left(\frac{10,5 \cdot 10^{-3}}{0,85 \cdot 10^{-3}} \sqrt{2 \frac{54,35 \cdot 0,85 \cdot 10^{-3}}{50}} \right)}{\frac{10,5 \cdot 10^{-3}}{0,85 \cdot 10^{-3}} \sqrt{2 \frac{54,35 \cdot 0,85 \cdot 10^{-3}}{50}}} = 0,92.$$

Расчетный или приведенный коэффициент теплоотдачи от ребристой поверхности к воздуху, отнесенной к внешней поверхности нагрева и учитывающий неравномерность теплообмена по поверхности ребра, определяется из уравнения:

$$\alpha_{2np} = \alpha_2^{воз} \left(E \frac{H_p}{H_{p.c.}} + \frac{H_c}{H_{p.c.}} \right) = 54,35 \cdot \left(0,9363 \frac{7500}{8010} + \frac{510}{8010} \right) = 50,27 \text{ Вт/(м}^2\text{К)}$$

Коэффициент теплопередачи для чистой ребристой трубки, отнесенной к ребристой поверхности, определяется из уравнения:

$$k = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_{газ}} + \frac{\delta_c}{\lambda_c} \right) \varphi + \frac{1}{\alpha_{2np}}}$$

где $\alpha_{газ}$ - коэффициент теплоотдачи от газа к стенке трубок, Вт/(м²К);

$\delta_c \lambda_c$ - толщина и коэффициент теплопроводности материала стенки трубки;

$\varphi = \frac{H_{p.c.}}{H_c}$ - коэффициент оребрения;

α_{2np} - расчетный или приведенный коэффициент теплоотдачи от

ребристой поверхности к воздуху, Вт/(м²К)

$$k = \frac{1}{\left(\frac{1}{193} + \frac{0,003}{50}\right) \cdot 9 + \frac{1}{50,59}} = 15 \text{ Вт/(м}^2\text{К)}$$

Определяется требуемая (расчетная) поверхность теплообмена АВО

$$N_p = \frac{Q}{K \cdot \Delta t_{cp}} = \frac{30,4 \cdot 10^5}{15 \cdot 25,32} = 8000 \text{ м}^2$$

Фактическая поверхность теплообмена у существующего АВО составляет $N_\phi = 7580 \text{ м}^2$

Расхождение расчетного значения с фактическим составляет 5%.

Эффективность теплообменного аппарата.

Эффективность теплообменного аппарата из уравнения теплового баланса водяные эквиваленты соответственно равны $w_1 = 151,8 \frac{\text{кДж}}{\text{с}}$; $w_2 = 450 \frac{\text{кДж}}{\text{с}}$, $w_2 > w_1$ тогда по уравнению (1.2)

$$E = \frac{w_2 (t_2 - t_1)}{w_1 (t_2 - t_1)} = \frac{450 \cdot (6,72 - 0)}{151,8 \cdot (40 - 0)} = 0,498$$

по уравнению (1.4)

$$E = \frac{1 - \exp\left[-\frac{15,8}{151,8} \left(1 + \frac{151,8}{450}\right)\right]}{1 + \frac{151,8}{450}} = 0,5023$$

Следовательно расчет верен.

После проведения теплового расчета необходимо определить затраты мощности на прокачку теплоносителя по трубам.

Гидравлический расчет теплообменного аппарата.

При движении жидкости по трубам часть мощности расходуется на преодоление линейных ΔP_l и местных ΔP_m гидравлических сопротивлений. Линейное сопротивление или сопротивление трения ΔP_l определяют по формуле Дарси:

$$\Delta P_l = \lambda_{TP} \frac{l}{d} \cdot \frac{\omega^2 \rho}{2},$$

где λ_{TP} - коэффициент сопротивления трения по длине трубы;

l - длина трубы;

d - внутренний диаметр трубы, м;

ω - скорость движения теплоносителя;

ρ - плотность газа, кг/м³.

Коэффициент сопротивления λ_{TP} для турбулентного режима движения газа при $Re = 10^4 \div 10^5$ определяется из уравнения Блазиуса:

$$\lambda_{TP} = 0,3164 / Re^{0,25} = \frac{0,3164}{52500^{0,25}} = 0,021.$$

Определяются гидравлические потери на трение в трубах из уравнения:

$$\Delta P_{TP} = 0,021 \frac{6 \cdot 1}{0,022} \cdot \frac{30^2 \cdot 38}{2} = 97980 \text{ Па}$$

$$\Delta P_{TP} = 97,98 \text{ кПа}$$

Местные сопротивления обусловлены наличием вентилях, задвижек, сужений, расширений, поворотов. Потери напора в местных сопротивлениях определяются из уравнения:

$$\Delta P_M = \sum_1^n \xi \frac{\omega^2 \rho}{2} = 5,66 \frac{30^2 \cdot 38}{2} = 96800 \text{ Па} = 96,8 \text{ кПа},$$

где $\sum_1^n \xi$ - сумма коэффициентов местных сопротивлений складывается из:

$$\xi_{pac.} = 1,5 - \text{вход в секции АВО};$$

$$\xi_{TP}^{BX} = 1,0 - \text{вход в трубки};$$

$$\xi_{TP}^{BX} = 1,0 - \text{выход из трубок};$$

$$\xi_{CVЖ} = 1,5 - \text{выход из секций АВО};$$

$$\xi_{KP.} = 0,33 \cdot 2 - \text{шаровой кран} - 2 \text{ шт. на входе и выходе из АВО};$$

$$\sum_1^n \xi = 1,5 + 1,00 + 1,00 + 1,5 + 0,66 = 5,66$$

Полная потеря напора в АВО со стороны газа

$$\Delta P = \Delta P_{TP} + \Delta P_M = 97,98 + 96,8 = 194,78 \text{ кПа}.$$

По заданию давление газа на входе в АВО $P_1 = 5,5 \text{ МПа}$. В АВО полная потеря давления из расчета составляет $\Delta P = 194,78 \text{ кПа}$, $\Delta P \approx 0,2 \text{ МПа}$. Таким образом, на выходе из АВО давление газа будет $P_2 = 5,3 \text{ МПа}$.

В графической части работы вычерчивается общий вид заданного теплообменного аппарата с приведенными основными конструктивными характеристиками и элемент орebrения с указанием характеристик орebrения.

6. КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Какие типы теплообменных аппаратов используют для охлаждения газов, в частности метана?
2. Какие задачи решаются при расчете теплообменного аппарата на стадии проектирования?
3. Какова цель поверочного расчета теплообменного аппарата?
4. Какие уравнения используют при составлении теплового баланса теплообменного аппарата?
5. Как определяется среднелогарифмический температурный напор?
6. Как определить коэффициент теплопередачи?
7. Как зависит теплоотдача трубок теплообменности аппарата в зависимости от их расположения в аппарате?
8. Коэффициент теплоотдачи шероховатой поверхности заметно превышает коэффициент теплоотдачи гладкой поверхности. Может ли в этом случае тепловой поток шероховатой поверхности быть больше чем от гладкой?
9. Напишите в общем виде критериальное уравнение конвективного теплообмена при ламинарном режиме?
10. Что представляет собой критерий Био?
11. Покажите на схеме характер изменения температуры теплоносителей в теплообменном аппарате при прямопотоке и противотоке?
12. Как определить плотность газа в зависимости от давления и температуры?
13. Как определить потери давления теплоносителя на прямом участке трубопровода?
14. От чего зависит коэффициент сопротивления трения при турбулентном режиме движения теплоносителя в прямолинейной трубе?

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Степанов О.А., Иванов В.А. Охлаждение газа и масла на компрессорных станциях магистральных газопроводов. –Л.: Недра. 1982.
2. Бахмет Г.В., Еремин Н.В., Степанов О.А. Аппараты воздушного охлаждения газа на компрессорных станциях. М., Недра, 1994. – 102с.
3. Иванов И.А., Крамской В.Ф., Моисеев Б.В., Степанов О.А. Теплоэнергетика при эксплуатации транспортных средств в нефтегазодобывающих районах Западной Сибири. М., Недра, 1997г. Справочное пособие. – 269с.
4. Методика теплового и аэродинамического расчета аппаратов воздушного охлаждения. ВНИИНефтемаш. –М.: 1971. –318с.
5. Теплотехнические расчеты процессов транспорта и регазификации природных газов. Справочное пособие. Под ред.: Загорученко В.А. – М.: Недра. 1980. –320с.
6. Эксплуатация газопроводов Западной Сибири /Крылов Г.В., Матвеев А.В., Степанов О.А., Яковлев Е.И. – Л.: Недра. 1985. –288с.

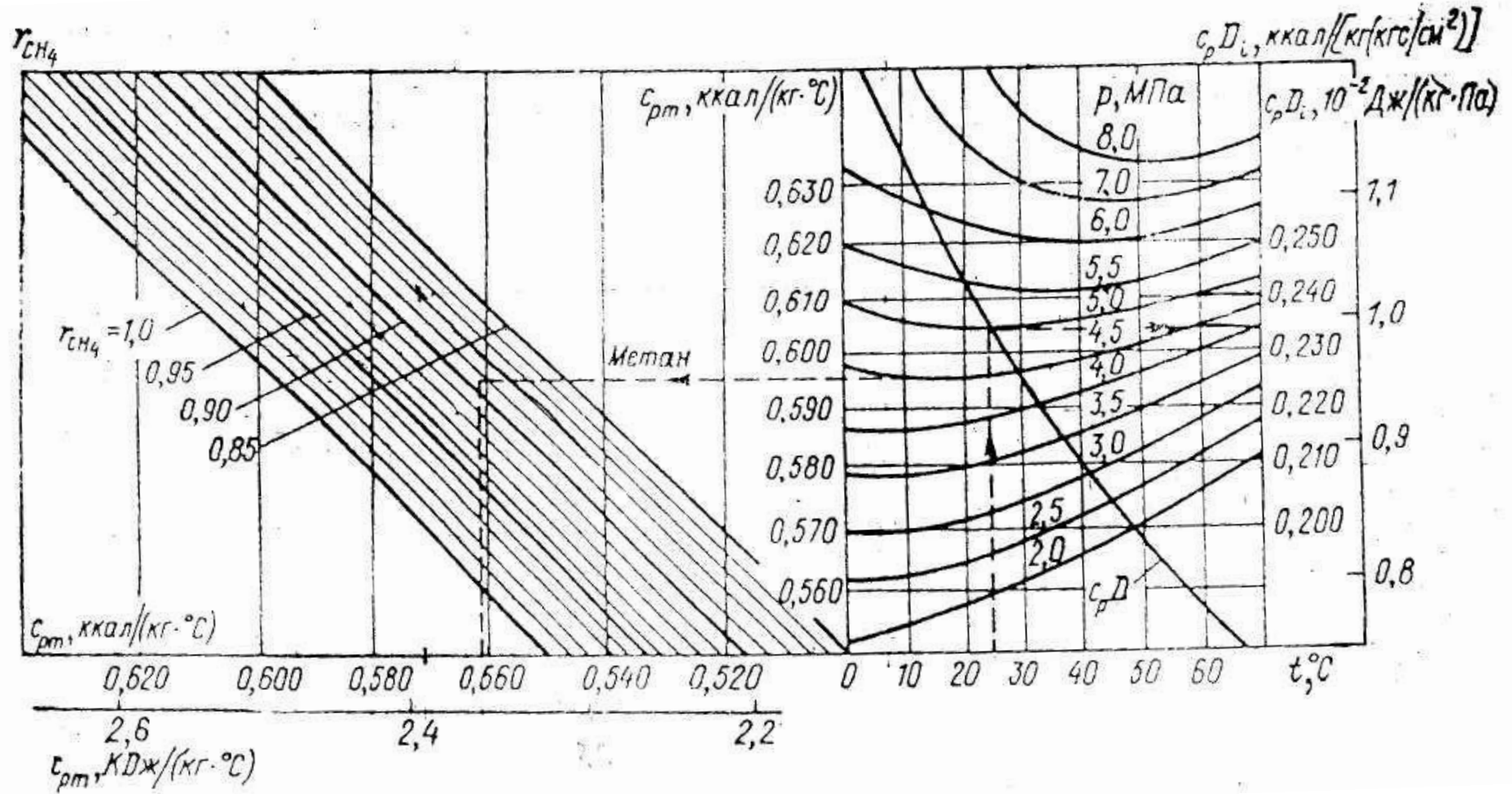
Задания для курсовой работы

Вариант	Темп-ра метана на входе в АВО, $t_1, ^\circ\text{C}$	Массовый расход метана $G, \text{кг/с}$	Давление метана $P_1, \text{МПа}$	Содержание метана, %	Произ-ть вентилятора, $Q \cdot 10^3 \text{ м}^3/\text{ч}$	Темп-ра воздуха на входе $\tau_1, ^\circ\text{C}$	Коэф-ент оребрения φ	Площадь поперечного сечения $F_{\text{пс}}, \text{м}^2$	Кол-во ребер на 1пм	Диаметр			Толщ. ребра $\delta, \text{мм}$
										Ребра мм	Трубы Нар., мм	Трубы внутр., мм	
1	90	20	3,5	90	290	0	14,6	0,341	394	56	28	22	0,85
2	90	35	3,5	90	290	5	14,6	0,341	394	56	28	22	0,85
3	85	20	3,5	92	290	10	14,6	0,341	394	56	28	22	0,85
4	85	35	3,5	92	290	15	14,6	0,341	394	56	28	22	0,85
5	80	30	4,0	90	290	5	14,6	0,341	394	56	28	22	0,85
6	80	35	4,0	95	290	10	14,6	0,341	394	56	28	22	0,85
7	75	35	4,0	88	600	5	21,2	0,196	394	57	26,4	21,2	0,49
8	75	40	4,0	88	600	5	21,2	0,196	394	57	26,4	21,2	0,49
9	85	40	3,0	95	600	10	21,2	0,196	394	57	26,4	21,2	0,49
10	80	40	3,0	95	600	10	21,2	0,196	394	57	29,4	21,2	0,49
11	75	45	4,5	95	600	2	21,2	0,196	394	57	26,4	21,2	0,49
12	70	45	4,5	95	600	2	21,2	0,196	394	57	26,4	21,2	0,49
13	80	40	3,5	92	564	4	21,2	0,205	433	57	25,4	21,2	0,6
14	75	40	3,5	92	564	4	21,2	0,205	433	57	25,4	21,2	0,6
15	70	45	4,0	92	564	8	21,2	0,205	433	57	25,4	21,2	0,6
16	65	45	4,0	92	564	8	21,2	0,205	433	57	25,4	21,2	0,6
17	70	50	5,0	90	672	10	21,2	0,218	433	57	25,4	21,2	0,45
18	65	50	5,0	90	672	10	21,2	0,218	433	57	25,4	21,2	0,45
19	60	55	4,5	90	672	12	21,2	0,218	433	57	25,4	21,2	0,45
20	55	55	4,5	90	672	12	21,2	0,218	433	57	25,4	21,2	0,45

Продолжение приложения А1													
21	60	60	5,0	88	672	15	21,2	0,218	433	57	28,4	21,0	0,45
22	55	60	5,0	88	672	15	21,2	0,218	433	57	28,4	21,0	0,45
23	90	65	5,5	88	672	0	21,2	0,218	433	57	28,4	21,0	0,45
24	90	60	5,0	88	672	10	21,2	0,218	433	57	28,4	21,0	0,45
25	80	50	5,5	90	564	7	21,2	0,205	433	57	25,4	21,2	0,6
26	80	45	5	92	564	12	21,2	0,205	433	57	25,4	21,2	0,6

Характеристики аппаратов воздушного охлаждения газа.

Показатели	Тип аппарата				
	2АВГ -75С	АВЗ	"Крезо- Луар"	"Ничи - мен"	"Хад - сон"
Поверхность аппарата, m^2 :					
по оребренным трубам	9930	7500	9360	10956	10793
по гладким трубам	-	510	441,2	511,53	509,3
Производительность:					
Общая, $10^3 m^3 / ч$	820	290	600	672,4	564,5
Количество вентиля - торов, шт.	2	1	2	2	2
Мощность вентиля - торов, кВт	73,2	100	59	50,8	44
Напор вентиляторов, Па		43	160		
Размеры труб:					
Длина, м	12	8	10,0	10,97	11,2
Диаметр внутренний, мм	21	22	21,2	21,2	21,0
Диаметр наружный, мм	25	28	26,4	25,4	25,4
Диаметр оребрения, мм	57	56	57	57	57
Число ребер на 1 м длины трубы	400	394	394	433	433
Ребро:					
Толщина, мм	0,6	0,85	0,49	0,45	0,6
Высота, мм		14	15,8	15,8	
Число труб (в секции / аппарате) шт.		<u>164</u> 984	<u>276</u> 552	<u>297</u> 594	
Коэффициент оребрения	20	14,6	21,2	21,2	21,2
Число рядов	6	6	6	6	6
Число ходов	1	1	1	1	1
Площадь поперечного сечения, m^2	0,186	0,341	0,196	0,218	0,205



Номограмма для определения теплоемкости природного газа в зависимости от содержания метана, давления и температуры.

Приложение Б1

Значения кинематической вязкости метана $\nu \cdot 10^6 \text{ м}^2/\text{с}$.

Давление, атм	Температура, °С		
	0	25	75
1	10,5	11,3	12,85
20	10,9	11,6	13,2
60	12,45	12,9	13,8
100	14,5	13,95	14,8

Приложение Б2

Коэффициент теплопроводности метана.

Т, К	$\lambda \cdot 10^3 \text{ Вт/м} \cdot \text{град}$					
	Давление, бар					
	30	35	40	45	50	55
250	30,3	31,0	31,6	32,4	33,4	34,4
260	31,4	32,0	32,7	33,5	34,3	35,1
270	32,7	33,3	33,9	34,6	35,3	36,0
280	34,0	34,6	35,2	35,8	36,4	37,1
290	35,3	35,9	36,4	37	37,6	38,2
300	36,6	37,1	37,6	38,1	38,7	39,2
310	38,0	38,4	39,0	39,5	40,0	40,5
320	39,4	39,8	40,3	40,8	41,3	41,8
330	40,7	41,1	41,6	42,0	42,6	43,1
340	42,2	42,6	43	43,5	43,9	44,4

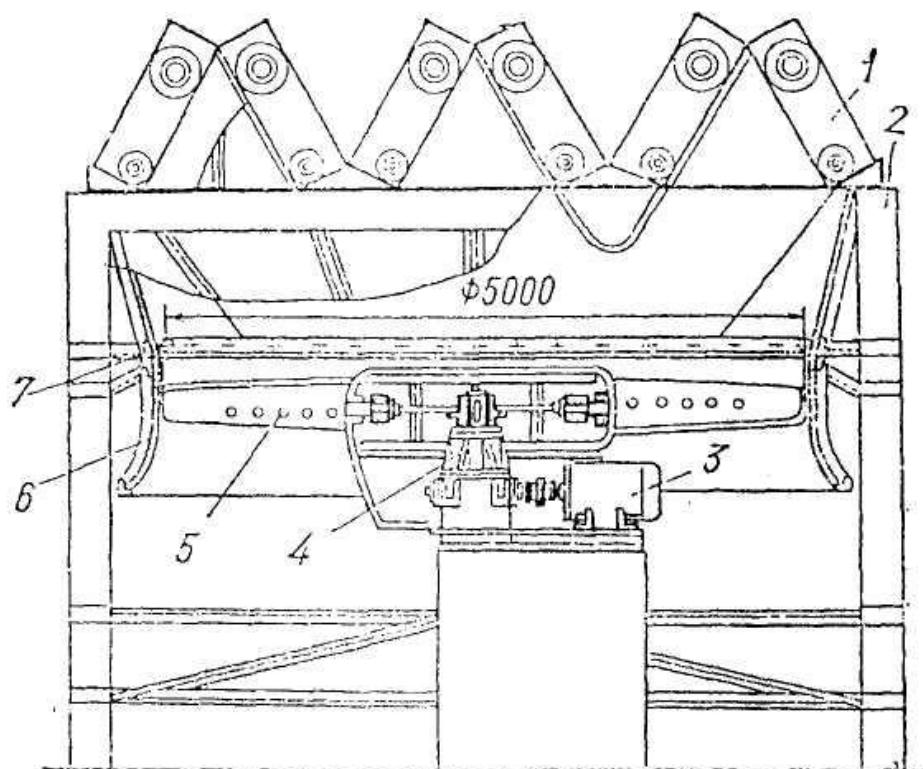
Приложение Б3

Теплофизические характеристики сухого воздуха

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{ кг/м}^3$	$c_p, \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot ^\circ\text{C}}$	$\nu, 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$	Pr
-40	1,515	1,013	10,04	0,728
-20	1,395	1,009	12,79	0,716
-10	1,324	1,009	12,43	0,712
0	1,293	1,005	13,28	0,707
20	1,205	1,005	15,06	0,703
40	1,128	1,005	16,98	0,699
60	1,060	1,005	18,97	0,696
80	1,000	1,009	21,09	0,6923

Значение гиперболического тангенса

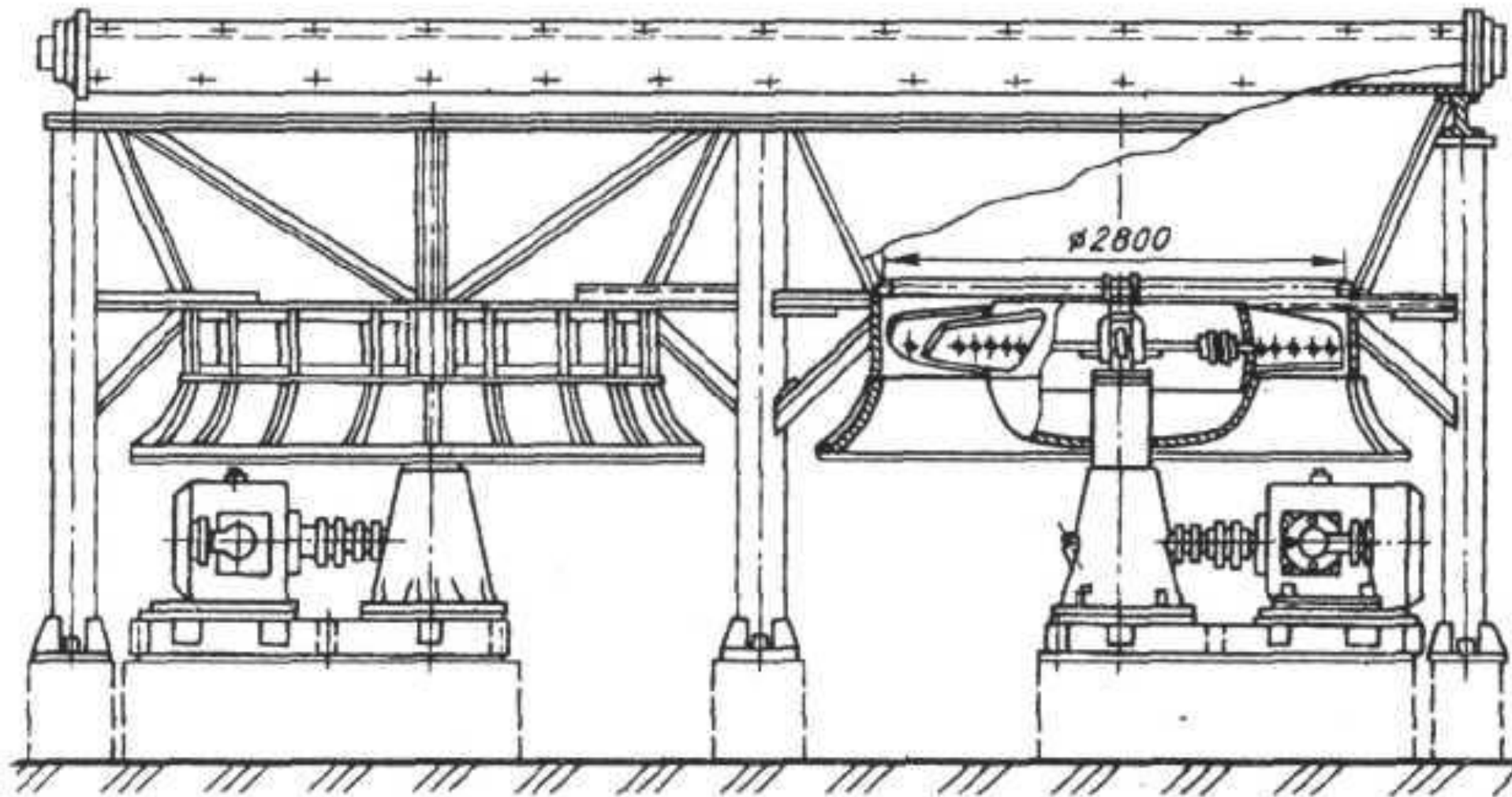
X	0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0
th x	0	0.10	0.20	0.29	0.38	0.46	0.54	0.61	0.66	0.72	0.76
X	1.1	1.2	1.3	1.4	1.5	1.6	1.7	1.8	1.9	2.0	2.1
th x	0.80	0.83	0.86	0.89	0.91	0.92	0.94	0.95	0.96	0.96	0.97
X	2.2	2.3	2.4	2.5	2.6	2.7	2.8	2.9	3.0	3.1	3.2
th x	0.98	0.98	0.98	0.99	0.99	0.99	0.99	0.99	1.00	1.00	1.00
X	3.3	3.4	3.5	3.6	3.7	3.8	3.9	4.0	4.1	4.2	4.3
thx	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00

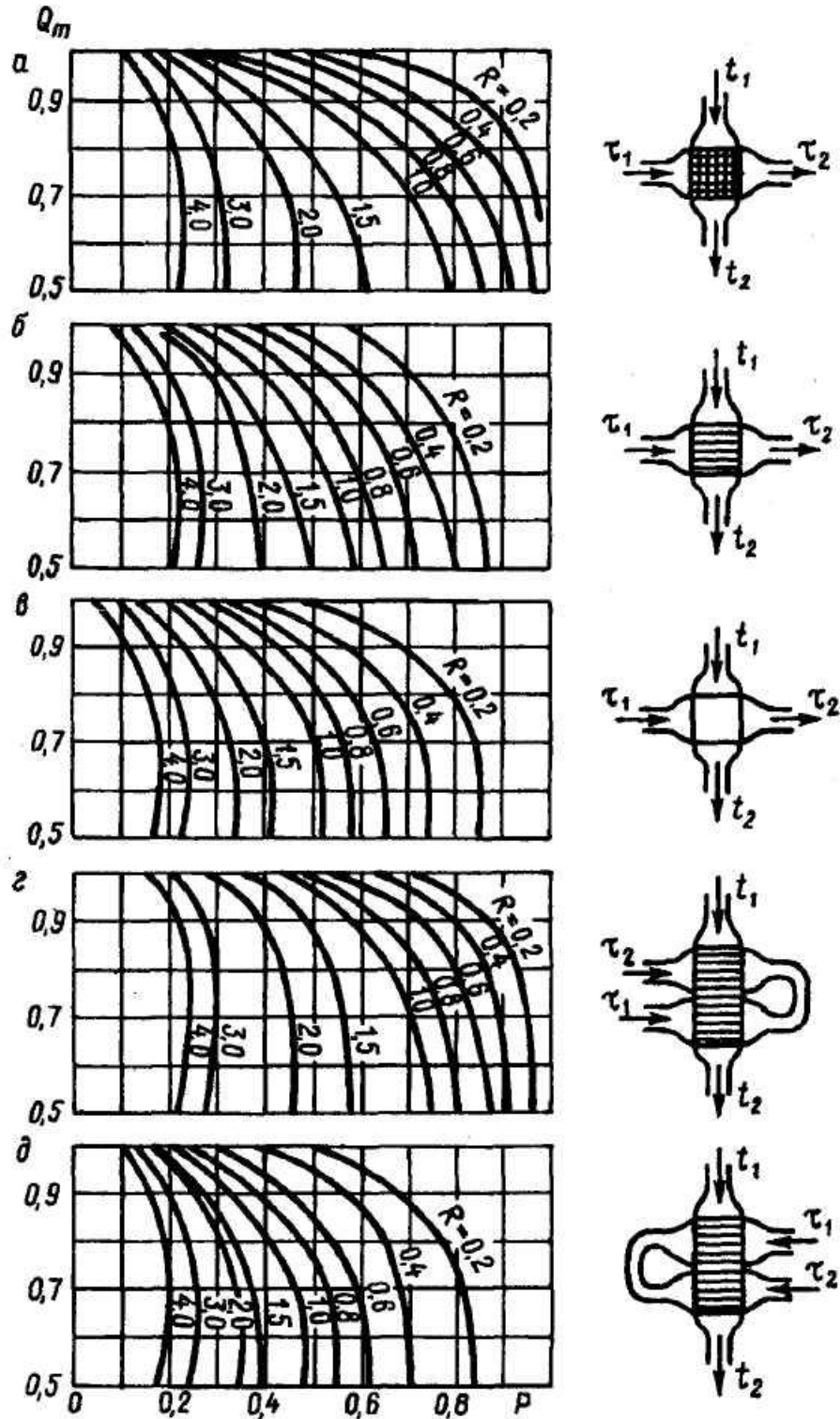


Аппарат воздушного охлаждения
зигзагообразного типа АВЗ:

1 – секции теплообменника; 2 – металлический каркас; 3 – электродвигатель; 4 – угловой редуктор; 5 – лопасти вентилятора; 6 – диффузор и коллектор вентилятора; 7 – увлажнитель воздуха

Аппарат воздушного охлаждения типа с двумя вентиляторами.





Графики для расчетов средней разности температур процесса теплопередачи перекрестных схем.

$a - в$ – однократное пересечение; $г, д$ – двукратное пересечение