

Учреждение образования
«БЕЛОРУССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

В. И. Володин, Т. Б. Карлович

**ПРИМЕРЫ ТЕПЛОВОГО РАСЧЕТА
КОНВЕКТИВНЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ
НАГРЕВА ПАРОВОГО КОТЛА
И КОНДЕНСАТОРА
ПАРОТУРБИННОЙ УСТАНОВКИ**

*Рекомендовано
учебно-методическим объединением по образованию
в области энергетики и энергетического оборудования
в качестве учебно-методического пособия
для студентов учреждений высшего образования
по специальности 1-43 01 06 «Энергоэффективные технологии
и энергетический менеджмент»*

Минск 2023

УДК 620.9:662.92(075.8)
ББК 31.3я73
В68

Рецензенты:
кафедра «Тепловые электрические станции»
Белорусского национального технического университета
(заведующий кафедрой доктор технических наук,
профессор *Н. Б. Карницкий*);
главный научный сотрудник Института тепло- и массообмена
имени А. В. Лыкова НАН Беларуси
доктор технических наук *Ю. С. Теплицкий*

Володин, В. И.

В68 Примеры теплового расчета конвективных поверхностей нагрева парового котла и конденсатора паротурбинной установки : учеб.-метод. пособие для студентов специальности 1-43 01 06 «Энергоэффективные технологии и энергетический менеджмент» / В. И. Володин, Т. Б. Карлович. – Минск : БГТУ, 2023. – 74 с.

ISBN 978-985-897-079-6.

Учебно-методическое пособие является дополнительным руководством по курсовому проектированию для выполнения тепловых расчетов поверхностей нагрева парового котла и конденсатора паротурбинной установки. В издании приводятся примеры с пояснениями последовательности теплового расчета конвективного пароперегревателя, гладкотрубного и ребристого экономайзера, воздухоподогревателя и конденсатора. Пособие также может быть использовано при изучении дисциплин «Моделирование и оптимизация энергетических процессов и устройств» и «Проектирование теплообменных аппаратов».

УДК 620.9:662.92(075.8)
ББК 31.3я73

ISBN 978-985-897-079-6

© УО «Белорусский государственный
технологический университет», 2023
© Володин В. И., Карлович Т. Б., 2023



ПРЕДИСЛОВИЕ

Теплообменные аппараты находят применение во всех сферах деятельности человека, связанной с получением, транспортировкой, преобразованием и потреблением теплоты. Они предназначены для передачи теплоты от более нагретой жидкой или газовой среды (горячего теплоносителя) к менее нагретой среде (холодному теплоносителю). Передача теплоты в теплообменниках может осуществляться одним из трех способов. По способу теплопередачи они делятся на рекуперативные, регенеративные и смешительные.

В рекуперативных аппаратах теплообмен осуществляется между горячим и холодным теплоносителями через разделяющую их поверхность.

В регенеративных аппаратах теплота передается с помощью промежуточного теплоаккумулирующего устройства в виде пористой насадки, которая периодически нагревается, отбирая теплоту от горячего теплоносителя, и охлаждается, отдавая теплоту холодному теплоносителю.

В смешительных теплообменниках теплота от горячего к холодному теплоносителю передается при их непосредственном контакте.

В энергетике, технологических процессах, на транспорте широкое распространение получили рекуперативные теплообменные аппараты. В зависимости от взаимодействия с окружающей средой их можно разделить на аппараты открытого и закрытого типа.

В аппаратах первого типа один из теплоносителей не связан с контуром циркуляции и имеет свободный вход и выход. К таким устройствам относятся отопительные приборы (радиаторы, конвекторы), воздушные охладительные и нагревательные устройства (сухие градирни и калориферы, конденсаторы и испарители), поверхности нагрева котлов (парогенераторы, пароперегреватели, экономайзеры и воздухоподогреватели).

Теплообменники закрытого типа включены в состав контуров циркуляции горячего и холодного теплоносителей. Они отделены от окружающей среды поверхностью (корпусом, кожухом).

Примерами таких аппаратов являются регенеративные подогреватели энергоустановок, водоохлаждаемые конденсаторы паротурбинных установок, водоподогреватели систем теплоснабжения.

Учебно-методическое пособие является дополнительным руководством по курсовому проектированию для выполнения тепловых расчетов поверхностей нагрева парового котла и конденсатора паротурбинной установки (ПТУ). В данном пособии рассматриваются приближенные методы расчета поверхностей нагрева котлов, в которых теплота от продуктов сгорания преимущественно передается конвекцией нагреваемой среде. К поверхностям нагрева относятся конвективный пароперегреватель, экономайзер и рекуперативный воздухоподогреватель. Также приводится пример расчета конденсатора паротурбинной установки. Примерам предшествует рассмотрение метода расчета теплообменных устройств с определением их основных параметров, особенностей и требований к их компоновке.

Примеры сопровождаются подробными расчетами с пояснениями. Используемая методика расчета базируется на общем подходе, описанном в ранее изданном учебно-методическом пособии [1].

Данное учебно-методическое пособие может быть использовано при изучении смежных дисциплин «Моделирование и оптимизация энергетических процессов и устройств» и «Проектирование теплообменных аппаратов».

1

ОСОБЕННОСТИ ТЕПЛОВОГО РАСЧЕТА КОНВЕКТИВНЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ НАГРЕВА ПАРОВОГО КОТЛА И КОНДЕНСАТОРА ПАРОТУРБИННОЙ УСТАНОВКИ

1.1. Методика теплового расчета

В качестве поверхности теплообмена пароперегревателя, экономайзера, воздухоподогревателя и конденсатора ПТУ берутся круглые трубы (рис. 1.1). Поток теплоносителя 1 проходит внутри труб, а теплоносителя 2 омывает поперечно пучок труб снаружи. В соответствии с заданием на проектирование трубы выбираются гладкие или ребристые со спиральными круглыми ребрами. Причем при поперечном течении потока пучки могут иметь коридорную или шахматную компоновку. Набегающая фронтальная скорость потока второго теплоносителя $w_{2н}$ связана со скоростью в сжатом сечении пучка труб w_2 через коэффициент сужения c_f : $w_{2н} = w_2 c_f$.

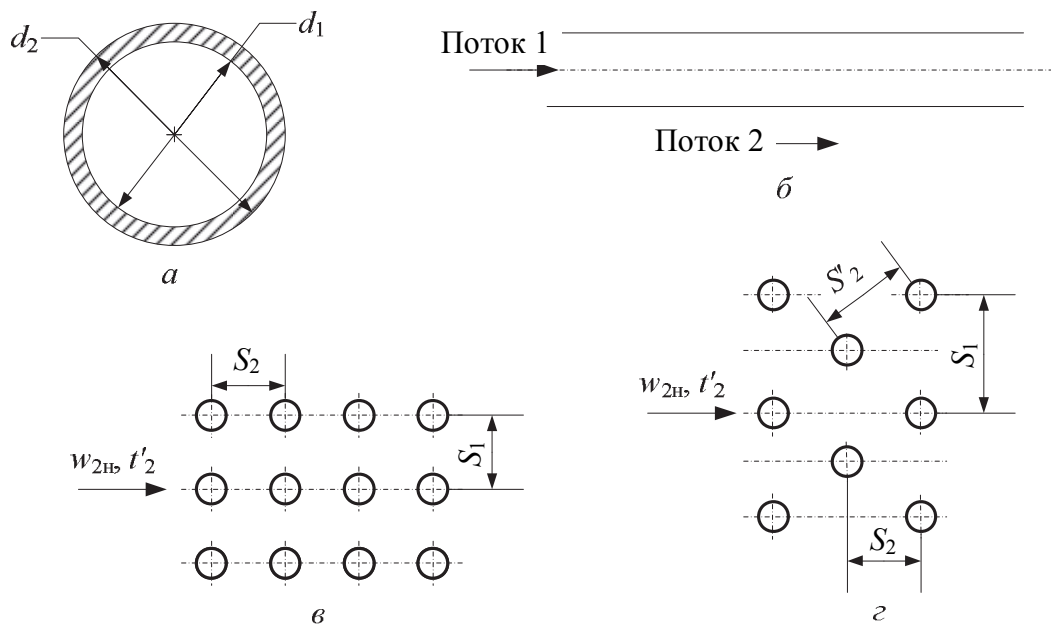


Рис. 1.1. Компоновка поверхностей теплообмена из гладких труб (а) при продольном (б) и поперечном обтекании коридорного (в) и шахматного (г) пучков труб

Выполнение курсового проекта, включающего тепловой расчет конвективных поверхностей нагрева парового котла и конден-

сатора паротурбинной установки, проводится в соответствии с общим методом, изложенным в работе [1], в следующей последовательности:

1) расчету поверхностей нагрева паровых котлов: пароперегревателя, экономайзера и воздухоподогревателя – должен предшествовать этап нахождения объема уходящих дымовых газов и расхода топлива, которые являются исходными данными для расчетов поверхностей нагрева. Последовательность выполнения курсового проекта следующая: находятся параметры эффективности процесса горения, затем рассчитываются поверхности нагрева и параметры цикла паротурбинной установки;

2) расчету конденсатора должно предшествовать определение параметров цикла, по результатам которого находится изменение энтальпии конденсирующегося пара. Последовательность расчетов следующая: находятся параметры эффективности процесса горения, затем определяются параметры цикла паротурбинной установки и конденсатора.

В общем случае конструкторский расчет аппаратов базируется на стандартном подходе, включающем решение уравнений теплопередачи и теплового баланса совместно с замыкающими соотношениями для определения коэффициентов теплоотдачи.

Основные расчетные уравнения рекуперативных теплообменных аппаратов, к которым относятся пароперегреватель, экономайзер, воздухоподогреватель и конденсатор ПТУ, следующие:

– уравнение теплопередачи:

$$Q = k \bar{\Delta} t F_2; \quad (1.1)$$

– уравнение теплового баланса нагреваемого теплоносителя (перегретый водяной пар, вода, воздух):

$$Q = G_1 c_p (t_1'' - t_1') = G_1 (h_1'' - h_1'); \quad (1.2)$$

– уравнение теплового баланса охлаждаемого теплоносителя (газообразные продукты сгорания топлива, конденсирующийся водяной пар):

$$Q = V_r c'_p (t_2' - t_2'') = G_2 (H_r'' - H_r'); \quad (1.3)$$

где Q – тепловой поток, кВт; k – коэффициент теплопередачи, кВт/(м²·К); $\bar{\Delta} t$ – температурный напор, °С; F_2 – поверхность теплопередачи – гладкая наружная поверхность труб, м²; G и V – мас-

совый расход теплоносителя и объемный (при нормальных условиях) расход продуктов сгорания, кг/с и м³/с; c_p, c'_p – средние изобарные теплоемкости – массовая и объемная, кДж/(кг·К) и кДж/(м³·К); t', t'' – температуры теплоносителя соответственно на входе в теплообменник и на выходе из него, °С; h', h'' – энтальпии нагреваемой среды соответственно на входе в теплообменник и на выходе из него, кДж/кг (кДж/м³); H' и H'' – энтальпии продуктов сгорания на входе и выходе поверхности нагрева, кДж/кг (кДж/м³). Индексы: 1 – относится к потоку теплоносителя внутри труб; 2 – относится к потоку теплоносителя снаружи труб; г – относится к газообразным продуктам сгорания.

Искомыми параметрами являются размеры поверхности теплообмена (аппарата). Данная методика универсальна и может быть использована как для расчета поверхностей нагрева котлов, так и для теплообменных систем химических производств, теплоснабжения зданий, транспортных установок и в других областях техники.

Расчет каждого из рассмотренных теплообменных устройств имеет свои особенности. Для приобретения необходимых навыков в последующих разделах приводятся примеры с вычислениями. Результаты расчета с подробными выкладками следует оформлять в виде таблицы или в свободном формате по выбору. Результатам расчета обязательно должна предшествовать таблица с исходными данными, а завершаться он должен разработкой чертежа поверхности нагрева котла или конденсатора с учетом полученных конструктивных параметров в масштабе на листе формата А2.

Коэффициент теплопередачи для рекуперативных теплообменных аппаратов k (Вт/(м²·К)), отнесенный к гладкой наружной поверхности цилиндрической трубы:

$$k = \left(\frac{1}{\alpha_1} \frac{d_2}{d_1} + R_{31} + \frac{d_2}{2\lambda_w} \ln \frac{d_2}{d_1} + R_{32} + \frac{1}{\alpha_2} \right)^{-1}, \quad (1.4)$$

где α_1, α_2 – коэффициенты теплоотдачи, Вт/(м²·К); d_1 и d_2 – диаметры трубы, м; R_{31}, R_{32} – термические сопротивления загрязняющих отложений, м²·К/Вт; λ_w – теплопроводность материала стенки трубы, Вт/(м·К). Индексы: 1 – относится к внутренней поверхности трубы; 2 – относится к наружной поверхности трубы.

На основе заданных исходных данных температур потоков и расхода по уравнениям теплового баланса (1.2)–(1.3) рассчитывается тепловой поток анализируемого аппарата.

Затем с учетом конструктивных особенностей и свойств потоков дымовых газов и теплоносителей находятся коэффициенты теплоотдачи по соответствующим формулам пунктов 1.2.1–1.2.4 данного раздела.

Коэффициент теплопередачи рассчитывается по формуле (1.4).

1.2. Коэффициенты теплоотдачи

1.2.1. Коэффициенты теплоотдачи при течении жидкости и газа в каналах. Коэффициенты теплоотдачи, средние по поверхности теплообмена при течении в длинных прямых гладких трубах, рассчитываются с использованием известных уравнений подобия [2–4]:

– для ламинарного режима течения потока ($Re \leq 2300$):

$$Nu = 3,65 + \frac{0,19(Pe d_1 / L)^{0,8}}{1 + 0,117(Pe d_1 / L)^{0,467}}; \quad (1.5)$$

– для переходного режима течения потока ($2300 \leq Re \leq 10\,000$):

$$Nu = 0,116(Re^{2/3} - 125)Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14} \left[1 + \left(\frac{d_1}{L} \right)^{2/3} \right]; \quad (1.6)$$

– для развитого турбулентного режима потока ($Re \geq 10\,000$):

$$Nu = \frac{0,023Re^{0,8}Pr}{1 + 2,14Re^{-0,1}(Pr^{0,7} - 1)}, \quad (1.7)$$

где $Nu = \alpha_1 l / \lambda$ – число Нуссельта; $l = d_1$ – характерный размер при течении потока внутри круглых труб, м; $Pe = RePr$ – число Пекле; $Re = w_1 l / \nu$ – число Рейнольдса; w_1 – скорость потока в трубе, м/с; ν – кинематическая вязкость, m^2/c ; $Pr = \mu c_p / \lambda$ – число Прандтля; $\mu = \nu \rho$ – динамическая вязкость, Па·с; ρ – плотность, kg/m^3 ; L – длина трубы. Индекс: w – стенка.

По найденному значению числа Nu рассчитывается коэффициент теплоотдачи:

$$\alpha = \text{Nu} \frac{\lambda}{l}$$

В общем случае для других сечений каналов, отличающихся от круглого, и при продольном наружном обтекании пучков труб в качестве характерного размера берется эквивалентный диаметр:

$$d_3 = \frac{4f}{\Pi}, \quad (1.8)$$

где f – площадь сечения канала для потока теплоносителя, м^2 ; Π – смачиваемый периметр, м .

1.2.2. Коэффициенты теплоотдачи при поперечном обтекании газом пучка гладких труб. Среднее число Нуссельта при поперечном и косом обтекании пучков труб рабочим веществом ($\text{Pr} \geq 0,5$) рассчитывается по формуле [4]

$$\text{Nu} = C_\beta C_z \text{Nu}_0, \quad (1.9)$$

где $\text{Nu} = \alpha_2 d_2 / \lambda$ – число Нуссельта; C_β – поправочный коэффициент, учитывающий угол набегания потока, образованный линией, параллельной потоку, и осью трубы (принимается $C_\beta = 1$); C_z – коэффициент, учитывающий число рядов труб в пучке по глубине ($C_z = 1$ при $z > 16$).

Число Nu_0 для глубинного ряда z в пучке труб, входящее в выражение (1.9), определяется по формуле [4]

$$\text{Nu}_0 = C \text{Re}^n \text{Pr}^{0,36}, \quad (1.10)$$

где $\text{Re} = w_2 d_2 / \nu$ – число Рейнольдса; w_2 – скорость потока в живом сечении, м/с ; $\text{Pr} = \mu c_p / \lambda$ – число Прандтля.

Значения параметров C и n для шахматных и коридорных пучков труб даны в таблице. За характерный размер принимается наружный диаметр трубы d_2 .

Значения параметров C и n

Шахматные пучки			Коридорные пучки		
Re	C	n	Re	C	n
$1,6 \leq \text{Re} \leq 40$	1,04	0,4	$1,6 \leq \text{Re} \leq 10^2$	0,9	0,4
$40 < \text{Re} < 10^3$	0,71	0,5	$10^2 < \text{Re} < 10^3$	0,52	0,5
$10^3 < \text{Re} < 2 \cdot 10^5$	0,36	0,6	$10^3 < \text{Re} < 2 \cdot 10^5$	0,26	0,63
$\text{Re} > 2 \cdot 10^5$	0,021	0,84	$\text{Re} > 2 \cdot 10^5$	0,02	0,84

Значения поправочного коэффициента C_z в формуле (1.9) рассчитываются по зависимостям:

– поправка на рядность шахматного пучка ($z \leq 16$):

$$C_z = 0,98663 - 0,36513 \exp[-(z - 0,92228) / 2,24791]; \quad (1.11)$$

– поправка на рядность коридорного пучка ($z \leq 16$):

$$C_z = 0,99233 - 0,28543 \exp[-(z - 0,92228) / 2,84146]. \quad (1.12)$$

При расчете теплоотдачи в качестве определяющей температуры берется средняя температура потока рабочей среды в пучке. Теплоотдача не зависит от расположения труб в пучке при оптимальном относительном продольном $\sigma_1 = S_1 / d_2$ и поперечном $\sigma_2 = S_2 / d_2$ шагах для шахматной компоновки при $\sigma_1 / \sigma_2 = 0,3-0,6$ и для коридорной при $2 < \sigma_2 < 6$.

1.2.3. Коэффициенты теплоотдачи при поперечном обтекании газом пучка труб с поперечными круглыми ребрами. Типичная поверхность теплообмена дана на рис. 1.2. Эффективность ребристых поверхностей характеризуется вспомогательными параметрами: коэффициентом оребрения, отношением поверхности ребер ко всей оребренной поверхности, коэффициентом сужения. В нашем случае для круглых ребер коэффициент оребрения:

$$\varphi = 1 + \frac{2h(d_2 + h + \delta)}{d_2 t}, \quad (1.13)$$

где h – высота ребра, м; δ – толщина ребра, м; t – шаг ребер, м.

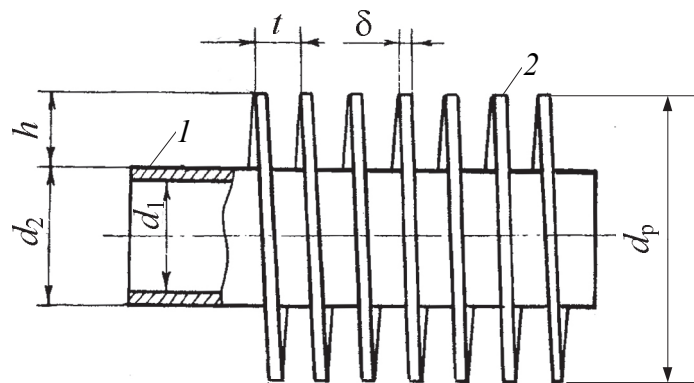


Рис. 1.2. Труба с приварными спирально-ленточными ребрами:
1 – несущая стальная труба; 2 – спиральное приварное ребро

Отношение поверхности ребер ко всей ребристой поверхности:

$$\psi = \frac{F_p}{F_n} = \frac{2h(d_2 + h + \delta) + d_2\delta}{2h(d_2 + h + \delta) + d_2t}, \quad (1.14)$$

где F_p – поверхность ребер, m^2 ; F_n – полная поверхность оребренной трубы, m^2 .

Коэффициент сужения (живого сечения):

$$c_f = 1 - \frac{d_2 + 2h(\delta/t)}{S_1}, \quad (1.15)$$

где S_1 – поперечный шаг труб в пучке (см. рис. 1.1).

Характерный размер определяется по формуле

$$l = (1 - \psi)d_2 + \psi\sqrt{\frac{\pi}{4}(d_p^2 - d_2^2)}, \quad (1.16)$$

где d_p – диаметр ребер, м.

Среднее число Нуссельта при поперечном обтекании пучков труб рабочим веществом рассчитывается по формулам [5]:

– для шахматных пучков:

$$Nu_l = 0,36c_z \left(\frac{S_1 - d_2}{S_2' - d_2} \right)^{0,1} \varphi^{-0,5} Re_l^n Pr^{0,33}, \quad (1.17)$$

– для коридорных пучков:

$$Nu_l = 0,2c_z c_s \varphi^{-0,7} Re_l^n Pr^{0,33}, \quad (1.18)$$

где $Re = w_{2H}l / \nu c_f$ – число Рейнольдса при набегающей на пучок труб скорости потока w_{2H} в узком сечении; $n = 0,6\varphi^{0,07}$.

Поправочный коэффициент на количество поперечных рядов в шахматном пучке:

$$c_z = 0,6905 + 0,12002z - 0,01142z^2 \quad \text{при } z < 4;$$

$$c_z = 1 \quad \text{при } z \geq 4.$$

Поправочный коэффициент на количество поперечных рядов и коэффициент формы в коридорном пучке:

$$c_z = 1,499 - 0,31736z + 0,07021z^2 - 0,00553z^3 \quad \text{при } z < 4;$$

$$c_z = 1 \quad \text{при } z \geq 4.$$

$$\begin{aligned}
c_s &= -7,026 + 19,582\sigma_2 - 18,556\sigma_2^2 + \\
&+ 7,887\sigma_2^3 - 1,251\sigma_2^4 && \text{при } \sigma_2 = S_2 / d_2 < 2; \\
c_s &= 1 && \text{при } \sigma_2 = S_2 / d_2 \geq 2.
\end{aligned}$$

Конвективный коэффициент теплоотдачи $\alpha_{2к}$, определяемый для ребристых труб из уравнений подобия (1.17)–(1.18), относится ко всей оребренной поверхности. Приведенный коэффициент теплоотдачи к гладкой наружной поверхности трубы определяется по формуле

$$\alpha_2 = \alpha_{2к} [1 - \psi(1 - E)] \varphi, \quad (1.19)$$

где $E = \frac{\text{th}(\beta h)}{\beta h} \left\{ 1 - 0,372 \left[1 - \frac{1}{\text{ch}(\beta h)} \right] \ln \frac{d_p}{d_2} \right\}$ – тепловая эффективность ребра; $\beta = \sqrt{2\alpha_{2к} / (\lambda_p \delta)}$.

1.2.4. Теплоотдача при пленочной конденсации. Принимаем, что конденсируется медленно движущийся (неподвижный) водяной пар. Внутреннее пространство корпуса конденсатора равномерно заполнено трубным пучком.

Для неметаллических жидкостей при конденсации на одиночных горизонтальных трубах чистого медленно движущегося пара средний коэффициент теплоотдачи (Вт/(м²·К)) определяется по формуле [6]

$$\alpha'_2 = 0,725 \left[\frac{\lambda^3 g (\rho - \rho_{п}) \Delta h}{\nu \Delta t d_2} \right]^{1/4} \varepsilon_t, \quad (1.20)$$

где λ , ρ , ν – теплопроводность, плотность и кинематическая вязкость жидкой пленки при t_s ; g – ускорение свободного падения; $\rho_{п}$ – плотность насыщенного пара; Δh – разность энтальпий пара на входе и выходе из конденсатора, определяется при анализе цикла ПТУ (см. раздел 6); $\Delta t = t_s - t_w$; t_s – температура насыщения; t_w – температура стенки; $\varepsilon_t = [(\lambda_w / \lambda)^3 (\mu / \mu_w)]^{1/8}$ – поправка на переменность физических свойств конденсата.

Когда конденсация происходит на внешней поверхности пучка труб, то конденсат, образующийся на верхних трубах, стекает на трубы, расположенные ниже. Толщина жидкой пленки растет (рис. 1.3), вследствие этого коэффициенты теплоотдачи уменьшаются [7].

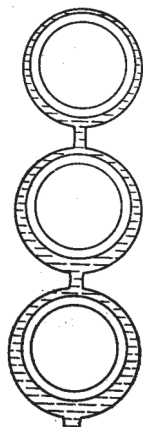


Рис. 1.3. Конденсация на вертикальном ряде горизонтально расположенных труб

Зависимость поправочного коэффициента, учитывающего это явление, имеет следующий вид [7]:

$$C_{\alpha} = \frac{5}{6} a^{-1/6}, \quad (1.21)$$

где a – число рядов труб по вертикали.

Коэффициент теплоотдачи при конденсации пара с учетом натекания конденсата на нижние ряды труб равен

$$\alpha_2 = C_{\alpha} \alpha'_2. \quad (1.22)$$

1.3. Параметры теплообменных аппаратов

1.3.1. Расчет температурного напора. Среднелогарифмический температурный напор вычисляем по формуле

$$\bar{\Delta t} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{\text{м}}}}, \quad (1.23)$$

где Δt_{δ} , $\Delta t_{\text{м}}$ – максимальный и минимальный температурные напоры теплоносителей на входе и выходе теплообменника, зависящие от схемы течения потоков в теплообменных устройствах и соотношения водяных эквивалентов $W = c_p G$ (рис. 1.4).

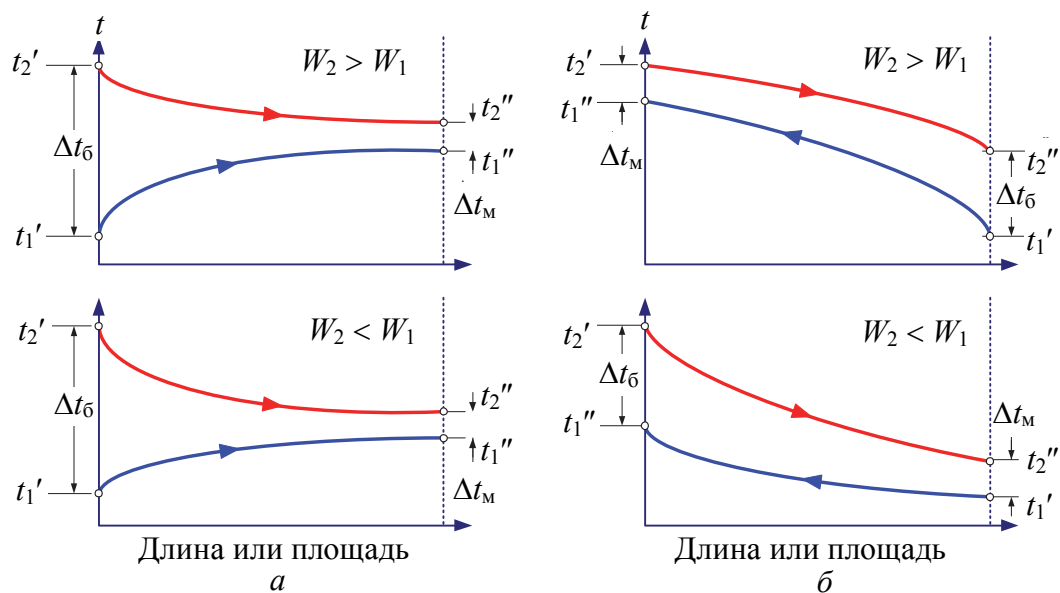


Рис. 1.4. Распределение температур в теплообменнике труба в трубе при прямотоке (а) и противотоке (б)

В конденсаторе конденсируется чистый водяной пар при температуре насыщения $t_s = \text{const}$, поэтому

$$\bar{\Delta t} = \frac{(t''_{\text{ж}} - t'_{\text{ж}})}{\ln \frac{t_s - t'_{\text{ж}}}{t_s - t''_{\text{ж}}}}. \quad (1.24)$$

Поперечная схема движения теплоносителей, присущая пароперегревателю, экономайзеру, воздухоподогревателю, требует введения поправки $\epsilon_{\Delta t}$ на перекрестный ток, которая определяется по графикам приложения А. Тогда

$$\bar{\Delta t}' = \bar{\Delta t} \epsilon_{\Delta t}. \quad (1.25)$$

При расчете температурного напора любого аппарата следует обращать внимание на температурные напоры на входе и выходе устройств и на значение выходной температуры нагреваемого теплоносителя.

Если температурные напоры на входе и выходе аппарата равны ($\Delta t_6 = \Delta t_M$), то вместо среднелогарифмического температурного напора аппарата берется среднеарифметический. Для этого вначале рассчитываются средние температуры теплоносителей:

$$\bar{t}_1 = \frac{t'_1 + t''_1}{2}; \quad \bar{t}_2 = \frac{t'_2 + t''_2}{2}, \quad (1.26)$$

где t'_1, t''_1 – температуры нагреваемого теплоносителя на входе и выходе аппарата; t'_2, t''_2 – температуры греющего теплоносителя на входе и выходе аппарата.

Затем определяется среднеарифметический температурный напор как разность средних температур горячего и холодного теплоносителей:

$$\Delta t = \bar{t}_2 - \bar{t}_1. \quad (1.27)$$

В реальных аппаратах с противоточно-перекрестной схемой течения теплоносителей соблюдается следующее условие – температура горячего теплоносителя на выходе всегда больше температуры нагреваемого теплоносителя на входе. На начальной стадии поисковых конструкторских расчетов при определении расчетной температуры, с учетом предварительно заданных исходных параметров, это условие может нарушаться. В этом случае в принятой методике проводится корректировка температуры греющего теплоносителя на выходе, которая принимается равной $t''_2 = t'_1 + 50$, а температура дымовых газов на входе t'_2 рассчитывается из уравнения теплового баланса (1.3). Действительные температуры теплоносителей при конструировании поверхностей нагрева должны согласовываться с изменением параметров дымовых газов при их течении по тракту газохода котла.

1.3.2. Расчет поверхности теплообмена и числа труб. Из уравнения теплопередачи (1.4) рассчитываем поверхность теплообмена:

$$F_2 = \frac{Q}{k\Delta t'}. \quad (1.28)$$

На основании уравнения конвективного теплообмена вычисляем следующее приближение средней температуры наружной стенки:

$$t_{w,i+1} = \bar{t} - \frac{q}{\alpha_2}, \quad (1.29)$$

где \bar{t} – средняя температура потока дымового газа или температура конденсации; $q = Q / F_2$ – плотность теплового потока.

Полученное значение сравнивается с предыдущим приближением $t_{w,i}$. Если разность температур удовлетворяет условию

$|t_{w,i+1} - t_{w,i}| \leq 0,5^\circ\text{C}$, то расчет заканчивается, иначе расчет искомой поверхности теплообмена продолжается с учетом относящихся к ней зависимостей из набора (1.4)–(1.29) теплообмена и повторяется до тех пор, пока не будет достигнута заданная точность в определении температуры стенки.

Число труб в одном ходе пучка пароперегревателя, экономайзера и воздухоподогревателя:

$$n = \frac{4G_1}{\pi d_1^2 w_1 \rho}. \quad (1.30)$$

Длина одной трубы:

$$L = \frac{F_2}{\pi d_2 n n_x}, \quad (1.31)$$

где n_x – число ходов по нагреваемому теплоносителю, которое уточняется с учетом габаритных требований, предъявляемых к трубному пучку.

Приближенное общее число труб в конденсаторе:

$$n_{\text{тр}} = \frac{4G_1 z}{\rho w_1 \pi d_1^2}, \quad (1.32)$$

где G_1 – расход охлаждающей воды внутри труб, определяется из уравнения теплового баланса; z – число ходов со стороны воды; ρ – плотность воды; w_1 – скорость воды ($w_{\text{ж}}$) в трубах; d_1 – внутренний диаметр труб.

1.4. Компоновка поверхностей нагрева парового котла и конденсатора

После определения площади поверхности теплообмена F необходимо ее скомпоновать с учетом общего количества n и размеров труб, шагов их размещения в пучке. При этом массовые расходы теплоносителей должны соответствовать уравнениям теплового баланса при заданных скоростях потоков. Компоновка позволяет нам определить объем V , занимаемый поверхностью нагрева, который равен произведению площади фронтального сечения для набегающего потока и глубины аппарата вдоль по потоку. Ниже рассмотрим особенности определения компоновки

отдельно для пароперегревателя, экономайзера, воздухоподогревателя и конденсатора. Во всех случаях схема течения рабочих сред – перекрестный ток с противотоком.

1.4.1. Компоновка пароперегревателя. Компоновочная схема пароперегревателя дана на рис. 1.5. Пароперегреватель собирается из плоских односторонних змеевиков, соединенных параллельно и расположенных в горизонтальном газоходе в коридорном порядке вдоль по потоку продуктов сгорания.

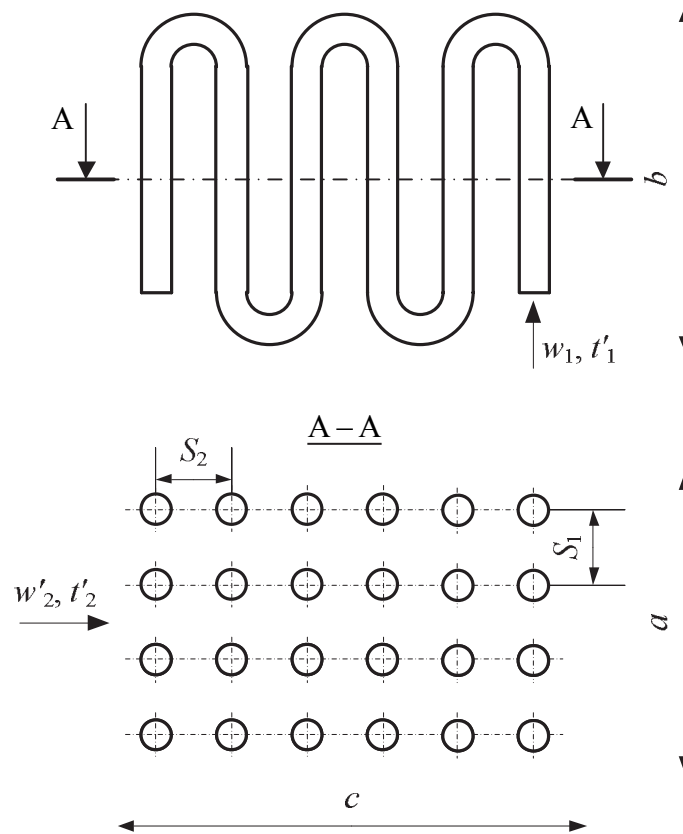


Рис. 1.5. Компоновка пароперегревателя

Фронтальное сечение F_{ϕ} для набегающего потока:

$$F_{\phi} = ab, \tag{1.33}$$

где a – ширина фронта; b – высота фронта.

Ширина фронта:

$$a = nS_1, \tag{1.34}$$

где n – число змеевиков (труб); S_1 – поперечный шаг.

Высота фронта должна соответствовать массовому расходу G_2 продуктов сгорания и набегающей скорости потока газа w'_2 :

$$b = \frac{G_2}{a\rho_2 w'_2} = \frac{G_2}{a\rho_2} \left(\frac{S_1}{w_2(S_1 - d_2)} \right), \quad (1.35)$$

где G_2 – расход продуктов сгорания; ρ_2 – плотность продуктов сгорания; w_2 – скорость продуктов сгорания в сжатом (узком) сечении; d_2 – наружный диаметр труб змеевика.

Примем, что высота фронта приближенно равна длине змеевика в пределах одного изгиба:

$$l \cong b. \quad (1.36)$$

Тогда число «прямых» участков равно

$$n_l = \frac{L}{l}, \quad (1.37)$$

где L – полная длина трубы змеевика.

Глубина пароперегревателя вдоль по потоку:

$$c = n_l S_2, \quad (1.38)$$

где S_2 – продольный шаг.

Объем, занимаемый поверхностью теплообмена пароперегревателя:

$$V = abc. \quad (1.39)$$

1.4.2. Компоновка экономайзера. Компоновочная схема экономайзера дана на рис. 1.6. Экономайзер собирается из плоских однониточных змеевиков, соединенных параллельно и расположенных в вертикальном газоходе в шахматном порядке вдоль по потоку продуктов сгорания.

Фронтальное сечение F_ϕ для набегающего потока:

$$F_\phi = ab, \quad (1.40)$$

где a – ширина фронта; b – высота фронта.

Ширина фронта:

$$a = \frac{n}{2} S_1, \quad (1.41)$$

где n – число змеевиков (труб); S_1 – поперечный шаг.

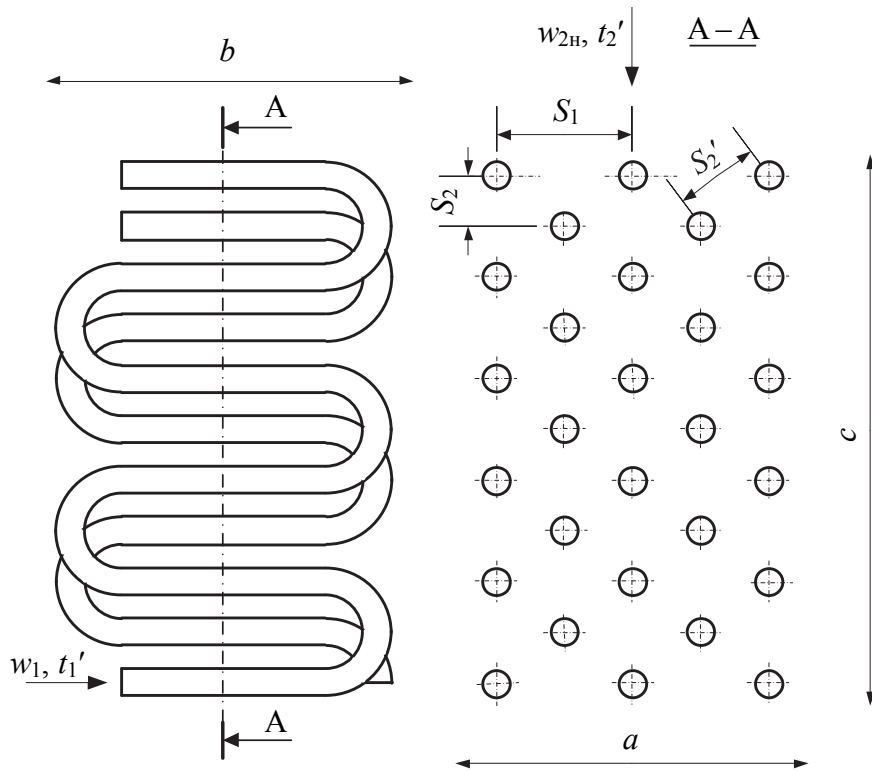


Рис. 1.6. Компоновка экономайзера

Высота фронта должна соответствовать массовому расходу G_2 продуктов сгорания и набегающей скорости потока газа w_{2H} , которая связана со скоростью в узком сечении w_2 через коэффициент сужения, для гладкотрубного пучка равный

$$c_f = \frac{S_1 - d_2}{S_1}, \quad (1.42)$$

где d_2 – наружный диаметр труб змеевика.

Высота фронта экономайзера:

$$b = \frac{G_2}{a\rho_2 w_{2H}} = \frac{G_2}{a\rho_2 w_2 c_f}, \quad (1.43)$$

где G_2 – расход продуктов сгорания; ρ_2 – плотность продуктов сгорания; w_{2H} – набегающая скорость потоков газа; w_2 – скорость продуктов сгорания в сжатом (узком) сечении.

Примем, что высота фронта приблизительно равна длине змеевика в пределах одного изгиба:

$$l \cong b. \quad (1.44)$$

Тогда число «прямых» участков равно

$$n_l = \frac{L}{l}, \quad (1.45)$$

где L – полная длина трубы змеевика.

Глубина экономайзера вдоль по потоку:

$$c = 2n_l S_2, \quad (1.46)$$

где S_2 – продольный шаг.

Объем, занимаемый поверхностью теплообмена экономайзера:

$$V = abc. \quad (1.47)$$

1.4.3. Компоновка воздухоподогревателя. Компоновка рекуперативного воздухоподогревателя дана на рис. 1.7 и является модифицированной схемой, описанной в работе [1]. Воздухоподогреватель собирается из труб, соединенных параллельно и расположенных в вертикальном газоходе в шахматном порядке. Он имеет один ход со стороны уходящих газов с потоком внутри труб. Число ходов со стороны наружного потока воздуха зависит от режимных параметров.

Расход воздуха через воздухоподогреватель:

$$G_2 = \frac{Q}{c_{p2}(t_2'' - t_2')}, \quad (1.48)$$

где Q – тепловой поток воздухоподогревателя; c_{p2} – средняя удельная массовая изобарная теплоемкость воздуха; t_2' , t_2'' – температура воздуха соответственно на входе и выходе.

Фронтальное сечение F_ϕ для набегающего потока холодного воздуха со скоростью w_2' :

$$F_\phi = \frac{G_2}{\rho_2 w_2'} = \frac{G_2}{\rho_2} \left(\frac{S_1}{w_2(S_1 - d_2)} \right), \quad (1.49)$$

где ρ_2 – плотность воздуха; w_2 – скорость продуктов сгорания в сжатом (узком) сечении; S_1 – поперечный шаг.

Высота фронта:

$$b = \frac{L}{n_{\text{XB}}}, \quad (1.50)$$

где L – длина труб; $n_{\text{ХВ}}$ – число ходов по воздуху (принимается в 1-м приближении равным 3 и впоследствии может уточняться).

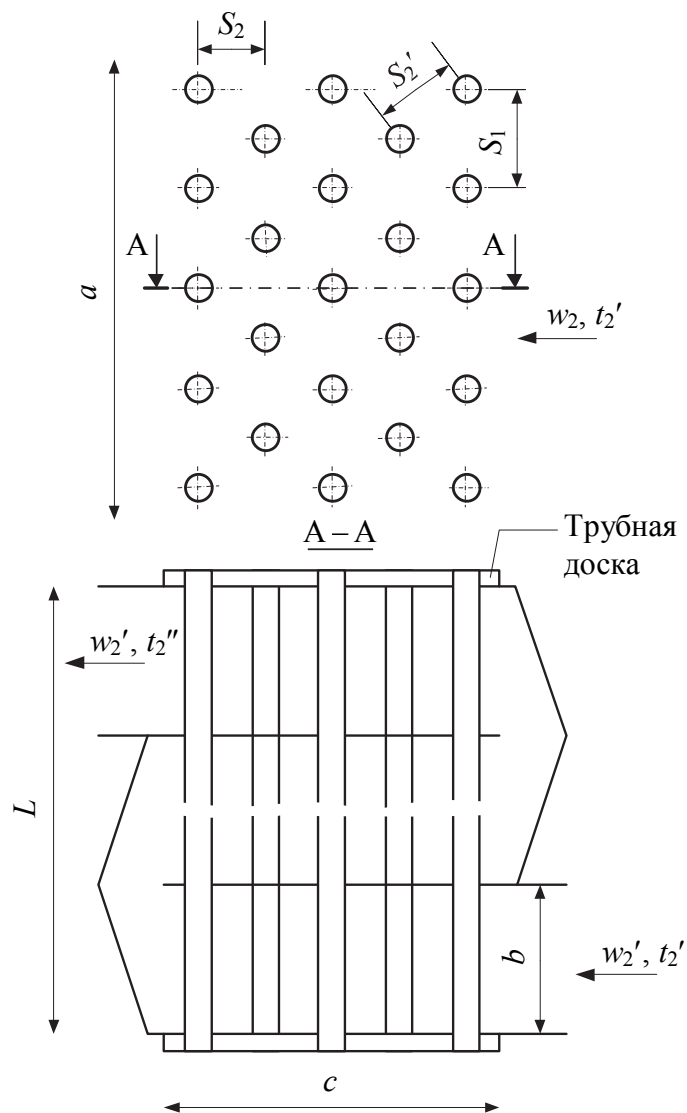


Рис. 1.7. Компоновка воздухоподогревателя

Ширина фронта:

$$a = \frac{F_{\phi}}{b}. \quad (1.51)$$

Число труб в одном ряду по фронту:

$$n_{1\text{В}} = \frac{a}{S_1}. \quad (1.52)$$

Число рядов труб по глубине:

$$z = \frac{n}{n_{1в}}, \quad (1.53)$$

где n – общее число труб.

Глубина воздухоподогревателя вдоль по потоку:

$$c = zS_2, \quad (1.54)$$

где S_2 – продольный шаг.

Объем, занимаемый поверхностью теплообмена воздухоподогревателя:

$$V = aLc. \quad (1.55)$$

1.4.4. Компоновка конденсатора. В конденсаторе принимается, что теплообменные трубы в решетках размещаются в углах равносторонних треугольников с расстоянием между осями $S = (1,25-1,50)d_2$. При развальцовке труб не рекомендуется принимать $S < 1,3d_2$. При размещении по сторонам треугольника трубы в решетке располагаются в виде правильного шестиугольника – гексагональное расположение (рис. 1.8).

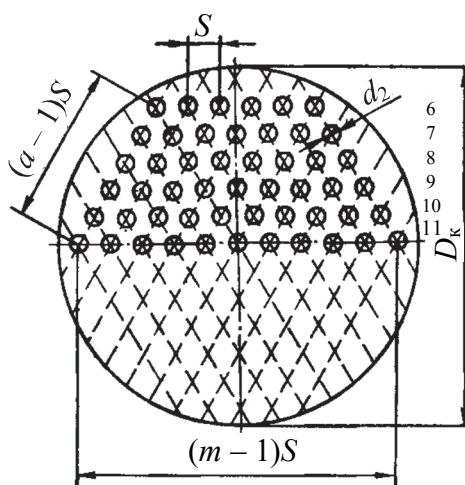


Рис. 1.8. Схема расположения труб в пучке конденсатора по схеме шестиугольника и его размеры

Для этого случая рассмотрим соотношение между числом труб a , размещаемых по стороне внешнего шестиугольника, числом труб m , находящихся на его большей диагонали, и полным числом труб $n_{тр}$, заполняющих шестиугольник трубной решетки.

Если число труб m больше 13, то в пространстве между гранями внешнего шестиугольника и обечайкой можно разместить еще некоторое число труб (до 10–15% от $n_{\text{тр}}$). Такое размещение называют полным заполнением решетки.

Число труб по большой диагонали шестиугольника (рис. 1.8):

$$m = \sqrt{\frac{n_{\text{тр}} - 1}{0,75}} + 1. \quad (1.56)$$

Число труб a (рис. 1.8), размещенных по внешней стороне шестиугольника:

$$a = \frac{m + 1}{2}. \quad (1.57)$$

Внутренний диаметр обечайки (кожуха) конденсатора (рис. 1.9) можно найти из уравнения

$$D_{\text{к}} = mS. \quad (1.58)$$

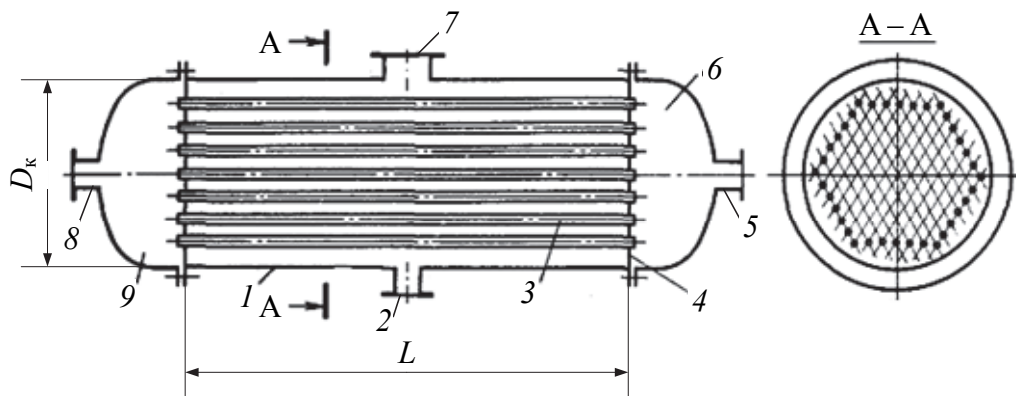


Рис. 1.9. Компоновка конденсатора с одним ходом по воде:

- 1 – кожух; 2 – патрубок выхода конденсата; 3 – трубы;
 4 – трубная доска; 5 – патрубок выхода воды; 6 – сборная камера;
 7 – патрубок входа пара; 8 – патрубок входа охлаждающей воды;
 9 – распределительная камера

В уравнении (1.58) принято, что расстояние между стенкой обечайки и крайними трубами, размещенными по большой диагонали внешнего шестиугольника, равно $0,5S$.

1.4.5. Общие компоновочные решения. Заключительные размеры поверхности теплообмена должны иметь близкие пропорции по всем направлениям, отличающиеся не более чем

в три раза, особенно во фронтальном сечении $a \times b$, куда входит поток дымовых газов со скоростью w_2 , в соответствии с рис. 1.10.

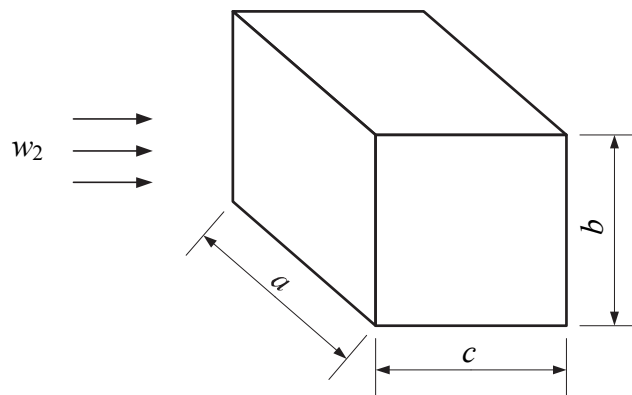


Рис. 1.10. Габаритные размеры теплообменных устройств

В случае существенного отличия габаритных размеров по объему аппарат надо разбивать на последовательно или параллельно включенные секции в зависимости от преобладающего размера ширины фронта a или высоты фронта b . Число секций (ходов) должно быть кратно целому числу: 1, 2, 3 и т. д.

Если ширина фронта во много раз меньше высоты ($a \ll b$), то целесообразно аппарат разбить на секции с горизонтальным расположением и последовательным включением (рис. 1.11).

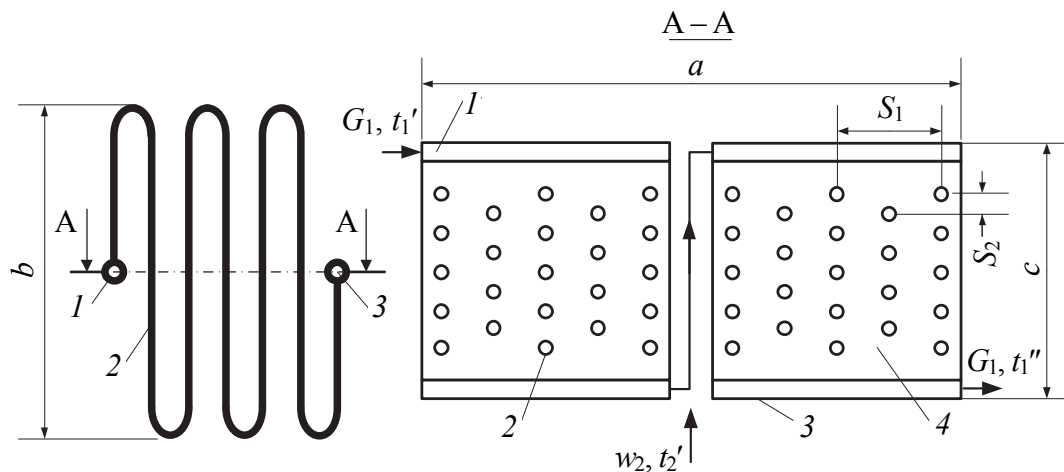


Рис. 1.11. Горизонтальное расположение секций экономайзера с последовательным включением:

- 1 – раздающий коллектор; 2 – змеевик (ребристые трубы змеевика);
- 3 – сборный коллектор; 4 – секция экономайзера

Данный случай рассмотрен в примере теплового расчета поверхности нагрева ребристого экономайзера.

Если ширина фронта во много раз больше высоты ($a \gg b$), то целесообразно аппарат разбить на секции с вертикальным расположением и параллельным включением (рис. 1.12). Данный случай рассмотрен в примерах теплового расчета конвективного пароперегревателя и гладкотрубного экономайзера.

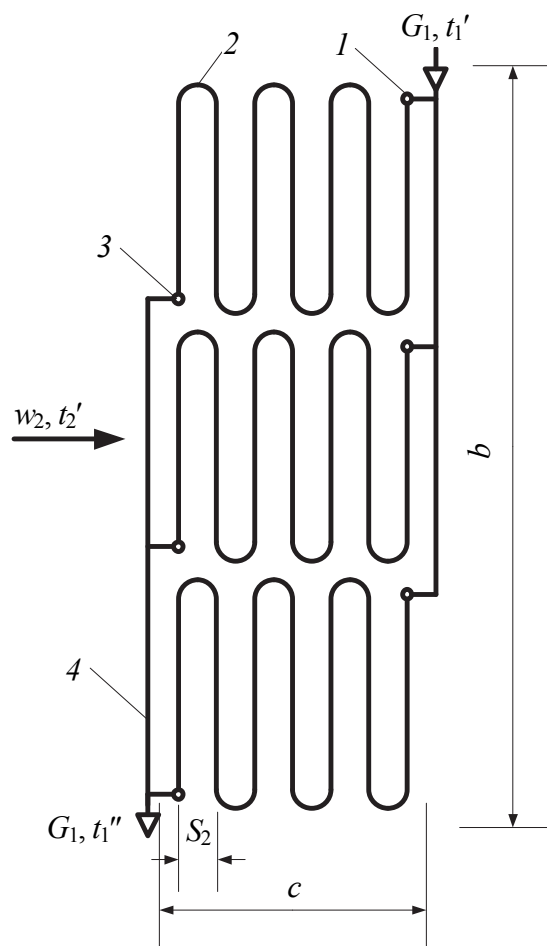


Рис. 1.12. Вертикальное расположение секций с параллельным включением:

1 – раздающий коллектор; 2 – змеевик (трубы змеевика);
3 – сборный коллектор; 4 – трубы обвязки

В конденсаторе отношение длины труб L к диаметру кожуха D_k должно соответствовать диапазону $1 \leq (L / D_k) \leq 3$. При оптимально подобранных геометрических параметрах конденсатора отношение L / D_k должно находиться в пределах 1,5–2,5 [8].

Следует отметить, что каждый из приведенных ниже примеров не содержит все случаи, которые могут встретиться при разработке аппарата с конкретными исходными данными, например при компоновке поверхности теплообмена или расчете температурного напора. Поэтому следует обращать внимание на примеры не только для заданного аппарата, но и для других устройств, где можно найти ответы на возникающие вопросы.

В курсовом проекте компоновочное решение для теплопринимающей поверхности теплообмена парового котла или конденсатора ПТУ выполняется в соответствии с полученными расчетными данными в выбранном масштабе на листе формата А2.

2

ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ КОНВЕКТИВНОГО ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛЯ

Конвективный пароперегреватель котла предназначен для увеличения температуры пара выше температуры насыщения. Нагрев пара осуществляется продуктами горения.

Пароперегреватель располагается в газоходе котла [1]. Его конструкция представляет собой сборку змеевиков, изготовленных из труб, внутри которых движется пар. Концы змеевиков соединены между собой коллекторами. Наружный диаметр и толщина стенки труб выбираются с учетом давления пара. Пар попадает в змеевики через раздающий коллектор и выходит из них через сборные коллекторы (см. рис. 1.11). В процессе работы наружная поверхность змеевиков омывается дымовыми газами, протекающими между трубами. Наибольшее значение температуры пара на выходе достигается у пароперегревателей с противоточным направлением паровой среды.

Исходные данные для расчета конвективного перекрестно-противоточного пароперегревателя с коридорным расположением труб даны в табл. 2.1, а пример расчета – в табл. 2.2.

Таблица 2.1

Исходные данные для расчета конвективного пароперегревателя

Параметр, размерность	Обозначение	Величина
Диаметр труб наружный, мм	d_2	40,0
Диаметр труб внутренний, мм	d_1	30,0
Длина труб ветви змеевика (1-е приближение), м	L_1	20,0
Теплопроводность материала труб, Вт/(м·°С) [6]	λ_w	38,5
Относительный поперечный шаг труб	$\sigma_1 = S_1 / d_2$	2,35
Относительный продольный шаг труб	$\sigma_2 = S_2 / d_2$	2,65
Паропроизводительность котла, кг/с	D	18,2
Давление пара, МПа	$p_{\text{пп}}$	6,5
Температура перегретого пара на выходе, °С	t_1''	410
Средняя скорость движения пара в трубах пароперегревателя, м/с	w_1	16,0
Расход топлива, кг/с	B	3,45
Объем уходящих дымовых газов, м ³ /кг	V_r	8,5
Средняя скорость движения дымовых газов в узком сечении пучка, м/с	w_2	19,5
Температура дымовых газов на входе, °С	t_2'	800
Число параллельных/последовательных ходов	n_p / n_s	1 / 1

Пример расчета поверхности нагрева пароперегревателя

Наименование параметра, источник, размерность	Расчетная формула или параметр	Величина
1. Температура насыщенного пара на входе в пароперегреватель для заданного давления $p_{\text{мп}} = 6,5$ МПа (табл. Б4, приложение Б), °С	$t'_1 = f(p_{\text{мп}})$	281
2. Энтальпия пара на входе при $t_s = t'_1 = 281$ °С (табл. Б4, приложение Б), кДж/кг	h'_1	2779
3. Энтальпия пара на выходе при $p_{\text{мп}} = 6,5$ МПа и $t''_1 = 410$ °С [9], кДж/кг	h''_1	3195
4. Средняя температура пара, °С	$t_1 = \frac{t'_1 + t''_1}{2}$	$\frac{281 + 410}{2} = 345,5$
5. Физические свойства пара при p и t_1 [9]: плотность, кг/м ³ теплоемкость, кДж/(кг·°С) теплопроводность, Вт/(м·°С) кинематическая вязкость, м ² /с динамическая вязкость, Па·с число Прандтля	ρ_1 c_1 λ_1 ν_1 μ_1 Pr_1	26,3 3,00 0,0587 $8,32 \cdot 10^{-7}$ $2,19 \cdot 10^{-5}$ 1,12
6. Тепловой поток, кВт	$Q = D(h''_1 - h'_1)$	$18,2 \cdot (3195 - 2779) = 7571$
7. Массовый расход дымовых газов при нормальных физических условиях [1], кг/с	$G_2 = \rho_r B V_r$	$1,296 \cdot 3,45 \cdot 8,5 = 38,0$

Наименование параметра, источник, размерность	Расчетная формула или параметр	Величина
8. Теплоемкость газа при $t'_2 = 800^\circ\text{C}$ (табл. Б1, приложение Б), кДж/(кг·°C)	$c_{2,i}$	1,264
9. Приближение температуры газа на выходе, °C	$t''_{2,i} = t'_2 - \frac{Q}{G_2 c_{2,i}}$	$800 - \frac{7571}{37,8 \cdot 1,264} = 641,7$
10. Приближение средней температуры газа, °C	$t_{2,i} = \frac{t'_2 + t''_{2,i}}{2}$	$\frac{800 + 641,7}{2} = 720,9$ для $i = 1$
11. Теплоемкость газа при $t_{2,i}$ (табл. Б1, приложение Б), кДж/(кг·°C)	$c_{2,i+1}$	1,2442
12. Методом итераций, повторяя п. 9–11, находим истинное значение t''_2 , пока оно не будет отличаться от предыдущего значения не более чем на 1°C	$c_{2,i}$, кДж/(кг·°C); $t''_{2,i}$, °C	1,2439; 639,1 для $i = 2$ 1,2439; 639,1 для $i = 3$
13. Истинное значение средней температуры газа, °C	$t_2 = \frac{t'_2 + t''_2}{2}$	$\frac{800,0 + 639,1}{2} = 719,55 \approx 720$
14. Физические свойства газа при $t_2 = 720^\circ\text{C}$ (табл. Б1, приложение Б): плотность, кг/м ³ теплоемкость, кДж/(кг·°C) теплопроводность, Вт/(м·°C) кинематическая вязкость, м ² /с динамическая вязкость, Па·с число Прандтля	ρ_2 c_2 λ_2 ν_2 μ_2 Pr_2	0,355 1,244 0,0844 $1,16 \cdot 10^{-4}$ $4,13 \cdot 10^{-5}$ 0,626

Наименование параметра, источник, размерность	Расчетная формула или параметр	Величина
15. Вспомогательные параметры для расчета поправки к температурному напору на перекрестный ток (приложение А)	$P = \frac{t_2'' - t_2'}{t_1' - t_2'}$ $R = \frac{t_1' - t_1''}{t_2'' - t_2'}$	$P = \frac{639,1 - 800}{281 - 800} = 0,31$ $R = \frac{281 - 410}{639,1 - 800} = 0,80$
16. Поправка к температурному напору на перекрестный ток (табл. А1, приложение А)	$\varepsilon_{\Delta t}$	0,99
17. Температурный напор со стороны входа газа, °С	$\Delta t_{\text{в}} = t_2' - t_1''$	$800 - 410 = 390$
18. Температурный напор со стороны выхода газа, °С	$\Delta t_{\text{м}} = t_2'' - t_1'$	$639,1 - 281 = 358,1$
19. Среднелогарифмический температурный напор (см. формулы (1.23), (1.25)), °С	$\bar{\Delta t} = \frac{\Delta t_{\text{в}} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \frac{\Delta t_{\text{в}}}{\Delta t_{\text{м}}}} \cdot \varepsilon_{\Delta t}$	$\frac{390 - 358,1}{\ln \frac{390}{358,1}} \cdot 0,99 = 370,1$
20. Число Прандтля пара	$\text{Pr}_1 = \frac{\mu_1 c_1}{\lambda_1}$	$\frac{2,19 \cdot 10^{-5} \cdot 3000}{0,0587} = 1,12$
21. Число Рейнольдса пара	$\text{Re}_1 = \frac{d_1 w_1}{\nu_1}$	$\frac{0,03 \cdot 16}{8,32 \cdot 10^{-7}} = 576\,920$
22. Режим течения потока пара в трубах турбулентный. Число Нуссельта пара рассчитываем по формуле (1.7)	$\text{Nu}_1 = \frac{0,023 \text{Re}_1^{0,8} \text{Pr}_1}{1 + 2,14 \text{Re}_1^{-0,1} (\text{Pr}_1^{0,7} - 1)}$	$\frac{0,023 \cdot 576\,920^{0,8} \cdot 1,12}{1 + 2,14 \cdot 576\,920^{-0,1} (1,12^{0,7} - 1)} = 1000$

Наименование параметра, источник, размерность	Расчетная формула или параметр	Величина
23. Коэффициент теплоотдачи со стороны пара, Вт/(м ² ·°С)	$\alpha_1 = Nu_1 \frac{\lambda_1}{d_1}$	$1000 \cdot \frac{0,0587}{0,03} = 1957$
24. Число Рейнольдса газа	$Re_2 = \frac{d_2 w_2}{\nu_2}$	$\frac{0,04 \cdot 19,5}{1,16 \cdot 10^{-4}} = 6724$
25. В первом приближении принимаем число рядов труб по ходу потока газа	$z = 20$	–
26. Поправка на число рядов труб по ходу потока газа (см. формулу (1.12))	$C_z = 0,99233 - 0,28543 \exp[-(z - 0,92228) / 2,84146]$ при $z \leq 16$	$C_z = 1$ при $z = 20$
27. Число Нуссельта газа рассчитываем по формулам (1.9), (1.10) с учетом значения числа Рейнольдса	$Nu_2 = C_z C Re_2^n Pr_2^{0,36}$	$1 \cdot 0,26 \cdot 6724^{0,63} \cdot 0,626^{0,36} = 56,6$
28. Коэффициент теплоотдачи со стороны газа, Вт/(м ² ·°С)	$\alpha_2 = Nu_2 \frac{\lambda_2}{d_2}$	$56,6 \cdot \frac{0,0844}{0,04} = 119,4$
29. Коэффициент теплопередачи, отнесенный к наружной поверхности теплообмена (см. формулу (1.4)), Вт/(м ² ·°С)	$k = \left(\frac{1}{\alpha_1} \frac{d_2}{d_1} + \frac{d_2}{2\lambda_w} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2} \right)^{-1}$	$\left(\frac{0,04}{1957 \cdot 0,03} + \frac{0,04}{2 \cdot 38,5} \ln \frac{0,04}{0,03} + \frac{1}{119,4} \right)^{-1} = 108,6$
30. Наружная площадь поверхности нагрева, м ²	$F_2 = \frac{Q}{k \Delta t}$	$\frac{7\,571\,000}{108,6 \cdot 370,1} = 188,4$
31. Плотность теплового потока, отнесенная к внутренней поверхности, Вт/м ²	$q_1 = \frac{Q}{F_2} \frac{d_2}{d_1}$	$\frac{7\,571\,000}{188,4} \cdot \frac{0,04}{0,03} = 53\,580$

Наименование параметра, источник, размерность	Расчетная формула или параметр	Величина
32. Температура внутренней стенки, °C	$t_{w,1} = t_1 + \frac{q_1}{\alpha_1}$	$345,5 + \frac{53\,850}{1957} = 373,0$
33. Число змеевиков (округляем до целого значения)	$n = \frac{4D}{\pi d_1^2 w_1 \rho_1}$	$\frac{4 \cdot 18,2}{\pi \cdot 0,03^2 \cdot 16 \cdot 26,3} = 61$
34. Длина труб ветви змеевиков, м	$L = \frac{F_2}{\pi d_2 n}$	$\frac{188,4}{\pi \cdot 0,04 \cdot 61} = 24,6$
35. Поперечный шаг труб, м	$S_1 = \sigma_1 d_2$	$2,35 \cdot 0,04 = 0,094$
36. Продольный шаг труб, м	$S_2 = \sigma_2 d_2$	$2,65 \cdot 0,04 = 0,106$
37. Число змеевиков в ряду секции по фронту	$n_1 = \frac{nn_s}{n_p}$	$\frac{61 \cdot 1}{1} = 61$
38. Ширина фронта, м	$a = n_1 S_1$	$61 \cdot 0,094 = 5,73$
39. Коэффициент сужения	$c_f = \frac{S_1 - d_2}{S_1}$	$\frac{0,094 - 0,04}{0,094} = 0,574$
40. Высота фронта, м	$b = \frac{G_2}{a \rho_2 w_2 c_f}$	$\frac{38,0}{5,73 \cdot 0,355 \cdot 19,5 \cdot 0,574} = 1,66$
41. Фронтальное сечение аппарата на входе газа, м ²	$F_\Phi = ab$	$5,73 \cdot 1,66 = 9,51$
42. Длина трубы змеевика в пределах одногогиба, м	$l = \frac{bn_s}{n_p}$	$\frac{1,66 \cdot 1}{1} = 1,66$

Наименование параметра, источник, размерность	Расчетная формула или параметр	Величина
43. Число «прямых» участков труб змеевика по ходу газов (округляем до целого значения) равно числу рядов труб z	$n_l = z = \frac{L}{l}$	$\frac{24,6}{1,66} = 15$
44. Так как $z < 17$, необходимо учесть значение поправки C_z при расчете коэффициента теплоотдачи со стороны газа. Методом итераций расчет повторяется для п. 26–43, пока длина труб змеевиков L на предыдущем и текущем шагах не будет отличаться на величину $ L_{j-1} - L_j \leq 0,025$	–	$j = 2$ (результаты после 2-го приближения): $z = 15$ $C_z = 0,98$ $\alpha_2 = 117,2 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$ $k = 106,8 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$ $F_2 = 191,5 \text{ м}^2$ $t_{w1} = 372,4^\circ\text{С}$ $L = 24,98 \text{ м}$ $a = 5,73 \text{ м}$ $b = 1,65 \text{ м}$ $l = 1,65 \text{ м}$ $n_l = 15$ $j = 3$ (результаты после 3-го заключительного приближения): $z = 16$ $C_z = 0,98$ $\alpha_2 = 117,3 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$ $k = 106,9 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$ $F_2 = 191,4 \text{ м}^2$ $t_{w1} = 372,4^\circ\text{С}$

Наименование параметра, источник, размерность	Расчетная формула или параметр	Величина
		$L = 24,97$ м $a = 5,73$ м $b = 1,65$ м $l = 1,65$ м $n_l = 15$
45. Ширина фронта a существенно больше высоты b ($a / b = 3,47$), поэтому пароперегреватель разбиваем на параллельно включенные секции с числом n_p и повторяем расчет в соответствии с п. 37–43	n_p	2
46. Число змеевиков в ряду секции по фронту (целое значение)	$n_1 = \frac{nn_s}{n_p}$	$\frac{61 \cdot 1}{2} = 31$
47. Ширина фронта, м	$a = n_1 S_1$	$31 \cdot 0,094 = 2,91$
48. Коэффициент сужения	$c_f = \frac{S_1 - d_2}{S_1}$	$\frac{0,094 - 0,04}{0,094} = 0,574$
49. Высота фронта, м	$b = \frac{G_2}{\rho_2 w_2 c_f}$	$\frac{37,8}{2,91 \cdot 0,355 \cdot 19,5 \cdot 0,574} = 3,25$
50. Соотношение ширины и высоты фронта имеет допустимое значение. Расчет завершаем	a / b	0,86
51. Фронтальное сечение аппарата на входе газа, м ²	$F_\Phi = ab$	$2,91 \cdot 3,25 = 9,46$

Окончание табл. 2.2

Наименование параметра, источник, размерность	Расчетная формула или параметр	Величина
52. Длина трубы змеевика в пределах одногогиба, м	$l = \frac{bn_c}{n_p}$	$\frac{3,25 \cdot 1}{2} = 1,63$
53. Число «прямых» участков труб змеевика по ходу газов (округляем до целого значения) равно числу рядов труб z	$n_l = z = \frac{L}{l}$	$\frac{24,97}{1,63} = 15$
54. Глубина пароперегревателя вдоль по потоку, м	$c = n_l S_2$	$15 \cdot 0,106 = 1,59$
55. Объем поверхности нагрева пароперегревателя, м ³	$V = abc$	$2,91 \cdot 3,25 \cdot 1,59 = 15,04$



ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ГЛАДКОТРУБНОГО ЭКОНОМАЙЗЕРА

Установка экономайзера в паровом котле снижает расход топлива за счет использования теплоты уходящих газов для предварительного подогрева питательной воды. При этом температура газов, поступающих в окружающую среду, уменьшается, что способствует рациональному использованию первичной энергии, аккумулированной в топливе. Чем больше температура подогретой питательной воды и меньше температура уходящих газов, тем выше КПД котла.

Для увеличения эффективности теплопередачи в экономайзере его трубы располагают в виде пакетов змеевиков в шахматном порядке. Вода движется в трубах, а газы – в межтрубном пространстве по перекрестно-противоточной схеме [1]. В теплоэнергетике применяют кипящие и некипящие экономайзеры. В данном задании рассматривается некипящий экономайзер с температурой подогретой воды ниже температуры насыщения на 10°C [1].

Исходные данные для расчета гладкотрубного некипящего экономайзера даны в табл. 3.1, а пример расчета – в табл. 3.2.

Таблица 3.1

Исходные данные для расчета гладкотрубного экономайзера

Параметр, размерность	Обозначение	Величина
Диаметр труб наружный, мм	d_2	29,0
Диаметр труб внутренний, мм	d_1	25,0
Теплопроводность материала труб, Вт/(м·°C) [6]	λ_w	50,5
Относительный поперечный шаг труб	$\sigma_1 = S_1 / d_2$	3,0
Относительный продольный шаг труб	$\sigma_2 = S_2 / d_2$	2,0
Паропроизводительность котла, кг/с	D	5,9
Давление пара, МПа	$p_{\text{пп}}$	6,5
Процент продувки	p	0,75
Температура питательной воды на входе, °C	t_1'	140
Средняя скорость движения воды в трубах, м/с	w_1	0,05
Расход топлива, кг/с	B	3,45
Объем уходящих дымовых газов, м ³ /кг	V_r	8,5
Средняя скорость движения дымовых газов в узком сечении пучка, м/с	w_2	16,5
Температура дымовых газов на входе, °C	t_2'	640
Число параллельных/последовательных ходов	n_p / n_s	1 / 1

Таблица 3.2

Пример расчета поверхности нагрева гладкотрубного экономайзера

Наименование параметра, источник, размерность	Расчетная формула или параметр	Величина
1. Температура насыщенного пара для заданного давления $p_{\text{пп}} = 6,5$ МПа (табл. Б4, приложение Б), °С	$t_s = f(p_{\text{пп}})$	281
2. Температура воды на выходе [1], °С	$t_1'' = t_s - 10$	271
3. Средняя температура воды, °С	$t_1 = \frac{t_1' + t_1''}{2}$	$\frac{140 + 271}{2} = 205,5$
4. Физические свойства воды при $t_1 = 205,5^\circ\text{C}$ (табл. Б3, приложение Б): плотность, кг/м ³ теплоемкость, кДж/(кг·°С) теплопроводность, Вт/(м·°С) кинематическая вязкость, м ² /с динамическая вязкость, Па·с число Прандтля	ρ_1 c_{p1} λ_1 ν_1 μ_1 Pr_1	858 4,523 0,659 $1,52 \cdot 10^{-7}$ $1,31 \cdot 10^{-4}$ 0,896
5. Расход воды, кг/с	$G_1 = D \left(1 + \frac{p}{100} \right)$	$5,9 \left(1 + \frac{0,75}{100} \right) = 5,94$
6. Тепловой поток, кВт	$Q = G_1 c_{p1} (t_1'' - t_1')$	$5,94 \cdot 4,523 \cdot (271 - 140) = 3520$
7. Массовый расход дымовых газов при нормальных условиях [1], кг/с	$G_2 = \rho_r B V_r$	$1,29 \cdot 3,45 \cdot 8,5 = 37,8$
8. Теплоемкость газа при $t_2' = 640^\circ\text{C}$ (табл. Б1, приложение Б), кДж/(кг·°С)	$c_{2,i}$	1,224

Наименование параметра, источник, размерность	Расчетная формула или параметр	Величина
9. Приближение температуры газа на выходе, °С	$t''_{2,i} = t'_2 - \frac{Q}{G_2 c_{2,i}}$	$640 - \frac{3520}{37,8 \cdot 1,224} = 564$
10. Приближение средней температуры газа, °С	$t_{2,i} = \frac{t'_2 + t''_{2,i}}{2}$	$\frac{640 + 564}{2} = 602$ для $i = 1$
11. Теплоемкость газа при $t_{2,i} = 602^\circ\text{C}$ (табл. Б1, приложение Б), кДж/(кг·°С)	$c_{2,i+1}$	1,2145
12. Методом итераций, повторяя п. 9–11, находим истинное значение t''_2 , пока оно не будет отличаться от предыдущего значения не более чем на 1°С	$c_{2,i}$, кДж/(кг·°С); $t''_{2,i}$, °С	1,2145; 564 для $i = 2$ 1,2145; 564 для $i = 3$
13. Действительное значение средней температуры газа, °С	$t_2 = \frac{t'_2 + t''_2}{2}$	$\frac{640,0 + 564,0}{2} = 602,0$
14. Физические свойства газа при t_2 (табл. Б1, приложение Б): плотность, кг/м ³ теплоемкость, кДж/(кг·°С) теплопроводность, Вт/(м·°С) кинематическая вязкость, м ² /с динамическая вязкость, Па·с число Прандтля	ρ_2 c_2 λ_2 ν_2 μ_2 Pr_2	0,404 1,2145 0,0744 $9,40 \cdot 10^{-5}$ $3,80 \cdot 10^{-5}$ 0,620

Наименование параметра, источник, размерность	Расчетная формула или параметр	Величина
15. Вспомогательные параметры для расчета поправки к температурному напору на перекрестный ток (приложение А)	$P = \frac{t_2'' - t_2'}{t_1' - t_2'}$ $R = \frac{t_1' - t_1''}{t_2'' - t_2'}$	$P = \frac{639,1 - 800}{281 - 800} = 0,152$ $R = \frac{281 - 410}{639,1 - 800} = 1,722$
16. Поправка к температурному напору (табл. А1, приложение А)	$\varepsilon_{\Delta t}$	0,99
17. Температурный напор со стороны входа газа, °С	$\Delta t_m = t_2' - t_1''$	$640 - 271 = 369$
18. Температурный напор со стороны выхода газа, °С	$\Delta t_6 = t_2'' - t_1'$	$564 - 140 = 424$
19. Среднегеометрический температурный напор (формулы (1.23), (1.25)), °С	$\bar{\Delta t} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_m}} \cdot \varepsilon_{\Delta t}$	$\frac{424 - 369}{\ln \frac{424}{369}} \cdot 0,99 = 392$
20. Число Рейнольдса воды	$Re_1 = \frac{d_1 w_1}{\nu_1}$	$\frac{0,025 \cdot 0,05}{1,52 \cdot 10^{-7}} = 8224$
21. Режим течения воды в трубах переходной. Число Нуссельта пара рассчитываем по формуле (1.6). В этом случае задается первое произвольное приближение длины труб змеевика, м	L_1	9
22. В первом приближении температуру стенки принимаем равной средней температуре воды, °С	$t_{1w,1} = t_1$	205,5

Наименование параметра, источник, размерность	Расчетная формула или параметр	Величина
23. Находим динамическую вязкость воды для текущей температуры стенки [9]	$\mu_{1w,i}$	$1,31 \cdot 10^{-4}$
24. Число Нуссельта со стороны воды (формула (1.6))	$\text{Nu}_1 = 0,116(\text{Re}_1^{2/3} - 125) \text{Pr}_1^{1/3} \times$ $\times \left(\frac{\mu_1}{\mu_{1w}} \right)^{0,14} \left[1 + \left(\frac{d_1}{L} \right)^{2/3} \right]$	$0,116(8224^{2/3} - 125) 0,896^{1/3} \times$ $\times \left(\frac{1,31 \cdot 10^{-4}}{1,31 \cdot 10^{-4}} \right)^{0,14} \left[1 + \left(\frac{0,025}{9} \right)^{2/3} \right] = 32,3$
25. Коэффициент теплоотдачи со стороны воды, Вт/(м ² ·°С)	$\alpha_1 = \text{Nu}_1 \frac{\lambda_1}{d_1}$	$32,3 \cdot \frac{0,659}{0,025} = 849$
26. Число Рейнольдса газа	$\text{Re}_2 = \frac{d_2 w_2}{\nu_2}$	$\frac{0,029 \cdot 16,5}{9,4 \cdot 10^{-5}} = 5090$
27. В первом приближении (при $i = 1$) принимаем число рядов труб по ходу потока газа	z_i	20
28. Поправка на число рядов труб по ходу потока газа (формула (1.11))	$C_z = 0,98663 - 0,36513 \exp[-(z - 0,92228) / 2,24791]$ при $z \leq 16$	$C_z = 1$ при $z = 20$
29. Число Нуссельта газа рассчитываем по формулам (1.9), (1.10) с учетом значения числа Рейнольдса	$\text{Nu}_2 = C_z C \text{Re}_2^n \text{Pr}_2^{0,36}$	$1 \cdot 0,36 \cdot 5090^{0,6} 0,62^{0,36} = 50,8$
30. Коэффициент теплоотдачи со стороны газа, Вт/(м ² ·°С)	$\alpha_2 = \text{Nu}_2 \frac{\lambda_2}{d_2}$	$50,8 \cdot \frac{0,0744}{0,029} = 130,3$

Наименование параметра, источник, размерность	Расчетная формула или параметр	Величина
31. Коэффициент теплопередачи, отнесенный к наружной поверхности теплообмена (формула (1.4)), Вт/(м ² ·°С)	$k = \left(\frac{1}{\alpha_1} \frac{d_2}{d_1} + \frac{d_2}{2\lambda_w} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2} \right)^{-1}$	$\left(\frac{0,029}{849 \cdot 0,025} + \frac{0,029}{2 \cdot 50,5} \ln \frac{0,029}{0,025} + \frac{1}{130,3} \right)^{-1} = 109,9$
32. Наружная площадь поверхности нагрева, м ²	$F_2 = \frac{Q}{k\Delta t}$	$\frac{3\,520\,000}{109,9 \cdot 392} = 81,7$
33. Плотность теплового потока, отнесенная к внутренней поверхности, Вт/м ²	$q_1 = \frac{Q}{F_2} \frac{d_2}{d_1}$	$\frac{3\,520\,000}{81,7} \cdot \frac{0,029}{0,025} = 49\,980$
34. Следующее приближение температуры внутренней стенки, °С	$t_{1w,i+1} = t_1 + \frac{q_1}{\alpha_1}$	$205,5 + \frac{49\,980}{849} = 264,4$
35. Число змеевиков (округляем до целого значения)	$n = \frac{4G_1}{\pi d_1^2 w_1 \rho_1}$	$\frac{4 \cdot 5,9}{\pi \cdot 0,025^2 \cdot 0,05 \cdot 858} = 280$
36. Следующее приближение длины труб змеевиков, м	$L_{i+1} = \frac{F_2}{\pi d_2 n}$	$\frac{81,7}{\pi \cdot 0,029 \cdot 280} = 3,21$
37. Так как $L_{i+1} \neq L_i$, то расчет повторяется по п. 23–36, пока не будет выполнено условие $(L_{i+1} - L_i / L_i) \leq 0,025$. В данном примере сходимость по длине труб змеевика достигается за 3 итерации	–	$i = 2$ (результаты после 2-го приближения): $L_2 = 3,21$ м $\alpha_1 = 864,4$ Вт/(м ² ·°С) $k = 110,3$ Вт/(м ² ·°С) $F_2 = 81,3$ м ² $t_{w1,2} = 263,4$ °С $\mu_{1w,3} = 1,003 \cdot 10^{-4}$

Наименование параметра, источник, размерность	Расчетная формула или параметр	Величина
		$n = 282$ $i = 3$ (результаты после 3-го приближения): $L_3 = 3,17$ м $\alpha_1 = 864,4$ Вт/(м ² ·°С) $k = 110,3$ Вт/(м ² ·°С) $F_2 = 81,3$ м ² $t_{w1,3} = 263,4$ °С $n = 282$ $L_4 = 3,17$ м
38. Поперечный шаг труб, м	$S_1 = \sigma_1 d_2$	$3,0 \cdot 0,029 = 0,087$
39. Продольный шаг труб, м	$S_2 = \sigma_2 d_2$	$2,0 \cdot 0,029 = 0,058$
40. Число змеевиков в ряду секции по фронту	$n_1 = \frac{nn_s}{2n_p}$	$\frac{282 \cdot 1}{2 \cdot 1} = 141$
41. Ширина фронта, м	$a = n_1 S_1$	$141 \cdot 0,087 = 12,27$
42. Коэффициент сужения	$c_f = \frac{S_1 - d_2}{S_1}$	$\frac{0,087 - 0,029}{0,087} = 0,667$
43. Высота фронта, м	$b = \frac{G_2}{a \rho_2 w_2 c_f}$	$\frac{37,8}{12,27 \cdot 0,404 \cdot 16,5 \cdot 0,667} = 0,693$
44. Фронтальное сечение аппарата на входе газа, м ²	$F_\phi = ab$	$12,27 \cdot 0,693 = 8,503$

Наименование параметра, источник, размерность	Расчетная формула или параметр	Величина
45. Длина трубы змеевика в пределах одного гига, м	$l = \frac{bn_s}{n_p}$	$\frac{0,93 \cdot 1}{1} = 0,693$
46. Число «прямых» участков труб змеевика по ходу газов (округляем до целого значения) равно числу рядов труб z	$n_l = z = \frac{L}{l}$	$\frac{3,17}{0,693} = 5$
47. Так как $z < 17$, необходимо учесть значение поправки C_z при расчете коэффициента теплоотдачи со стороны газа (формула (1.11)). Методом итераций расчет повторяется для п. 26–47, пока длина труб змеевиков L на предыдущем и текущем шаге не будет отличаться на величину $(L_{i+1} - L_i / L_i) \leq 0,025$	–	$j = 2$ (результаты после 2-й итерации): $z = 5$ $C_z = 0,927$ $\alpha_1 = 864,4$ $\alpha_2 = 120,7 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$ $k = 103,4 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$ $F_2 = 86,7 \text{ м}^2$ $t_{w1} = 259,8^\circ\text{С}$ $n_1 = 141$ $L = 3,38 \text{ м}$ $a = 12,3 \text{ м}$ $b = 0,694 \text{ м}$ $l = 0,694 \text{ м}$ $z = n_l = 5$ $j = 3$ (результаты после 3-й итерации): $z = 5$ $C_z = 0,927$ $\alpha_1 = 863,1$

Наименование параметра, источник, размерность	Расчетная формула или параметр	Величина
		$\alpha_2 = 120,7 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ $k = 103,4 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ $F_2 = 86,8 \text{ м}^2$ $t_{w1} = 259,9^\circ\text{C}$ $n_1 = 141$ $L = 3,38 \text{ м}$ $a = 12,3 \text{ м}$ $b = 0,694 \text{ м}$ $l = 0,694 \text{ м}$ $z = n_l = 5$
48. Ширина фронта a существенно больше высоты b ($a / b = 17,7$), поэтому экономайзер разбиваем на параллельно включенные секции с числом n_p и повторяем расчет в соответствии с п. 40–46	n_p	4
49. Число змеевиков в ряду секции по фронту (целое значение)	$n_1 = \frac{nn_s}{n_p}$	$\frac{141 \cdot 1}{4} = 35$
50. Ширина фронта, м	$a = n_1 S_1$	$35 \cdot 0,087 = 3,045$
51. Коэффициент сужения	$c_f = \frac{S_1 - d_2}{S_1}$	$\frac{0,087 - 0,029}{0,087} = 0,667$
52. Высота фронта, м	$b = \frac{G_2}{\rho_2 w_2 c_f}$	$\frac{37,8}{3,045 \cdot 0,404 \cdot 16,5 \cdot 0,667} = 2,79$

Окончание табл. 3.2

Наименование параметра, источник, размерность	Расчетная формула или параметр	Величина
53. Соотношение высоты и ширины фронта имеет допустимое значение. Расчет завершается	a / b	1,09
54. Фронтальное сечение аппарата на входе газа, м ²	$F_{\phi} = ab$	$3,045 \cdot 2,79 = 8,51$
55. Длина трубы змеевика в пределах одногогиба, м	$l = \frac{b}{n_p}$	$\frac{2,79}{4} = 0,698$
56. Число «прямых» участков труб змеевика по ходу газов (округляем до целого значения) равно числу рядов труб z	$n_l = z = \frac{L}{l}$	$\frac{3,38}{0,698} = 5$
57. Глубина пароперегревателя вдоль по потоку, м	$c = 2n_l S_2$	$2 \cdot 5 \cdot 0,058 = 0,58$
58. Объем поверхности нагрева пароперегревателя, м ³	$V = abc$	$3,045 \cdot 2,79 \cdot 0,58 = 4,93$



ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ЭКОНОМАЙЗЕРА С ОРЕБРЕННЫМИ ТРУБАМИ

4.1. Особенности конструкции и исходные данные

Для уменьшения массогабаритной характеристики экономайзера в качестве поверхности нагрева используют оребренные трубы. Трубы снабжаются ребрами со стороны дымовых газов, где коэффициент теплоотдачи имеет существенно меньшее значение по сравнению с водой. Ребра значительно увеличивают площадь теплообмена.

Экономайзеры выполняют из пакетов труб с поперечными круглыми ребрами или продольным мембранным оребрением. В данном задании проводится расчет экономайзера из труб с поперечным ленточным оребрением, расположенных в шахматном порядке [5].

Исходные данные для расчета экономайзера с оребренными трубами и противоточно-перекрестной схемой течения потоков даны в таблице.

Исходные данные для расчета ребристого экономайзера

Параметр, размерность	Обозначение	Величина
Диаметр труб наружный, мм	d_2	40,0
Диаметр труб внутренний, мм	d_1	30,0
Высота ребер, мм	h	10
Толщина ребер, мм	δ	1
Шаг оребрения, мм	t	10
Теплопроводность материала оребренных труб, Вт/(м·°С) [6]	λ_w	50,5
Поперечный шаг труб, мм	S_1	120,0
Продольный шаг труб, мм	S_2	90,0
Паропроизводительность котла, кг/с	D	5,9
Давление пара, МПа	$p_{пп}$	6,5
Процент продувки	p	0,75
Температура питательной воды на входе, °С	t_1'	140
Средняя скорость движения воды в трубах, м/с	w_1	0,6
Расход топлива, кг/с	B	2,0
Объем уходящих дымовых газов, м ³ /кг	V_{Γ}	2,2
Набегающая скорость дымовых газов, м/с	$w_{2н}$	3,5
Температура дымовых газов на входе, °С	t_2'	640
Число параллельных/последовательных ходов	n_p / n_s	1 / 1

4.2. Пример расчета поверхности нагрева ребристого экономайзера

Определяем температуру насыщенного пара на входе в экономайзер для заданного давления $p_{\text{пп}} = 6,5$ МПа (табл. Б4, приложение Б), которая составляет $t_s = 281^\circ\text{C}$.

Температура воды на выходе принимается на 10°C меньше, чем температура насыщения [1]:

$$t_1'' = t_s - 10 = 281 - 10 = 271^\circ\text{C}. \quad (4.1)$$

Средняя температура воды равна

$$t_1 = \frac{t_1' + t_1''}{2} = \frac{140 + 271}{2} = 205,5^\circ\text{C}. \quad (4.2)$$

Находим физические свойства воды при температуре $t_1 = 205,5^\circ\text{C}$ (табл. Б3, приложение Б):

- плотность $\rho_1 = 858$ кг/м³;
- теплоемкость $c_{p1} = 4,523$ кДж/(кг·°C);
- теплопроводность $\lambda_1 = 0,659$ Вт/(м·°C);
- кинематическая вязкость $\nu_1 = 1,52 \cdot 10^{-7}$ м²/с;
- динамическая вязкость $\mu_1 = 1,31 \cdot 10^{-4}$ Па·с;
- число Прандтля $Pr_1 = 0,896$.

Расход воды [1, с. 30] составляет

$$G_1 = D \left(1 + \frac{p}{100} \right) = 5,9 \left(1 + \frac{0,75}{100} \right) = 5,94 \text{ кг/с}. \quad (4.3)$$

Тепловой поток экономайзера равен

$$Q = G_1 c_{p1} (t_1'' - t_1') = 5,94 \cdot 4,523 \cdot (271 - 140) = 3520 \text{ кВт}. \quad (4.4)$$

Массовый расход дымовых газов при нормальных условиях [1] рассчитываем по выражению

$$G_2 = \rho_r B V_r = 1,29 \cdot 2,0 \cdot 2,2 = 5,676 \text{ кг/с}. \quad (4.5)$$

Расчетную температуру дымовых газов на выходе экономайзера определяем методом последовательных приближений (методом итераций). Вначале теплоемкость газа берем при температуре на входе $t_2' = 640^\circ\text{C}$, которая составляет $c_{p2'} = 1,224$ кДж/(кг·°C)

(табл. Б1, приложение Б). Значения температуры дымовых газов на выходе экономайзера находим из уравнения теплового баланса:

$$t_2'' = t_2' - \frac{Q}{G_2 c_{p2'}} = 640 - \frac{3520}{5,676 \cdot 1,224} = 133,3^\circ\text{C}. \quad (4.6)$$

Видно, что температура дымовых газов t_2'' на выходе экономайзера меньше температуры воды $t_1' = 140^\circ\text{C}$ на входе. Данный случай на практике при перекрестно-противоточной схеме движения теплоносителей нереализуем. Поэтому приближенно принимаем температуру дымовых газов на выходе на 50°C больше температуры воды на входе, т. е. $t_2'' = 190^\circ\text{C}$ (см. раздел 1). Затем, используя уравнение теплового баланса, уточняем значение температуры дымовых газов на входе:

$$t_2' = t_2'' + \frac{Q}{G_2 c_{p2'}} = 190 + \frac{3520}{5,676 \cdot 1,224} = 696,7^\circ\text{C}. \quad (4.7)$$

Находим среднее значение температуры дымовых газов:

$$t_2 = \frac{t_2' + t_2''}{2} = \frac{696,7 + 190,0}{2} = 443,4^\circ\text{C}. \quad (4.8)$$

Температуре газа $443,4^\circ\text{C}$ соответствует теплоемкость $1,166 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot^\circ\text{C})$ (табл. Б1, приложение Б). Повторяем расчет по формулам (4.6)–(4.8) с уточненным значением теплоемкости. Находим, что во втором приближении $t_2' = 721,9^\circ\text{C}$. В третьем приближении $t_2 = 456^\circ\text{C}$, $c_{p2} = 1,170 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot^\circ\text{C})$ и $t_2' = 720^\circ\text{C}$. Принимаем текущую температуру дымовых газов 720°C на входе в экономайзер в качестве расчетного значения, так как оно отличается от предыдущего менее чем на 1%.

Таким образом, действительное значение средней температуры дымовых газов, рассчитанное по зависимости (4.8), составляет $t_2 = 455^\circ\text{C}$. Находим физические свойства дымовых газов (табл. Б1, приложение Б):

- плотность $\rho_2 = 0,488 \text{ кг}/\text{м}^3$;
- теплоемкость $c_{p2} = 1,17 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot^\circ\text{C})$;
- теплопроводность $\lambda_2 = 0,0617 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot^\circ\text{C})$;
- кинематическая вязкость $\nu_2 = 6,91 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$;

- динамическая вязкость $\mu_2 = 3,37 \cdot 10^{-5}$ Па·с;
- число Прандтля $Pr_2 = 0,635$.

Вспомогательные параметры для расчета поправки к температурному напору на перекрестный ток (приложение А):

$$\left. \begin{aligned} P &= \frac{t_2'' - t_2'}{t_1' - t_2'} = \frac{190 - 720}{140 - 720} = 0,914; \\ R &= \frac{t_1' - t_1''}{t_2'' - t_2'} = \frac{140 - 271}{190 - 720} = 0,247. \end{aligned} \right\} \quad (4.9)$$

Поправка к температурному напору на перекрестный ток составляет $\varepsilon_{\Delta t} = 0,95$ (табл. А1, приложение А).

Температурный напор со стороны входа газа:

$$\Delta t_{\text{в}} = t_2' - t_1'' = 720 - 271 = 449^\circ\text{C}. \quad (4.10)$$

Температурный напор со стороны выхода газа:

$$\Delta t_{\text{м}} = t_2'' - t_1' = 190 - 140 = 50^\circ\text{C}. \quad (4.11)$$

Среднелогарифмический температурный напор (формулы (1.23) и (1.25)):

$$\bar{\Delta t} = \frac{\Delta t_{\text{в}} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \frac{\Delta t_{\text{в}}}{\Delta t_{\text{м}}}} \cdot \varepsilon_{\Delta t} = \frac{449 - 50}{\ln \frac{449}{50}} \cdot 0,95 = 172,7^\circ\text{C}. \quad (4.12)$$

Число Рейнольдса воды:

$$Re_1 = \frac{d_1 w_1}{\nu_1} = \frac{0,03 \cdot 0,6}{1,523 \cdot 10^{-7}} = 118190. \quad (4.13)$$

Режим течения воды в трубах змеевика турбулентный. Расчет числа Нуссельта со стороны воды проведем по уравнению подобия (формула (1.7)):

$$\begin{aligned} Nu_1 &= \frac{0,023 Re_1^{0,8} Pr_1}{1 + 2,14 Re_1^{-0,1} (Pr_1^{0,7} - 1)} = \\ &= \frac{0,023 \cdot 118890^{0,8} \cdot 0,896}{1 + 2,14 \cdot 118890^{-0,1} \cdot (0,896^{0,7} - 1)} = 248,9. \end{aligned} \quad (4.14)$$

Коэффициент теплоотдачи со стороны воды:

$$\alpha_1 = \text{Nu}_1 \frac{\lambda_1}{d_1} = 248,9 \frac{0,659}{0,03} = 5468 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С}). \quad (4.15)$$

Для вычисления коэффициента теплоотдачи по газу со стороны оребренной поверхности теплообмена рассчитаем вспомогательные конструктивные параметры: диаметр ребер d_p , коэффициент оребрения ϕ , отношение поверхности ребер к суммарной оребренной поверхности ψ , коэффициент сужения c_f , характерный размер l [1]:

$$d_p = d_2 + 2h = 0,04 + 2 \cdot 0,01 = 0,06 \text{ м}; \quad (4.16)$$

$$\phi = 1 + \frac{2h(d_2 + h + \delta)}{d_2 t} = 1 + \frac{2 \cdot 10 \cdot (40 + 10 + 1)}{40 \cdot 10} = 3,55; \quad (4.17)$$

$$\psi = \frac{2h(d_2 + h + \delta) + d_2 \delta}{2h(d_2 + h + \delta) + d_2 t} = \frac{2 \cdot 10 \cdot (40 + 10 + 1) + 40 \cdot 1}{2 \cdot 10 \cdot (40 + 10 + 1) + 40 \cdot 10} = 0,746; \quad (4.18)$$

$$c_f = 1 - \frac{d_2 + 2h(\delta/t)}{S_1} = 1 - \frac{40 + 2 \cdot 10 \cdot (1/10)}{120} = 0,65; \quad (4.19)$$

$$l = (1 - \psi)d_2 + \psi \sqrt{\frac{\pi}{4}(d_p^2 - d_2^2)} = \\ = (1 - 0,746) \cdot 0,04 + 0,746 \sqrt{\frac{3,14}{4}(0,06^2 - 0,04^2)} = 0,0397 \text{ м}. \quad (4.20)$$

Среднее число Нуссельта при поперечном обтекании шахматных пучков оребренных труб дымовыми газами рассчитывается по уравнению подобия (формула (1.17)):

$$\text{Nu}_l = 0,36 c_z \left(\frac{S_1 - d_2}{S'_2 - d_2} \right)^{0,1} \phi^{-0,5} \text{Re}_l^n \text{Pr}_2^{0,33}. \quad (4.21)$$

Вначале рассчитаем вспомогательные параметры, которые входят в уравнение подобия (4.21). Диагональный шаг размещения труб [1]:

$$S'_2 = \sqrt{(S_2)^2 + \left(\frac{S_1}{2} \right)^2} = \sqrt{0,09^2 + 0,06^2} = 0,108 \text{ м}. \quad (4.22)$$

Показатель степени при числе Re_l [1]:

$$n = 0,6\varphi^{0,07} = 0,6 \cdot 3,55^{0,07} = 0,656. \quad (4.23)$$

Число Рейнольдса [1]:

$$Re_l = \frac{w_{2H} l}{\nu_2 c_f} = \frac{3,5 \cdot 0,0397}{6,91 \cdot 10^{-5} \cdot 0,65} = 3094. \quad (4.24)$$

В первом приближении принимаем, что число рядов оребренных труб $z > 4$, а следовательно, $c_z = 1$. По уравнению подобия (4.21) рассчитываем число Нуссельта дымовых газов:

$$Nu_l = 0,36 \cdot \left(\frac{0,12 - 0,04}{0,108 - 0,04} \right)^{0,1} \cdot 3,55^{-0,5} \cdot 3094^{0,656} \cdot 0,635^{0,33} = 32,6. \quad (4.25)$$

Конвективный коэффициент теплоотдачи со стороны дымовых газов:

$$\alpha_{2к} = Nu_l \frac{\lambda_2}{l} = 32,6 \cdot \frac{0,0617}{0,0397} = 50,7 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C}). \quad (4.26)$$

Для определения приведенного коэффициента теплоотдачи, отнесенного к гладкой наружной поверхности трубы, несущей ребра, со стороны дымовых газов рассчитаем вспомогательный параметр β и тепловую эффективность ребер E [1]:

$$\beta = \sqrt{\frac{2\alpha_{2к}}{\lambda_p \delta}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 50,7}{50,5 \cdot 0,001}} = 44,81; \quad (4.27)$$

$$E = \frac{\text{th}(\beta h)}{\beta h} \left\{ 1 - 0,372 \left[1 - \frac{1}{\text{ch}(\beta h)} \right] \ln \frac{d_p}{d_2} \right\} =$$

$$= \frac{\text{th}(44,81 \cdot 0,01)}{44,81 \cdot 0,01} \left\{ 1 - 0,372 \left[1 - \frac{1}{\text{ch}(44,81 \cdot 0,01)} \right] \ln \frac{0,06}{0,04} \right\} = 0,925. \quad (4.28)$$

Приведенный коэффициент теплоотдачи, отнесенный к гладкой наружной поверхности трубы:

$$\alpha_2 = \alpha_{2к} [1 - \psi(1 - E)] \varphi =$$

$$= 50,7 \cdot [1 - 0,746 \cdot (1 - 0,925)] \cdot 3,55 = 169,9 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C}). \quad (4.29)$$

Коэффициент теплопередачи, отнесенный к гладкой наружной поверхности трубы:

$$k = \left(\frac{1}{\alpha_1} \frac{d_2}{d_1} + R_{31} + \frac{d_2}{2\lambda_w} \ln \frac{d_2}{d_1} + R_{32} + \frac{1}{\alpha_2} \right)^{-1} =$$

$$= \left(\frac{1}{5468} \cdot \frac{0,04}{0,03} + \frac{0,04}{2 \cdot 50,8} \ln \frac{0,04}{0,03} + \frac{1}{169,9} \right)^{-1} = 160,2 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C}). \quad (4.30)$$

Площадь гладкой наружной поверхности нагрева, несущей ребра:

$$F_2 = \frac{Q}{k\Delta t} = \frac{3\,520\,000}{160,2 \cdot 172,7} = 127,2 \text{ м}^2. \quad (4.31)$$

Плотность теплового потока, отнесенная к внутренней поверхности труб:

$$q_1 = \frac{Q}{F_2} \frac{d_2}{d_1} = \frac{3\,520\,000 \cdot 0,04}{127,2 \cdot 0,03} = 36\,900 \text{ Вт}/\text{м}^2. \quad (4.32)$$

Температура внутренней стенки трубы:

$$t_{1w,i+1} = t_1 + \frac{q_1}{\alpha_1} = 205,5 + \frac{36\,900}{5468} = 212,2 \text{ °C}. \quad (4.33)$$

Число змеевиков (округляем до целого значения):

$$n = \frac{4G_1}{\pi d_1^2 w_1 \rho_1} = \frac{4 \cdot 5,94}{3,14 \cdot 0,03^2 \cdot 0,6 \cdot 858} = 16. \quad (4.34)$$

Длина труб змеевика:

$$L_{i+1} = \frac{F_2}{\pi d_2 n} = \frac{127,2}{3,14 \cdot 0,04 \cdot 16} = 63,3 \text{ м}. \quad (4.35)$$

Число змеевиков в ряду по фронту:

$$n_1 = \frac{nn_s}{2n_p} = \frac{16 \cdot 1}{2 \cdot 1} = 8. \quad (4.36)$$

Ширина фронта экономайзера:

$$a = n_1 S_1 = 8 \cdot 0,12 = 0,96 \text{ м}. \quad (4.37)$$

Высота фронта экономайзера:

$$b = \frac{G_2}{a\rho_2 w_{2H}} = \frac{5,676}{0,96 \cdot 0,488 \cdot 3,5} = 3,46 \text{ м.} \quad (4.38)$$

Ширина фронта меньше высоты более чем в три раза, поэтому экономайзер разбиваем на последовательно включенные секции с числом $n_c = 2$, чтобы отношение (b / a) было близким к 1 : 1. Расчет повторяется в соответствии с зависимостями (4.36)–(4.38):

$$n_1 = \frac{nn_c}{2n_p} = \frac{16 \cdot 2}{2 \cdot 1} = 16; \quad (4.39)$$

$$a = n_1 S_1 = 16 \cdot 0,12 = 1,92 \text{ м}; \quad (4.40)$$

$$b = \frac{G_2}{a\rho_2 w_{2H}} = \frac{5,676}{1,92 \cdot 0,488 \cdot 3,5} = 1,73 \text{ м.} \quad (4.41)$$

Получили фронтальное сечение аппарата на входе газа, близкое к квадратной форме, которое равно:

$$F_\phi = ab = 1,92 \cdot 1,73 = 3,32 \text{ м}^2. \quad (4.42)$$

Длина трубы змеевика в пределах одногогиба для последовательно включенных секций:

$$l \cong b = 1,73 \text{ м.} \quad (4.43)$$

Число «прямых» участков труб змеевика по ходу дымовых газов (округляем до целого значения в большую сторону), равное числу рядов труб z :

$$n_l = z = \frac{L}{n_c \cdot l} = \frac{63,3}{2 \cdot 1,73} = 19. \quad (4.44)$$

Так как число рядов ребристых труб $z > 3$, то дополнительное влияние рядности на коэффициент теплоотдачи со стороны дымовых газов не учитываем и в уравнении подобия (4.21) по-прежнему используем коэффициент $c_z = 1$.

Глубина ребристого экономайзера вдоль по потоку составляет

$$c = 2n_l S_2 = 2 \cdot 19 \cdot 0,09 = 3,42 \text{ м.} \quad (4.45)$$

Объем поверхности нагрева экономайзера с оребренными трубами равен

$$V = abc = 1,92 \cdot 1,73 \cdot 3,42 = 11,36 \text{ м}^3. \quad (4.46)$$



ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ВОЗДУХОПОДОГРЕВАТЕЛЯ

В состав котлов большой мощности входят воздухоподогреватели для подогрева воздуха, подаваемого на горение в топку. Предварительный подогрев воздуха обеспечивает повышение КПД котла. Для этого используют рекуперативные или регенеративные воздухоподогреватели. Конструктивное исполнение рекуперативных воздухоподогревателей более простое. Они не содержат подвижных элементов.

Распространенными являются рекуперативные воздухоподогреватели с трубчатой поверхностью нагрева. Дымовые газы движутся в трубах сверху вниз, а межтрубное пространство омывается поперечным потоком воздуха [1]. Число ходов по воздуху выбирается при разработке конструкции.

Исходные данные для расчета гладкотрубного воздухоподогревателя с шахматным расположением труб даны в табл. 5.1, а пример расчета – в табл. 5.2.

Таблица 5.1

Исходные данные для расчета воздухоподогревателя

Параметр, размерность	Обозначение	Величина
Диаметр труб наружный, мм	d_2	35,0
Диаметр труб внутренний, мм	d_1	30,0
Теплопроводность материала труб, Вт/(м·°С) [6]	λ_w	50,0
Относительный поперечный шаг труб	$\sigma_1 = S_1 / d_2$	2,0
Относительный продольный шаг труб	$\sigma_2 = S_2 / d_2$	1,5
Температура дымовых газов на входе, °С	t_1'	320
Температура дымовых газов на выходе, °С	t_1''	170
Скорость движения дымовых газов в трубах, м/с	w_1	16,0
Расход топлива, кг/с	B	3,45
Объем уходящих дымовых газов, м ³ /кг	V_r	8,5
Температура воздуха на входе, °С	t_2'	30
Температура воздуха на выходе, °С	t_2''	180
Скорость движения воздуха в узком сечении пучка, м/с	w_2	5,75
Приближение числа ходов по воздуху	$n_{хв}$	1

Таблица 5.2

Пример расчета поверхности нагрева воздухоподогревателя

Наименование параметра, источник, размерность	Расчетная формула или параметр	Величина
1. Средняя температура дымовых газов, °С	$t_1 = \frac{t_1' + t_1''}{2}$	$\frac{320 + 170}{2} = 245$
2. Физические свойства дымовых газов при $t_1 = 245^\circ\text{C}$ (табл. Б1, приложение Б): плотность, кг/м ³ теплоемкость, кДж/(кг·°С) теплопроводность, Вт/(м·°С) кинематическая вязкость, м ² /с динамическая вязкость, Па·с число Прандтля	ρ_1 c_{p1} λ_1 ν_1 μ_1 Pr_1	0,689 1,108 0,0438 $3,87 \cdot 10^{-5}$ $2,66 \cdot 10^{-5}$ 0,661
3. Массовый расход дымовых газов при нормальных условиях [1], кг/с	$G_1 = \rho_r B V_r$	$1,296 \cdot 3,45 \cdot 8,5 = 38,01$
4. Тепловой поток, кВт	$Q = G_1 c_{p1} (t_1' - t_1'')$	$38,01 \cdot 1,108 \cdot (320 - 170) = 6317$
5. Средняя температура воздуха, °С	$t_2 = \frac{t_2' + t_2''}{2}$	$\frac{30 + 180}{2} = 105$
6. Физические свойства воздуха при $t_2 = 105^\circ\text{C}$ (табл. Б2, приложение Б): плотность, кг/м ³ теплоемкость, кДж/(кг·°С) теплопроводность, Вт/(м·°С) кинематическая вязкость, м ² /с динамическая вязкость, Па·с число Прандтля	ρ_2 c_2 λ_2 ν_2 μ_2 Pr_2	0,939 1,009 0,0325 $2,32 \cdot 10^{-5}$ $2,17 \cdot 10^{-5}$ 0,675

Наименование параметра, источник, размерность	Расчетная формула или параметр	Величина
7. Массовый расход воздуха, кг/с	$G_2 = \frac{Q}{c_{p2}(t_2'' - t_2')}$	$\frac{6317}{1,008 \cdot (180 - 30)} = 41,78$
8. Число Рейнольдса дымовых газов	$Re_1 = \frac{d_1 w_1}{\nu_1}$	$\frac{0,03 \cdot 16}{3,87 \cdot 10^{-5}} = 12403$
9. Число Нуссельта дымовых газов (формула (1.7))	$Nu_1 = \frac{0,023 Re_1^{0,8} Pr_1}{1 + 2,14 Re_1^{-0,1} (Pr_1^{0,7} - 1)}$	$\frac{0,023 \cdot 12403^{0,8} \cdot 0,675}{1 + 2,14 \cdot 12403^{-0,1} \cdot (0,675^{0,7} - 1)} = 36,56$
10. Коэффициент теплоотдачи со стороны газа, Вт/(м ² ·°C)	$\alpha_1 = Nu_1 \frac{\lambda_1}{d_1}$	$36,56 \cdot \frac{0,0438}{0,03} = 53,38$
11. Число Рейнольдса потока воздуха	$Re_2 = \frac{d_2 w_2}{\nu_2}$	$\frac{0,035 \cdot 5,75}{2,32 \cdot 10^{-5}} = 8675$
12. В первом приближении принимаем число рядов труб по ходу потока воздуха	z_i	20
13. Поправка на число рядов труб по ходу потока газа (формула (1.11))	$C_z = 0,98663 - 0,36513 \exp[-(z - 0,92228) / 2,24791]$ при $z \leq 16$	$C_z = 1$ при $z = 20$
14. Число Нуссельта воздуха рассчитываем по формулам (1.9) и (1.10) с учетом значения числа Рейнольдса	$Nu_2 = C_z C Re_2^n Pr_2^{0,36}$	$1 \cdot 0,36 \cdot 8675^{0,6} \cdot 0,675^{0,36} = 72,1$

Наименование параметра, источник, размерность	Расчетная формула или параметр	Величина
15. Коэффициент теплоотдачи со стороны воздуха, Вт/(м ² ·°С)	$\alpha_2 = \text{Nu}_2 \frac{\lambda_2}{d_2}$	$72,1 \cdot \frac{0,0325}{0,035} = 66,95$
16. Коэффициент теплопередачи, отнесенный к наружной поверхности теплообмена (формула (1.4)), Вт/(м ² ·°С)	$k = \left(\frac{1}{\alpha_1} \frac{d_2}{d_1} + \frac{d_2}{2\lambda_w} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2} \right)^{-1}$	$\left(\frac{0,035}{53,38 \cdot 0,03} + \frac{0,035}{2 \cdot 50} \ln \frac{0,035}{0,03} + \frac{1}{66,95} \right)^{-1} = 27,14$
17. Вспомогательные параметры для расчета поправки к температурному напору на перекрестный ток (приложение А)	$P = \frac{t_2'' - t_2'}{t_1' - t_2'}$ $R = \frac{t_1' - t_1''}{t_2'' - t_2'}$	$P = \frac{180 - 30}{320 - 30} = 0,517$ $R = \frac{320 - 170}{180 - 30} = 1,0$
18. Поправка к температурному напору на перекрестный ток (табл. А1, приложения А)	$\varepsilon_{\Delta t}$	0,99
19. Температурный напор со стороны входа газа, °С	$\Delta t_6 = t_1' - t_2''$	$320 - 180 = 140$
20. Температурный напор со стороны выхода газа, °С	$\Delta t_m = t_1'' - t_2'$	$170 - 30 = 140$
21. Температурные напоры на входе и выходе воздухоподогревателя равны ($\Delta t_6 = \Delta t_m$), поэтому берется среднеарифметический температурный напор с учетом поправки на перекрестный ток, °С	$\bar{\Delta t} = (t_1 - t_2) \varepsilon_{\Delta t}$	$(245 - 105) \cdot 0,99 = 138,6$
22. Наружная площадь поверхности нагрева, м ²	$F_2 = \frac{Q}{k \bar{\Delta t}}$	$\frac{6\,317\,000}{27,14 \cdot 138,6} = 1679,3$

Наименование параметра, источник, размерность	Расчетная формула или параметр	Величина
23. Плотность теплового потока, отнесенная к внутренней поверхности, Вт/м ²	$q_1 = \frac{Q}{F_2} \frac{d_2}{d_1}$	$\frac{6\,317\,000}{1679,3} \cdot \frac{0,035}{0,03} = 4389$
24. Температура внутренней стенки, °С	$t_{1w} = t_1 + \frac{q_1}{\alpha_1}$	$245 - \frac{4389}{53,38} = 162,8$
25. Число труб (округляем до целого значения)	$n = \frac{4G_1}{\pi d_1^2 w_1 \rho_1}$	$\frac{4 \cdot 38,01}{\pi \cdot 0,03^2 \cdot 16 \cdot 0,689} = 4878$
26. Длина труб, м	$L = \frac{F_2}{\pi d_2 n}$	$\frac{1679,3}{\pi \cdot 0,035 \cdot 4878} = 3,13$
27. Поперечный шаг труб, м	$S_1 = \sigma_1 d_2$	$2,0 \cdot 0,035 = 0,07$
28. Продольный шаг труб, м	$S_2 = \sigma_2 d_2$	$1,5 \cdot 0,035 = 0,0525$
29. Коэффициент сужения	$c_f = \frac{S_1 - d_2}{S_1}$	$\frac{0,087 - 0,029}{0,087} = 0,667$
30. Фронтальное сечение аппарата на входе воздуха, м ²	$F_\phi = \frac{G_2}{\rho_2} \left[\frac{S_1}{w_2 (S_1 - d_2)} \right]$	$\frac{41,78}{0,939} \cdot \left[\frac{0,07}{5,75(0,07 - 0,035)} \right] = 15,48$
31. Высота фронта, м	$b = L / n_{xb}$	$3,13 / 1 = 3,13$
32. Ширина фронта, м	$a = F_\phi / b$	$15,48 / 3,13 = 4,95$
33. Число труб в одном ряду по фронту (округляем до целого значения)	$n_{1b} = a / S_1$	$4,95 / 0,07 = 71$

Окончание табл. 5.2

Наименование параметра, источник, размерность	Расчетная формула или параметр	Величина
34. Число рядов по глубине (округляем до целого значения); $z > 16$, расчет завершается	$z = n / n_{1B}$	$4878 / 71 = 69$
35. Глубина воздухоподогревателя вдоль по потоку, м	$c = zS_2$	$69 \cdot 0,0525 = 3,62$
36. Объем поверхности нагрева, м ³	$V = abc$	$4,95 \cdot 3,13 \cdot 3,62 = 56,09$

Примечание. Если соотношение между шириной a и высотой b отличается более чем в 2 раза, то необходимо провести расчет с новым значением числа ходов по воздуху n_{XB} по пунктам 31–36 табл. 5.2.



ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ КОНДЕНСАТОРА ПАРОТУРБИННОЙ УСТАНОВКИ

6.1. Особенности конструкции и исходные данные

Конденсаторы паротурбинных установок предназначены для конденсации отработавшего пара, поступающего из турбины. Их габариты и металлоемкость зависят от интенсивности теплообмена, которая, в свою очередь, определяется выбранной конструкцией конденсатора, организацией движения рабочих сред, характеристикой теплообменной поверхности и рядом других параметров.

Температура охлаждающей воды в конденсаторе значительно ниже ее температуры насыщения при атмосферном давлении. При этом необходимо, чтобы конденсация пара происходила при температуре, возможно более близкой к температуре охлаждающей воды, т. е. чтобы температурный напор между паром и водой был наименьшим, что повышает КПД энергоустановки. Поэтому конденсация водяного пара в конденсаторе происходит при давлениях ниже атмосферного.

Далее дается методика и пример расчета конденсатора с конденсацией пара на наружной поверхности горизонтальных труб и течением охлаждающей воды внутри труб.

Пример исходных данных для расчета кожухотрубного конденсатора приводится в таблице.

Исходные данные для расчета конденсатора

Параметр, размерность	Обозначение	Величина
Диаметр труб наружный, мм	d_2	19,0
Диаметр труб внутренний, мм	d_1	17,0
Длина труб (1-е приближение), м	$L_{i=1}$	5,0
Теплопроводность материала труб, Вт/(м·°С) [3]	λ_w	105,0
Относительный шаг труб	$\sigma = S / d_2$	1,4
Температура воды на входе, °С	t_1'	18,0
Скорость воды в трубах, м/с	w_1	0,75
Давление пара в конденсаторе, кПа	p_2	3,75
Паропроизводительность котла, кг/с	D	4,5
Разность энтальпий в конденсаторе, кДж/кг	Δh	2193
Число ходов по воде (1-е приближение)	n_{XB}	1

Разность удельных энтальпий конденсирующегося влажного h_2 пара на входе и конденсата h_3 на выходе конденсатора ($\Delta h = h_2 - h_3$) находится предварительно из расчета цикла ПТУ [1].

6.2. Пример расчета конденсатора

Определяем температуру насыщения (конденсации) в конденсаторе паровой турбины для заданного давления $p_2 = 3,75 \text{ кПа} = 0,00375 \text{ МПа}$, которая составляет $t_s = 27,7^\circ\text{C}$ (табл. Б4, приложение Б). При данной температуре насыщения находим физические свойства конденсата (воды) и плотность водяного пара [9]:

- плотность $\rho_2 = 996 \text{ кг/м}^3$;
- плотность пара $\rho_{2п} = 0,0265 \text{ кг/м}^3$;
- теплоемкость $c_{p2} = 4,181 \text{ кДж/(кг}\cdot^\circ\text{C)}$;
- теплопроводность $\lambda_2 = 0,611 \text{ Вт/(м}\cdot^\circ\text{C)}$;
- кинематическая вязкость $\nu_2 = 8,47 \cdot 10^{-7} \text{ м}^2/\text{с}$;
- динамическая вязкость $\mu_2 = 8,44 \cdot 10^{-4} \text{ Па}\cdot\text{с}$;
- число Прандтля $Pr_2 = 5,78$.

Расход пара в конденсаторе [1] рассчитывается по выражению

$$G_2 = 0,7D = 0,7 \cdot 4,5 = 3,15 \text{ кг/с.} \quad (6.1)$$

Определяем тепловой поток конденсатора с учетом разности энтальпий, предварительно полученной при расчете цикла паротурбинной установки:

$$Q = G_2 \Delta h = 3,15 \cdot 2193 = 6908 \text{ кВт.} \quad (6.2)$$

Температура воды на выходе принимается на 4°C меньше, чем температура насыщения [1]:

$$t_1'' = t_s - 4 = 27,7 - 4 = 23,7^\circ\text{C.} \quad (6.3)$$

Средняя температура воды равна

$$t_1 = \frac{t_1' + t_1''}{2} = \frac{18,0 + 23,7}{2} = 20,85^\circ\text{C.} \quad (6.4)$$

Находим физические свойства воды при температуре $t_1 = 20,85^\circ\text{C}$ (табл. Б3, приложение Б):

- плотность $\rho_1 = 998 \text{ кг/м}^3$;
- теплоемкость $c_{p1} = 4,185 \text{ кДж/(кг}\cdot^\circ\text{C)}$;

- теплопроводность $\lambda_1 = 0,601$ Вт/(м·°С);
- кинематическая вязкость $\nu_1 = 9,86 \cdot 10^{-7}$ м²/с;
- динамическая вязкость $\mu_1 = 9,84 \cdot 10^{-4}$ Па·с;
- число Прандтля $Pr_1 = 6,86$.

Расход воды (формула (1.2)):

$$G_1 = \frac{Q}{c_{p1}(t_1'' - t_1')} = \frac{6908}{4,185(23,7 - 18,0)} = 289,6 \text{ кг/с.} \quad (6.5)$$

Температурный напор со стороны входа воды:

$$\Delta t_6 = t_s - t_1' = 27,7 - 18,0 = 9,7^\circ\text{С.} \quad (6.6)$$

Температурный напор со стороны выхода воды:

$$\Delta t_m = t_s - t_1'' = 27,7 - 23,7 = 4,0^\circ\text{С.} \quad (6.7)$$

При конденсации поправка на перекрестный ток $\varepsilon_{\Delta t} = 1$. Тогда среднелогарифмический температурный напор (формулы (1.23) и (1.25)):

$$\bar{\Delta t} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_m}} \cdot \varepsilon_{\Delta t} = \frac{9,7 - 4,0}{\ln \frac{9,7}{4,0}} \cdot 1 = 6,43^\circ\text{С.} \quad (6.8)$$

Число Рейнольдса воды:

$$Re_1 = \frac{d_1 w_1}{\nu_1} = \frac{0,017 \cdot 0,75}{9,86 \cdot 10^{-7}} = 12\,930. \quad (6.9)$$

Режим течения воды в трубах змеевика турбулентный. Расчет числа Нуссельта со стороны воды проводим по уравнению подобия (формула (1.7)):

$$\begin{aligned} Nu_1 &= \frac{0,023 Re_1^{0,8} Pr_1}{1 + 2,14 Re_1^{-0,1} (Pr_1^{0,7} - 1)} = \\ &= \frac{0,023 \cdot 12\,930^{0,8} \cdot 6,88}{1 + 2,14 \cdot 12\,930^{-0,1} \cdot (6,88^{0,7} - 1)} = 91,2. \end{aligned} \quad (6.10)$$

Коэффициент теплоотдачи со стороны воды:

$$\alpha_1 = Nu_1 \frac{\lambda_1}{d_1} = 91,2 \cdot \frac{0,601}{0,017} = 3224 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°С)}. \quad (6.11)$$

В дальнейшем расчет проводится методом последовательных приближений (итераций) со сходимостью по температуре стенки на наружной поверхности труб с точностью $0,1^{\circ}\text{C}$, значение которой необходимо для расчета коэффициента теплоотдачи при конденсации пара.

Находим первое приближенное значение средней температуры наружной поверхности труб:

$$t_{w2,i=1} = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{20,7 + 27,7}{2} = 24,2^{\circ}\text{C}. \quad (6.12)$$

Для определения поправочного коэффициента, учитывающего переменность физических свойств конденсата, найдем теплопроводность и динамическую вязкость воды при температуре стенки $24,2^{\circ}\text{C}$ (табл. Б3, приложение Б):

- теплопроводность $\lambda_{w2} = 0,606 \text{ Вт/(м}\cdot^{\circ}\text{C)}$;
- динамическая вязкость $\mu_{w2} = 9,14 \cdot 10^{-4} \text{ Па}\cdot\text{с}$.

Поправочный коэффициент для учета переменности свойств конденсата:

$$\varepsilon_t = \left[\left(\frac{\lambda_{w2}}{\lambda_2} \right)^3 \frac{\mu_2}{\mu_{w2}} \right]^{1/8} = \left[\left(\frac{0,606}{0,611} \right)^3 \cdot \frac{8,44 \cdot 10^{-4}}{9,14 \cdot 10^{-4}} \right]^{1/8} = 0,987. \quad (6.13)$$

Коэффициент теплоотдачи при конденсации пара на одиночной трубе:

$$\begin{aligned} \alpha'_2 &= 0,725 \left[\frac{(\lambda_2)^3 g (\rho_2 - \rho_{2п}) \Delta h}{\mu_2 \Delta t d_2} \right]^{1/4} \varepsilon_t = \\ &= 0,725 \cdot \left[\frac{0,611^3 \cdot 9,81 \cdot (996,0 - 0,0265) \cdot 2\,193\,000}{8,44 \cdot 10^{-7} \cdot (27,7 - 24,2) \cdot 0,019} \right]^{1/4} \cdot 0,987 = \\ &= 12\,348 \text{ Вт/(м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C)}. \end{aligned} \quad (6.14)$$

Определим значение поправки к коэффициенту теплоотдачи при конденсации насыщенного пара, учитывающей влияние стекания конденсата с верхних рядов труб на нижние ряды [6]. Для этого предварительно проведем расчет общего числа труб в конденсаторе, по большой диагонали шестиугольника и по внешней стороне шестиугольника (см. рис. 1.8).

Число труб в конденсаторе (округляется до целого значения):

$$n_{\text{тр}} = \frac{4G_1 n_{\text{XB}}}{\pi d_1^2 w_1 \rho_1} = \frac{4 \cdot 289,6 \cdot 1}{3,14 \cdot 0,017^2 \cdot 0,75 \cdot 998} = 1705. \quad (6.15)$$

Число труб по большой диагонали шестиугольника (округляется до целого значения):

$$m = \sqrt{\frac{n_{\text{тр}} - 1}{0,75} + 1} = \sqrt{\frac{1705 - 1}{0,75} + 1} = 47. \quad (6.16)$$

Число труб a , размещенных по внешней стороне шестиугольника (округляется до целого значения), которое также равно числу труб, расположенных по направлению стекания пленки конденсата:

$$a = \frac{m + 1}{2} = \frac{47 + 1}{2} = 24. \quad (6.17)$$

Поправочный коэффициент:

$$C_\alpha = \frac{5}{6} a^{-1/6} = \frac{5}{6} 24^{-1/6} = 0,49. \quad (6.18)$$

Коэффициент теплоотдачи при конденсации пара с учетом натекания конденсата на нижние ряды труб:

$$\alpha_2 = C_\alpha \alpha'_2 = 0,49 \cdot 12\,348 = 6051 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°С}). \quad (6.19)$$

Коэффициент теплопередачи, отнесенный к наружной поверхности труб:

$$k = \left(\frac{1}{\alpha_1} \frac{d_2}{d_1} + \frac{d_2}{2\lambda_w} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2} \right)^{-1} =$$

$$= \left(\frac{1}{3224} \cdot \frac{0,019}{0,017} + \frac{0,019}{2 \cdot 105} \ln \frac{0,019}{0,017} + \frac{1}{6051} \right)^{-1} = 1916 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°С}). \quad (6.20)$$

Наружная площадь поверхности теплообмена:

$$F_2 = \frac{Q}{k \Delta t} = \frac{6\,908\,000}{1916 \cdot 6,43} = 560,7 \text{ м}^2. \quad (6.21)$$

Плотность теплового потока, отнесенная к наружной поверхности труб:

$$q_2 = \frac{Q}{F_2} = \frac{6\,908\,000}{560,7} = 12\,320 \text{ Вт/м}^2. \quad (6.22)$$

Новое приближение температуры стенки наружной поверхности труб:

$$t_{w2,i=2} = t_2 - \frac{q_2}{\alpha_2} = 27,7 - \frac{12\,320}{6059} = 25,7^\circ\text{C}. \quad (6.23)$$

Сравним данное текущее значение температуры стенки с предыдущим:

$$|t_{w2,i=2} - t_{w2,i=1}| = |24,2 - 25,7| = 1,5^\circ\text{C}. \quad (6.24)$$

Требуемая точность $0,1^\circ\text{C}$ в определении температуры стенки не достигнута.

Следующее приближение длины труб:

$$L_{i=2} = \frac{F_2}{\pi d_2 n_{\text{тр}}} = \frac{560,7}{3,14 \cdot 0,019 \cdot 1705} = 5,51 \text{ м}. \quad (6.25)$$

Рассчитаем внутренний диаметр кожуха конденсатора, предварительно вычислив расстояние между осями труб:

$$S = \sigma d_2 = 1,4 \cdot 0,019 = 0,0266 \text{ м}. \quad (6.26)$$

Внутренний диаметр кожуха конденсатора:

$$D_{\text{к}} = mS = 47 \cdot 0,0266 = 1,25 \text{ м}. \quad (6.27)$$

Соотношение длины труб конденсатора и диаметра кожуха должно соответствовать диапазону $1 \leq (L / D_{\text{к}}) \leq 3$. В нашем случае $L / D_{\text{к}} = 5,51 / 1,25 = 4,44$, поэтому необходимо выполнить конденсатор многоходовым со стороны воды. Примем число ходов по воде равным $n_{\text{хв}} = 2$. Соответственно число труб в конденсаторе увеличится в два раза, так как скорость воды в трубах остается постоянной. В общем случае число труб пропорционально числу ходов по воде.

Уточняем значения теплопроводности и динамической вязкости при текущей температуре стенки $t_{w2,i=2} = 25,5^\circ\text{C}$:

– теплопроводность $\lambda_{w2} = 0,608 \text{ Вт/(м}\cdot^\circ\text{C)}$;

– динамическая вязкость $\mu_{w2} = 8,86 \cdot 10^{-4} \text{ Па}\cdot\text{с}$.

Повторяем расчет по зависимостям (6.13)–(6.27):

$$\begin{aligned}
n_{\text{XB}} &= 2; \\
\varepsilon_t &= 0,986; \\
\alpha'_2 &= 14140 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C}); \\
n_{\text{ТР}} &= 3400; \\
m &= 67; \\
a &= 34; \\
C_\alpha &= 0,463; \\
\alpha_2 &= 6547 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C}); \\
k &= 1962 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C}); \\
F_2 &= 546,6 \text{ м}^2; \\
q_2 &= 12637 \text{ Вт}/\text{м}^2; \\
t_{w2,i=3} &= 25,7\text{°C}; \\
L_{i=3} &= 2,68 \text{ м}; \\
D_k &= 1,78 \text{ м}.
\end{aligned}$$

Текущее значение температуры наружной стенки равно предыдущему значению, т. е. найдена истинная температура, равная 25,7°С.

При переходе к двухходовому конденсатору отношение длины труб конденсатора к диаметру кожуха $L / D_k = 2,68 / 1,78 = 1,51$, что удовлетворяет требованию. Расчет конденсатора завершен.

Таким образом, спроектированный двухходовой конденсатор имеет внутренний диаметр кожуха 1,78 м, в котором размещается 3400 труб длиной 2,69 м.



Приложение А

ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ РАСЧЕТА ПОВЕРХНОСТЕЙ НАГРЕВА

**Поправка $\varepsilon_{\Delta t}$ к расчету среднелогарифмического
температурного напора**

<p style="text-align: center;">Диаграмма определения поправки к температурному напору</p>	<p style="text-align: center;">Схемы движения потоков</p>	<p style="text-align: center;">Тип поверхности нагрева</p>
		<p style="text-align: center;">Экономайзер, паропере- греватель</p>
		<p style="text-align: center;">Воздухо- подгреватель</p>

Вспомогательные параметры:

$$P = \frac{t''_2 - t'_2}{t'_1 - t''_2},$$

$$R = \frac{t'_1 - t''_1}{t''_2 - t'_2}.$$



Приложение Б СВОЙСТВА ДЫМОВЫХ ГАЗОВ, ВОЗДУХА, ВОДЫ И ВОДЯНОГО ПАРА

Таблица Б1

Физические свойства дымовых газов среднего состава [10]

t , °C	ρ , кг/м ³	c_p , кДж/(кг·К)	$\lambda \cdot 10^2$, Вт/(м·К)	$\nu \cdot 10^6$, м ² /с	Pr
0	1,296	1,042	2,28	12,20	0,72
100	0,950	1,068	3,13	21,54	0,69
200	0,748	1,097	4,01	32,80	0,67
300	0,617	1,122	4,84	45,81	0,65
400	0,525	1,151	5,70	60,38	0,64
500	0,457	1,185	6,56	76,30	0,63
600	0,405	1,214	7,42	93,61	0,62
700	0,363	1,239	8,27	112,1	0,61
800	0,330	1,264	9,15	131,8	0,60
900	0,301	1,290	10,00	152,5	0,59
1000	0,275	1,305	10,90	174,3	0,58
1100	0,257	1,323	11,75	197,1	0,57
1200	0,240	1,340	12,62	221,0	0,56
1300	0,230	1,360	13,46	234,0	0,55
1400	0,220	1,380	14,38	258,0	0,54

Таблица Б2

Физические свойства сухого воздуха при атмосферном давлении [11]

t , °C	ρ , кг/м ³	c_p , кДж/(кг·К)	$\lambda \cdot 10^2$, Вт/(м·К)	$a \cdot 10^6$, м ² /с	$\mu \cdot 10^6$, Па·с	$\nu \cdot 10^6$, м ² /с	Pr
-50	1,584	1,013	2,04	12,7	14,6	9,23	0,728
-10	1,515	1,013	2,12	13,8	15,2	10,04	0,728
-30	1,453	1,013	2,20	14,9	15,7	10,80	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	20,0	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	16,00	0,701
40	1,128	1,005	2,76	24,3	19,1	16,96	0,699
50	1,093	1,005	2,83	25,7	19,6	17,95	0,698
60	1,060	1,005	2,90	27,2	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	22,10	0,690

Окончание табл. Б2

t , °C	ρ , кг/м ³	c_p , кДж/(кг·К)	$\lambda \cdot 10^2$, Вт/(м·К)	$a \cdot 10^6$, м ² /с	$\mu \cdot 10^6$, Па·с	$\nu \cdot 10^6$, м ² /с	Pr
100	0,946	1,009	3,21	33,6	21,9	23,13	0,688
120	0,898	1,009	3,34	36,8	22,8	25,45	0,686
140	0,854	1,013	3,49	40,3	23,7	27,80	0,684
160	0,815	1,017	3,64	43,9	24,5	30,09	0,682
180	0,779	1,022	3,78	47,5	25,3	32,49	0,681
200	0,746	1,026	3,93	51,4	26,0	34,85	0,680
250	0,674	1,038	4,27	61,0	27,4	40,61	0,677
300	0,615	1,047	4,60	71,6	29,7	48,33	0,674
350	0,566	1,059	4,91	81,9	31,4	55,46	0,676
400	0,524	1,068	5,21	93,1	33,0	63,09	0,678
500	0,456	1,093	5,74	115,3	36,2	79,38	0,687
600	0,404	1,114	6,22	138,3	39,1	96,89	0,699
700	0,362	1,135	6,71	163,4	41,8	115,4	0,706
800	0,329	1,155	7,18	188,8	44,3	134,8	0,713
900	0,301	1,172	7,63	216,2	46,7	155,1	0,717
1000	0,277	1,185	8,07	245,9	49,0	177,1	0,719
1100	0,257	1,197	8,50	276,2	51,2	199,3	0,722
1200	0,239	1,210	9,15	316,5	53,5	233,7	0,724

Таблица Б3

**Физические свойства воды при атмосферном давлении
и на линии насыщения [9]**

t , °C	p , МПа	ρ , кг/м ³	c_p , кДж/(кг·К)	$\lambda \cdot 10^2$, Вт/(м·К)	$\mu \cdot 10^6$, Па·с	Pr
0	0,1013	999,9	4,212	55,1	1788	13,67
5	0,1013	1000,1	4,196	57,0	1518	11,18
10	0,1013	999,7	4,191	57,4	1306	9,52
15	0,1013	999,5	4,185	58,7	1137	8,11
20	0,1013	998,2	4,183	59,9	1004	7,02
25	0,1013	997,2	4,181	60,6	890,6	6,15
30	0,1013	995,7	4,174	61,8	801,5	5,42
35	0,1013	993,9	4,181	62,4	720,2	4,82
40	0,1013	992,2	4,174	63,5	653,3	4,31
45	0,1013	989,9	4,182	64,0	597,0	3,90
50	0,1013	988,1	4,174	64,8	549,4	3,54
55	0,1013	985,4	4,184	65,2	504,7	3,24
60	0,1013	983,1	4,179	65,9	469,9	2,98
65	0,1013	980,4	4,189	66,1	433,7	2,75
70	0,1013	977,8	4,187	66,8	406,1	2,55
75	0,1013	974,8	4,195	66,8	378,0	2,37

t , °С	p , МПа	ρ , кг/м ³	c_p , кДж/(кг·К)	$\lambda \cdot 10^2$, Вт/(м·К)	$\mu \cdot 10^6$, Па·с	Pr
80	0,1013	971,8	4,195	67,4	355,1	2,21
85	0,1013	968,6	4,203	67,2	333,5	2,09
90	0,1013	965,3	4,208	68,0	314,9	1,95
95	0,1013	961,9	4,212	67,5	297,4	1,86
100	0,1013	958,4	4,220	68,3	282,5	1,75
110	0,143	951,0	4,233	68,5	259,0	1,60
120	0,198	943,1	4,250	68,6	237,4	1,47
130	0,270	934,8	4,266	68,6	217,8	1,36
140	0,361	926,1	4,287	68,5	201,1	1,26
150	0,476	917,0	4,313	68,4	186,4	1,17
160	0,618	907,0	4,346	68,3	173,6	1,10
170	0,792	897,3	4,380	67,9	162,8	1,05
180	1,003	886,9	4,417	67,4	153,0	1,03
190	1,255	876,0	4,459	67,0	144,2	0,96
200	1,555	863,0	4,505	66,3	136,4	0,93
210	1,908	852,8	4,555	65,5	130,5	0,91
220	2,320	840,3	4,614	64,5	124,6	0,89
230	2,798	827,3	4,681	63,7	119,7	0,88
240	3,348	813,6	4,756	62,8	114,8	0,87
250	3,978	799,0	4,844	61,8	109,9	0,86
260	4,694	784,0	4,949	60,5	105,9	0,87
270	5,505	767,9	5,070	59,0	102,0	0,88
280	6,419	750,7	5,230	57,4	98,1	0,90
290	7,445	732,3	5,485	55,8	94,2	0,93
300	8,592	712,5	5,736	54,0	91,2	0,97
310	9,870	691,1	6,071	52,3	88,3	1,03
320	11,290	667,1	6,574	50,6	85,3	1,11
330	12,865	640,2	7,244	48,4	81,4	1,22
340	14,608	610,1	8,165	45,7	77,5	1,39
350	16,537	574,4	9,504	44,4	72,6	1,60
360	18,674	528,0	1761,5	42,3	39,5	2,35
370	21,053	450,5	1892,5	42,4	33,7	6,79

Таблица Б4

Физические свойства водяного пара на линии насыщения [9]

t , °С	p , МПа	ρ , кг/м ³	h , кДж/кг	c_p , кДж/(кг·К)	$\lambda \cdot 10^2$, Вт/(м·К)	$\mu \cdot 10^6$, Па·с	Pr
0,01	0,00061	0,00485	2500	1,861	16,97	0,9158	1,00
5	0,00087	0,00679	2510	1,865	17,38	0,9351	1,00
10	0,00123	0,00939	2519	1,869	17,70	0,9500	1,00

t , °C	p , МПа	ρ , кг/м ³	h , кДж/кг	c_p , кДж/(кг·К)	$\lambda \cdot 10^2$, Вт/(м·К)	$\mu \cdot 10^6$, Па·с	Pr
15	0,00170	0,01282	2528	1,873	17,97	0,9627	1,00
20	0,00234	0,01729	2537	1,877	18,24	0,9745	1,00
25	0,00317	0,02304	2546	1,881	18,52	0,9864	1,00
30	0,00424	0,03037	2556	1,885	18,83	0,9989	1,00
35	0,00562	0,03966	2564	1,889	19,17	1,012	1,00
40	0,00738	0,05117	2574	1,895	19,53	1,026	1,00
50	0,01233	0,08303	2592	1,907	20,34	1,058	0,99
60	0,01992	0,1302	2609	1,923	21,22	1,092	0,99
70	0,03116	0,1981	2626	1,942	22,14	1,127	0,99
80	0,04736	0,2932	2643	1,967	23,09	1,162	0,99
90	0,07011	0,4232	2660	1,997	24,07	1,196	0,99
100	0,1013	0,598	2676	2,135	2,372	11,97	1,08
110	0,143	0,826	2691	2,177	2,489	12,46	1,09
120	0,198	1,121	2706	2,206	2,593	12,85	1,09
130	0,270	1,496	2721	2,257	2,686	13,24	1,11
140	0,361	1,966	2734	2,315	2,791	13,54	1,12
150	0,476	2,547	2747	2,395	2,884	13,93	1,16
160	0,618	3,258	2758	2,479	3,012	14,32	1,18
170	0,792	4,122	2769	2,583	3,128	14,72	1,21
180	1,003	5,157	2778	2,709	3,268	15,11	1,25
190	1,255	6,397	2786	2,856	3,419	15,60	1,30
200	1,555	7,862	2793	3,023	3,547	15,99	1,36
210	1,908	9,588	2798	3,199	3,722	16,38	1,41
220	2,320	11,62	2801	3,408	3,896	16,87	1,47
230	2,798	13,99	2803	3,634	4,094	17,36	1,54
240	3,348	16,76	2803	3,881	4,290	17,75	1,61
250	3,978	19,98	2801	4,157	4,515	18,24	1,68
260	4,694	23,72	2796	4,467	4,800	18,83	1,75
270	5,505	28,09	2788	4,815	5,115	19,32	1,82
280	6,419	33,19	2778	5,234	5,490	19,91	1,90
290	7,445	39,15	2765	5,694	5,830	20,59	2,01
300	8,592	46,21	2748	6,280	6,270	21,28	2,13
310	9,870	54,58	2726	7,118	6,840	21,97	2,29
320	11,290	64,72	2699	8,206	7,510	22,85	2,50
330	12,865	77,10	2665	9,881	8,260	23,93	2,86
340	14,608	92,76	2622	12,35	9,300	25,20	3,35
350	16,537	113,6	2566	16,24	10,700	26,58	4,03
360	18,674	144,0	2484	23,03	12,790	29,13	5,23
370	21,053	203,0	2335	56,52	17,100	33,73	11,10



ЛИТЕРАТУРА

1. Володин, В. И. Промышленная теплоэнергетика: учеб.-метод. пособие по курсовому проектированию для студентов специальности 1-43 01 06 «Энергоэффективные технологии и энергетический менеджмент» / В. И. Володин. – Минск: БГТУ, 2021. – 80 с.
2. Конвективный тепло- и массоперенос / В. Каст [и др.]. – М.: Энергия, 1980. – 49 с.
3. Керн, Д. Развитые поверхности нагрева / Д. Керн, А. Краус. – М.: Энергия, 1977. – 464 с.
4. Тепловой и гидравлический расчет теплообменного оборудования АЭС. Методические указания: РД 24.035.05-89: введ. 01.07.1990. – Л.: НПО ЦКТИ, 1991. – 211 с.
5. Оребренные поверхности нагрева паровых котлов / Г. И. Левченко [и др.]. – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 168 с.
6. Теоретические основы теплотехники. Теплотехнический эксперимент: справочник / под общ. ред А. В. Клименко, В. М. Зорина. – М.: МЭИ, 2004. – 564 с.
7. Теплопередача в двухфазном потоке / под ред. Д. Баттерворса, Г. Хьюитта. – М.: Энергия, 1980. – 328 с.
8. Злобин, В. Г. Паротурбинные установки тепловых и атомных электростанций. Ч. 1. Тепловые схемы. Конструкция: учеб. пособие / В. Г. Злобин. – СПб.: ВШТЭ СПбГУПТД, 2020. – 136 с.
9. Александров, А. А. Таблицы теплофизических свойств воды и водяного пара: справочник / А. А. Александров, Б. А. Григорьев. – М.: Издательство МЭИ, 2003. – 158 с.
10. Тепловой расчет котлов. Нормативный метод / А. А. Абрютин [и др.]. – СПб.: ВТИ: НПО ЦКТИ, 1998. – 258 с.
11. Кириллов, П. Л. Справочник по теплогидравлическим расчетам / П. Л. Кириллов, Ю. С. Юрьев, В. П. Бобков. – М.: Энергоатомиздат, 1990. – 360 с.



ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	3
1. Особенности теплового расчета конвективных поверхностей нагрева парового котла и конденсатора паротурбинной установки.....	5
1.1. Методика теплового расчета	5
1.2. Коэффициенты теплоотдачи.....	8
1.3. Параметры теплообменных аппаратов	13
1.4. Компоновка поверхностей нагрева парового котла и конденсатора	16
2. Тепловой расчет конвективного пароперегревателя.....	27
3. Тепловой расчет гладкотрубного экономайзера	36
4. Тепловой расчет экономайзера с ребренными трубами	46
4.1. Особенности конструкции и исходные данные.....	46
4.2. Пример расчета поверхности нагрева ребристого экономайзера	47
5. Тепловой расчет воздухоподогревателя	54
6. Тепловой расчет конденсатора паротурбинной установки	60
6.1. Особенности конструкции и исходные данные.....	60
6.2. Пример расчета конденсатора	61
Приложение А. Вспомогательные данные для расчета поверхностей нагрева	67
Приложение Б. Свойства дымовых газов, воздуха, воды и водяного пара	68
Литература.....	72

Учебное издание

**Володин Виктор Иванович
Карлович Татьяна Борисовна**

**ПРИМЕРЫ ТЕПЛОВОГО РАСЧЕТА
КОНВЕКТИВНЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ
НАГРЕВА ПАРОВОГО КОТЛА
И КОНДЕНСАТОРА
ПАРОТУРБИННОЙ УСТАНОВКИ**

Учебно-методическое пособие

Редактор *О. П. Приходько*
Компьютерная верстка *О. П. Приходько*
Дизайн обложки *П. М. Никитина*
Корректор *О. П. Приходько*

Подписано в печать 22.03.2023. Формат 60×84 ¹/₁₆.
Бумага офсетная. Гарнитура Таймс. Печать ризографическая.
Усл. печ. л. 4,3. Уч.-изд. л. 4,4.
Тираж 40 экз. Заказ .

Издатель и полиграфическое исполнение:
УО «Белорусский государственный технологический университет».
Свидетельство о государственной регистрации издателя,
изготовителя, распространителя печатных изданий
№ 1/277 от 20.03.2014.
Ул. Свердлова, 13а, 220006, г. Минск.