



**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ
РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ**

**Белорусский национальный
технический университет**

**Кафедра ЮНЕСКО «Энергосбережение и возобновляемые
источники энергии»**

**ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНЫЕ ТЕПЛОМАССОБМЕННЫЕ
И ХОЛОДИЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ**

*Методические указания к курсовому проекту
«Разработка теплотехнологической установки»*

**Минск
БНТУ
2017**

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
Белорусский национальный технический университет

Кафедра ЮНЕСКО «Энергосбережение и возобновляемые
источники энергии»

ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНЫЕ ТЕПЛОМАССОБМЕННЫЕ И ХОЛОДИЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ

Методические указания к курсовому проекту
«Разработка теплотехнологической установки»
для студентов специальности
1-43 01 06 «Энергоэффективные технологии и
энергетический менеджмент»

Минск
БНТУ
2017

УДК 621.1.016+621.561.59:378.147.091.313(075.8)

ББК 31.392я7

К 71

Составитель

Э. М. Космачева

Рецензенты:

д-р. техн. наук, проф. *Н. Б. Карницкий*;

канд. техн. наук, доц. *Ф. И. Молочко*

Приводятся методики выбора и расчета рациональных схем, основного и вспомогательного оборудования, а также мероприятий по повышению энергоэффективности теплотехнологических установок. Приведенные методики могут активно использоваться студентами в ходе курсового проектирования по дисциплине «Энергоэффективные тепломассообменные и холодильные установки», а также при выполнении дипломного проекта.

© Белорусский национальный
технический университет, 2017

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	4
1. Методические указания по расчету компрессионной холодильной установки.....	4
2. Методические указания по расчету теплонасосной установки для утилизации тепла низкопотенциального источника энергии.....	11
3. Методические указания по расчету абсорбционной холодильной установки.....	19
4. Методические указания по расчету сушилки с кипящим слоем.....	28
5. Требования по оформлению курсового проекта	36
Литература	38
Приложение А	39
Приложение Б.....	40
Приложение В	41
Приложение Г	42

ВВЕДЕНИЕ

Тематика курсовых проектов по дисциплине «Энергоэффективные тепломассообменные и холодильные установки» для студентов специальности 1-43 01 06 "Энергоэффективные технологии и энергетический менеджмент" предполагает разработку следующих теплотехнологических установок: выпарная, ректификационная, сушильная, холодильная (теплонасосная) установка. Рассчитываются протекающие в них процессы, разрабатываются и проектируются энергоэффективные теплотехнологические схемы и конструктивные элементы оборудования. Рассматриваются варианты схем оптимального использования вторичных энергоресурсов.

Во второй части методических указаний представлены методики проектирования компрессионных холодильной и теплонасосной установок, абсорбционной холодильной установки и сушильной установки с кипящим слоем.

Объем проекта: расчетно-пояснительная записка объемом 25-35 стр., графическая часть – 2 листа формата А2.

1. МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО РАСЧЕТУ КОМПРЕССИОННОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

Задание

Рассчитать компрессионную холодильную установку при следующих данных:

- холодопроизводительность установки – Q_0 ;
- средняя температура охлаждаемого помещения - $t_{оп}$;
- средняя температура охлаждающей воды - $t_{в ср}$;
- переохлаждение конденсата - Δt .

Принципиальная схема аммиачной компрессионной холодильной установки изображена на рисунке 1.1.

Компрессор одноступенчатого сжатия I, приводимый в действие асинхронным электродвигателем II, засасывает из испарителя V холодильный агент – пары аммиака NH_3 . Жидкий аммиак кипит в испарителе при температуре t_0 и давлении p_0 под воздействием энергии в виде теплового потока, полученного от рассола. Рассол – раствор $CaCl_2$ (или $NaCl$) в воде циркулирует по системе охлаждения

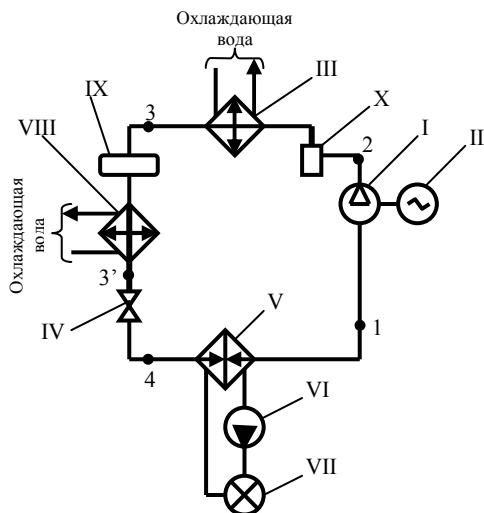


Рисунок 1.1 - Принципиальная схема парожидкостной компрессионной холодильной установки

камер холодильника VII при помощи центробежного насоса VI, отнимая теплоту от продуктов, находящихся в камерах. Сжатые до давления конденсации p_k пары аммиака при температуре перегрева t_2 направляются через маслоотделитель IX в конденсатор III, охлаждаемый водой из системы оборотного водоснабжения. Сконденсировавшийся аммиак при температуре t_k собирается в ресивере IX, представляющем запасную емкость, откуда через переохладитель VIII транспортируется к регулирующей станции, имея температуру $t_{3'}$. В регулирующем вентиле IV жидкий аммиак дросселируется до давления p_0 и температуры t_0 , при этих параметрах он поступает снова в испаритель.

Значения энтальпии i в различных точках холодильного цикла (рисунок 1.2) определяются с помощью диаграммы T-s для аммиака. Индексы значений i_1, i_2 и т.д. и t_1 и t_2 и т.д. соответствуют точкам на диаграмме T-s.

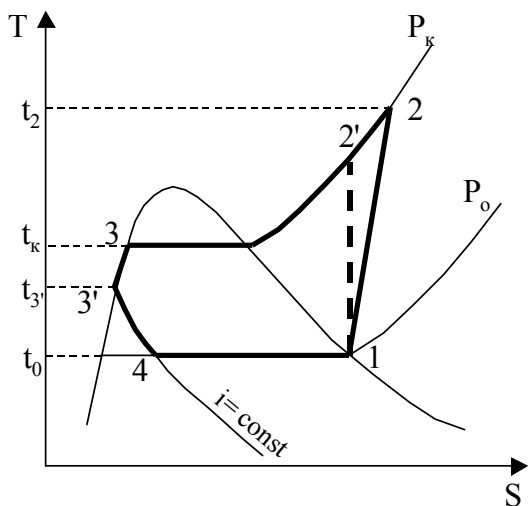


Рисунок 1.2 - Цикл парожидкостной компрессионной холодильной установки

Для построения цикла в T, s - диаграмме определяются следующие параметры:

- температура рассола $t_p = t_{оп} - (2...3)...(5...7) \text{ } ^\circ\text{C}$;
- температура аммиака в испарителе $t_0 = t_p - (2...3)...(5...7) \text{ } ^\circ\text{C}$; с помощью T, s – диаграммы аммиака по t_0 находится его давление в испарителе p_0 ;
- температура конденсации аммиака $t_k = t_{в\text{ ср}} + (2...3)...(5...7) \text{ } ^\circ\text{C}$; на T, s – диаграмме аммиака по t_k находится его давление в конденсаторе p_k .

Строится цикл компрессионной холодильной установки в T, s – диаграмме:

- проводится изобара p_0 до пересечения с верхней пограничной кривой в точке 1;
- проводится изобара p_k до пересечения с нижней пограничной кривой в точке 3';
- из точки 1 проводится адиабата (вертикаль) до пересечения с изобарой p_k в точке 2;

- из точки 3' по нижней пограничной кривой опуститься на Δt (величину переохлаждения конденсата) до точки 3;
- из точки 3 по линии $i = \text{const}$ (процесс дросселирования) опуститься до пересечения с изобарой p_0 в точке 4.

Определяются основные параметры (p , t , i) в характерных точках цикла 1, 2, 3, 3', 4 и удельный объем аммиака в точке 1.

Удельная массовая холодопроизводительность

$$q_0 = i_1 - i_4, \quad \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}. \quad (1.1)$$

Массовый расход аммиака в системе

$$G_{\text{ха}} = \frac{Q}{q_0}, \quad \frac{\text{кг}}{\text{с}}. \quad (1.2)$$

Удельная объемная холодопроизводительность

$$q_v = \frac{q_0}{v_1}, \quad \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}. \quad (1.3)$$

Действительная объемная производительность компрессора

$$V_d = v_1 G_{\text{ха}} \quad (1.4)$$

Коэффициент подачи

$$\lambda = \lambda_v \lambda_\omega \lambda_{\text{пл}}, \quad (1.5)$$

где λ_v - объемный коэффициент компрессора; λ_ω - коэффициент подогрева; $\lambda_{\text{пл}}$ - коэффициент плотности;

$$\lambda_V = 1 - c \left(\frac{p_K}{p_O} - 1 \right), \quad (1.6)$$

где c – коэффициент, учитывающий наличие вредного пространства, $c = 1,5 \dots 8 \%$. Для крупных горизонтальных машин $c = 1,5 \dots 3,0 \%$; мелких горизонтальных $c = 5 \dots 8 \%$; вертикальных простого действия $c = 2 \dots 6 \%$.

$$\lambda_\omega = \frac{T_O}{T_K}; \quad (1.7)$$

здесь $T_O = t_O + 273$; $T_K = t_K + 273$.

Коэффициент плотности принимается $\lambda_{пл} = 0,95 \dots 0,98$.

Теоретическая объемная производительность компрессора

$$V_T = \frac{V_D}{\lambda}. \quad (1.8)$$

То же через характеристики компрессора

$$V_T = \frac{\pi D^2}{240} s n z, \quad \frac{m^3}{c}; \quad (1.9)$$

где D – диаметр цилиндра компрессора, м; s – ход поршня компрессора, м; n – число оборотов коленчатого вала компрессора, об/мин; z – число цилиндров компрессора.

Откуда диаметр поршня

$$D = \sqrt{\frac{240 V_T}{\pi s n z}}, \quad m \quad (1.10)$$

Из таблиц [2] выбирается компрессор.

Работа, затрачиваемая компрессором на адиабатное обратимое сжатие 1 кг хладагента в процессе 1-2'

$$l = i_{2'} - i_1, \quad \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (1.11)$$

Теоретическая мощность компрессора

$$N_T = G_{\text{ха}} l, \quad \text{кВт} \quad (1.12)$$

Индикаторная мощность компрессора

$$N_i = \frac{N_T}{\eta_i}, \quad \text{кВт} \quad (1.13)$$

где η_i – индикаторный КПД компрессора, равный $\eta_i = \lambda_{\omega} + b t_o$,
 λ_{ω} – коэффициент подогрева; b – коэффициент, который для компрессоров:

- горизонтальных двойного действия $b = 0,002$;
- аммиачных вертикальных простого действия $b = 0,001$;
- фреоновых вертикальных простого действия $b = 0,0025$.

Эффективная мощность компрессора

$$N_e = \frac{N_i}{\eta_M}, \quad \text{кВт}, \quad (1.14)$$

где η_M – механический КПД, $\eta_M = 0,98 \dots 0,99$.

Мощность на валу двигателя

$$N_{\text{д}} = (1, 1 \dots 1, 12) \frac{N_{\text{е}}}{\eta_{\text{п}}}, \quad \text{кВт}, \quad (1.15)$$

где $\eta_{\text{п}}$ – КПД передачи, $\eta_{\text{п}} = 0,98 \dots 0,99$.

Теоретический холодильный коэффициент

$$\varepsilon_{\text{т}} = \frac{q_{\text{о}}}{\ell}. \quad (1.16)$$

Действительный холодильный коэффициент

$$\varepsilon_{\text{д}} = \varepsilon_{\text{т}} \eta_{\text{i}} \eta_{\text{м}}. \quad (1.17)$$

Выбираются теплообменные аппараты (конденсатор, переохладитель, испаритель), включенные в схему холодильной установки (рисунок 1.1).

По такой же схеме рассчитывается парожидкостный компрессионный тепловой насос для утилизации теплоты низкопотенциального источника.

2. МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО РАСЧЕТУ ТЕПЛОНАСОСНОЙ УСТАНОВКИ ДЛЯ УТИЛИЗАЦИИ ТЕПЛА НИЗКОПОТЕНЦИАЛЬНОГО ИСТОЧНИКА ЭНЕРГИИ

Задание

Расчитать одноступенчатую компрессионную теплонасосную установку при следующих данных:

- назначение - теплоснабжение промышленного предприятия;
- рабочий агент – фреон (R-21, R-142 или другой);
- источник низкопотенциальной энергии - вода из системы технологического охлаждения, речная вода или другое;
- средний расход низкопотенциальной воды – G_n ;
- температура низкопотенциальной воды на входе в тепловой насос- t_n' ;
- температура воды в системе теплоснабжения: прямой $t_{сп}$, обратной t_{co} .

Принципиальная схема одноступенчатой компрессионной теплонасосной установки изображена на рисунке 2.1.

Компрессор одноступенчатого сжатия I, приводимый в действие асинхронным электродвигателем II, засасывает из испарителя V пары рабочего агента. Жидкий агент кипит в испарителе при температуре t_0 и давлении p_0 под воздействием энергии в виде теплового потока, полученного от низкопотенциального теплоносителя (например, воды, циркулирующей в системе обратного водоснабжения промышленного предприятия VII при помощи насоса VI). Сжатые до давления конденсации p_k пары рабочего агента при температуре перегрева t_2 направляются в конденсатор III, охлаждаемый, например, сетевой водой из системы теплоснабжения коммунально-бытового потребителя VIII. Сконденсировавшийся рабочий агент, выходящий из конденсатора при температуре t_k дросселируется в регулирующем вентиле IV до давления p_0 и температуры t_0 , при этих параметрах он поступает снова в испаритель. В схеме теплового насоса после конденсатора может быть установлен переохладитель рабочего агента, включенный последовательно с конденсатором по сетевой воде (на рисунке 2.1 переохладитель отсутствует).

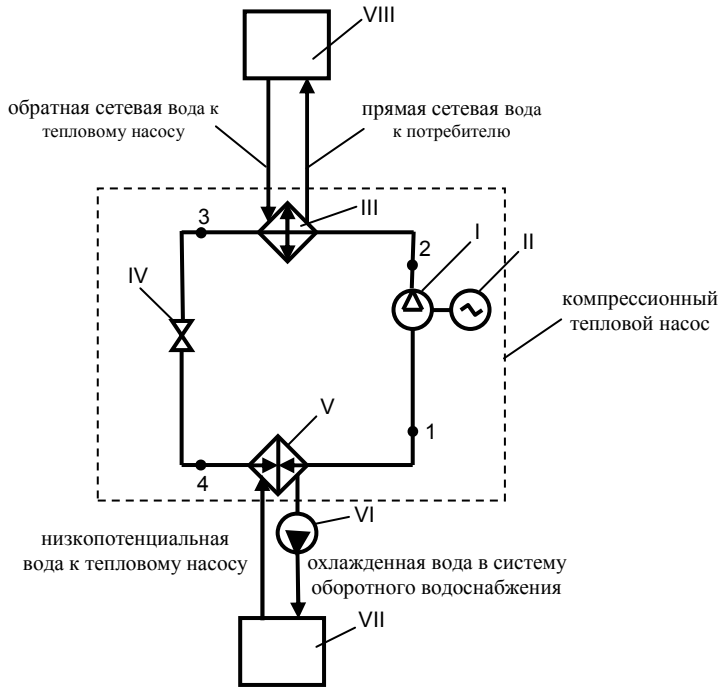


Рисунок 2.1 - Принципиальная схема одноступенчатой компрессионной теплонасосной установки

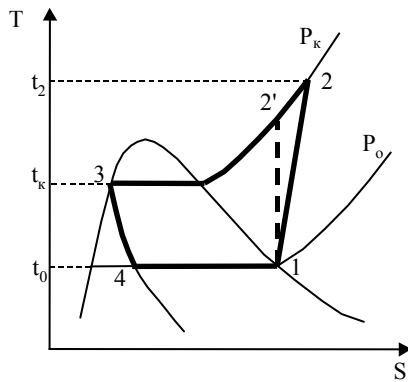


Рисунок 2.2 - Цикл одноступенчатого компрессионного теплового насоса

Значения энтальпии i в различных точках цикла (рисунок 2.2) определяются с помощью фазовой диаграммы рабочего агента (T - s или i - $\lg p$). Для построения цикла в T , s - диаграмме определяются параметры рабочего агента по следующей методике.

Принимая величину снижения температуры низкопотенциального теплоносителя в испарителе теплового насоса $\Delta t_{\text{H}}'' = 5 \dots 10 \text{ } ^\circ\text{C}$, определяем температуру его на выходе из испарителя

$$t_{\text{H}}'' = t_{\text{H}}' - \Delta t_{\text{H}}'' \quad (2.1)$$

Для определения температуры испарения рабочего агента в испарителе t_0 и конденсации в конденсаторе $t_{\text{к}}$ рассмотрим температурные графики соответствующих теплообменных аппаратов (рисунки 2.3 и 2.4).

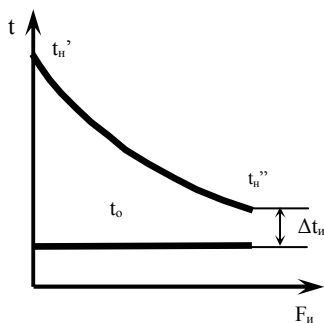


Рисунок 2.3 – Температурный график испарителя

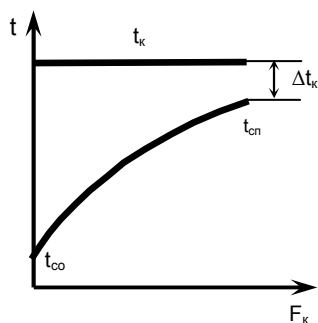


Рисунок 2.4 – Температурный график конденсатора

Принимая минимальную разность температур в испарителе (рисунок 2.3) $\Delta t_{\text{и}} = 2 \dots 5 \text{ } ^\circ\text{C}$, можно определить температуру кипения рабочего агента по формуле

$$t_0 = t_{\text{H}}'' - \Delta t_{\text{и}} \text{ , } ^\circ\text{C} \quad (2.2)$$

Задаваясь конечной разностью температур в конденсаторе (рисунок 2.4) $\Delta t_{\text{к}} = 2 \dots 5 \text{ } ^\circ\text{C}$, определяем температуру конденсации

$$t_k = t_{сп} - \Delta t_k, \text{ } ^\circ\text{C} \quad (2.3)$$

Используя фазовую диаграмму рабочего агента (рисунок 2.2), находим его параметры (температуру t , давление p , энтальпию i) в характерных точках цикла (1, 2', 3, 4), а также удельный объем на всасе в компрессор v_1 (точка 1). Методика построения цикла в тепловом насосе аналогична компрессионной холодильной установке (см. раздел 1).

Энтальпия рабочего агента на выходе из компрессора в процессе реального сжатия от давления p_0 до p_k (1-2)

$$i_2 = i_1 + \frac{\ell_a}{\eta_i}, \quad \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}, \quad (2.4)$$

где ℓ_a - удельная адиабатная работа компрессора

$\ell_a = i_{2'} - i_1, \quad \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$; η_i - внутренний адиабатный КПД компрессора, $\eta_i = 0,82 \dots 0,88$.

Внутренняя работа компрессора

$$\ell_i = i_2 - i_1, \quad \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}. \quad (2.5)$$

Удельная тепловая нагрузка испарителя

$$q_0 = i_1 - i_4, \quad \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}. \quad (2.6)$$

Удельная тепловая нагрузка конденсатора

$$q_k = i_2 - i_3, \quad \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}. \quad (2.7)$$

Энергетический баланс теплового насоса

$$l_i + q_o = q_k, \quad \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (2.8)$$

Тепловой баланс испарителя

$$Q_o = G_H c_{pV} (t'_H - t''_H) = G_\Phi q_o, \quad \text{кВт} \quad (2.9)$$

где G_H и G_Φ - расход воды низкого потенциала и рабочего агента (фреона), соответственно, кг/с; c_{pV} - массовая изобарная теплоемкость воды, $c_{pV} = 4,19$ кДж/(кг · К).

Из уравнения (2.9) массовый расход фреона в системе

$$G_\Phi = \frac{Q_o}{q_o}, \quad \frac{\text{кг}}{\text{с}} \quad (2.10)$$

Тепловой баланс конденсатора

$$Q_k = G_\Phi q_k = G_c c_{pV} (t_{cП} - t_{cO}), \quad \text{кВт} \quad (2.11)$$

Тепловая нагрузка конденсатора

$$Q_k = G_\Phi q_k, \quad \text{кВт} \quad (2.12)$$

Расход сетевой вода из уравнения (2.11)

$$G_c = \frac{Q_k}{c_{pV} (t_{cП} - t_{cO})}, \quad \text{кг/с} \quad (2.13)$$

Действительная объемная производительность компрессора

$$V_d = G_{\text{ф}} v_1, \text{ м}^3/\text{с} \quad (2.14)$$

Коэффициент подачи

$$\lambda = \lambda_v \lambda_{\omega} \lambda_{\text{пл}}, \quad (2.15)$$

где λ_v - объемный коэффициент компрессора; λ_{ω} - коэффициент подогрева; $\lambda_{\text{пл}}$ - коэффициент плотности;

$$\lambda_v = 1 - c \left(\frac{p_K}{p_0} - 1 \right), \quad (2.16)$$

где c - коэффициент, учитывающий наличие вредного пространства, $c = 1,5 \dots 8 \%$. Для крупных горизонтальных машин $c = 1,5 \dots 3,0 \%$; мелких горизонтальных $c = 5 \dots 8 \%$; вертикальных простого действия $c = 2 \dots 6 \%$.

$$\lambda_{\omega} = \frac{T_0}{T_K}; \quad (2.17)$$

здесь $T_0 = t_0 + 273$; $T_K = t_K + 273$.

Коэффициент плотности принимается $\lambda_{\text{пл}} = 0,95 \dots 0,98$.

Теоретическая объемная производительность компрессора

$$V_T = \frac{V_d}{\lambda}. \quad (2.18)$$

Из таблиц [10] выбирается компрессор.

Принимая электромеханический КПД компрессора $\eta_{\text{эм}} = 0,9$, определяется удельная внешняя работа

$$\ell_{\text{к}} = \frac{\ell_{\text{и}}}{\eta_{\text{эм}}}, \quad \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (2.19)$$

Электрическая мощность компрессора

$$N_{\text{к}}^{\text{э}} = G_{\text{ф}} \ell_{\text{к}}, \quad \text{кВт}. \quad (2.20)$$

Коэффициент трансформации энергии (отопительный коэффициент)

$$\mu = \frac{q_{\text{к}}}{\ell_{\text{к}}}. \quad (2.21)$$

Определение экономии топлива при использовании теплонасосной установки для отопления вместо котельной.

Потребляемая теплонасосной установкой электрическая мощность с учетом потерь в электросетях

$$N_{\text{э}} = \frac{N_{\text{к}}^{\text{э}}}{\eta_{\text{с}}}, \quad \text{кВт}, \quad (2.22)$$

где $\eta_{\text{с}}$ - коэффициент, учитывающий потери в электросетях, $\eta_{\text{с}} = 0,95$.

Расход топлива на КЭС для выработки электроэнергии для привода компрессора теплонасосной установки

$$B_{\text{т}} = N_{\text{э}} b_{\text{КЭС}}^{\text{э}}, \quad \frac{\text{кг у.т.}}{\text{ч}}, \quad (2.23)$$

где $b_{\text{КЭС}}^{\text{э}}$ - удельный расход условного топлива на 1 кВт·ч электроэнергии, вырабатываемой на КЭС; для современных КЭС

$$b_{\text{КЭС}}^{\text{э}} = 0,32 \dots 0,34 \frac{\text{кг у.т.}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}}.$$

Расход топлива в замещающей котельной на выработку и отпуск потребителям $Q_{\text{к}}$ теплоты

$$B_{\text{к}} = \frac{3600 Q_{\text{к}}}{Q_{\text{усл}} \eta_{\text{к}}}, \frac{\text{кг у.т.}}{\text{ч}}, \quad (2.24)$$

где $Q_{\text{усл}}$ - теплота сгорания условного топлива, $Q_{\text{усл}} = 29330$ кДж/кг; $\eta_{\text{к}}$ - КПД котельной с учетом собственных нужд, принять $\eta_{\text{к}} = 0,85$.

Экономия условного топлива

$$\Delta B = B_{\text{к}} - B_{\text{т}}, \frac{\text{кг у.т.}}{\text{ч}}. \quad (2.25)$$

Удельная экономия условного топлива на единицу отпущенной теплоты

$$\Delta b = \frac{\Delta B}{3,6 Q_{\text{к}}}, \frac{\text{г у.т.}}{\text{ГДж}}, \quad (2.26)$$

Осуществляется выбор основного оборудования теплонасосной установки (компрессора, испарителя, конденсатора) по методикам, используемым при проектировании парожидкостных компрессионных холодильных установок [2, 10].

3. МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО РАСЧЕТУ АБСОРБЦИОННОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

Задание

Расчитать абсорбционную холодильную установку при следующих данных:

- холодопроизводительность установки – Q_0 ;
- температура рассола на входе в испаритель – t_{p1} ;
- температура рассола на выходе из испарителя – t_{p2} ;
- температура охлаждающей воды на входе в аппараты – $t_{в1}$;
- температура охлаждающей воды на выходе из аппаратов – $t_{в2}$;
- давление греющего водяного пара – p ;
- конечные разности температур (принять самостоятельно):
в испарителе – $\Delta t_{и}$; в конденсаторе – $\Delta t_{к}$; в абсорбере – $\Delta t_{а}$; в генераторе – $\Delta t_{г}$; в охладителе – $\Delta t_{3..7}$; в теплообменнике раствора – $\Delta t_{14..10}$; в дефлегматоре $\Delta t_{д} = \Delta t_{к}$, °C (рисунок 3.1).

Абсорбционная холодильная установка (АХУ), принципиальная схема которой представлена на рисунке 3.1, работает следующим образом. К ректификационной колонне Ib из абсорбера IX насосом X через теплообменник VII подводится крепкий раствор давлением p_k , т.е. раствор повышенной концентрации в состоянии 15, представляющий собой смесь хладагента (аммиака) и абсорбента (воды) с концентрацией $\xi_{кр}$. Этот раствор проходит через ректификационную колонну. При этом из состояния 15 крепкий раствор нагревается до температуры кипения, соответствующей $\xi_{кр}$ (точка 8) и образуются пары, равновесное состояние которых характеризуется точкой 1. Обогащенные летучим (аммиаком) пары движутся по колонне вверх, а обедненная жидкость стекает вниз в генератор Ia (состояние 9). Изменение состояния раствора в ректификационной колонне и генераторе изображено на i, ξ - диаграмме линией 15-8-9, в том числе 15-8 – подогрев крепкого раствора до кипения при постоянной $\xi_{кр}$, а 8-9 – изменение состояния кипящего раствора за счет уменьшения его концентрации от $\xi_{кр}$ до $\xi_{сл}$.

Для обогащения паров летучим компонентом в колонну необходимо возвращать флегму, которая образуется при конденсации па-

ров, выходящих из колонны, в дефлегматоре за счет отвода теплоты с охлаждающей водой. В результате после колонны и дефлегматора концентрация паров значительно повышается. Довести концентрацию до единицы, т.е. получить после дефлегматора идеально чистый пар аммиака теоретически невозможно, т.к. для этой цели пришлось бы сконденсировать в дефлегматоре весь пар (флегмовое число $R \rightarrow \infty$). Поэтому концентрацию пара доводят до значения, отличающегося от единицы на доли процента. Процесс обогащения паров в колонне изображен кривой 1-2 на i, ξ -диаграмме.

Генератор, ректификационная колонна и дефлегматор обычно komponуются вместе таким образом, чтобы обеспечить естественное движение паров вверх, а флегмы и крепкого раствора – вниз.

После дефлегматора пар аммиака поступает в конденсатор III – процесс 2-3, затем в охладитель, где дополнительно охлаждается парами хладагента из испарителя – процесс 3-4. Далее жидкий хладагент дросселируется в V ($i = \text{const}$, $\xi = 1 = \text{const}$, поэтому точки 4 и 5 совпадают). Но эти состояния относятся к разным давлениям: точка 4 к p_k , а точка 5 к p_0 . Т.е. в точке 4 – охлажденная жидкость (ниже пограничной кривой p_k), а в точке 5 – влажный насыщенный пар (т.к. выше пограничной кривой p_0).

После дроссельного вентиля хладагент поступает в испаритель VI, где в результате подвода теплоты извне он кипит и превращается в сухой насыщенный пар (процесс 5-6). Затем пары хладагента поступают в охладитель, где перегреваются, охлаждая жидкий хладагент (процесс 6-7) и направляются в абсорбер IX. Там происходит смешение паров аммиака со слабым раствором (кубовым остатком), который перед этим охлаждается в VII (процесс 9-10 при $\xi_{\text{сл}} = \text{const}$) и дросселируется в VIII (процесс 10-11 при $i = \text{const}$ и $\xi_{\text{сл}} = \text{const}$, т.е. точки 10 и 11 совпадают). Итак, в абсорбере смешивается пар с состоянием в точке 7 и жидкость в точке 11. При адиабатном смешении состояние смеси на диаграмме определяется как точка пересечения прямой, соединяющей исходные состояния (----- на рисунке 3.1) с ординатой, соответствующей концентрации полученной смеси ($\xi_{\text{кр}}$). Т.е. на пересечении прямой 7-11 с ординатой $\xi_{\text{кр}}$ получена точка 12, которая при давлении p_0 оказалась выше нижней пограничной кривой, следовательно, смесь в этом состоянии – влажный пар. Для превращения важного насыщенного пара в жидкий

крепкий раствор из абсорбера отводится теплота, что изображается прямой 12-13. Далее крепкий раствор насосом X подается через теплообменник VII в ректификационную колонну. Т.к. в насосе $i \approx \text{const}$ и $\xi_{\text{кр}} = \text{const}$, то точки 13 и 14 совпадают. Процесс подогрева крепкого раствора в теплообменнике VII 14-15. Применение теплообменника позволяет снизить удельный подвод теплоты в генераторе и удельный отвод теплоты из абсорбера. Следовательно, чем полнее осуществляется передача энергии в этом теплообменнике, тем экономически выгоднее. Однако температура крепкого раствора после теплообменника не должна превышать температуру его кипения при давлении в генераторе, т.е. энтальпия точки 15 не должна превышать энтальпию точки 8, т.е. $i_{15} \leq i_8$ или $t_{15} \leq t_8$.

Для определения температур и остальных параметров раствора, циркулирующего в схеме АХУ, задаются значениями меньшей конечной разности температур между греющей и нагреваемой средами в испарителе, конденсаторе, абсорбере, генераторе, охладителе жидкого хладагента (ХА), теплообменнике раствора, в дефлегматоре.

Тогда температуры испарения и конденсации ХА

$$t_o = t_{p_2} - \Delta t_{\text{и}}, \quad (3.1)$$

$$t_{\text{к}} = t_{\text{в}_2} + \Delta t_{\text{к}} \quad (3.2)$$

Этим температурам соответствуют давления p_o – в испарителе и абсорбере, $p_{\text{к}}$ – в конденсаторе и генераторе (таблицы термодинамических свойств или T,s-диаграмма ХА).

Температура крепкого раствора на выходе из абсорбера (рисунок 3.1)

$$t_{13} = t_{\text{в}_2} + \Delta t_{\text{а}} \quad (3.3)$$

По давлению p_o и температуре t_{13} определяют концентрацию крепкого раствора $\xi_{\text{кр}} = \xi_{13}$ и его энтальпию i_{13} (по термодинамическим таблицам или i, ξ - диаграмме ХА).

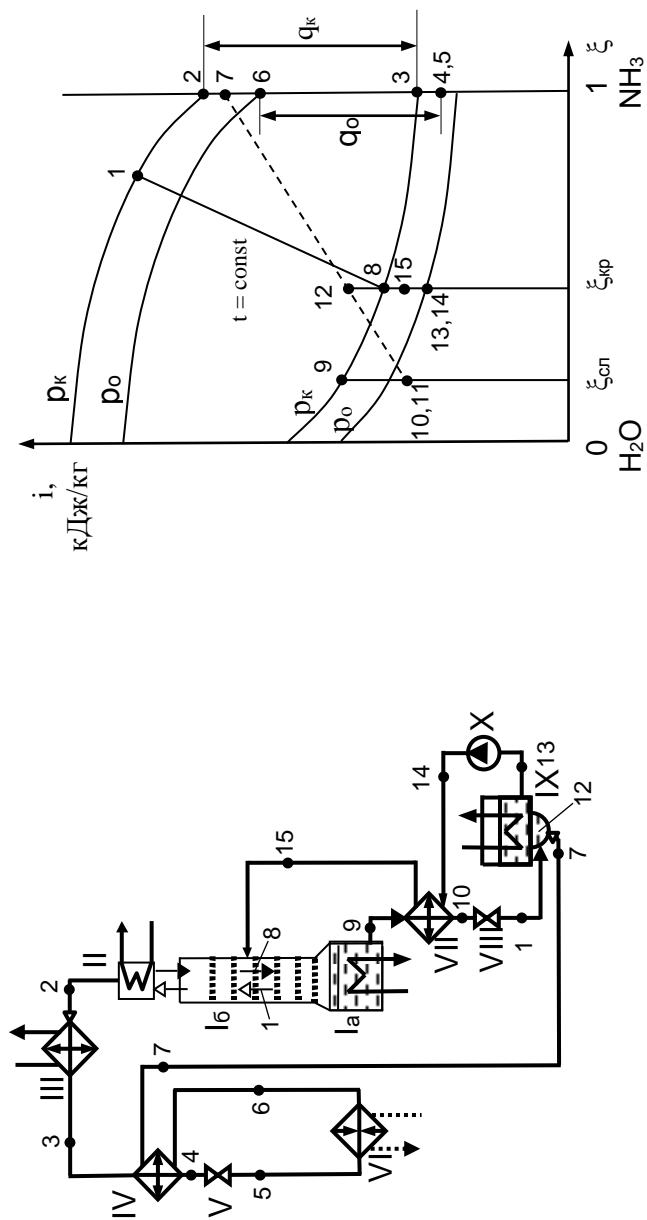


Рисунок 3.1 – Принципиальная схема и процесс работы абсорбционной холодильной установки

Ia – генератор, Ib – ректификационная колонна, II – дефлегматор, III – конденсатор, IV – охладитель, V, VIII – дроссельный вентиль, VI – испаритель, VII – теплообменник, IX – абсорбер, X – насос

Температура слабого раствора на выходе из генератора

$$t_9 = t_{гр.п.} - \Delta t_{Г}, \quad (3.4)$$

где $t_{гр.п.}$ – температура греющего пара, поступающего в генератор, определяется по заданному давлению.

По давлению p_k и температуре t_9 определяют концентрацию слабого раствора $\xi_{сл} = \xi_9$ и его энтальпию i_9 (по i, ξ -диаграмме или таблицам раствора).

При расчете состояние агента в отдельных точках схемы и ход процесса наносят на i, ξ -диаграмму. Схема построения изображена на рисунке 3.1.

Кратность циркуляции, т.е. отношение массового расхода крепкого раствора к массовому расходу паров ХА из дефлегматора,

$$f = \frac{G_{кр}}{D} = \frac{G_{15}}{G_2} = \frac{\xi_2 - \xi_9}{\xi_{13} - \xi_9} \quad (3.5)$$

При правильно организованной дефлегмации и ректификации $\xi_2 \cong 1,0$.

Температура пара после дефлегматора должна немного (на Δt_d) превышать температуру конденсации чистого агента при давлении p_k

$$t_2 = t_{в2} + \Delta t_d \quad (3.6)$$

Его энтальпия i_2 определяется по i, ξ -диаграмме (или таблицам) при $\xi_2 \cong 1,0$ и p_k .

По i, ξ -диаграмме определяются параметры пара, равновесного кипящему крепкому раствору (точка 1, рисунок 3.1):

$$p_1 = p_8 = p_k; \quad t_1 = t_8; \quad \xi_1; \quad i_1.$$

Удельный отвод флегмы из дефлегматора, т.е. отношение массового расхода флегмы к массовому расходу пара на выходе из дефлегматора (флегмовое отношение)

$$\varphi = \frac{G_8}{G_2} = \frac{\xi_2 - \xi_1}{\xi_1 - \xi_8} \quad (3.7)$$

Удельная тепловая нагрузка дефлегматора, т.е. отвод тепла из дефлегматора на единицу массового расхода пара из дефлегматора

$$q_{\text{д}} = (i_1 - i_2) + \varphi (i_1 - i_8), \quad \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (3.8)$$

где i_1, i_2, i_8 – энтальпия пара до и после дефлегматора и флегмы после дефлегматора.

Параметры слабого раствора после теплообменника:

– температура слабого раствора после теплообменника

$$t_{10} = t_{14} + \Delta t_{14-10}; \quad (3.9)$$

– энтальпия i_{10} слабого раствора (находится по концентрации) $\xi_{10} = \xi_9$ и температуре t_{10} .

Энтальпия крепкого раствора на входе в генератор (пренебрегая приростом его энтальпии в насосе вследствие малого значения этой величины, т.е. $i_{14} = i_{13}$)

$$i_{15} = i_{13} + \frac{f-1}{f} (i_9 - i_{10}), \quad \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (3.10)$$

где i_{13} – энтальпия крепкого раствора после абсорбера.

Энтальпия крепкого раствора после теплообменника (на входе в генератор) не должна превышать энтальпии кипящего раствора с концентрацией $\xi_{\text{кр}}$ при давлении $p_{\text{к}}$ (точка 8, рисунок 3.1). Т.е. если $i_{15} \leq i_8$, то найденное значение i_{10} принимается для дальнейших расчетов. Если $i_{15} > i_8$, значит, предварительно принятое изменение энтальпии слабого раствора в теплообменнике завышено. В этом случае принимают $i_{15} \leq i_8$ и определяют энтальпию слабого раствора после теплообменника по формуле

$$i_{10} = i_9 - \frac{f}{f-1}(i_8 - i_{13}) \quad , \quad \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (3.11)$$

Удельная тепловая нагрузка теплообменника

$$q_{\text{ТО}} = (f-1)(i_9 - i_{10}) \quad , \quad \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (3.12)$$

Удельная тепловая нагрузка конденсатора

$$q_{\text{к}} = i_2 - i_3 \quad , \quad \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (3.13)$$

Температура паров ХА после охладителя

$$t_7 = t_3 - \Delta t_{3-7} \quad (3.14)$$

где t_3 – температура жидкого ХА после конденсатора, т.е. $t_3 = t_{\text{к}}$.

Удельная тепловая нагрузка охладителя

$$q_{\text{ПО}} = i_7 - i_6 \quad , \quad \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (3.15)$$

где i_6 и i_7 – энтальпия пара до охладителя и после него соответственно. Энтальпию пара i_7 находят по давлению пара p_0 и его температуре t_7 (по T,s-диаграмме аммиака).

Энтальпия жидкого аммиака перед дросселем

$$i_4 = i_3 - q_{\text{ПО}} \quad , \quad \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (3.16)$$

Удельная холодопроизводительность установки

$$q_0 = i_6 - i_5 = i_6 - i_4 \quad , \quad \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (3.17)$$

Удельное количество тепла, отводимое в абсорбере,

$$q_a = (i_7 - i_{10}) + f (i_{10} - i_{13}), \quad \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (3.18)$$

или

$$q_a = f (i_{12} - i_{13}), \quad \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (3.19)$$

Удельная тепловая нагрузка генератора

$$q_{\Gamma} = (i_1 - i_9) + f (i_9 - i_{15}) + \varphi (i_1 - i_8), \quad \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (3.20)$$

Тепловой баланс установки $q_{\text{ПОДВ}} = q_{\text{ОТВ}}$,

$$q_{\text{ПОДВ}} = q_{\Gamma} + q_{\text{О}}, \quad (3.21)$$

$$q_{\text{ОТВ}} = q_a + q_{\text{К}} + q_{\text{Д}} \quad (3.22)$$

Расход ХА (аммиака)

$$G = \frac{Q_{\text{О}}}{q_{\text{О}}}, \quad \frac{\text{кг}}{\text{с}} \quad (3.23)$$

Тепловая нагрузка

– генератора $Q_{\Gamma} = G \cdot q_{\Gamma}$, (3.24)

– абсорбера $Q_a = G \cdot q_a$, (3.25)

– конденсатора $Q_{\text{К}} = G \cdot q_{\text{К}}$, (3.26)

– дефлегматора $Q_{\text{Д}} = G \cdot q_{\text{Д}}$, (3.27)

– теплообменника $Q_{\text{ТО}} = G \cdot q_{\text{ТО}}$. (3.28)

Удельный расход теплоты

$$\varepsilon = \frac{q_{\Gamma}}{q_{\text{O}}} = \frac{Q_{\Gamma}}{Q_{\text{O}}} \quad (3.29)$$

Холодильный коэффициент

$$\varepsilon = \frac{q_{\text{O}}}{q_{\Gamma}} \quad (3.30)$$

Выбираются теплообменные аппараты (генератор, испаритель, конденсатор, переохладитель), включенные в схему холодильной установки (рисунок 3.1) [2,5].

4. МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО РАСЧЕТУ СУШИЛКИ С КИПЯЩИМ СЛОЕМ

Задание

Рассчитать сушилку с кипящим слоем для сушки зернистого материала (рисунок 4.1) дымовыми газами при следующих данных:

- производительность по влажному материалу - G_1 ;
- влажность материала на общий вес начальная - w_1 ;
- влажность материала на общий вес конечная - w_2 ;
- средний диаметр частиц материала - d .

4.1 Материальный баланс сушилки.

Количество влаги, испаряемой из материала,

$$W = G_1 \frac{w_1 - w_2}{100 - w_2} \quad (4.1)$$

Производительность сушилки по высушенному материалу

$$G_2 = G_1 - W \quad (4.2)$$

4.2 Построение теоретического и действительного процессов сушки в I, d – диаграмме влажного воздуха.

Задаются параметрами наружного воздуха t_0 и d_0 (точка А на рисунке 4.2). Температура сушильного агента (смесь дымовых газов с воздухом) t_1 принимается для данного типа высушиваемого материала согласно рекомендациям в специальной литературе.

Определяется коэффициент расхода воздуха в дымовых газах, выходящих из смесительной камеры (на входе в сушильную камеру) (точка В).

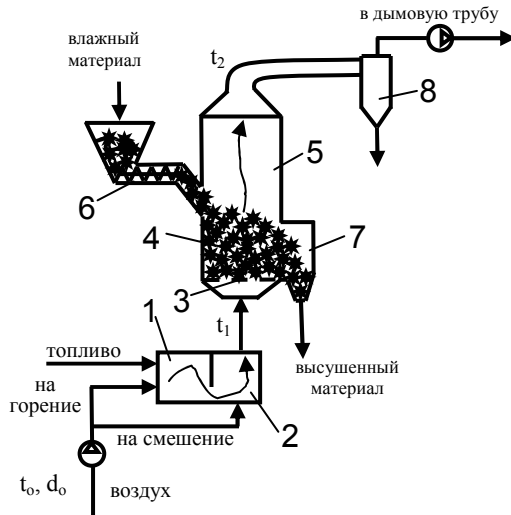


Рисунок 4.1 – Принципиальная схема сушильной установки с кипящим слоем
 1 – топка; 2 – смешивательная камера; 3 – газораспределительная решетка; 4 – слой материала; 5 – сушильная камера; 6 – питательное устройство; 7 – приемное устройство; 8 – циклон

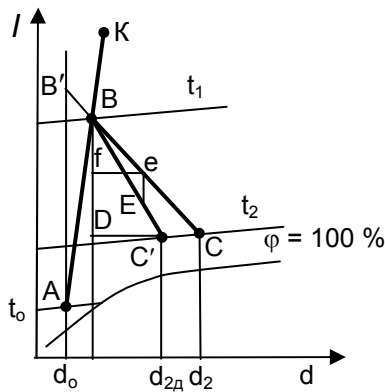


Рисунок 4.2 - Построение теоретического и действительного процессов сушки в I,d – диаграмме влажного воздуха

$$\alpha = \frac{Q_B^p \eta_T + c_T t_T - \left(1 - \frac{9H^p + W^p + A^p}{100}\right) c_{сг} t_{сг}}{L_o \left(c_{сг} t_{сг} + \frac{d_o}{1000} i_{п} - I_o\right)} - \frac{\frac{9H^p + W^p}{100} i_{п}}{L_o \left(c_{сг} t_{сг} + \frac{d_o}{1000} i_{п} - I_o\right)}, \quad (4.3)$$

где H^p , W^p , A^p – содержание в рабочей массе топлива водорода, влаги и золы, %; $c_{сг}$ и $t_{сг}$ – изобарная теплоемкость и температура дымовых газов, принимается $t_{сг} = t_1$; L_o – теоретическое количество воздуха на сжигание 1 кг твердого (или жидкого) топлива,

$$L_o = 0,115 \left(C^p + 0,375 S_{op + k} \right) + 0,342 H^p - 0,0431 O^p; \quad (4.4)$$

Q_B^p – высшая теплота сгорания рабочей массы топлива; η_T – КПД топки; d_o , I_o – влагосодержание и энтальпия атмосферного воздуха; $i_{п}$ – энтальпия водяных паров, находящихся в продуктах сгорания, $i_{п} = 2493 + 1,97 t_1$.

При использовании газообразного топлива формула для определения коэффициента расхода воздуха в дымовых газах имеет иной вид и приведена в [2].

Удельный (на 1 кг сжигаемого топлива) расход сухих газов при температуре t_1

$$G_{сг} = 1 + \alpha L_o - \frac{9H^p + W^p + A^p}{100}. \quad (4.5)$$

Удельный расход водяных паров, образующихся при полном сгорании 1 кг твердого или жидкого топлива при температуре t_1

$$G_{\text{вп}} = \frac{9 H^{\text{P}} + W^{\text{P}}}{100} + \frac{\alpha L_o d_o}{1000}. \quad (4.6)$$

Влагосодержание дымовых газов при t_1 (точка В на рисунке 4.2)

$$d_1 = 1000 \frac{G_{\text{вп}}}{G_{\text{сг}}} \quad (4.7)$$

Теплосодержание дымовых газов в точке В

$$I_1 = \frac{Q_{\text{в}}^{\text{P}} \eta_{\text{T}} + c_{\text{T}} t_{\text{T}} + \alpha L_o I_o}{G_{\text{сг}}} \quad (4.8)$$

По d_1 и I_1 на I, d – диаграмме находится точка В (рисунок 4.2), соединив которую с точкой А, получаем линию смешения атмосферного воздуха с дымовыми газами, выходящими из топки (точка К). Точку К на диаграмме находить не обязательно.

Для построения теоретического процесса сушки из точки В проводится линия $I = \text{const}$ до пересечения с изотермой t_2 в точке С. Температура t_2 выбирается таким образом, чтобы разница между ней и точкой росы для состояния воздуха в точке С была не менее 40°C .

Для построения действительного процесса сушки находится величина

$$\Delta = c_{\text{в}} \theta_1 + q_{\text{доп}} - (q_{\text{м}} + q_{\text{тр}} + q_5), \quad (4.9)$$

где $c_{\text{в}}$ – изобарная теплоемкость воды; θ_1 – температура материала на входе в сушилку; $q_{\text{доп}}$ – удельная (на 1 кг испаренной из материала влаги) теплота, вносимая в дополнительное, встроенное в сушильную камеру, подогревателе, чаще $q_{\text{доп}} = 0$; $q_{\text{м}}$ – удельные потери теплоты с материалом,

$$q_M = \frac{G_2}{W} c_M (\theta_2 - \theta_1), \quad (4.10)$$

здесь c_M – теплоемкость высушенного материала,

$$c_M = \frac{c_{\text{сух}} (100 - w_2) + 4,19 w_2}{100}. \quad (4.11)$$

$c_{\text{сух}}$ – теплоемкость сухой части материала (находится в справочной литературе).

В расчетах можно принимать температуру материала на входе в сушильную камеру $\theta_1 = t_o$, и на выходе из нее в случае прямотока $\theta_2 \approx t_2 - 20 \dots 30$ °С, в случае противотока $\theta_2 \approx t_1 - 20 \dots 30$ °С.

$q_{\text{тр}}$ – удельная потеря теплоты с транспортным устройством, которое отсутствует в сушильной камере с кипящим слоем и $q_{\text{тр}} = 0$;

q_5 – удельная потеря теплоты сушильной камерой в окружающую среду от наружного охлаждения конструкции,

$$q_5 = \frac{\sum \alpha_i F_i (t_{\text{ст}} - t_{\text{о.с}})}{W}, \quad (4.12)$$

здесь α_i – коэффициент теплоотдачи от поверхности соответствующего ограждения к окружающей среде; F_i – площадь поверхности ограждения; $t_{\text{ст}}$ – средняя температура поверхности ограждения; $t_{\text{о.с}}$ – температура окружающей среды.

Удельные потери теплоты в окружающую среду q_5 можно предварительно принимать равными 150...250 кДж/кг влаги.

Затем на линии BC (рисунок 4.2) выбирается произвольная точка **e** и проводится отрезок ef, длина которого измеряется.

Из уравнения $eE \cdot M_i = \frac{\Delta}{1000} ef \cdot M_d$ находим длину отрезка eE,

где M_i и M_d – соответственно, масштаб оси энтальпии и влагосодержания I,d – диаграммы.

Если $\Delta < 0$, то отрезок eE откладывается вниз и через точки В и Е проводится прямая до пересечения с изотермой t_2 (рисунок 4.2). Линия ВС' - действительный процесс сушки.

4.3 Тепловой баланс сушилки.

Тепловой баланс сушильной камеры с кипящим слоем на 1 кг испаренной влаги

$$q = q_1 + q_2 + q_M + q_{тр} + q_5, \quad (4.13)$$

где q_1 – полезная теплота, пошедшая на испарение 1 кг влаги из материала;

$$q_1 = i_{п} - c_{в} \theta_1 = 2493 + 1,97 t_2 - 4,19 t_0, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}, \quad (4.14)$$

q_2 – потери теплоты с уходящим сушильным агентом;

$$q_2 = \ell c_2 (t_2 - t_0), \quad (4.15)$$

здесь ℓ - удельный расход сушильного агента, кг/кг;

$$\ell = \frac{1000}{d_{2д} - d_1} \quad (4.16)$$

c_2 – массовая теплоемкость дымовых газов (сушильного агента, покидающего сушилку), можно принять равной теплоемкости воздуха и определить по формуле

$$c_{возд} = 1,0056 + 1,97 \frac{d_1}{1000}; \quad (4.17)$$

q_M и q_5 – описаны ранее; $q_{тр}$ – потери теплоты с транспортным устройством (для сушилки с кипящим слоем $q_{тр} = 0$).

КПД сушильной камеры

$$\eta_{СК} = \frac{q_1}{q} 100 = \frac{q_1}{q_1 + q_2 + q_M + q_{Тр} + q_5} 100 \quad (4.18)$$

Тепловой баланс сушильной установки

$$q_{СУ} = \frac{Q_H^P B}{W} = q_1 + q_2 + q_M + q_{Тр} + q_5 + \left(q_3 + q_4 + q_5^T \right), \quad (4.19)$$

где q_3 – потери теплоты в топке от химической неполноты сгорания; q_4 – потери теплоты в топке от механического недожога; q_5^T – потери теплоты в топке от наружного охлаждения (через ограждающие конструкции); Q_H^P – теплота сгорания топлива; B – расход топлива.

КПД сушильной установки

$$\eta_{СУ} = \frac{q_1}{q_{СУ}} 100 \quad (4.20)$$

4.4 Расчет геометрических размеров сушильной камеры.

Критерий Архимеда

$$Ar = \frac{d^3 \rho_M g}{\nu_\Gamma^2 \rho_\Gamma}, \quad (4.21)$$

где d – средний диаметр частиц материала; ρ_M – плотность материала; ν_Γ и ρ_Γ – вязкость и плотность газов при температуре t_2 .

С помощью номограммы $Lu = f(Ar, \varepsilon)$ [2] определяется критерий Лященко Lu для рабочей порозности слоя ($\varepsilon = 0,55 \dots 0,75$), а по

нему - скорость газов (сушильного агента) на полное сечение газораспределительной решетки

$$v = 3 \sqrt{\frac{Ly v_z g \rho_m}{\rho_z}}. \quad (4.22)$$

Площадь решетки

$$S_{\text{реш}} = \frac{\ell W}{3600 \rho_r v}. \quad (4.23)$$

Диаметр решетки

$$D_{\text{реш}} = \sqrt{\frac{S_{\text{реш}}}{0,785}} \quad (4.24)$$

Высота кипящего слоя $H_{\text{сл}} = 4 h_{\text{ст}}$, где $h_{\text{ст}}$ – высота гидродинамической стабилизации слоя, которую можно определить по формуле $h_{\text{ст}} = 20d_{\text{отв}}$, в которой $d_{\text{отв}}$ – диаметр отверстия решетки (принимается). Высота сепарационного пространства $H_{\text{сеп}} = 4 H_{\text{сл}}$. Полная высота сушильной камеры (над решеткой)

$$H = H_{\text{сл}} + H_{\text{сеп}} \quad (4.25)$$

Далее осуществляется расчет и выбор топочного устройства, аэродинамический расчет сушильной установки и выбор вспомогательного оборудования (вентилятора, дымососа).

5. ТРЕБОВАНИЯ ПО ОФОРМЛЕНИЮ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

Пояснительная записка курсового проекта должна быть выполнена на стандартной белой бумаге формата А4 с одной стороны листа одним из следующих способов:

- с применением печатающих и графических устройств вывода ЭВМ шрифтом Times New Roman Cyr черного цвета с высотой 14 пт, через полтора интервала;
- рукописным, четким почерком черными или фиолетовыми чернилами (пастой, тушью).

При выполнении пояснительной записки должны быть установлены стандартные поля: левое – 30 мм; правое – не менее 8 мм; верхнее и нижнее – не менее 20 мм.

Разделы нумеруются арабскими цифрами без точки и записываются с абзацного отступа. Подразделы имеют нумерацию в пределах соответствующего раздела. Номер подраздела состоит из номеров раздела и подраздела, разделенных точкой (например: 1.1). В конце номера подраздела точка не ставится.

Заголовки разделов следует писать прописными буквами с абзацного отступа, подразделов – начиная с прописной, строчными буквами. Точка в конце заголовка раздела и подраздела не ставится, название не подчеркивается.

Текст от заголовка отделяется одним междустрочным интервалом (Enter).

Формулы выравниваются по центру и отделяются от предыдущего и последующего текста одним междустрочным интервалом. Формулы нумеруются сквозной нумерацией или по разделам (например: 4.8).

Рисунки размещаются по тексту сразу после ссылки. Номер рисунка и название располагаются под рисунком (пример оформления смотри по тексту данного методического указания).

Нумерация страниц сквозная, первой страницей является титульный лист. Образцы оформления обложки курсового проекта и титульного листа приведены в приложениях А и Б. Номера страниц на титульном листе и задании на курсовое проектирование не ста-

вятся, но включаются в общую нумерацию, выполняемую арабскими цифрами, располагаемыми в правом верхнем углу страницы.

В состав пояснительной записки входит структурный элемент «Содержание», которое включает введение, номера и наименование разделов и подразделов, заключение, список использованных источников с указанием номеров страниц.

Ссылки на использованные литературные или электронные источники должны нумероваться арабскими цифрами, соответствующими порядковому номеру по списку литературы, заключенными в квадратные скобки.

Список использованных источников может выполняться в алфавитном порядке или в порядке упоминания источника в тексте.

Пояснительная записка должна быть подшита в картонную или пластиковую папку.

Графическая часть курсового проекта выполняется вручную или на компьютерной технике с использованием редакторов AutoCAD, Visio или Microsoft PowerPoint на листах стандартного формата (ГОСТ 2.301) с рамкой, отстоящей от кромки листа справа, сверху и снизу на 5 мм и слева – на 30 мм.

В правом нижнем углу рабочего поля чертежа (схемы) должна размещаться основная надпись по ГОСТ 2.104. Пример заполнения основной надписи приведен в приложении В. Шифр курсового проекта состоит из буквенного обозначения (КП – курсовой проект), номера зачетной книжки студента, формы обучения (ДО – дневное, ЗО – заочное обучение) и года выполнения курсового проекта, разделенных дефисами. Например: КП-308219/425-ЗО-2013.

ЛИТЕРАТУРА

1. Лебедев, П.Д. Теплообменные, сушильные и холодильные установки / П.Д. Лебедев. – М.: Энергия, 1972. – 318 с.
2. Лебедев, П.Д. Теплоиспользующие установки промышленных предприятий: учебное пособие для энергетических вузов и факультетов / П.Д. Лебедев, А.А. Щукин. - М.: Энергия, 1970. – 408 с.
3. Промышленные тепломассообменные процессы и установки / А.М. Бакластов, В.А. Горбенко, П.Г. Удыма; под ред. А.М. Бакластова. – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 336 с.
4. Бакластов, А.М., Проектирование, монтаж и эксплуатация тепломассообменных установок / А.М. Бакластов, А.А. Горбенко, П.Г. Удыма – М.: Энергоиздат, 1981. – 336 с.
5. Основные процессы и аппараты химической технологии: пособие по проектированию / Г.С. Борисов [и др.]; под общ. ред. Ю.И. Дытнерского. – 2-е изд. – М.: Химия, 1991. – 496 с.
6. Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин / под ред. И.А. Сакуна. - Л.: Машиностроение, 1987. – 423 с.
7. Методы расчета процессов и аппаратов химической технологии (примеры и задачи): учебное пособие для вузов / П.Г. Романков [и др.]; под общ. ред. П.Г. Романкова. – СПб.: Химия, 1993. – 576 с.
8. Мартынов, А.В. Установки для трансформации тепла и охлаждения. Сборник задач: учебное пособие для вузов / А.В. Мартынов. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 200 с.
9. Ривкин, С.Л. Термодинамические свойства воды и водяного пара: справочник / С.Л. Ривкин, А.А. Александров. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 80 с.
10. Чумак, И. Г. Холодильные установки. Проектирование: учеб. пособие для вузов / И.Г. Чумак, Д.Г. Никульшина. – Киев: Выща школа, 1988. – 280 с.

Приложение А

Образец оформления обложки курсового проекта

Белорусский национальный технический университет

Факультет _____

Кафедра _____

КУРСОВОЙ ПРОЕКТ

по дисциплине _____

Тема: _____

Исполнитель: студент (факультет, курс, группа)

(фамилия, имя, отчество)

Руководитель проекта _____

(ученое звание, ученая степень, должность)

(фамилия, имя, отчество)

Минск 201_

Приложение Б

Образец оформления титульного листа курсового проекта

Белорусский национальный технический университет
Кафедра _____

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА к курсовому проекту

по дисциплине _____

Тема: _____

Исполнитель: _____ (Фамилия, инициалы)
(подпись)
студент (факультет, курс, группа)

Руководитель: _____ (Фамилия, инициалы)
(подпись)

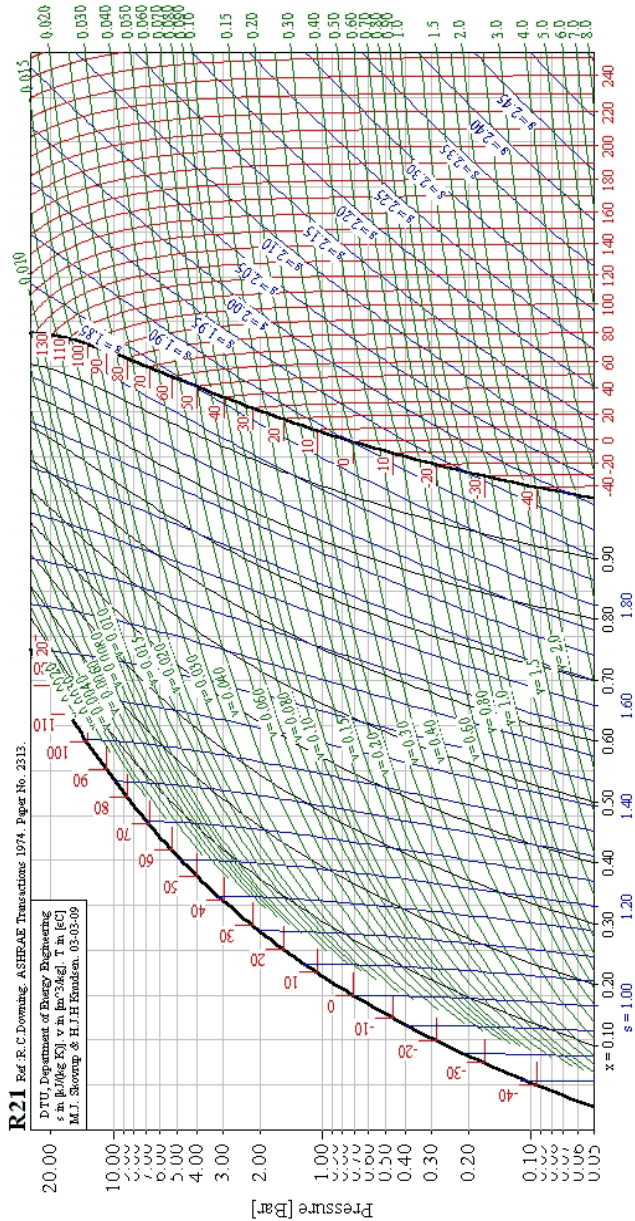
Минск 201_

Приложение В
*Образец заполнения основной надписи
на графической части курсового проекта*

					КП-308219/425-30-2013			
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Тема курсового проекта	Лит.	Масса	Масштаб
Разраб.						у		
Пров.					Название чертежа	Лист	Листов	
Т.контр.							1-43 01 06	
Н.контр.						г. Минск		
Утв.								

Приложение Г

i, lg p – диаграмма фреона R21



140 160 180 200 220 240 260 280 300 320 340 360 380 400 420 440 460 480 500 520 540 560 580 600 620

Enthalpy [kJ/kg]

Учебное издание

ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНЫЕ ТЕПЛОМАССОБМЕННЫЕ И ХОЛОДИЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ

Методические указания к курсовому проекту
«Разработка теплотехнологической установки»
для студентов специальности
1-43 01 06 «Энергоэффективные технологии и
энергетический менеджмент»

Составитель
КОСМАЧЕВА Элеонора Михайловна

Подписано в печать 06.03.2017. Формат 60×84 ¹/₁₆. Бумага офсетная. Ризография.
Усл. печ. л. 2,50. Уч.-изд. л. 1,95. Тираж 100. Заказ 996.

Издатель и полиграфическое исполнение: Белорусский национальный технический университет.
Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя, распространителя
печатных изданий № 1/173 от 12.02.2014. Пр. Независимости, 65. 220013, г. Минск.