

Быстрый поиск по Банку Рефератов:

Найти!

[Описание работы](#) | [Похожие работы](#)

Введение

В нефтеперерабатывающей промышленности получили большое распространение воздушные холодильники и конденсаторы-холодильники различных технологических потоков.

Применение аппаратов воздушного охлаждения (АВО) дает ряд эксплуатационных преимуществ, главными из которых являются экономия охлаждающей воды и уменьшение количества сточных вод, сокращение затрат труда на чистку аппарата ввиду отсутствия накипи и солеотложения, уменьшение расходов на организацию оборотного водоснабжения технологических установок.

Трубки в АВО применяются с наружным спиральным оребрением, в результате чего существенно улучшается теплопередача. Интенсификация теплообмена с помощью оребрения поверхности труб может быть достигнута только при условии хорошего подвода тепла от стенок труб к ребрам, что обеспечивается изготовлением ребристых труб из материалов с высоким коэффициентом теплопроводности или изготовлением ребристых труб из биметалла, причем материал ребер должен обладать большим коэффициентом теплопроводности, чем материал трубы.

В данной работе производится проектный расчет воздушного холодильника горизонтального типа.

1.

Использование низкопотенциальных вторичных энергоресурсов

Наиболее сложно найти применение низкопотенциальным тепловым ВЭР (<100 °С). В последнее время их используют для отопления и кондиционирования промышленных и жилых зданий, применяют тепловые насосы для повышения температурного потенциала или для получения холода. Такие ВЭР используют только на отопление близко расположенных теплиц или рыбоводных хозяйств.

В промышленных условиях охлаждение дымовых газов до температуры ниже 100 °С весьма затруднительно прежде всего из-за конденсации водяных паров. Холодные стенки труб, по которым циркулирует нагреваемая среда, запотевают и подвергаются интенсивной коррозии. Чтобы исключить коррозию, промышленные подогреватели воздуха иногда изготавливают из некорродирующих стеклянных труб. Если нет вибрации, такие трубы работают достаточно долго.

Для подогрева воды низкотемпературными газами ($t < 100$ °С) начинают использовать контактные экономайзеры, представляющие собой обычные смесительные теплообменники типа градирни (рис. 1.1).

Вода в них нагревается за счет теплоты контактирующих с ней газов. Поверхность контакта капель воды с газом большая, и теплообменник получается компактным и дешевым по сравнению с рекуперативным (трубчатым), но вода насыщается вредными веществами,

содержащимися в дымовых газах. В некоторых случаях это допустимо, например, для воды, идущей в систему хим-водоподготовки в котельных или на ТЭС. Если загрязнение воды недопустимо, то ставят еще один теплообменник, в котором «грязная» вода отдает теплоту «чистой» и возвращается в контактный экономайзер. Змеевики, по которым циркулирует «чистая» вода, можно установить и внутри контактного экономайзера вместо насадки.

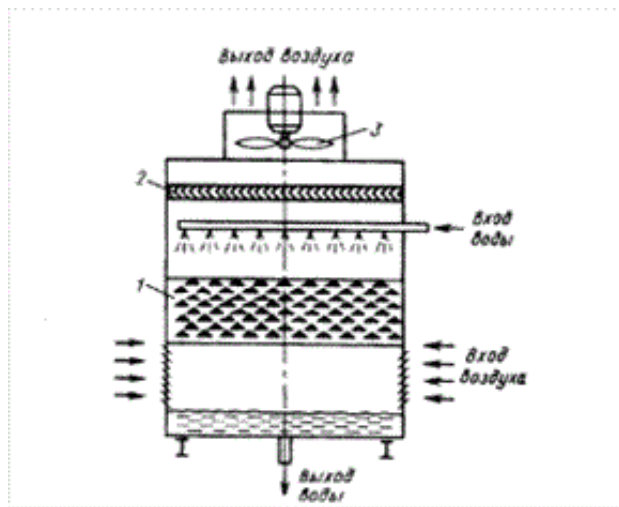


Рис. 1.1 - Схема смесительного теплообменника (градирни): 1 — насадка (кольца Рашига); 2— каплеотбойник; 3— вытяжной вентилятор

1.1 Направление и общие схемы использования отработавшего пара

Отработавший производственный пар имеет давление 0,1—0,3 МПа, а иногда и 1 МПа, т. е. колеблется в широких пределах. Однако, несмотря на широкий диапазон колебания давления отработавший (иногда называют мятым) пар в основном имеет низкое давление.

Отработавший пар многих производств загрязнен механическими и агрессивными химическими примесями. Некоторые производственные агрегаты работают с переменной нагрузкой, что ведет к образованию прерывистых потоков отработавшего пара. Все это усложняет использование отработавшего пара и вызывает необходимость предварительной очистки пара от загрязнения, преобразования прерывистых потоков отработавшего пара в постоянный поток тепла, а также повышения давления отработавшего пара с помощью тепловых трансформаторов.

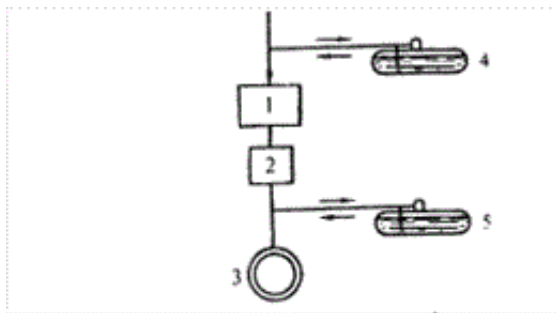
Отработавший производственный пар используют для технологических целей, теплоснабжения, выработки электроэнергии, комбинированно для целей выработки электроэнергии и теплоснабжения, получения холода.

Использование отработавшего пара для технологических целей чрезвычайно разнообразно и определяется в каждом отдельном случае характером технологического процесса. Например, пропарка бетона, подача пара в газогенератор при получении смешанного или водяного газа, нагрев аммиака на заводах азотной промышленности, разофев вязкого мазута, увлажнения доменного дутья и т.п.

Это направление является наиболее простым по исполнению, капитальные затраты и эксплуатационные расходы не значительны, а энергетический эффект весьма высок, так как коэффициент регенерации тепла и зависит только от температуры отводимого конденсата и

состав лает не менее 85%, а при использовании конденсата в технологическом процессе равен 100%.

По схеме использования отработавшего пара для теплоснабжения (рис. 1.2) отходящий от производственной установки 1 отработавший пар проходит через очистительное устройство 2 и направляется к тепловому потребителю 3. При резких колебаниях количества пара, потребляемого производственной установкой, на линии острого пара применяется установка пароводяного аккумулятора 4. При несоответствии режимов отхода отработавшего пара и тепловых нагрузок теплового потребителя устанавливается аккумулятор 5.



Быстрый поиск по Банку Рефератов:

Найти!

[Описание работы](#) | [Похожие работы](#)

Рис. 1.2 - Принципиальная схема использования отработавшего газа для теплоснабжения

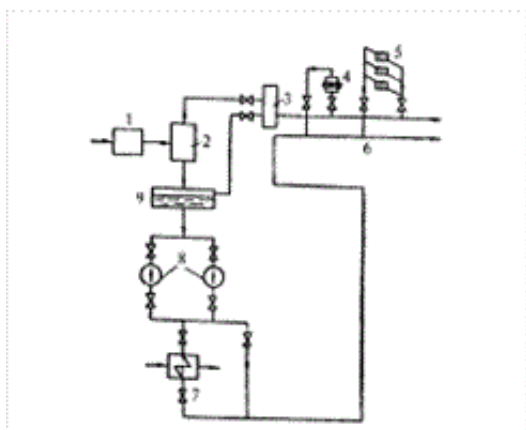


Рис. 1.3 - Теплоутилизационная установка с подогревателями смешения

По схеме теплоутилизационной установки с подогревателями смешения (рис. 1.3) отработавший пар, пройдя пароочиститель 1 поступает в пленочный подогреватель смешения 2. От потребителей 4 и 5 сетевая вода направляется в коллектор 3 и подогреватель смешения 2, где подогревается отработавшим паром. Из подогревателя вода поступает в сборный бак 9, откуда насосами S подается в тепловую сеть 6. При повышенном расходе тепла у потребителей вода дополнительно подогревается острым паром в пиковом подогревателе 7. Эту схему можно применять при высококачественной очистке пара от загрязнений и отсутствия требования о возврате конденсата. Если конденсат подлежит возврату в котельную, то установка выполняется с поверхностными подогревателями.

Отработавший пар для выработки электроэнергии может использоваться в турбинах мягого пара, в турбинах двойного давления, а также в теплофикационных турбинах с промежуточным

подводом пара.

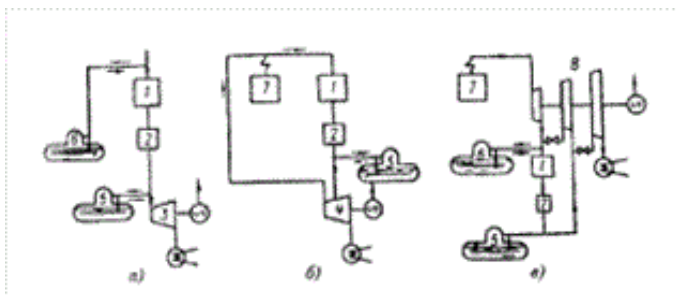


Рис. 1.4 - Схема использования отработавшего пара для выработки электроэнергии:

1 — производственный агрегат; 2 — пароочиститель; 3 — турбина мягого пара; 4— турбина двойного давления; 5, 6 — тепловые аккумуляторы; 7— парогенератор; 8 — теплофикационная турбина

Установки с турбиной мягого пара (рис. 1.4,а) предназначены для выработки электроэнергии только за счет отработавшего пара. В связи с тем, что возможны перерывы в поступлении отработавшего пара от производственного агрегата, тепловые аккумуляторы, особенно аккумулятор 5 должны выполняться со значительной аккумулялирующей способностью. Работа установки с турбинами двойного давления протекает в более благоприятных условиях, так как в турбину 4 (рис. 1.4,б) не зависимо от работы производственного агрегата / обеспечено непрерывное поступление пара, и аккумулятор 6 обычно в этом случае не устанавливается. Если на предприятии имеется местная ТЭЦ, отработавший пар используют в теплофикационных агрегатах (рис. 1.4,в).

Энергетическая эффективность использования отработавшего пара для выработки электроэнергии, как правило, не зависит от общей схемы энергоснабжения данного предприятия. Это обусловлено тем, что утилизирующая электрогенерирующая установка замещает в общем случае соответствующую мощность конденсационной электростанции.

В связи с тем, что электроснабжение сезонного характера не имеет, а избытки выработанной электроэнергии всегда могут быть переданы в общую электросеть, это значительно облегчает круглогодичное использование отработавшего пара и делает весьма перспективными комбинированные установки для теплоснабжения и выработки электроэнергии.

По схеме комбинированного использования тепловой потребитель включается на линии между пароочистителем и турбиной. В теплоутилизационной установке (рис. 1.5) пар из парогенератора 1 поступает на производственный агрегат 3, на турбину двойного давления 12 и паровой привод питательного насоса 10. Летом отработавший пар используется в основном в турбине 12 для производства электроэнергии, зимой в теплообменнике 7 для подогрева сетевой воды.

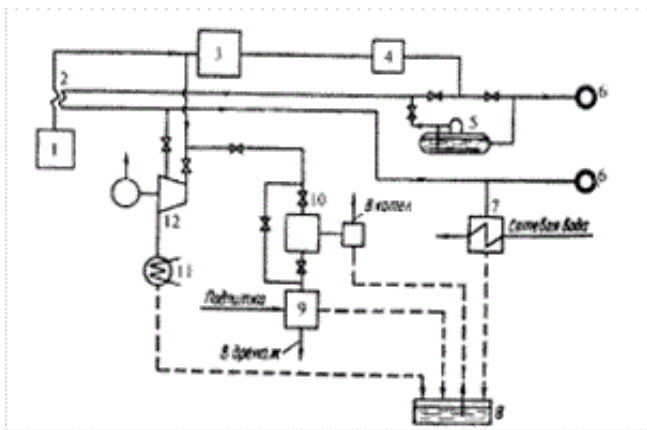


Рис. 1.5 - Схема теплоутилизационной установки для выработки теплоэнергии и теплоснабжения:

1 — парогенератор; 2— промежуточный пароперегреватель; 3 — производственный агрегат; 4 — пароочиститель; 5— тепловой аккумулятор; 6— потребители тепла; 7— теплообменник; 8— бак питательной воды; 9— химводоочистка; 10— питательный насос; 11— конденсатор; 12— турбина двойного давления

Схема дает возможность свободно перераспределять потоки отработавшего пара между электрогенерирующей установкой и тепловыми потребителями.

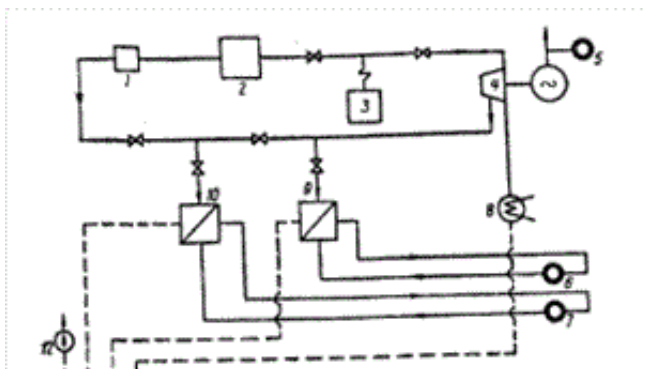


Рис. 1.6 - Схема комплексного использования тепла отработавшего пара летом и зимой:

1 — пароочиститель; 2 — производственный агрегат; 3 — парогенератор; 4— теплофикационная турбина; 5— потребитель электроэнергии; 6— потребитель тепла; 7— потребитель холода; 8 — конденсатор; 9 — теплообменник; 10 — абсорбционная холодильная установка; 11 — бак ниппельной воды; 12 — питательный насос

Получение холода. Потребности промышленности в холоде непрерывно возрастают. Крупными потребителями холода являются заводы химической, металлургической, пищевой и других отраслей промышленности. Холод все больше применяется в технологических процессах, для кондиционирования воздуха, получения искусственного льда, а также для процессов, связанных с низкими температурами.

Быстрый поиск по Банку Рефератов:

Найти!

[Описание работы](#) | [Похожие работы](#)

подавляющее большинство предприятий оснащено в настоящее время компрессионными

холодильными машинами. Эти машины сложны и дороги, а главное — для производства холода затрачивают очень много электрической энергии. Электрическую энергию могут заменить тепловые отходы, имеющиеся в избытке почти на каждом химическом, металлургическом, нефтехимическом предприятии, т. е. как раз в тех отраслях производства, которые являются основными потребителями холода. Холод за счет тепловых отходов получают в абсорбционных холодильных машинах. Перспективным является также использование для этих целей сезонных излишков тепла ТЭЦ.

Абсорбционные холодильные машины могут устанавливаться как самостоятельные автономные установки, так и в сочетании с установками теплоснабжения и выработки электроэнергии. Применение автономных холодильных установок может быть оправданно лишь тогда, когда холодоснабжение осуществляется круглогодично. Поскольку в большинстве случаев холодоснабжение носит сезонный (летний) характер, то более рационально осуществлять комплексное использование тепла отработавшего пара (рис. 1.6). Отработавший пар от производственного агрегата 2 после пароочистителя 1 направляется в магистраль, в которую поступает также пар из промышленного отбора теплофикационной турбины 4. Из этой магистрали в летний период пар поступает в абсорбционную холодильную установку 10, снабжающую холодом потребителя 7. В зимний период включается в работу теплообменник 9 для снабжения теплом потребителя 6.

Преимуществом данной схемы является возможность эффективного круглогодичного использования отработавшего пара, а также круглогодичная работа турбины по теплофикационному циклу.

1.2 Принципиальные схемы использования теплоты производственной воды

Вода широко применяется для охлаждения конструктивных элементов огнетехнических установок, а также в производственных процессах, протекающих при низких температурах, для искусственного охлаждения технологического продукта или аппаратуры. Примерами могут служить: водяное охлаждение металлургических печей, печей химических производств; охлаждения горячей серной кислоты после контактного аппарата или конденсатора; охлаждения водой различных нефтепродуктов; охлаждение конденсаторов паровых турбин, масло- и воздухоохладителей генераторов на электростанциях, конденсаторов смешивающего типа выпарных батарей алюминиевых растворов на глиноземных заводах; охлаждение рубашек цилиндров двигателей внутреннего сгорания и т.д.

Конечная температура охлаждающей воды колеблется в интервале 293—363 К, не превышая в большинстве случаев 232—433 К.

Нагретую производственную воду можно использовать для теплоснабжения и горячего водоснабжения, агротеплофикации и для выработки электроэнергии.

Теплоснабжение. Использование нагретой производственной воды для теплоснабжения часто затруднено из-за сезонного характера отопительной нагрузки. График потребления такой воды можно несколько выровнять, внедряя горячее водоснабжение. Большие избытки неиспользованной нагретой воды, особенно в летний период, рационально утилизировать в абсорбционно-холодильных установках.

Возможным вариантом использования производственной воды для теплоснабжения является нагревание вентиляционного воздуха, поступающего в производственные помещения.

Интересны комбинированные схемы, предусматривающие одновременное использование охлаждающей воды и какого-либо другого вида ВЭР, например использование тепла горячего воздуха из колчеданных печей и тепла охлаждающей воды из серно кислотных холодильников. По этой схеме (рис. 1.7) горячий воздух из валов колчеданных печей 1 с температурой 473 К используют в первой зоне теплообменника 2 для нагрева воды на нужды централизованного теплоснабжения комбината и жилого поселка. Температура горячего воздуха после теплообменников составляет 343 К. Охлаждающую воду из сернокислотных холодильников используют для восполнения утечек из тепловых сетей и покрытия нагрузок горячего водоснабжения поселка и комбината. Воду для охлаждения кислоты подают из реки в холодильники 3, в которых она нагревается до 313 К. Затем отправляют в промежуточный сборный бак 4, откуда насосом перекачивают к водоподготовительной установке 5. После очистки от механических примесей устранения временной жесткости и деаэрации подпиточную воду подают в теплообменник 2, где она подогревается до 335 К. Подпиточную и обратную воду после смешения подают насосом во вторую зону теплообменника 2, где она подогревается до 355 К и поступает в тепловые сети.

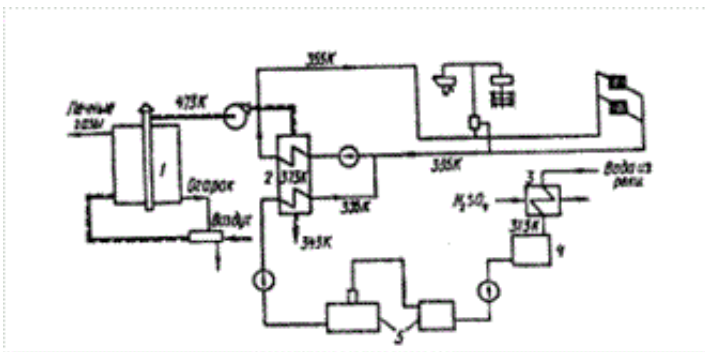


Рис. 1.7 - Комбинированная схема использования тепла горячего воздуха охлаждающей воды

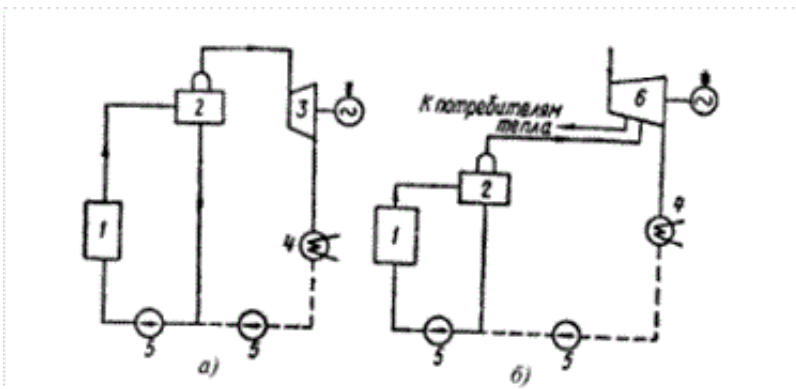


Рис. 1.8 - Принципиальные схемы использования физического тепла нагретой производственной воды для выработки электроэнергии

В рассмотренной схеме надежно обеспечено требуемое охлаждение кислоты до 308—313 К, так как режим работы сернокислотных холодильников не зависит от температурного графика регулирования тепловых сетей. В летнее время установка работает с использованием тепла только от холодильников кислоты для горячего водоснабжения.

Выработка электроэнергии. Значительные количества нагретой производственной воды на промышленных предприятиях не всегда можно использовать для теплоснабжения в связи с ограниченной потребностью в тепле и сезонным характером теплоснабжения. Иногда эффективно применять этот вид ВЭР для выработки электроэнергии.

Возможная доля годового выхода тепла нагретой воды для выработки электроэнергии почти всегда выше, чем при направлении его в систему теплоснабжения. Особенно эффективны электроэнергетические методы использования горячей воды в комплексе с другими энергоресурсами в условиях энергоснабжения промышленных предприятий по комбинированной схеме.

Рассмотрим две схемы использования нагретой воды с замкнутой циркуляцией теплоносителя (рис. 1.8). Нагретая вода от производственных охлаждаемых установок 1 поступает в испаритель 2. В испарителе поддерживается давление ниже давления насыщения при температуре теплоносителя. Благодаря этому часть воды испаряется, и полученный насыщенный пар поступает по схеме а в первую ступень конденсационной турбины 3. Сконденсированный в конденсаторе 4 пар и оставшаяся после испарения вода насосами 5 подаются снова на производственные охлаждаемые установки. Этими установками могут быть агрегаты, имеющие систему охлаждения конструктивных элементов, а также оборудование для охлаждения производственных отходов и технологической продукции. Для сооружения установки по схеме а требуется специальная утилизирующая турбина низкого давления с соответствующим комплексом сооружений систем водоснабжения, электрического оборудования, зданий и прочих устройств, а также персонал для обслуживания турбоагрегатов и связанных с ним вспомогательных устройств. Более простыми в сооружении, с минимальными капитальными затратами и эксплуатационными расходами являются установки, выполненные по схеме б. В этом случае предполагается размещение испарителей непосредственно на заводской ТЭЦ и подача вторичного пара в часть низкого давления теплофикационной турбины с промежуточным впуском пара 6 [1].

2. Расчет теплообменника

2.1 Тепловая нагрузка холодильника

Тепловая нагрузка аппарата определяем по формуле:

Быстрый поиск по Банку Рефератов: |

[Описание работы](#) | [Похожие работы](#)

$$Q_1 = G_1 \cdot (q_{T_{вх}} - q_{T_{вых}})$$

где $q_{T_{вх}}$; $q_{T_{вых}}$ – энтальпия керосинового дистиллята при температуре входа и выхода соответственно, определяется по таблицам приложения 2 [2].

$$EQ \quad Q_1 = 26000 \cdot (260 - 82,1) = 4,63 \cdot 10^6 \text{ кДж/ч} = 1289 \text{ кВт.}$$

2.2 Массовый и объемный расход воздуха

Из уравнения теплового баланса холодильника

$$G_1 \cdot (q_{T_{вх}} - q_{T_{вых}}) = G_2 \cdot (C_p' \cdot T_2' - C_p' \cdot T_2)$$

где G_1 – производительность аппарата, кг/час;

$q_{ТВХ}$; $q_{ТВЫХ}$ – энтальпия конденсата при температуре входа и выхода соответственно, кДж/кг;

G_2 – количество необходимого воздуха, кг/час;

C''_p , C'_p – теплоемкость воздуха при начальной (T''_2 , °C) и конечной температуре (T'_2 , °C), кДж/кг·K.

Объемный секундный расход воздуха:

$$V_s = \frac{Q_1}{\rho_s \cdot C_p \cdot (T_2'' - T_2')}$$

Где ρ_B – плотность воздуха при его начальной температуре, кг/м³, определяется по табл. 2.1 [2].

$$V_s = \frac{4,63 \cdot 10^6}{1,197 \cdot 1,007 \cdot 10^3 \cdot (343 - 295)} = 22 \text{ (м}^3/\text{с)}.$$

Для проектируемого аппарата выбираем осевой вентилятор ЦАГИ УК-2М, с регулируемым углом установки наклона лопастей [2].

2.3 Характеристика труб

Для холодильника выбираем оребренные биметаллические трубы. Отечественная промышленность выпускает оребренные трубы для воздушных холодильников длиной 4 и 8 м. для дальнейшего расчета принимаем трубы длиной 4 м. материал внутренней трубы – латунь ЛО-70-1. Материал оребрения – алюминиевый сплав АД1М. количество ребер, приходящихся на 1 м трубы, $X=286$. Коэффициент оребрения $\phi=9$.

Для сравнения для гладких труб принимается тот же материал, что и у оребренных.

2.4 Коэффициент теплоотдачи со стороны керосинового дистиллята

Коэффициент теплоотдачи со стороны керосинового дистиллята будет одинаков для оребренных и гладких труб.

Быстрый поиск по Банку Рефератов:

Найти! |

[Описание работы](#) | [Похожие работы](#)

Средняя температура керосинового дистиллята в АВО:

$$T_{ср1} = \frac{T_1' + T_1''}{2} = \frac{397 + 315}{2} = 356 \text{ K}$$

Коэффициент теплопроводности:

$$\lambda_{сп1} = \frac{0,1346}{\rho_{288}^{288}} (1 - 0,00047 \cdot T_{сп1})$$

Вт/(м·К),

$$\lambda_{сп1} = \frac{0,1346}{0,804} (1 - 0,00047 \cdot 356) = 0,14$$

Вт/(м·К).

Теплоемкость:

$$c_{сп1} = \frac{1}{\sqrt{\rho_{288}^{288}}} (0,762 - 0,0034 \cdot T_{сп1})$$

кДж/(кг·К),

$$c_{сп1} = \frac{1}{\sqrt{0,804}} (0,762 - 0,0034 \cdot 356) = 2,18$$

кДж/(кг·К).

Относительная плотность:

$$\rho_{277}^{T_{сп1}} = \rho_{277}^{293} - \alpha(T_{сп1} - 293)$$

$$\rho_{277}^{356} = 0,82 - 0,000765(356 - 293) = 0,772$$

Кинематическую вязкость принимаем по практическим данным [2]:

$$\nu_{сп1} = 0,9 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}.$$

Минимальная скорость движения керосинового дистиллята, при которой обеспечивается устойчивый турбулентный поток ($Re=10^4$):

$$\omega_{мин} = \frac{10^4 \cdot \nu_{сп1}}{d_1} = \frac{10^4 \cdot 0,9 \cdot 10^{-6}}{0,021} = 0,43$$

м/с.

Для проектируемого холодильника выбираем $\omega = 1,5$ м/с $>$ $\omega_{мин}$. Тогда

$$Re = \frac{1,5 \cdot 0,021}{0,9 \cdot 10^{-6}} = 35000$$

$Re > 10^4$, коэффициент теплоотдачи со стороны керосинового дистиллята:

$$\alpha_1 = 0,021 \frac{\lambda_{сп1}}{d_1} Re_{сп1}^{0,8} \cdot Pr_{сп1}^{0,43} \left(\frac{Pr_{сп1}}{Pr_{\omega 1}} \right)^{0,25} \cdot \varepsilon_1$$

Вт/(м²·К),

Где Pr_{cp1} - критерий Прандтля при температуре $T_{cp1}=356$ К,

Быстрый поиск по Банку Рефератов:

Найти!

[Описание работы](#) | [Похожие работы](#)

$Pr_{\omega 1}$ - критерий Прандтля при температуре стенки трубы со стороны керосинового дистиллята $T_{\omega 1}$,

ε_l - поправочный коэффициент, учитывающий отношение длины трубы к ее диаметру. Для нашей трубы $\varepsilon_l = 1$.

Находим критерий Прандтля при температуре $T_{cp1}=356$ К:

$$Pr_{cp1} = \frac{v_{cp1} \cdot c_{cp1} \cdot \rho_{cp1}}{\lambda_{cp1}} = \frac{0,9 \cdot 10^{-6} \cdot 2,18 \cdot 772 \cdot 3600}{0,5} = 10,90$$

Предварительно принимаем температуру стенки трубы со стороны керосинового дистиллята $T_{\omega 1}=354$ К. определяем критерий Прандтля при этой температуре:

$$Pr_{\omega 1} = \frac{0,96 \cdot 10^{-6} \cdot 2,14 \cdot 772 \cdot 3600}{0,5} = 11,42$$

Коэффициент теплоотдачи со стороны керосинового дистиллята:

$$\alpha_1 = 0,021 \frac{0,14}{0,021} 35000^{0,8} \cdot 10,90^{0,43} \left(\frac{10,90}{11,42}\right)^{0,25} \cdot 1 = 1676 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}.$$

2.5 Расчет коэффициента теплоотдачи со стороны воздуха в случае применения гладких труб

Скорость воздушного потока в сжатом сечении:

$$\omega_0 = \frac{V_D}{F_c} = \frac{64}{7,5} = 8,5 \text{ м/с,}$$

где V_D – действительный секундный расход воздуха из паспорта на вентилятор, $\text{м}^3/\text{с}$,

F_c – площадь сжатого сечения в пучке труб, через которое проходит воздух, (подробно рассчитывается в [2]), м^2 .

Средняя температура воздуха:

$$T_{cp2} = \frac{T_2' + T_2''}{2} = \frac{295 + 343}{2} = 319 \text{ K}$$

Кинематическую вязкость воздуха принимаем по [2]:

$$\nu_{cp2} = 17,26 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с.}$$

Величина критерия Рейнолдса:

$$Re = \frac{8,5 \cdot 0,028}{17,26 \cdot 10^{-6}} = 13800$$

Коэффициент теплоотдачи:

Быстрый поиск по Банку Рефератов:

[Описание работы](#) | [Похожие работы](#)

$$\alpha_2 = 0,37 \frac{\lambda}{d_3} \varepsilon_{ам} Re^{0,6} \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),$$

где $\varepsilon_{ам} = 1$ - поправочный коэффициент, учитывающий угол атаки;

$\lambda = 0,0273 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ – коэффициент теплопроводности воздуха при его средней температуре [2].

$$\alpha_2 = 0,37 \frac{0,0273}{0,028} \cdot 1 \cdot 13800^{0,6} = 105 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

2.6 Расчет коэффициента теплопередачи для пучка гладких труб

Для биметаллических труб и загрязненной поверхности теплообмена:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \left(\frac{\delta}{\lambda}\right)_{ze} + \left(\frac{\delta}{\lambda}\right)_n + \left(\frac{\delta}{\lambda}\right)_a + \left(\frac{\delta}{\lambda}\right)_{zk} + \frac{1}{\alpha_2}}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),$$

где $\left(\frac{\delta}{\lambda}\right)_{ze}$ - тепловое сопротивление внутреннего слоя загрязнения, $0,00035 \text{ (м}^2 \cdot \text{К)}/\text{Вт}$ [2],

$\left(\frac{\delta}{\lambda}\right)_n$ - тепловое сопротивление латунной стенки, $0,000022 \text{ (м}^2 \cdot \text{К)}/\text{Вт}$ [2],

$\left(\frac{\delta}{\lambda}\right)_a$ - тепловое сопротивление алюминиевой трубы, $0,000073 \text{ (м}^2 \cdot \text{К)}/\text{Вт}$ [2],

$$\left(\frac{\delta}{\lambda}\right)_{\text{зн}}$$

- тепловое сопротивление наружного слоя загрязнения, 0,00060 (м²·К)/Вт [2],

$$K = \frac{1}{\frac{1}{1676} + 0,00035 + 0,000022 + 0,000073 + 0,00060 + \frac{1}{105}} = 90 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}.$$

2.7 Расчет среднего температурного напора

Средний температурный напор определяется по методу Белокопя [2]:

$$\Delta T_{\text{ср}} = \frac{\tau_{\text{макс}} - \tau_{\text{мин}}}{2,31 \lg \frac{\tau_{\text{макс}}}{\tau_{\text{мин}}}}$$

$\tau_{\text{макс}}, \tau_{\text{мин}}$ - соответственно большая и меньшая разность температур, определяемая по формулам:

$$\tau_{\text{макс}} = \theta + 0,5 \Delta T,$$

$$\tau_{\text{мин}} = \theta - 0,5 \Delta T,$$

Где θ - разность среднеарифметических температур горячего и холодного теплоносителей

$$\theta = \frac{T_1' + T_1''}{2} + \frac{T_2' + T_2''}{2},$$

Быстрый поиск по Банку Рефератов:

Найти!

[Описание работы](#) | [Похожие работы](#)

А ΔT – характеристическая разность температур:

$$\Delta T = \sqrt{(\Delta T_1 + \Delta T_2)^2 + 4 \cdot P \cdot \Delta T_1 \cdot \Delta T_2},$$

где ΔT_1 – перепад температур в горячем потоке;

ΔT_2 – перепад температур в холодном потоке;

P – индекс противоточности.

$$\Delta T_1 = 393 - 343 = 50 \text{ К}$$

$$\Delta T_2 = 315 - 295 = 20 \text{ К}$$

$$\Delta T = \sqrt{(50+20)^2 + 4 \cdot 0,98 \cdot 50 \cdot 20} = 31,3 \text{ К}$$

$$\theta = 63 \text{ К}$$

$$\tau_{\max} = 63 + 0,5 \cdot 31,3 = 78,6 \text{ К,}$$

$$\tau_{\min} = 63 - 0,5 \cdot 31,3 = 47,4 \text{ К,}$$

$$\Delta T_{\text{ср}} = \frac{78,6 - 47,4}{2,3 \lg \frac{78,6}{47,4}} = 61,8 \text{ К.}$$

Температура стенки трубы со стороны керосинового дистиллята:

$$T_{\text{ст}} = T_{\text{ср1}} - \frac{k \cdot \Delta T_{\text{ср}}}{\alpha_1} = 356 - \frac{90 \cdot 61,8}{1676} = 353 \text{ К,}$$

Найденная температура близка к ранее принятой.

2.8 Расчет коэффициента теплоотдачи при поперечном обтекании воздухом пучка оребренных труб

Коэффициент теплоотдачи при спиральном оребрении труб:

$$\alpha_x = 0,346 \cdot \lambda \cdot \left(\frac{\rho_e \cdot w_0}{\mu} \right)^{0,68} \cdot \text{Pr}^{0,33} \cdot d_3^{-0,77} \cdot \delta_p^{0,3} \cdot d_4^{0,15}$$

где λ - коэффициент теплопроводности воздуха при его средней температуре, Вт/(м·К) [2];

w_0 - скорость воздушного потока в сжатом сечении одного ряда труб оребренного пучка, м/с [2];

Быстрый поиск по Банку Рефератов:

Найти!

[Описание работы](#) | [Похожие работы](#)

η - динамическая вязкость воздуха при средней температуре, Па·с [2];

Pr – критерий Прандтля при средней температуре [2];

δ_p - средняя толщина ребра, м [2].

Подставив значения всех величин:

$$\alpha_x = 0,346 \cdot 0,0273 \cdot \left(\frac{1,1166 \cdot 10,6}{19,26 \cdot 10^{-5}} \right)^{0,68} \cdot 0,71^{0,33} \cdot 0,023^{-0,77} \cdot 0,00085^{0,3} \cdot 0,049^{0,15} = 95 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К).}$$

2.9 Расчет приведенного коэффициента теплоотдачи со стороны воздуха в случае пучка оребренных труб

Приведенный коэффициент теплоотдачи для круглых ребер:

$$\alpha_{пр} = \left[1 + \frac{F_p}{F_n} (E \cdot \varepsilon_{\Delta} - 1) \right] \frac{\psi \cdot \alpha_x}{1 + \beta_3 \cdot \psi \cdot \alpha_x},$$

где F_p – поверхность ребер, приходящаяся на 1 м длины трубы, $\text{м}^2/\text{м}$ [2];

F_n – полная наружная поверхность 1 м трубы, $\text{м}^2/\text{м}$ [2];

E – коэффициент эффективности ребра, учитывающий понижение температуры по мере удаления от основания, находится по рис. 2.6 [2];

ε_{Δ} – коэффициент, учитывающий трапецивидную форму сечения ребра, определяется по рис. 2.7 [2];

ψ – экспериментальный коэффициент, учитывающий неравномерность теплоотдачи по поверхности ребра;

β_3 – тепловое сопротивление загрязнения наружной поверхности трубы, $0,0006 \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$.

$$\alpha_{пр} = \left[1 + \frac{0,761}{0,84} (0,96 \cdot 1,02 - 1) \right] \frac{0,85 \cdot 95}{1 + 0,00060 \cdot 0,85 \cdot 95} = 76 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

2.10 Расчет коэффициента теплопередачи для пучка оребренных труб

Ведем расчет на единицу гладкой поверхности трубы по [2]:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \left(\frac{\delta}{\lambda}\right)_{ст} + \left(\frac{\delta}{\lambda}\right)_{п} + \left(\frac{\delta}{\lambda}\right)_{а} + \left(\frac{\delta}{\lambda}\right)_{зк} + \frac{F_{ст}}{F_n} \cdot \frac{1}{\alpha_{пр}}}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),$$

где $F_{ст}$ - поверхность гладкой трубы по наружному диаметру, приходящаяся на на 1 м ее длины. Все остальные величины и обозначения см. выше.

$$K = \frac{1}{\frac{1}{1676} + 0,00035 + 0,000022 + 0,000073 + 0,00060 + \frac{0,088}{0,821} \cdot \frac{1}{76}} = 330 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Быстрый поиск по Банку Рефератов:

Найти!

[Описание работы](#) | [Похожие работы](#)

Можно сделать вывод о том, что при прочих равных условиях оребрение гладкой поверхности трубы со стороны воздуха приводит к значительному увеличению коэффициента теплопередачи.

2.11 Расчет поверхности теплообмена холодильника

$$F = \frac{Q_1}{k_0 \cdot \Delta T_{cp}} = \frac{1289000}{330 \cdot 61,8} = 63,2 \text{ м}^2$$

Количество труб

$$n = \frac{F}{F_1} = \frac{63,2}{0,352} = 180$$

В случае отсутствия оребрения:

$$F_1 = \frac{Q_1}{k_0 \cdot \Delta T_{cp}} = \frac{1289000}{90 \cdot 61,8} = 232 \text{ м}^2$$

Количество труб

$$n_1 = \frac{F}{F_1} = \frac{232}{0,352} = 659$$

2.12 Расчет аэродинамического сопротивления пучка труб

Аэродинамическое сопротивление пучка труб определяется по формуле:

$$\Delta P = 9,7 \cdot \frac{\rho_B}{g} \cdot W_{уз}^2 \cdot n_B \cdot \left(\frac{S_p}{d_H} \right)^{-0,72} \cdot Re^{-0,24}$$

где ρ_B – плотность воздуха при его начальной температуре, кг/м³;

$W_{уз}$ – скорость воздуха в узком сечении трубного пучка, 10,6 м/с;

n_B – число горизонтальных рядов труб в пучке (по вертикали);

$d_H = 0,028$ м – наружный диаметр трубы;

$S_p = 0,0035$ м – шаг ребер.

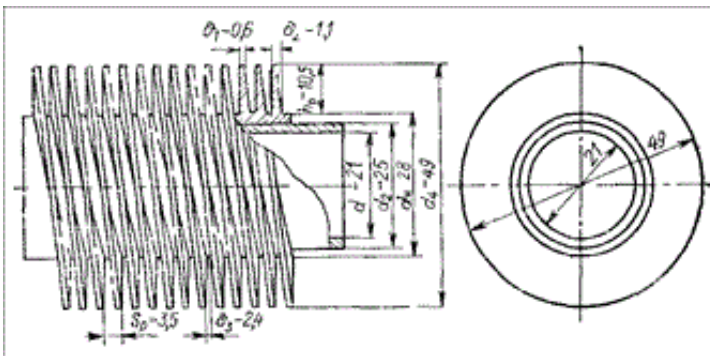


Рисунок 2.1 – Оребренная биметаллическая труба

Критерий Рейнольдса, отнесенный к диаметру труб d_H , определяется по формуле:

Быстрый поиск по Банку Рефератов:

Найти!

[Описание работы](#) | [Похожие работы](#)

$$Re = \frac{W_{uz} \cdot d_H}{\nu_{cp}}$$

где ν_{cp} – кинематическая вязкость воздуха при средней температуре воздуха, m^2/s .

$$Re = \frac{10,6 \cdot 0,028}{17,26 \cdot 10^{-5}} = 16800$$

$$\Delta P = 9,7 \cdot \frac{1,18}{9,81} \cdot 10,6^2 \cdot 6 \cdot \left(\frac{0,0035}{0,028} \right)^{-0,72} \cdot 16800^{-0,24} = 334 \text{ Па.}$$

2.13 Расчет мощности электродвигателя к вентилятору

Мощность, потребляемая вентилятором, находится по формуле:

$$N_s = 0,00981 \frac{V_s \cdot \Delta P}{g}$$

где η – к.п.д. вентилятора, принимается в пределах $\eta = 0,62 - 0,65$.

$$N = 0,00981 \cdot \frac{22 \cdot 334}{9,81 \cdot 0,62} = 10,6 \text{ кВт.}$$

При подборе электродвигателя расчетную мощность следует увеличить на 10 % для обеспечения пуска двигателя. Поэтому действительная мощность двигателя:

$$N_{э.д.} = 1,1 \cdot N;$$

$$N_{э,д} = 1,1 \cdot 10,6 = 11,7 \text{ кВт.}$$

3. Тепловой и эксергетический балансы холодильника

3.1 Тепловой баланс аппарата

Тепловой баланс аппарата:

$$Q_1^i + Q_2^i = Q_1^e + Q_2^e,$$

Где Q_1^i - количество тепла, поступающего в АВО с керосиновым дистиллятом,

Q_2^i - количество тепла, уходящего с керосиновым дистиллятом, находятся по формулам:

$$Q_1^i = G_1 \cdot q_{T_1} = 26000 \cdot 260 = 6760 \text{ кДж/ч,}$$

$$Q_2^i = G_1 \cdot q_{T_2} = 26000 \cdot 82,1 = 2134,6 \text{ кДж/ч.}$$

Быстрый поиск по Банку Рефератов:

Найти!

[Описание работы](#) | [Похожие работы](#)

где Q_2^e, Q_2^e - количество тепла, приходящее и уходящее с воздухом:

$$Q_2^e = G_2 \cdot c_p^i \cdot T_2^i = 93324 \cdot 1,005 \cdot 295 = 27668 \text{ кДж/ч,}$$

$$Q_2^e = G_2 \cdot c_p^e \cdot T_2^e = 93324 \cdot 1,009 \cdot 343 = 32298 \text{ кДж/ч,}$$

$$6760 + 27668 = 2135 + 32298,$$

$$34428 \approx 34433$$

Тепловой баланс сошелся.

Тепловая диаграмма представлена на рисунке 2.2.

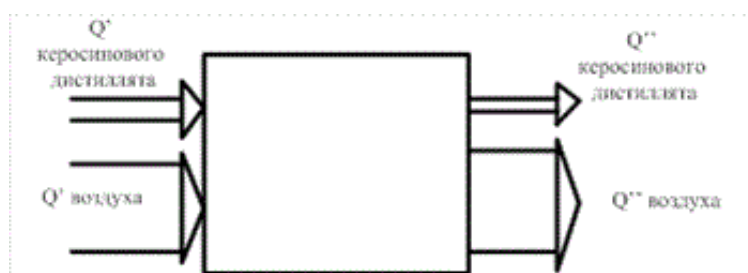


Рис. 2.2 – Тепловая диаграмма АВО

3.2 Эксергетический баланс потоков

Эксергетический баланс теплообменника:

$$\Delta Ex_1 = \Delta Ex_2 + \sum D$$

где $\Delta Ex_1 = Ex_1' - Ex_1''$, кВт – уменьшение эксергии горячего теплоносителя,

$\Delta Ex_2 = Ex_2'' - Ex_2'$, кВт – увеличение эксергии холодного теплоносителя;

$\sum D$ – потери эксергии, кВт.

Эксергия нагреваемого потока рассчитывается следующим образом:

$$Ex_2' = Q \left[1 - \frac{293}{T_2} \right] = 1289 \left[1 - \frac{293}{295} \right] = 8,7 \text{ кВт,}$$

$$Ex_2'' = Q \left[1 - \frac{293}{T_2} \right] = 1289 \left[1 - \frac{293}{343} \right] = 187,9 \text{ кВт.}$$

$$\Delta Ex_2 = Ex_2'' - Ex_2' = 187,9 - 8,7 = 179,2 \text{ кВт.}$$

Эксергия охлаждаемого потока:

Быстрый поиск по Банку Рефератов:

Найти!

[Описание работы](#) | [Похожие работы](#)

$$Ex_1' = Q \left[1 - \frac{293}{T_1} \right] = 1289 \left[1 - \frac{293}{397} \right] = 337,7 \text{ кВт,}$$

$$Ex_1'' = Q \left[1 - \frac{293}{T_1} \right] = 1289 \left[1 - \frac{293}{315} \right] = 90,0 \text{ кВт,}$$

$$\Delta Ex_1 = Ex_1' - Ex_1'' = 337,7 - 90 = 247,7 \text{ кВт.}$$

Потери эксергии в АВО:

$$\sum D = 247,7 - 179,2 = 68,5 \text{ кВт.}$$

Эксергетический КПД АВО:

$$\eta = \frac{\Delta E x_2}{\Delta E x_1} = \frac{179,2}{247,7} = 0,72$$

Эксергетическая диаграмма представлена на рис. 2.3.

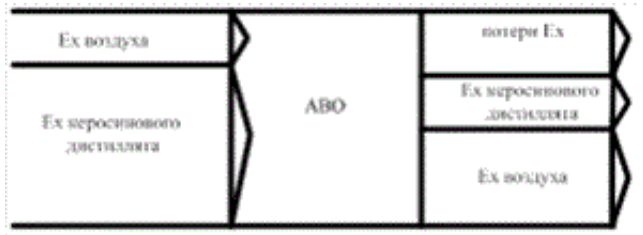


Рис. 2.3 – Эксергетическая диаграмма

Список использованных источников

- 1 Латыпов Р.Ш., Шарафиев Р.Ф. Техническая термодинамика и энерготехнология химических производств. – М.: Энергоатомиздат. – 1995. – 344 с.
- 2 Кузнецов А.А., Кагерманов С.М., Судаков Е.Н. Расчеты процессов и аппаратов нефтеперерабатывающей промышленности. Ленинград.: Химия. – 1974. – 344 с.

Дополнительный список литературы

1. [Основы конструирования и расчета химической аппаратуры. Справочник](#)
2. [Процессы и аппараты защиты окружающей среды. Защита атмосферы: учебное пособие для ВУЗов](#)
3. [Процессы и аппараты химической технологии. Общий курс](#)
4. [Регенерация ионитов. Теория процесса и расчет аппаратов](#)

[Описание работы](#) | [Похожие работы](#)