

Министерство образования Республики Беларусь

Учреждение образования
«Гомельский государственный технический
университет имени П. О. Сухого»

Кафедра «Промышленная теплоэнергетика и экология»

ПРОМЫШЛЕННЫЕ ТЕПЛОМАССОБМЕННЫЕ ПРОЦЕССЫ И УСТАНОВКИ

ПРАКТИКУМ

**по одноименному курсу для студентов специальностей
1-43 01 05 «Промышленная теплоэнергетика»
и 1-43 01 07 «Техническая эксплуатация
энергооборудования организаций»
дневной формы обучения**

Электронный аналог печатного издания

Гомель 2015

УДК 536.24(075.8)
ББК 31.368я73
П81

*Рекомендовано к изданию научно-методическим советом
энергетического факультета ГГТУ им. П. О. Сухого
(протокол № 7 от 25.03.2014 г.)*

Составители: *А. В. Овсянник, А. В. Шаповалов, Д. С. Трошев, Т. Н. Никулина*

Рецензент: канд. техн. наук, доц. каф. «Электроснабжение» ГГТУ им. П. О. Сухого
Т. В. Алферова

П81 **Промышленные** тепломассообменные процессы и установки : практикум по
одноим. курсу для студентов специальностей 1-43 01 05 «Промышленная теплоэнергетика»
и 1-43 01 07 «Техническая эксплуатация энергооборудования организаций» днев. формы
обучения / сост.: А. В. Овсянник [и др.]. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2015. – 61 с. –
Систем. требования: PC не ниже Intel Celeron 300 МГц ; 32 Mb RAM ; свободное место на
HDD 16 Mb ; Windows 98 и выше ; Adobe Acrobat Reader. – Режим доступа:
<https://elib.gstu.by>. – Загл. с титул. экрана.

ISBN 978-985-535-254-0.

Практикум способствует закреплению студентами знаний по основным разделам дисциплины и приобретению навыков их применения для решения теплотехнических задач по расчету и проектированию рекуперативных, регенеративных и смешительных теплообменных аппаратов, сушильных и ректификационных установок.

Для студентов специальностей 1-43 01 05 «Промышленная теплоэнергетика» и 1-43 01 07 «Техническая эксплуатация энергооборудования организаций» дневной формы обучения.

УДК 536.24(075.8)
ББК 31.368я73

ISBN 978-985-535-254-0

© Учреждение образования «Гомельский
государственный технический университет
имени П. О. Сухого», 2015

ПРЕДИСЛОВИЕ

Настоящий практикум позволит студентам закрепить знания по разделам курса «Промышленные теплообменные процессы и установки», а также приобрести практические навыки применения теоретических знаний при решении производственных задач.

В первом семестре рассмотрены темы по расчетам рекуперативных, регенеративных и смесительных теплообменников, содержащие следующие задачи:

1. Тепловой расчет горизонтального пароводяного подогревателя.
2. Тепловой расчет вертикального водоводяного подогревателя.
3. Расчет регенератора с неподвижной насадкой.
4. Расчет барометрического смесительного конденсатора.
5. Расчет градирни.

Во втором семестре на практических занятиях рассмотрены расчеты сушильных и ректификационных установок, содержащие следующие задачи:

6. Расчет барабанной сушилки.
7. Расчет сушилки с псевдоожиженным слоем.
8. Расчет ректификационных колонн.

Варианты заданий студент выбирает в соответствии с шифром, который указывает преподаватель.

1. РАСЧЕТ РЕКУПЕРАТИВНЫХ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

1.1. Тепловой расчет горизонтального пароводяного подогревателя

Расчет состоит в определении поверхности теплообмена рекуперативного теплообменника, в котором греющим теплоносителем является пар, а нагреваемым – вода. Пар поступает в межтрубное пространство, а вода движется по трубам теплообменника.

Задание. Рассчитать отопительный пароводяной подогреватель горизонтального типа производительностью Q . Температура нагреваемой воды на входе в подогреватель – t'_2 , на выходе – t''_2 . Абсолютное давление пара – P ; температура конденсата t_k , выходящего из подогревателя, равна температуре насыщения t_n ; число ходов воды $z = 2$; поверхность нагрева выполнена из стальных труб диаметром $d_B/d_H = 21/25$ мм. Загрязнение поверхности учесть дополнительным тер-

мическим сопротивлением $\delta_3/\lambda_3 = 3 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}$ (принимается хорошее качество воды). Скорость пара в межтрубном пространстве – w_1 . Скорость воды в трубках w_2 принять близкой к 1 м/с. На основе расчетов выбрать аппарат, выпускаемый серийно.

Методика расчета

Расходы воды – массовый G , кг/с и объемный V , м³/с определяются:

$$G = \frac{Q}{c_2(t_2'' - t_2')} ; \quad V = \frac{G}{\rho_2}. \quad (1.1)$$

Теплоемкость воды c_2 и плотность воды ρ_2 определяются по справочным данным (таблицы насыщения воды по средней температуре воды).

Число трубок одного хода:

$$n_0 = \frac{V}{w_2 \pi d_B^2 / 4}. \quad (1.2)$$

Число трубок в корпусе:

$$n = n_0 z. \quad (1.3)$$

Принимая шаг трубок S , угол между осями трубной решетки α и коэффициент использования трубной решетки ψ , определяется диаметр корпуса:

$$D = 1,13 S \sqrt{\frac{n}{\psi \sin \alpha}}. \quad (1.4)$$

Шаг труб принимаем из условия $S = (1,3-1,6)d_H$. Угол между осями трубной решетки при размещении труб по вершинам равнобедренных треугольников – 60° . Коэффициент использования трубной решетки $\psi = (0,6-0,8)$.

Приведенное число трубок в вертикальном ряду:

$$m \approx \sqrt{n}. \quad (1.5)$$

Температурный напор:

$$\Delta t = \frac{(t_2'' - t_2')}{\ln \frac{(t_H - t_2')}{(t_H - t_2'')}}. \quad (1.6)$$

Средние температуры воды и стенки:

$$t_2 = t_H - \Delta t; \quad (1.7)$$

$$t_{\text{ст}} = \frac{(t_H + t_2)}{2}. \quad (1.8)$$

Для горизонтального подогревателя определяется режим течений пленки конденсата по приведенной длине трубки (критерий Григуля):

$$L = m d_H \Delta t_1 A_1, \quad (1.9)$$

где $\Delta t_1 = t_H - t_{\text{ст}}$; A_1 – температурный множитель, значение которого выбирается по t_H из табл. 1.1.

Если $L < L_{\text{кр}} = 3900$ (для горизонтальных труб), то режим течения пленки ламинарный, и тогда для этого режима коэффициент теплоотдачи пара для горизонтальных труб может быть определен по формуле Д. А. Лабунцова, Вт/м² · К:

$$\alpha_1 = \frac{A_2}{\sqrt[4]{m d_H (t_H - t_{\text{ст}})}}, \quad (1.10)$$

где A_2 – коэффициент, который определяется по t_H из табл. 1.1.

Если режим течения воды в трубках турбулентный, то коэффициент теплоотдачи при движении воды, Вт/м² · К:

$$\alpha_2 = \frac{A_5 w_2^{0,8}}{d_3^{0,2}}, \quad (d_3 = d_B), \quad (1.11)$$

где A_5 – множитель, определяемый по средней температуре воды по табл. 1.1.

Расчетный коэффициент теплопередачи, Вт/м² · К:

$$k = \frac{1}{\left[\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + \frac{1}{\alpha_2} \right]}. \quad (1.12)$$

Уточняется значение температуры стенки трубки:

$$t_{\text{ст}} = \frac{t_H \alpha_1 + t_2 \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2}. \quad (1.13)$$

Если значение $t_{\text{ст}}$ мало отличается от принятого для предварительного расчета, то пересчет величины α_1 не нужен.

Расчетная поверхность нагрева:

$$F = \frac{Q}{k \cdot \Delta t}. \quad (1.14)$$

По поверхности нагрева и диаметру труб выбирается пароводяной подогреватель горизонтального типа, по каталогу выписываются его технические характеристики и основные размеры.

Таблица 1.1

Значение температурных множителей для определения коэффициентов теплоотдачи

Конденсирующийся пар H ₂ O					Вода при турбулентном движении	
Температура насыщения $t_{н}, ^\circ\text{C}$	A_1	A_2	A_3	A_4	Температура, $^\circ\text{C}$	A_5
20	5,16	–	–	1,62	20	2000
30	7,88	–	–	2,06	30	2100
40	11,40	–	–	2,54	40	2400
50	15,6	–	–	3,06	50	2600
60	20,9	–	–	3,62	60	2700
70	27,1	–	–	4,22	70	2800
80	34,5	8400	12200	4,88	80	3000
90	42	8710	12750	5,57	90	3100
100	51,5	8950	13100	6,28	100	3300
110	60,7	9180	13480	6,95	110	3400
120	70,3	9350	13800	7,65	120	3500
130	82	9500	14070	8,47	130	3600
140	94	9600	14280	9,28	140	3780
150	107	9700	14450	10,15	150	3850
160	122	9730	14520	11,09	160	3920
170	136	980	14650	12,04	170	4000
180	150	9850	14700	12,90	180	4100

Уточненная скорость течения воды в трубах выбранного подогревателя:

$$w_2 = \frac{V}{f_T}, \quad (1.15)$$

где f_T – площадь проходного сечения трубного пространства, м².

Длина хода воды:

$$L = lz, \quad (1.16)$$

где l – активная длина трубок, м.

Уточненный критерий Рейнольдса

$$\text{Re} = \frac{w_2 d_{\text{в}}}{\nu_2}. \quad (1.17)$$

Используя таблицы коэффициентов гидравлического трения (Приложение 1), по критерию Re определяется λ_{T} для гидравлически гладких труб.

Потери давления в подогревателе определяются с учетом дополнительных потерь от шероховатости в результате загрязнения труб $X_{\text{ст}}$ и потерь от местных сопротивлений ξ , определяемых по справочным данным (Приложение 1).

Потеря давления в подогревателе, Па:

$$\Delta P = \left[\frac{\lambda_{\text{T}} L X_{\text{ст}}}{d_{\text{в}}} + \sum \xi \right] \frac{\rho_2 w_2^2}{2}. \quad (1.18)$$

1.2. Тепловой расчет секционного водоводяного подогревателя

Расчет секционного водоводяного подогревателя заключается в определении общей поверхности теплообмена и количества секций. Греющим и нагреваемым теплоносителем является вода.

Задание. Произвести тепловой конструктивный расчет секционного водоводяного подогревателя производительностью Q . Температуры нагреваемой воды – t'_2, t''_2 ; температуры сетевой воды – t'_1, t''_1 . Влияние загрязнения поверхности нагрева подогревателя и снижения коэффициента теплопередачи учесть коэффициентом $\beta = 0,70$. Скорость воды в трубном пространстве – w_1 .

Методика расчета

Расходы сетевой воды в трубках и воды, нагреваемой в межтрубном пространстве:

$$G_1 = \frac{Q}{c_1(t'_1 - t''_1)}; \quad V_1 = \frac{G_1}{\rho_1}; \quad (1.19)$$

$$G_2 = \frac{Q}{c_2(t_2'' - t_2')} ; \quad V_2 = \frac{G_2}{\rho_2}. \quad (1.20)$$

Площадь проходного сечения трубок, м²:

$$f_T = \frac{V_1}{w_1}. \quad (1.21)$$

По площади f_T по каталогу выбирают секционный подогреватель, выписывают его технические характеристики, и уточняются скорости движения воды в трубках и межтрубном пространстве:

$$w_1 = \frac{V_1}{f_T}; \quad w_2 = \frac{V_2}{f_{MT}}, \quad (1.22)$$

где f_{MT} – площадь проходного сечения межтрубного пространства секции, м².

Внутренний диаметр трубок секции определяется по площади проходного сечения f_T и числу трубок секции n :

$$d_B = \sqrt{\frac{4 f_T}{\pi n}}. \quad (1.23)$$

Толщина трубок секции принимается равной 2 мм.

По температуре t_1 из табл. 1.1 выбираем температурный множитель $A_{5(1)}$, а по температуре t_2 – температурный множитель $A_{5(2)}$.

Определяем режимы течения воды в трубках и межтрубном пространстве:

$$Re_1 = \frac{w_1 d_B}{\nu_1}; \quad Re_2 = \frac{w_2 d_3}{\nu_2}, \quad (1.24)$$

где d_B , d_3 – соответственно, внутренний диаметр трубок теплообменника и эквивалентный диаметр межтрубного пространства секции, которые выбираются из каталога.

При турбулентном режиме коэффициенты теплопередачи в трубках и межтрубном пространстве определяются как

$$\alpha_1 = \frac{A_{5(1)} w_1^{0,8}}{d_B^{0,2}}; \quad \alpha_2 = \frac{A_{5(2)} w_2^{0,8}}{d_3^{0,2}}. \quad (1.25)$$

Коэффициент теплопередачи определяется как для плоской стенки:

$$k = \frac{\beta}{\left[\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + \frac{1}{\alpha_2} \right]}. \quad (1.26)$$

Температурный напор Δt и поверхность нагрева подогревателя:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \left[\frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{\text{м}}} \right]}; \quad (1.27)$$

$$F = \frac{Q}{k \Delta t}. \quad (1.28)$$

Число секций подогревателя:

$$z = \frac{F}{F'}, \quad (1.29)$$

где F' – площадь поверхности нагрева одной секции, согласно технической характеристике подогревателя из каталога, м^2 .

Уточненная поверхность нагрева подогревателя (согласно технической характеристике выбранного аппарата) составит:

$$F = F' \cdot z. \quad (1.30)$$

Длина хода воды по трубкам секций при среднем диаметре трубок $d = 0,5(d_{\text{н}} + d_{\text{в}})$:

$$L_{\text{т}} = l_{\text{т}} z = \frac{F'}{\pi d n} z, \quad (1.31)$$

где $l_{\text{т}}$ – длина трубы одной секции подогревателя, м; n – число труб одной секции; значения n , $l_{\text{т}}$ выбираются из каталога.

Длина хода воды по межтрубному пространству секций $L_{\text{мт}}$ принимается равной $L_{\text{мт}} \approx 0,85 L_{\text{т}}$ из конструктивных соображений.

Коэффициенты гидравлического трения для трубок и межтрубного пространства определяют по формуле Альтшуля при $k_1 = 0,3 \cdot 10^{-3}$ мм (для бесшовных стальных труб высшего качества изготовления):

$$\lambda = \frac{1}{\left[1,8 \cdot \lg \operatorname{Re} - 1,8 \cdot \lg \left(\operatorname{Re} \frac{k_1}{d_3} + 7 \right) \right]^2}. \quad (1.32)$$

Потери давления в подогревателе с учетом дополнительных потерь $X_{\text{ст}}$ от шероховатости (для загрязненных стальных труб принимается по табл. П.1.3 Приложения 1):

$$\Delta P_{\text{T}} = \left(\frac{\lambda_{\text{T}} L_{\text{T}}}{d_{\text{B}}} X_{\text{ст}} + \sum \xi_{\text{T}} \right) \frac{w_1^2 \rho_1}{2}; \quad (1.33)$$

$$\Delta P_{\text{MT}} = \left(\frac{\lambda_{\text{MT}} L_{\text{MT}}}{d_3} X_{\text{ст}} + \sum \xi_{\text{MT}} \right) \frac{w_2^2 \rho_2}{2}. \quad (1.34)$$

Сумма значений коэффициентов местных сопротивлений для межтрубного пространства определяется по следующей формуле:

$$\sum \xi_{\text{MT}} = 13,5 \frac{f_{\text{MT}}}{f_{\text{патр}}} z, \quad (1.35)$$

где $\frac{f_{\text{MT}}}{f_{\text{патр}}} = 1$ – отношение сечения межтрубного пространства к сечению входного или выходного патрубков

2. РАСЧЕТ РЕГЕНЕРАТИВНЫХ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

2.1. Тепловой расчет регенератора с неподвижной насадкой

Необходимо определить поверхность теплообмена регенератора с неподвижной насадкой из алюминиевой гофры, а также размеры и массу насадки без учета термического сопротивления гофры, тепловых потерь в окружающую среду и лучевой составляющей теплообмена. Исходные данные приведены в табл. П.2.1 Приложения 2.

Задание. Определить площадь поверхности регенератора с неподвижной насадкой, предназначенного для нагревания воздуха с t_2' до t_2'' дымовых газов, температура которых изменяется от t_1' до t_1'' . Теплоносители движутся по схеме противотока. Продолжительность

периода нагрева насадки – τ_1 и охлаждения – τ_2 . Расход дымовых газов G_1 . Насадка выполнена из алюминиевой гофры толщиной 2 мм. Каналы, по которым проходят теплоносители, образованные гофрой, и представляют равносторонние треугольники со стороной a ; число каналов n . Принять, что термическое сопротивление теплопроводности насадки ничтожно мало. Тепловыми потерями и лучевой составляющей теплоотдачи газов можно пренебречь. Определить также высоту регенератора и массу насадки.

Методика расчета

Определяем теплофизические характеристики теплоносителей.

Для дымовых газов при $\bar{t}_1 = (t'_1 + t''_1)/2$ определить c_{p1} , λ_1 , ρ_1 , ν_1 , Pr_1 (из табл. П.2.2 Приложения 2).

Для воздуха при $\bar{t}_2 = (t'_2 + t''_2)/2$ определить c_{p2} , λ_2 , ρ_2 , ν_2 , Pr_2 (из табл. П.2.3 Приложения 2).

Рассчитываем количество теплоты, передаваемой от дымовых газов насадке:

$$Q_n = G_1 c_{p1} (t'_1 - t''_1) \tau_1. \quad (2.1)$$

Из уравнения теплового баланса рассчитываем расход воздуха:

$$G_2 = \frac{Q_n}{c_{p2} (t'_2 - t''_2) \tau_2}. \quad (2.2)$$

Рассчитываем поперечное сечение f и эквивалентный диаметр каналов $d_{\text{эКВ}}$. Сечение канала – это равносторонний треугольник, поэтому высота треугольника равна $h = a \cdot \cos 30^\circ$:

$$f = \frac{1}{2} \cdot a \cdot h. \quad (2.3)$$

Тогда

$$d_{\text{эКВ}} = \frac{4f}{p}, \quad (2.4)$$

где $p = 3 \cdot a$ – периметр канала.

Определяем скорость дымовых газов

$$w_1 = \frac{G_1}{\rho_1 \cdot f \cdot n} \quad (2.5)$$

и воздуха:

$$w_2 = \frac{G_2}{\rho_2 \cdot f \cdot n}. \quad (2.6)$$

Определяем коэффициенты теплоотдачи дымовых газов и воздуха.

Для дымовых газов – число Рейнольдса:

$$Re_1 = \frac{w_1 d_{\text{ЭКВ}}}{\nu_1}. \quad (2.7)$$

Режим течения – переходный; число Нуссельта определяется по следующей формуле:

$$Nu_1 = 0,021 Re_1^{0,8} Pr_1^{0,43} \left(\frac{Pr_1}{Pr_{\text{ст}}} \right)^{0,25} \cdot \varepsilon_{Re} \cdot \varepsilon_l. \quad (2.8)$$

По справочным данным находим ε_{Re} . Для газов – поправка:

$$\left(\frac{Pr_1}{Pr_{\text{ст}}} \right)^{0,25} = 1.$$

Тогда

$$\alpha_1 = \frac{Nu_1 \cdot \lambda_1}{d_{\text{ЭКВ}}}. \quad (2.9)$$

Аналогично проводим расчет для воздуха:

$$Re_2 = \frac{w_2 \cdot d_{\text{ЭКВ}}}{\nu_2}; \quad (2.10)$$

$$Nu_2 = 0,021 Re_2^{0,8} Pr_2^{0,43} \left(\frac{Pr_2}{Pr_{\text{ст}}} \right)^{0,25} \cdot \varepsilon_{Re} \cdot \varepsilon_l; \quad (2.11)$$

$$\alpha_2 = \frac{Nu_2 \cdot \lambda_2}{d_{\text{ЭКВ}}}. \quad (2.12)$$

Определяем коэффициент теплопередачи. Если термическое сопротивление теплопроводности насадки мало, коэффициент теплопередачи определяется по следующей формуле:

$$K_{id} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 \tau_1} + \frac{1}{\alpha_2 \tau_2}}. \quad (2.13)$$

Рассчитываем среднеарифметический температурный напор:

$$\Delta t_{\text{п}} = \frac{(t_1' - t_2'') - (t_1'' - t_2')}{\ln \frac{(t_1' - t_2'')}{(t_1'' - t_2')}}. \quad (2.14)$$

Определяем площадь теплообменной поверхности:

$$F = \frac{Q_n}{K_{id} \cdot \Delta t_{\text{п}}}. \quad (2.15)$$

Высота насадки:

$$H = \frac{F}{p \cdot n} = \frac{H}{3a \cdot n}. \quad (2.16)$$

Объем алюминиевой насадки:

$$V = 3a \cdot H \cdot \delta \cdot n = F \cdot \delta. \quad (2.17)$$

Масса насадки:

$$M = V \cdot \rho_{al}. \quad (2.18)$$

2.2. Конструкторский расчет регенератора с неподвижной насадкой

Задание. Выполнить конструкторский расчет регенератора, условия для которого приведены в предыдущей задаче, с учетом термического сопротивления насадки. Геометрия каналов аналогична приведенной в предыдущей задаче. Материал для изготовления насадки – сталь-45 толщиной δ_n ; КПД (коэффициент полезного действия) насадки η .

Методика расчета

Коэффициент теплопередачи реального регенератора K_p может быть вычислен по значению K_{id} с введением множителя $\frac{u}{v}$, учитывающий термическое сопротивление насадки ($\frac{u}{v} < 1$):

$$K_p = K_{id} \frac{u}{v}. \quad (2.19)$$

Коэффициент теплопередачи идеального регенератора был рассчитан в предыдущей задаче, для u и v приведены следующие формулы:

$$u = \frac{c_H \rho_H \delta_H}{2\alpha_1 \tau_1} \left[1 - \exp\left(-\frac{2\alpha_1 \tau_1}{c_H \rho_H \delta_H}\right) \right] + 9,82 \frac{\Delta t'_1 + \Delta t'_2}{t_1 - t_2} \left\{ 1,05 \left[1 - \frac{c_H \rho_H \delta_H}{2\alpha_1 \tau_1} \times \right. \right. \\ \left. \left. \times \left(1 - \exp\left(-\frac{2\alpha_1 \tau_1}{c_H \rho_H \delta_H}\right) \right) \right] - \frac{1,05 - \frac{c_H \rho_H \delta_H}{2\alpha_1 \tau_1} \left[1 - \exp\left(-\frac{2\alpha_1 \tau_1}{c_H \rho_H \delta_H}\right) \right]}{1 + 0,1 \frac{c_H \rho_H \delta_H}{2\alpha_1 \tau_1}} \right\}, \quad (2.20)$$

$$v = 1 - \frac{\alpha_1 \tau_1}{c_H \rho_H \delta_H} \left\{ \frac{c_H \rho_H \delta_H}{2\alpha_1 \tau_1} \left[1 - \exp\left(-\frac{2\alpha_1 \tau_1}{c_H \rho_H \delta_H}\right) \right] - \frac{c_H \rho_H \delta_H}{2\alpha_1 \tau_1} \left[1 - \exp\left(-\frac{2\alpha_1 \tau_1}{c_H \rho_H \delta_H}\right) \right] \times \right. \\ \left. \times \frac{1 - \eta}{\eta} \left(1 + \frac{2}{\frac{4c_H \rho_H \delta_H}{\alpha_1 \tau_1} - 1} \right) + \frac{1 - \eta}{4\eta} \left(1 + \frac{2}{\frac{4c_H \rho_H \delta_H}{\alpha_1 \tau_1} - 1} \right) \right\}. \quad (2.21)$$

Здесь $\Delta t'_1$ и $\Delta t'_2$ – изменение температур первого и второго теплоносителя на входе. По условию рассматриваемой задачи температуры на входе постоянные, поэтому значение этих величин приравняют нулю: $\Delta t'_1 = 0$, $\Delta t'_2 = 0$.

Для стали-45 находим λ_H , плотность ρ_H , теплоемкость c_H .

Рассчитываем коэффициент теплопередачи реального регенератора:

$$K_p = K_{id} \frac{u}{v}. \quad (2.22)$$

Площадь теплообменной поверхности:

$$F = \frac{Q_n}{K_p \cdot \Delta t_n}. \quad (2.23)$$

3. РАСЧЕТ СМЕСИТЕЛЬНЫХ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

3.1. Расчет барометрического конденсатора

Задание. Рассчитать полочной сухой конденсатор смешения (рис 3.1) для конденсации D_n насыщенного водяного пара. Необходимый вакуум в аппарате – $P_{\text{вак}}$, охлаждающий агент – речная вода; атмосферное давление $P_{\text{ат}}$.

Методика расчета

Принимаем для барометрического конденсатора противоточную схему движения теплоносителей.

Абсолютное давление в аппарате составит:

$$P_a = P_{\text{ат}} - P_{\text{вак}} \quad (3.1)$$

По параметрам насыщенного водяного пара находим: температуру насыщения $t_{\text{нас}}$; теплосодержание пара H_n ; плотность пара ρ ; удельную теплоту парообразования r .

Расход охлаждающей воды находят из уравнения теплового баланса

$$D_n H_n + G_{\text{в}} c_{\text{вн}} t_{\text{вн}} = (D_n + G_{\text{в}}) c_{\text{вк}} t_{\text{вк}}, \quad (3.2)$$

где $t_{\text{вн}}$ и $t_{\text{вк}}$ – начальные температуры охлаждающей воды и смеси конденсата с охлаждающей водой; $c_{\text{вн}}$ и $c_{\text{вк}}$ – удельные теплоемкости охлаждающей воды и смеси при температурах $t_{\text{вн}}$ и $t_{\text{вк}}$.

Таблица 3.1

Виды охлаждающей воды

Вид воды	Температура воды, °С	
	Зима	Лето
Речная и озерная	4–7	15–20
Оборотная	10–15	25–30
Артезианская	10–12	10–12

Принимаем (табл. 3.1) начальную температуру речной воды для летних условий $t_{\text{вн}}$, конечную температуру смеси $t_{\text{вк}}$ на 2–5 °С меньше $t_{\text{нас}}$.

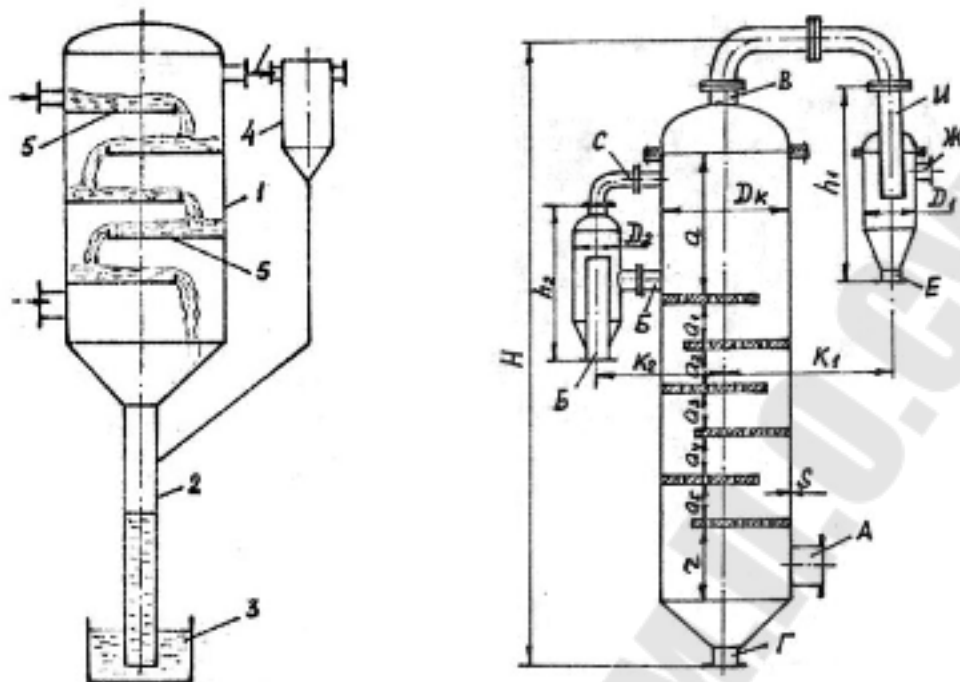


Рис. 3.1. Барометрический сухой конденсатор смешения:
 1 – корпус; 2 – барометрическая труба; 3 – прямик;
 4 – ловушка для капель; 5 – полки

Расход охлаждающей воды:

$$G_B = D_n (H_n - c_{BK} t_{BK}) / 3600 (c_{BK} t_{BK} - c_{BH} t_{BH}). \quad (3.3)$$

Диаметр корпуса аппарата:

$$D_K = \sqrt{\frac{D_n}{3600 \cdot W_n \cdot \rho_n \cdot 0,785}}, \quad (3.4)$$

где $W_n = 15$ м/с – скорость пара, принимаемая в зависимости от диаметра конденсатора (табл. 3.2).

Таблица 3.2

Допустимые скорости пара в корпусе конденсатора

Внутренний диаметр корпуса конденсатора D_K , м	Скорость пара, м/с	
	на полное сечение конденсатора, W_n	в зазоре между корпусом и полкой
500	15–23	до 47
600	16–24	28–43
800	14–22	34–54
1000	14–23	38–62
1200	16–25	39–61
1600	14–22	34–54
2000	14–22	34–54

Тепловой расчет конденсатора заключается в проверке числа полок при принятом значении конечной температуры смеси конденсата и охлаждаемой воды. Он состоит в последовательном расчете температуры смеси при ее попадании на каждую полку. Изменение температуры воды происходит вследствие тепло- и массообмена между паром и водой, для одного интервала между полками может быть рассчитано по следующему уравнению:

$$\frac{\lg(t_{\text{нас}} - t_{\text{вн}})}{t_{\text{нас}} - t^*} = 0,029 \left(\frac{g \cdot d_3}{w_0^2} \right)^{0,2} (a/d_3)^{0,7}, \quad (3.5)$$

где $g = 9,81 \text{ м/с}^2$; a – расстояние между полками; w_0 – скорость жидкости в момент стекания с предыдущей полки; t^* – температура воды, стекающей с полки; d_3 – эквивалентный диаметр стекающей пленки в ее среднем сечении:

$$d_3 = 2bs/(b + s), \quad (3.6)$$

b – ширина полки, рассчитываемая по нормализованной длине полки C (табл. 3.3) и диаметру корпуса конденсатора D_k ; s – толщина пленки конденсата, которая рассчитывается по уравнению расхода:

$$s = G_{\text{в}} / (W_{\text{ср}} b \cdot \rho_{\text{ж}}), \quad (3.7)$$

где $\rho_{\text{ж}}$ – плотность воды; $W_{\text{ср}}$ – средняя скорость стекания пленки:

$$W_{\text{ср}} = 0,5[W_0 + (W_0^2 + 2g \cdot a)^{0,5}]. \quad (3.8)$$

Скорость жидкости в момент отрыва от предыдущей полки, кг/с:

$$W_0 = G_{\text{в}} / bh\rho_{\text{ж}}. \quad (3.9)$$

Ширина полки:

$$b = 2[(0,5D_k)^2 - (C - 0,5D_k)^2]^{0,5}. \quad (3.10)$$

Превышение уровня воды над сливным порогом тарелки h :

$$h = [G_{\text{в}} / (\rho_{\text{ж}} \cdot 0,42 \cdot b(2g)^{0,5})]^{2/3}. \quad (3.11)$$

Из уравнения

$$\frac{\lg(t_{\text{нас}} - t_{\text{вн}})}{t_{\text{нас}} - t^*} = 0,029 \left(\frac{gd_3}{w_0^2} \right)^{0,2} (a/d_3)^{0,7} \quad (3.12)$$

находим t^* .

Тепловой поток от пара к пленке воды между первой и второй полками определяется по уравнению теплового баланса:

$$Q_1 = D_1(H_n - c_B t_{1\text{ср}}) = G_B c_B (t^* - t_{\text{вн}}), \quad (3.13)$$

где $t_{1\text{ср}} = 0,5(t_{\text{вн}} + t^*)$.

Тогда масса конденсирующегося пара между полками будет:

$$D_1 = G_B c_B (t^* - t_{\text{вн}}) / (H_n - c_B t_{1\text{ср}}). \quad (3.14)$$

Расход воды, стекающей со второй полки:

$$G_2 = G_B + D_1. \quad (3.15)$$

Проводим аналогичный расчет для последующих полок. Расчет проводится до тех пор, пока температура воды, стекающей с последней полки, не будет равна или больше значения конечной температуры принятой водоконденсатной смеси. Кроме того, проводится проверка поступающего и конденсирующегося паров.

Таблица 3.3

Основные размеры барометрических конденсаторов

Размеры, мм	Внутренний диаметр конденсатора, мм						
	500	600	800	1000	1200	1600	2000
Толщина стенки, S	5	5	5	6	6	8	10
Расстояние от верхней полки до крышки, a	1300	1300	1300	1300	1300	1300	1300
Расстояние от нижней полки до днища, r	1200	1200	1200	1200	1200	1200	1200
Длина полки, C	400	450	500	650	750	1000	1250
Расстояние между осями конденсатора и ловушек: K_1	675	725	950	1100	1200	1450	1650
K_2	—	—	835	935	1095	1355	1660
Высота установки, H	4300	4550	5080	5680	6220	7530	8500
Ширина установки, T	1300	1400	2350	2600	2975	3200	3450

Размеры, мм	Внутренний диаметр конденсатора, мм						
	500	600	800	1000	1200	1600	2000
Расстояние между полками: первой и второй, a_1	220	230	240	250	300	400	500
второй и третьей, a_2	260	260	300	320	400	500	650
третьей и четвертой, a_3	320	340	360	400	480	640	800
четвертой и пятой, a_4	360	380	400	475	575	750	950
пятой и шестой, a_5	390	430	440	550	660	880	1070
Внутренний диаметр штуцеров:							
для входа пара, А	300	350	350	400	450	600	800
для входа воды, Б	100	125	200	200	250	300	400
для выхода парогазовой смеси, В	80	100	125	150	200	200	250
для входа парогазовой смеси, И	80	100	120	150	200	200	250
для выхода парогазовой смеси, Ж	50	70	80	100	150	200	250
для барометрической трубы, Г	125	150	200	200	250	300	400
для барометрической трубы, Е	50	50	70	70	80	80	100
для воздушника, С	–	–	25	25	25	25	25

Расчет барометрической трубы

Общая высота барометрической трубы, служащей гидравлическим затвором для поддержания вакуума, определяется по формуле

$$H_T = H_1 + H_2 + H_3, \quad (3.16)$$

где H_1 – высота столба водоконденсатной смеси, уравновешивающей вакуум:

$$H_1 = P_{\text{вак}} \cdot 10^4 / (735,6 \rho_{\text{см}}), \quad (3.17)$$

где $\rho_{\text{см}} = 984 \text{ кг/м}^3$ плотность водоконденсатной смеси на выходе из конденсатора при температуре $t_{\text{вк}}$.

Высотой H_2 , создающей гидродинамический напор, обеспечивающий заданный расход водоконденсатной смеси, ввиду ее незначительности, можно пренебречь.

Высоту трубы, которая не заполнена жидкостью, необходимой для компенсации колебания вакуума, принимают исходя из практических данных H_3 .

Тогда общая высота трубы:

$$H_T = H_1 + H_3. \quad (3.18)$$

По табл. 3.3 принимаем диаметр d_T барометрической трубы.

3.2. Расчет градирни

Задание. Произвести расчет градирни. Расход охлаждаемой воды – G_B , кг/ч; температура воды, °С: а) начальная t_{BH} ; б) конечная t_{BK} ; параметры наружного воздуха (условия летние): а) температура $t_{ГН}$, °С, б) относительная влажность φ , %.

Методика расчета

Энтальпия наружного воздуха:

$$h_{ГН} = c_{Г} t_{ГН} + d_1 h_{П1}, \quad (3.19)$$

где $c_{Г} = 1$ кДж/(кг · °С) – теплоемкость сухого воздуха; $h_{П1}$ – энтальпия водяного пара при $t_{ГН}$:

$$h_{П1} = r_0 + c_{П} t_{ГН}, \quad (3.20)$$

где $c_{П} = 1,97$ кДж/кг – теплоемкость водяного пара; $r_0 = 2493$ кДж/кг – удельная теплота парообразования воды при 0 °С.

Энтальпия насыщенного воздуха при t_{BH} для идеального процесса:

$$h_{ГК}^И = c_{Г} t_{BH} + d_2^* h_{П2}, \quad (3.21)$$

где d_2^* кг/кг – влагосодержание насыщенного воздуха при t_{BH} , находится по диаграмме hd при пересечении изотермы t_{BH} с линией $\varphi = 1$.

Степень охлаждения:

$$E = (t_{BH} - t_{BK}) / (t_{BH} - t_B^*), \quad (3.22)$$

где t_B^* , °С – температура наружного воздуха по влажному термометру.

Относительный расход воды в идеальной градирне:

$$h_{ИД} = c_B (t_{BH} - t_B^*) / [(h_{ГК}^И - h_{ГН}) - c_B (d_2^* - d_1) t_B^*], \quad (3.23)$$

где $c_B = 4,2$ кДж/(кг · °С) – теплоемкость воды.

Характеристический параметр градирни:

$$\Pi^* = -2,31 \cdot \lg(1 - E/0,86). \quad (3.24)$$

Отношение расходов воздуха и воды:

$$l = l_{\text{ид}} \Pi^*. \quad (3.25)$$

Расходы наружного воздуха:

а) массовый $G_{\Gamma} = h \cdot G_{\text{В}}$;

б) объемный $V = G_{\Gamma} / \rho_{\Gamma}$,

где $\rho_{\Gamma} = 1,2 \text{ кг/м}^3$ – плотность воздуха при $20 \text{ }^{\circ}\text{С}$.

Тепловой баланс градирни:

$$Q = G_{\text{В}} c_{\text{В}} (t_{\text{ВН}} - t_{\text{ВК}}) = G_{\Gamma} (h_{\text{ГК}} - h_{\text{ГН}}). \quad (3.26)$$

Отсюда энтальпия воздуха на выходе из градирни для реального процесса:

$$h_{\text{ГК}} = Q/G_{\Gamma} + h_{\text{ГН}}. \quad (3.27)$$

По диаграмме hd находим остальные параметры уходящего воздуха при пересечении линии $h_{\text{ГК}}$, кДж/кг с линией $\phi = 1$. Этой точке соответствует температура уходящего насыщенного воздуха $t_{\text{ГК}}$, $^{\circ}\text{С}$, влагосодержание d_2 , кг/кг.

Количество испарившейся влаги:

$$W = G_{\Gamma} (d_2 - d_1). \quad (3.28)$$

По расходам охлаждаемой и свежей воды, а также расходу воздуха выбираем марку градирни (Приложение 3, табл. П.3.3).

Принимаем фиктивную скорость воздуха по сечению аппарата $w_{\phi} = 5 \text{ м/с}$ и определим площадь опорной решетки (сечения аппарата):

$$S_{\text{р}} = G_{\Gamma} / 3600 w_{\phi} \rho_{\Gamma}. \quad (3.29)$$

Высота неподвижного слоя H_0 не должна превышать $(5 \div 8)d_{\text{ш}}$. Принимаем $d_{\text{ш}} = 30 \text{ мм}$; $H_0 = 8d_{\text{ш}}$.

Объем шаров:

$$V_{\text{ш}} = H_0 S_{\text{р}} (1 - \xi), \quad (3.30)$$

где $\xi = 0,4$ – доля свободного сечения между шарами неподвижного слоя.

Количество шаров:

$$n_{\text{ш}} = 6V_{\text{ш}} / \pi d_{\text{ш}}^3. \quad (3.31)$$

4. РАСЧЕТ СУШИЛЬНЫХ УСТАНОВОК

4.1. Расчет барабанных сушилок

Задание. Из Приложения 4 табл. П.4.1 выбирают следующие исходные данные для расчета барабанной сушилки (рис. 4.1):

- производительность сушилки по высушенному материалу, $G_{\text{к}}$, кг/с;
- содержание фракций частиц мелкозернистого материала, %;
- влажность материала начальная $w_{\text{н}}$, % и конечная $w_{\text{к}}$, %;
- температура влажного материала θ_1 , °С;
- вид топлива;
- температура топочных газов на входе в барабан, $t_{\text{см}}$, °С и на выходе из барабана t_2 , °С;
- удельные потери теплоты в окружающую среду на 1 кг испаренной влаги, q_n , кДж/кг;
- параметры свежего воздуха (температура t_0 , °С и относительная влажность ϕ_0 , %);
- давление в сушилке.

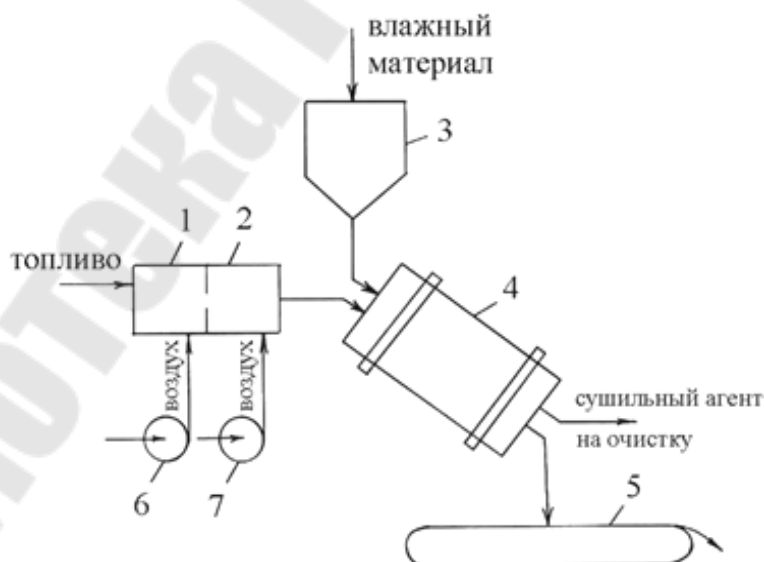


Рис. 4.1. Схема барабанной сушилки

Методика расчета

В качестве сушильного агента в конвективных сушилках применяют воздух, подогреваемый в калорифере, или топочные газы. При расчете сушильных установок необходимо знать основные физические параметры сушильного агента.

В настоящем пособии рассматриваются в качестве сушильного агента топочные газы в смеси с воздухом.

Топочные газы образуются при сжигании различных видов топлива (твердого, жидкого и газообразного) и их использование в качестве сушильного агента имеет свои преимущества по сравнению с сушилками с паровыми или водяными калориферами:

- большая экономичность по расходу топлива;
- меньшие габаритно-весовые показатели;
- меньшая инерционность по температуре сушильного агента.

К недостаткам сушилок с топочными газами следует отнести возможность засорения сушимого продукта сажей.

Ниже рассматривается расчет параметров топочных газов на 1 кг топлива.

Теоретический расход воздуха, необходимый для сжигания 1 кг:
– жидкого топлива

$$L_0 = 0,115O^P + 0,345H^P - 0,043(S^P - O^P); \quad (4.1)$$

– газообразного топлива

$$L_0 = 138 \left[0,0179CO + 0,248H_2 + \sum \frac{m + \frac{n}{4}}{12m + n} C_m H_n + 0,44H_2S - O_2 \right], \quad (4.2)$$

где $C_m H_n$ – массовая доля компонентов, при сгорании которых образуется вода, кг/кг; CO – массовая доля оксида углерода в топливе, кг/кг; H_2 – массовая доля водорода в топливе, кг/кг.

Масса сухих газов, образующихся при сжигании 1 кг топлива и разбавлении топочных газов воздухом:

– для жидкого топлива

$$G_{с.г} = 1 + \alpha L_0 - \frac{A^P + 9H^P + W^P}{100}; \quad (4.3)$$

– для газообразного топлива

$$G_{с.г} = 1 + \alpha L_0 - \sum \frac{0,09n}{12m + n} C_m H_n. \quad (4.4)$$

Масса водяных паров, образующихся при сжигании 1 кг:
– жидкого топлива

$$G_{\text{п}} = 0,01(9H^{\text{P}} + W^{\text{P}}) + \alpha L_0 x_0; \quad (4.5)$$

– газообразного топлива

$$G_{\text{п}} = \sum \frac{9n}{12m+n} C_m H_n + \alpha L_0 x_0. \quad (4.6)$$

Влагосодержание на входе в сушилку $x_1 = G_{\text{п}}/G_{\text{с.г.}}$.

Высшая теплота сгорания топлива:

– жидкого топлива

$$Q = Q_{\text{B}}^{\text{P}} = 339C^{\text{P}} + 1256H^{\text{P}} - 108,9(O^{\text{P}} + S_{\text{л}}^{\text{P}}); \quad (4.7)$$

– газообразного топлива обычно принимают по справочным таблицам [10], а при отсутствии таких данных можно вычислить по формуле

$$Q = Q_{\text{B}}^{\text{P}} = Q_9 / \rho_{\text{T}}, \quad (4.8)$$

где $\rho_{\text{T}} = \left[\sum (C_m H_n M_i) / \vartheta_0 \right] \cdot \frac{T_0}{T_0 + t_{\text{T}}}$ – плотность топлива, кг/м³; Q_9 – количество теплоты, выделяющейся при сжигании 1 м³ газообразного топлива, кДж/м³; M_i – мольная масса топлива, кмоль/кг; t_{T} – температура топлива, °С ($t_{\text{T}} = 20$ °С); ϑ_0 – мольный объем, равный 22,4 м³/кмоль.

Для определения Q_9 необходимо воспользоваться характеристиками горения простых газов (табл. 4.1).

Таблица 4.1

Тепловые эффекты реакций горения

Газ	Реакция	Тепловой эффект реакции, кДж/м ³
Водород	$\text{H}_2 + 0,5\text{O}_2 = \text{H}_2\text{O}$	10810
Оксид углерода	$\text{CO} + 0,5\text{O}_2 = \text{CO}_2$	12680
Метан	$\text{CH}_4 + 2\text{O}_2 = \text{CO}_2 + 2\text{H}_2\text{O}$	35741
Ацетилен	$\text{C}_2\text{H}_2 + 2,5\text{O}_2 = 2\text{CO}_2 + \text{H}_2\text{O}$	58052
Этилен	$\text{C}_2\text{H}_4 + 3\text{O}_2 = 2\text{CO}_2 + 2\text{H}_2\text{O}$	59108
Этан	$\text{C}_2\text{H}_6 + 3,5\text{O}_2 = 2\text{CO}_2 + 3\text{H}_2\text{O}$	63797
Пропан	$\text{C}_3\text{H}_8 + 5\text{O}_2 = 3\text{CO}_2 + 4\text{H}_2\text{O}$	91321
Бутан	$\text{C}_4\text{H}_{10} + 6,5\text{O}_2 = 4\text{CO}_2 + 5\text{H}_2\text{O}$	118736
Сероводород	$\text{H}_2\text{S} + 1,5\text{O}_2 = \text{SO}_2 + \text{H}_2\text{O}$	23401

Энтальпия топочных газов на входе в сушилку:

$$H_1 = (Q\eta_T + c_T t_T + \alpha L_0 H_0) / G_{c.g.} \quad (4.9)$$

Коэффициент избытка воздуха:

– для жидкого топлива

$$\alpha = \frac{Q\eta_T + c_T t_T - [1 - 0,01(9H^P + W^P + A^P)]c_{c.g.}t_{c.g.} - 0,01(9H^P + W^P)h_n}{L_0(c_{c.g.}t_{c.g.} + h_n x_0 - H_0)}; \quad (4.10)$$

– для газообразного топлива

$$\alpha = \frac{Q\eta_T + c_T t_T - [1 - \sum \frac{0,09n}{12m+n} C_m H_n]c_{c.g.}t_{c.g.} - \sum \frac{0,09n}{12m+n} C_m H_n h_n}{L_0(c_{c.g.}t_{c.g.} + h_n x_0 - H_0)}, \quad (4.11)$$

где x_0 , H_0 – влагосодержание и энтальпия наружного воздуха, кг/кг; C_T , t_T и $c_{c.g.}$, $t_{c.g.}$ – удельная теплоемкость, кДж/кг · К и температура, °С сжигаемого топлива и сухих газов; η_T – КПД топки; h_n – энтальпия пара при температуре сухих газов, кДж/кг ($h_n = r_0 + c_n t_{c.g.} = 2500 + 1,97t_{c.g.}$).

Действительный расход воздуха:

$$L = \alpha L_0. \quad (4.12)$$

Масса влаги, удаляемой из высушиваемого материала:

$$W = G_k \frac{(w_H - w_K)}{(100 - w_H)}. \quad (4.13)$$

Уравнение внутреннего теплового баланса сушилки:

$$\Delta = c\theta_1 + q_{доп} - (q_T + q_M + q_{пот}). \quad (4.14)$$

При отсутствии дополнительного подогрева ($q_{доп} = 0$) и подвода теплоты в сушилку транспортными средствами ($q_T = 0$) уравнение внутреннего теплового баланса будет:

$$\Delta = c\theta_1 - (q_M + q_{пот}) = c\theta_1 - G_k c_M (\theta_2 - \theta_1) - q_{пот}, \quad (4.15)$$

где c – теплоемкость влаги в материале при температуре θ_1 , кДж/(кг · К); c_M – теплоемкость высушенного материала, кДж/(кг · К); θ_2 – температура высушенного материала на выходе из сушилки, °С (принимается равной температуре мокрого термометра t_M при соответствующих параметрах сушильного агента); $q_{пот}$ – удельные потери тепла в окружающую среду, кДж/кг влаги.

Для теоретической сушилки, в которой сушка протекает по адиабате, уравнение внутреннего теплового баланса сушилки будет:

$$\Delta = \frac{H_2 - H_1}{x_2 - x_1} = 0, \quad (4.16)$$

т. е. $H_1 = H_2 = \text{const}$.

Если $\Delta < 0$, то $H_1 > H_2$; если $\Delta > 0$, то $H_1 < H_2$. Для построения процесса сушки на диаграмме Hx необходимо использовать уравнение рабочей линии сушки:

$$\Delta = (H - H_1)/(x - x_1), \text{ или } H = H_1 + \Delta(x - x_1). \quad (4.17)$$

Для определения H задаемся произвольным значением x и по уравнению (4.17) определяем H . Через две точки на диаграмме Hx (рис. 4.2) с координатами x_1, H_1 и x, H проводим линию сушки до пересечения с изотермой t_2 . В точке пересечения линии сушки с изотермой t_2 находим параметры сушильного агента на выходе из сушилки: x_2, H_2 .

Массовый расход сухого газа:

$$L_{с.г} = W/(x_2 - x_1). \quad (4.18)$$

Массовый расход сухого воздуха:

$$L = W/(x_2 - x_0). \quad (4.19)$$

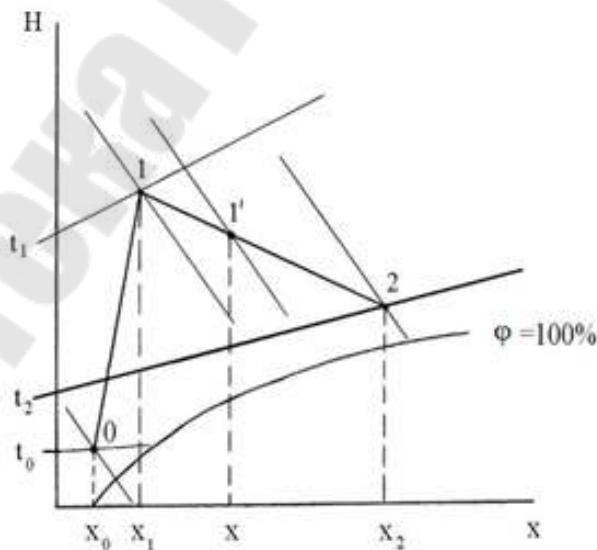


Рис. 4.2. Построение процесса сушки в Hx -диаграмме

Расход теплоты на сушку:

$$Q_c = L_{c,r}(H_1 - H_0). \quad (4.20)$$

Расход топлива на сушку:

$$B = Q_c/Q. \quad (4.21)$$

Расчет барабанной сушилки с использованием кинетических закономерностей чрезвычайно затруднен, поэтому расчет будем вести через напряжение рабочего объема по испарившейся влаге A , кг/(м³ · ч).

Рабочий объем сушильного барабана:

$$V_{\delta} = W/A. \quad (4.22)$$

Значения A приведены в табл. П.4.4 Приложения 4.

Диаметр сушильного барабана при отношении $L_{\delta}/D = 3,5 \div 7$ определяется из уравнения

$$V_{\delta} = (\pi D^2/4)L_{\delta}. \quad (4.23)$$

По геометрическим параметрам барабана выбираем стандартный (Приложение 4, табл. П.4.3) и выписываем его технические характеристики.

Время сушки материала (τ , мин) определяем по формуле

$$\tau_{\text{сушки}} = \frac{120\beta\rho_{\text{нас}}(w_{\text{н}} - w_{\text{к}})}{A[200 - (w_{\text{н}} - w_{\text{к}})]}, \quad (4.24)$$

где $\rho_{\text{нас}}$ – насыпная плотность высушенного материала, кг/м³; β – коэффициент заполнения барабана, который выбирается в зависимости от конструкции перевалочных устройств: для подъемно-лопастного перевалочного устройства $\beta = 12\text{--}14\%$; для распределительного $\beta = 20,6\%$; для распределительного с закрытыми ячейками $\beta = 27,5\%$.

Время пребывания высушиваемого материала в барабане:

$$\tau = V_{\delta}\beta\rho_{\text{нас}}/G_{\text{ср}}, \quad (4.25)$$

где $G_{\text{ср}} = (G_{\text{н}} + G_{\text{к}})/2$ – средняя масса материала, проходящего через барабан.

Рассчитываем объем материала, находящегося в барабане:

$$V_{\text{м}} = \frac{G_{\text{ср}}\tau_{\text{суш}}}{\rho_{\text{нас}} \cdot 60}. \quad (4.26)$$

Уточняем коэффициент заполнения барабана по формуле

$$\beta = V_M / V_{\delta}. \quad (4.27)$$

Частота вращения барабана

$$n = \frac{mkL_{\delta}}{\tau D_{\delta} \operatorname{tg} \alpha}, \quad (4.28)$$

где m, k – коэффициенты, зависящие от типа насадки и направления движения газа: для подъемно-лопастной насадки $m = 0,6$; $k \geq 0,2$ (прямоток), $k = 0,5$ (противоток); для лопастной секторной и секторной перевалочной насадок $m = 0,75 \div 1,0$; $k \geq 0,7$ (прямоток); $k \leq 2$ (противоток).

Угол наклона барабана определяется как

$$\alpha = \left(\frac{30L_{\delta}}{D_{\delta} \cdot n \cdot \tau} + 0,007w_d \right) \frac{180}{\pi}, \quad (4.29)$$

где w_d – действительная скорость газа в сушилке.

Если полученное значение α меньше $0,5^\circ$ или больше 6° , то частоту вращения барабана необходимо, соответственно, уменьшить, или увеличить и расчет повторить.

Действительная скорость сушильного агента w_d должна быть меньше скорости уноса, равной скорости витания частиц наименьшего размера:

$$w_{\text{ВИТ}} = \frac{\mu_{\text{CP}}}{d_{\text{ч}} \rho_{\text{CP}}} \left(\frac{\text{Ar}}{18 + 0,575 \sqrt{\text{Ar}}} \right), \quad (4.30)$$

где μ_{CP} , ρ_{CP} – вязкость, Па · с и плотность, кг/м³ сушильного агента при средней его температуре; $\text{Ar} = d_{\text{ч}}^3 \rho_{\text{ч}} \rho_{\text{CP}} g / \mu_{\text{CP}}^2$ – число Архимеда; $\rho_{\text{ч}}$ – плотность частиц материала;

$$\rho_{\text{CP}} = [M_{\text{с.в}}(p_0 - p) + M_{\text{в}}p] \frac{T}{v_0 p_0 (T + t_{\text{CP}})}, \quad (4.31)$$

где $M_{\text{с.в}}$, M – мольная масса сухого воздуха и воды; p_0 – давление при нормальных условиях, Па; p – парциальное давление водяных паров, Па; $T = 273$ К; $v_0 = 22,4$ м³/моль; $t_{\text{CP}} = (t_1 + t_2)/2$ – средняя температура сушильного агента.

Парциальное давление водяных паров:

$$p = \frac{(x/M_B)p_0}{1/M_{с.в} + x/M_B}, \quad (4.32)$$

где $x = (x_1 + x_2)/2$ – среднее влагосодержание сушильного агента, кг/кг.

Если $w_d > w_{вит}$, необходимо уменьшить w_d , изменив диаметр сушилки.

Определяем мощность, необходимую для вращения барабана:

$$N = 0,078D_бL_б\rho_{нас}\sigma n, \quad (4.33)$$

где σ – коэффициент, зависящий от типа насадки и коэффициента заполнения барабана β (табл. 4.2).

Таблица 4.2

Типы насадок и коэффициенты заполнения барабана

Подъемно-лопастная насадка		Распределительная насадка	
β	σ	β	σ
0,1	0,038	0,1	0,013
0,25	0,071	0,25	0,044

4.2. Расчет сушилки с псевдооживленным слоем

Задание. Произвести расчет сушилки с псевдооживленным слоем.

Методика расчета

Определяем массу влаги, удаляемой из высушиваемого материала по формуле (4.13).

Параметры отработанного воздуха определяются следующим образом: принимается температура сушильного агента t_2 на выходе из сушилки. Принимаем условие полного перемешивания материала в псевдооживленном слое, считаем, что температура высушенного материала равна температуре материала в слое $\theta_2 = t_2 - (1 \div 2 \text{ } ^\circ\text{C})$.

Определяем разность между удельными теплопритоками и удельными теплопотерями Δ по уравнению внутреннего теплового баланса сушилки, используя уравнение (4.14).

Используя диаграмму Hx , по известным параметрам свежего воздуха t_0 и ϕ_0 находим влагосодержание x_0 и энтальпию H_0 свежего воздуха. Положение точки I (параметры воздуха на входе в сушилку) на диаграмме Hx определяется заданной температурой t_1 и влагосо-

держанием $x_1 = x_0$, так как нагрев сушильного агента осуществляется в калорифере через стенку. Для определения параметров воздуха на выходе из сушилки необходимо на диаграмме Hx построить рабочую линию процесса сушки. Построение рабочей линии описано выше.

Определяем расход воздуха на сушку по формуле (4.19).

Определяем среднюю температуру воздуха в сушилке t_{cp} , °С, среднее влагосодержание x_{cp} , кг/кг и среднюю плотность сухого воздуха $\rho_{с.в.}$, кг/м³ и водяных паров $\rho_{в.п.}$, кг/м³:

$$t_{cp} = (t_1 + t_2)/2; \quad x_{cp} = (x_1 + x_2)/2; \quad (4.34)$$

$$\rho_{с.в.} = \frac{M_{с.в.}}{\vartheta_0} \cdot \frac{T_0}{T_0 + t_{cp}}; \quad \rho_{в.п.} = \frac{M_{в.п.}}{\vartheta_0} \cdot \frac{T_0}{T_0 + t_0}. \quad (4.35)$$

Объемная производительность сушилки по воздуху:

$$V = \frac{L}{\rho_{с.в.}} + \frac{x_{cp}L}{\rho_{в.п.}}. \quad (4.36)$$

Расчетная скорость начала псевдооживления $w_{пс}$ определяется по формуле

$$w_{пс} = \frac{Re \mu_{cp}}{\rho_{cp} d_э}. \quad (4.37)$$

Критерии Рейнольдса и Архимеда

$$Re = \frac{Ar}{1400 + 5,22\sqrt{Ar}}; \quad (4.38)$$

$$Ar = \frac{d_э^3 \rho_{cp} g \rho_{ч}}{\mu_{cp}^2}, \quad (4.39)$$

где μ_{cp} , ρ_{cp} – вязкость, Па · с и плотность, кг/м³ сушильного агента при средней температуре; $\rho_{ч}$ – плотность частиц материала, кг/м³;

$d_э = 1 / \sum_{i=1}^n \frac{m_i}{d_i}$ – эквивалентный диаметр частиц материала, м; n – число фракций; m_i – содержание i -й фракции по массе; d_i – средний диаметр i -й фракции, м.

Рабочая скорость сушильного агента w должна лежать в пределах от $w_{пс}$ до $w_{вит}$. Скорость витания частиц $w_{вит}$ определяется по фор-

муле (4.30). Рабочая скорость зависит от рабочего числа псевдоожигения $\kappa_w = w/w_{\text{пс}}$. Если предельное число псевдоожигения $\kappa_{\text{пр}} = (w_{\text{вит}}/w_{\text{пс}}) > 40$, то κ_w рекомендуется выбирать в пределах от 3 до 7; если $\kappa_{\text{пр}} < 40$, то κ_w выбирается в пределах от 1,5 до 3.

Рабочая скорость сушильного агента будет:

$$w = \kappa_w \cdot w_{\text{пс}}. \quad (4.40)$$

Определяем диаметр сушилки по уравнению расхода:

$$d = \sqrt{V / 0,785 \cdot w}. \quad (4.41)$$

Высоту псевдоожигенного слоя можно определить двумя методами. Один из них основывается на совместном решении уравнения материального баланса и массоотдачи:

$$dw = w\rho_{\text{ср}} S dx = \beta_y (x^* - x) dF, \quad (4.42)$$

где S – поперечное сечение сушилки, м^2 ; x и x^* – рабочее и равновесное влагосодержание воздуха, кг/кг ; F – поверхность высушиваемого материала, м^2 ; β_y – коэффициент массоотдачи, м/с .

Проведя преобразования и интегрируя при условии постоянства температур частиц по высоте слоя h , получим выражения для определения высоты псевдоожигенного слоя:

$$x^* - x_2 / (x^* - x_0) = \exp\left[-(\beta_y / w\rho_{\text{ср}}) \cdot (6(1-\varepsilon)h) / d_s\right], \quad (4.43)$$

где ε – порозность псевдоожигенного слоя при рабочей скорости сушильного агента, вычисляемая по следующей формуле:

$$\varepsilon = \left[(18\text{Re} + 0,36\text{Re}^2) / \text{Ar}\right]^{0,21}. \quad (4.44)$$

Число Рейнольдса $\text{Re} = wd_s\rho_{\text{ср}} / \mu_{\text{ср}}$.

Коэффициент массоотдачи β_y может быть определен из эмпирической зависимости:

$$\text{Nu}'_y = 2 + 0,51\text{Re}^{0,52} \text{Pr}'_y^{0,33}, \quad (4.45)$$

где $\text{Nu}'_y = \beta_y d_s / D$ – диффузионный критерий Нуссельта; $\text{Pr}'_y = \mu / \rho D$ – диффузный критерий Прандтля. Здесь D – коэффициент диффузии водяных паров в воздухе при средней температуре в сушилке:

$$D = D_{20} [(T_0 + t_{cp}) / T_0]^{1,5}, \quad (4.46)$$

где D_{20} – коэффициент диффузии водяных паров в воздухе при 20 °С, определяемый по справочным данным.

Другим способом определения высоты псевдооживленного слоя является использование эмпирических зависимостей кинетики теплообмена. Приравняв уравнение теплового баланса и уравнение теплоотдачи

$$dQ = w \rho_{cp} c S dt = \alpha (t - t_m) dF,$$

после преобразований и подстановки получим:

$$\frac{t_2 - t_m}{t_1 - t_m} = \exp \left[- \frac{\alpha}{w \rho_{cp} c} \cdot \frac{6(1-\varepsilon)}{d_3} h \right], \quad (4.47)$$

где c – теплоемкость воздуха при средней температуре, Дж/кг · К; α – коэффициент теплоотдачи, Вт/м² · К; t – температура материала, °С; ε – порозность слоя.

Принимая модель полного перемешивания материала в слое, можно считать температуру материала равной температуре мокрого термометра, которая находится с помощью Hx -диаграммы по параметрам сушильного агента.

Коэффициент теплоотдачи можно определить по следующим уравнениям:

– при $Re_{ж} < 200$

$$Nu_{ж} = 1,6 \cdot 10^{-2} (Re_{ж} / \varepsilon)^{1/3} Pr_{ж}^{0,33}, \quad (4.48)$$

– при $Re_{ж} \geq 200$

$$Nu_{ж} = 0,4 (Re_{ж} / \varepsilon)^{0,67} Pr_{ж}^{0,33}, \quad (4.49)$$

где $Nu_{ж} = \alpha d_3 / \lambda$ – число Нуссельта для воздуха; $Pr_{ж} = c \mu / \lambda$ – число Прандтля воздуха; λ – коэффициент теплопроводности воздуха при средней температуре, Вт/(м · К). Число Рейнольдса для воздуха определяется как $Re_{ж} = w d_3 / \nu$. Здесь d_3 – определяющий геометрический размер, равный эквивалентному диаметру частицы материала, м; ν – кинематическая вязкость воздуха при средней температуре, м²/с; w – рабочая скорость сушильного агента, м/с.

После определения коэффициента теплоотдачи α определяем высоту псевдооживленного слоя h по формуле (4.47).

На основании опыта эксплуатации аппаратов с псевдооживленным слоем установлено, что высота псевдооживленного слоя должна быть примерно в четыре раза больше высоты гидродинамической стабилизации $H_{ст}$, т. е. $H_{сл} \approx 4H_{ст}$.

В свою очередь, $H_{ст}$ связана с диаметром отверстий распределительной решетки d_0 соотношением $H_{ст} \approx 20d_0$. Следовательно, $H_{сл} \approx 80d_0$.

В соответствии с ГОСТ 6636–69 диаметр d_0 выбирают из ряда, мм: 2,0; 2,2; 2,5; 2,8; 3,2; 3,6; 4,0; 4,5; 5,0; 5,6.

Число отверстий n в распределительной решетке:

$$n = d^2 F_c / d_0^2, \quad (4.50)$$

где d – диаметр аппарата, м; F_c – доля живого сечения решетки, м² ($F_c = 0,02 \div 0,1$).

Отверстия в распределительной решетке рекомендуется располагать по углам равносторонних треугольников, а поперечный шаг t' и продольный шаг t'' – вычислять по следующим формулам:

$$t' = 0,95d_0 F_c^{-0,5}; \quad t'' = 0,86t'. \quad (4.51)$$

Высота сепарационного пространства сушилки с псевдооживленным слоем $H_{сеп}$, м:

$$H_{сеп} = (4 \div 6)H_{сл}. \quad (4.52)$$

Высоту псевдооживленного слоя можно определить, пользуясь объемным напряжением сушилок с псевдооживленным слоем по влаге A , сведения о которых приводятся в Приложении 4, табл. П.4.4.

Объем псевдооживленного слоя, $V_{сл}$, м³:

$$V_{сл} = W/A. \quad (4.53)$$

Высота псевдооживленного слоя $H_{сл}$, м:

$$H_{сл} = V_{сл}/F = V_{сл}/(0,785d^2). \quad (4.54)$$

Общая высота аппарата над решеткой H , м:

$$H = H_{сл} + H_{сеп}. \quad (4.55)$$

Гидравлическое сопротивление сушилки Δp , Па:

$$\Delta p = \Delta p_{\text{пс}} + \Delta p_{\text{р}}, \quad (4.56)$$

где $\Delta p_{\text{пс}}$ – гидравлическое сопротивление псевдооживленного слоя, Па;
 $\Delta p_{\text{р}}$ – гидравлическое сопротивление решетки, Па.

Величина $\Delta p_{\text{пс}}$ находится из следующего соотношения:

$$\Delta p_{\text{пс}} = \rho_{\text{ч}}(1 - \varepsilon)gH_{\text{сл}}. \quad (4.57)$$

Минимально допустимое гидравлическое сопротивление решетки (для соблюдения соотношения между гидравлическим сопротивлением слоя и решетки) определяется по следующей формуле:

$$\Delta p_{\text{рmin}} = \Delta p_{\text{пс}} \frac{\kappa_w^2 (\varepsilon - \varepsilon_0)}{(\kappa_w^2 - 1)(1 - \varepsilon_0)}, \quad (4.58)$$

где $\varepsilon_0 = 0,4$ – порозность неподвижного слоя.

Тогда гидравлическое сопротивление выбранной решетки будет:

$$\Delta p_{\text{р}} = \xi \left(\frac{w}{F_c} \right)^2 \frac{\rho_{\text{ср}}}{2}, \quad (4.59)$$

где $\xi = 1,5 \div 1,75$ – коэффициент сопротивления решетки.

Значение $\Delta p_{\text{р}}$ должно превышать $\Delta p_{\text{рmin}}$. Если же $\Delta p_{\text{р}} < \Delta p_{\text{рmin}}$, необходимо выбрать другую долю живого сечения F_c распределительной решетки.

5. РАСЧЕТ ТАРЕЛЬЧАТОЙ РЕКТИФИКАЦИОННОЙ КОЛОННЫ

Задание. Рассчитать ректификационную колонну непрерывного действия с ситчатыми тарелками (рис. 5.1) для разделения под атмосферным давлением G_F , т/ч жидкой смеси, содержащей x_1 % (мас.) бензола и x_2 % (мас.) толуола. Требуемое содержание бензола в дистилляте \bar{x}_D , % (мас.); требуемое содержание толуола в кубовом остатке \bar{x}_W , % (мас.). Исходная смесь перед подачей в колонну подогревается до температуры кипения. Греющий пар имеет избыточное давление $p_{\text{изб}}$, МПа. В расчет входят определение расходов дистиллята, кубового остатка, флегмового числа, греющего пара, охлаждающей воды и определение основных параметров колонны D и H , определение числа тарелок.

Методика расчета

Материальный баланс колонны и рабочее флегмовое число

Производительность колонны по дистилляту D и кубовому остатку W определяется из уравнений материального баланса колонны:

$$G_F = G_D + G_W; \quad G_F \bar{x}_F = G_D \bar{x}_D + G_W \bar{x}_W. \quad (5.1)$$

Отсюда находим:

$$G_W = \frac{G_F(\bar{x}_D - \bar{x}_F)}{x_D - x_W}, \text{ кг/с}; \quad G_D = G_F - G_W, \text{ кг/с}.$$

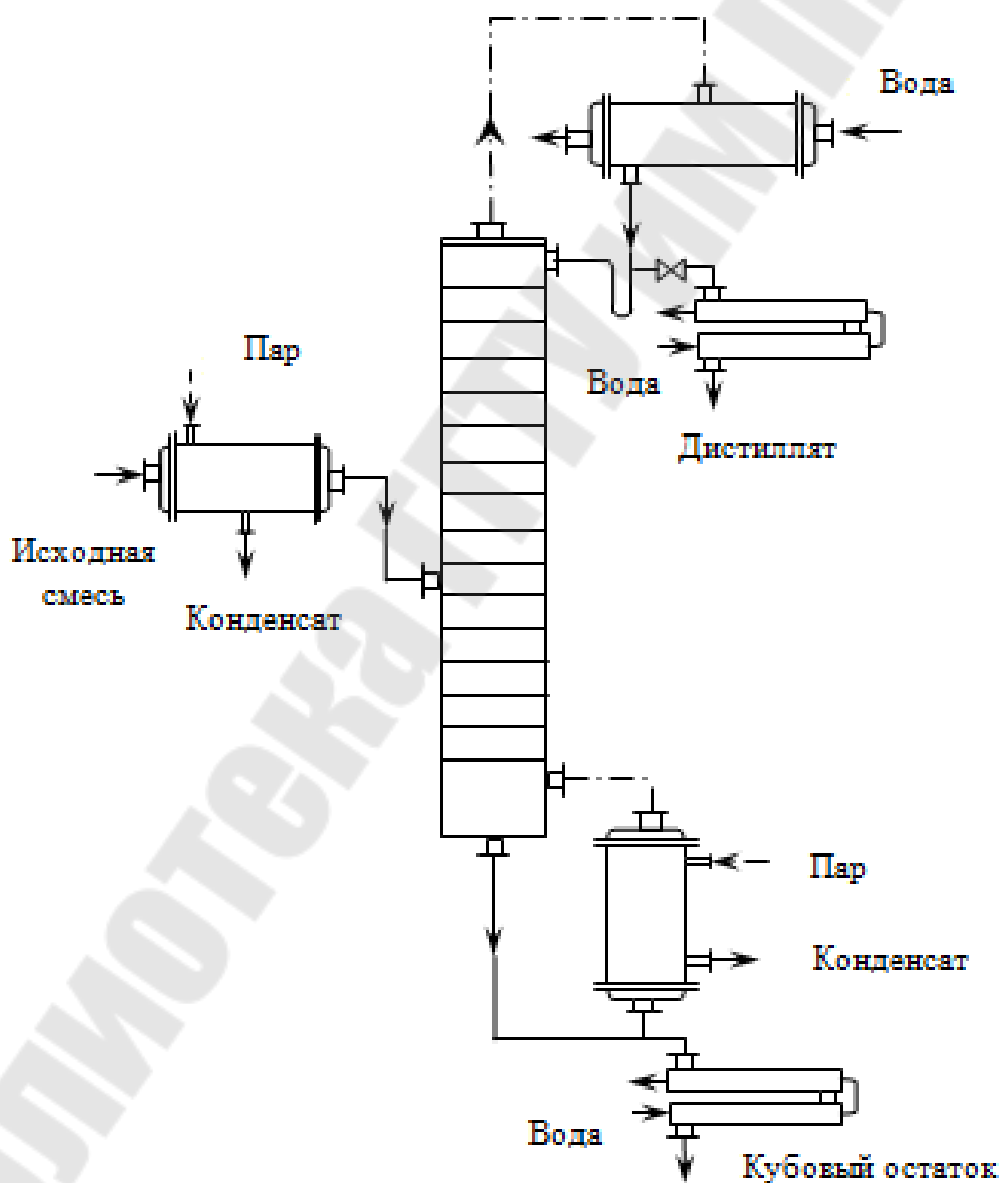


Рис. 5.1. Схема ректификационной установки

Для дальнейших расчетов выразим концентрации питания, дистиллята и кубового остатка в мольных долях:

$$\begin{aligned}x_F &= \frac{\bar{x}_F/M_{\text{б}}}{\bar{x}_F/M_{\text{б}} + (1-\bar{x}_F)/M_{\text{т}}}; \\x_D &= \frac{\bar{x}_D/M_{\text{б}}}{\bar{x}_D/M_{\text{б}} + (1-\bar{x}_D)/M_{\text{т}}}; \\x_W &= \frac{\bar{x}_W/M_{\text{б}}}{\bar{x}_W/M_{\text{б}} + (1-\bar{x}_W)/M_{\text{т}}},\end{aligned}\quad (5.2)$$

где $M_{\text{б}}$, $M_{\text{т}}$ – мольные массы, соответственно, бензола и толуола, кг/кмоль (табл. П.5.2 Приложения 5).

Относительный мольный расход питания:

$$F = \frac{x_D - x_W}{x_F - x_W}. \quad (5.3)$$

Определяем минимальное число флегмы по формуле

$$R_{\min} = \frac{x_D - y_F^*}{y_F^* - x_F}, \quad (5.4)$$

где x_D – мольные доли легколетучего компонента дистиллята, кмоль/кмоль смеси; y_F^* – концентрация легколетучего компонента в паре, находящемся в равновесии с исходной смесью, кмоль/кмоль смеси, определяем по диаграмме y^*x (рис. 5.2); x_F – мольные доли легколетучего компонента в исходной смеси, кмоль/кмоль смеси.

Рабочее число флегмы определяем по формуле

$$R = 1,3R_{\min} + 0,3. \quad (5.5)$$

Уравнения рабочих линий:

а) верхней (укрепляющей) части колонны

$$y = \frac{R}{R+1}x + \frac{x_D}{R+1}; \quad (5.6)$$

б) нижней (исчерпывающей) части колонны

$$y = \frac{R+F}{R+1}x - \frac{F-1}{R+1}x_W. \quad (5.7)$$

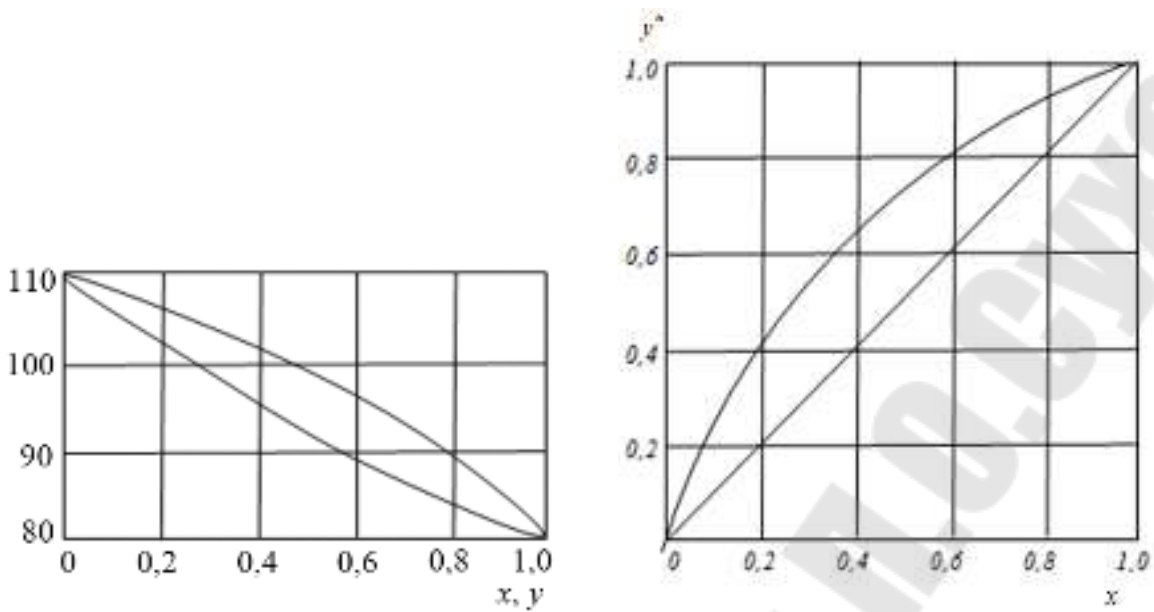


Рис. 5.2. Диаграмма равновесия в координатах tx, y и y^*x для бензольно-толуольной смеси при атмосферном давлении

Определение скорости пара и диаметра колонны

Средние концентрации жидкости:

а) в верхней части колонны

$$x'_{\text{ср}} = \frac{x_F + x_D}{2}; \quad (5.8)$$

б) в нижней части колонны

$$x''_{\text{ср}} = \frac{x_F + x_W}{2}. \quad (5.9)$$

Средние концентрации пара находим по уравнениям рабочих линий: верхней (5.5) и нижней (5.6) частей колонны.

Средние температуры пара определяем по диаграмме tx, y (рис. 5.2).

Средние молярные массы и плотности пара:

а) для верхней части колонны

$$M'_{\text{ср}} = y'_{\text{ср}} M_{\text{б}} + (1 - y'_{\text{ср}}) M_{\text{т}}; \quad (5.10)$$

$$\rho'_{\text{ср}} = \frac{M'_{\text{ср}} T_0}{22,4 T'_{\text{ср}}}; \quad (5.11)$$

б) для нижней части колонны

$$M''_{\text{cp}} = y''_{\text{cp}} M_{\text{б}} + (1 - y''_{\text{cp}}) M_{\text{т}}; \quad (5.12)$$

$$\rho''_{\text{cp}} = \frac{M''_{\text{cp}} T_0}{22,4 T''_{\text{cp}}}. \quad (5.13)$$

Средняя плотность пара в колонне:

$$\rho_{\text{п}} = \frac{\rho'_{\text{cp}} + \rho''_{\text{cp}}}{2}. \quad (5.14)$$

Температуру вверху колонны определяем при x_D , а в кубе-испарителе – при x_W . Средняя плотность жидкости в колонне:

$$\rho_{\text{ж}} = \frac{\rho_{\text{б}} + \rho_{\text{т}}}{2}, \quad (5.15)$$

где $\rho_{\text{б}}$ – плотность жидкого бензола при температуре вверху колонны, кг/м^3 (табл. П.5.3 Приложения 5); $\rho_{\text{т}}$ – плотность жидкого толуола при температуре в кубе-испарителе, кг/м^3 .

Определяем скорость пара в колонне по следующей формуле:

$$\omega = C \sqrt{\rho_{\text{ж}} / \rho_{\text{п}}}, \quad (5.16)$$

где C – коэффициент, зависящий от конструкции тарелок, расстояния между тарелками, рабочего давления в колонне, нагрузки колонны по жидкости. По данным каталога-справочника «Колонные аппараты» принимаем расстояние между тарелками $h = 300$ мм, тогда для ситчатых тарелок – $C = 0,032$.

Объемный расход проходящего через колонну пара при средней температуре пара в колонне

$$V = \frac{G_D (R + 1) \cdot 22,4 T_{\text{cp}}}{M_D T_0 \cdot 3600}, \quad (5.17)$$

где $M_D = x_P M_{\text{б}} + (1 - x_P) M_{\text{т}}$ – мольная масса дистиллята, кг/кмоль .

Диаметр колонны:

$$D = \sqrt{\frac{V}{0,785 \cdot \omega}}. \quad (5.18)$$

Подбираем по каталогу-справочнику «Колонные аппараты» по диаметру аппарат и уточняем скорость пара в колонне:

$$\omega = \frac{V}{0,785D^2}. \quad (5.19)$$

Гидравлический расчет тарелок

Принимаем следующие размеры ситчатой тарелки: диаметр $d_0 = 4$ мм; высота сливной перегородки $h_{\text{п}} = 40$ мм. Свободное сечение тарелки (суммарная площадь отверстий) – 7 % от общей площади тарелки. Площадь, занимаемая двумя сегментными переливными стаканами, составляет 20 % от общей площади тарелки.

Рассчитаем гидравлическое сопротивление тарелки в верхней и в нижней части колонны по уравнению

$$\Delta p = \Delta p_{\text{сух}} + \Delta p_{\sigma} + \Delta p_{\text{пж}}. \quad (5.20)$$

Гидравлическое сопротивление сухой тарелки:

$$\Delta p_{\text{сух}} = \zeta \omega_0^2 \rho_{\text{п}} / 2, \quad (5.21)$$

где $\zeta = 1,82$ – коэффициент сопротивления неорошаемых ситчатых тарелок со свободным сечением 7–10 %; $\omega_0 = \omega / 0,08$ – скорость пара в отверстиях тарелки, м/с.

Сопротивление, обусловленное силами поверхностного натяжения:

$$\Delta p_{\sigma} = 4\sigma / d_0, \quad (5.22)$$

где σ – поверхностное натяжение жидкости при средней температуре в верхней (нижней) части колонны (табл. П.5.4 Приложения 5); $d_0 = 0,004$ м – диаметр отверстий тарелки.

Сопротивление парожидкостного слоя на тарелке:

$$\Delta p_{\text{пж}} = 1,3h_{\text{пж}} \rho_{\text{ж}} gk. \quad (5.23)$$

Высота парожидкостного слоя:

$$h_{\text{пж}} = h_{\text{п}} + \Delta h. \quad (5.24)$$

Величина Δh – высота слоя над сливной перегородкой рассчитывается по формуле

$$\Delta h = \left(\frac{V_{\text{ж}}}{1,85\Pi k} \right)^{2/3}, \quad (5.25)$$

где $V_{\text{ж}}$ – объемный расход жидкости, м³/с; Π – периметр сливной перегородки, м; $k = \rho_{\text{пж}} / \rho_{\text{ж}}$ – отношение плотности парожидкостного слоя (пены) к плотности жидкости, принимаемое приближенно равным 0,5.

Объемный расход жидкости в верхней (5.26) и нижней (5.27) части колонны:

$$V_{\text{ж}} = \frac{G_D R M_{\text{ср}}}{M_D \rho_{\text{ж}}}, \quad (5.26)$$

$$V_{\text{ж}} = \left(\frac{G_P R}{M_D} + \frac{G_F}{M_F} \right) \frac{M_{\text{ср}}}{\rho_{\text{ж}}}, \quad (5.27)$$

где $M_{\text{ср}} = x_{\text{ср}} M_{\text{б}} + (1 - x_{\text{ср}}) M_{\text{т}}$ – средняя мольная масса жидкости, кг/кмоль; $M_F = x_F M_{\text{б}} + (1 - x_F) M_{\text{т}}$ – мольная масса питающего раствора, кг/кмоль.

Периметр сливной перегородки находим, решая систему уравнений:

$$\left(\frac{\Pi}{2} \right)^2 + (R - b)^2 = R^2; \quad (5.28)$$

$$0,1\pi R^2 = \frac{2}{3} \Pi b,$$

где $R = 0,9$ м – радиус тарелки; $\frac{2}{3} \Pi b$ – приближенное значение площади сегмента.

Общее гидравлическое сопротивление тарелки в верхней (нижней) части колонны:

$$\Delta p = \Delta p_{\text{сyx}} + \Delta p_{\sigma} + \Delta p_{\text{пж}}. \quad (5.29)$$

Проверим, соблюдается ли расстояние между тарелками $h = 0,3$ м, как необходимое для нормальной работы тарелок условие:

$$h > 1,8 \frac{\Delta p}{\rho_{\text{ж}} g}. \quad (5.30)$$

Проверим равномерность работы тарелок – рассчитаем минимальную скорость пара в отверстиях $\omega_{0\text{мин}}$, м/с, достаточную для того, чтобы тарелка работала всеми отверстиями, и сравним с ω_0 :

$$\omega_{0\text{мин}} = 0,67 \sqrt{\frac{g \rho_{\text{ж}} h_{\text{пж}}}{\zeta \rho_{\text{п}}}}. \quad (5.31)$$

Определение числа тарелок и высоты колонны

Наносим на диаграмму yx рабочие линии верхней и нижней части колонны (рис. 5.3) и находим число ступеней изменения концентрации n_T (в верхней части колонны, в нижней части, и всего).

Число тарелок рассчитываем по следующему уравнению:

$$n = n_T / \eta. \quad (5.32)$$

Для определения среднего КПД тарелок находим коэффициент относительной летучести разделяемых компонентов $\alpha = P_6 / P_T$ и динамический коэффициент вязкости исходной смеси μ при средней температуре в колонне.

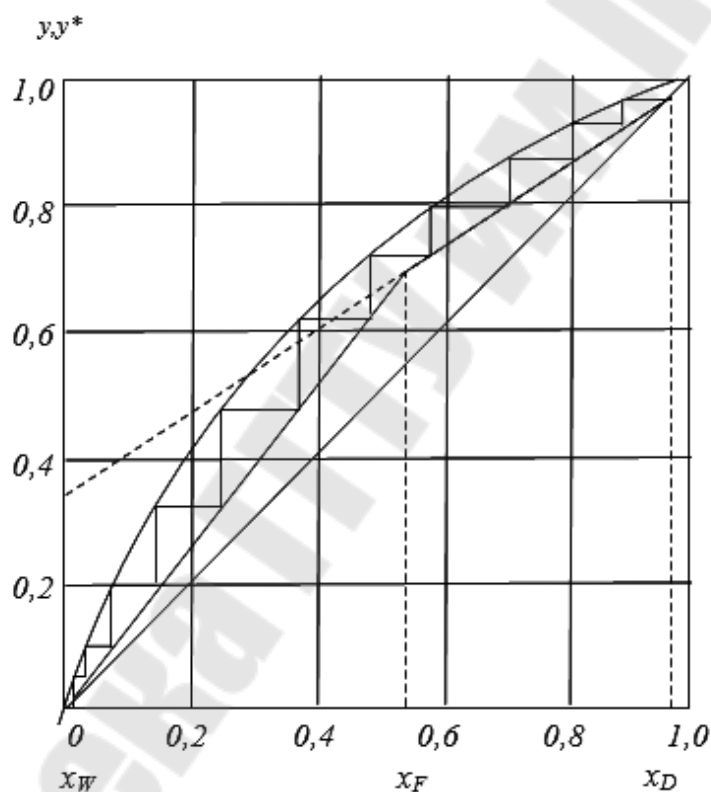


Рис. 5.3. Определение числа ступеней изменения концентрации

Определим при средней температуре в колонне давление насыщенного пара бензола P_6 и толуола P_T по табл. П.5.5 Приложения 5, коэффициент динамической вязкости исходной смеси μ (табл. П.5.6 Приложения 5).

Длина пути жидкости на тарелке, м:

$$l = D - 2b. \quad (5.33)$$

По графику (рис. 5.4) находим η .

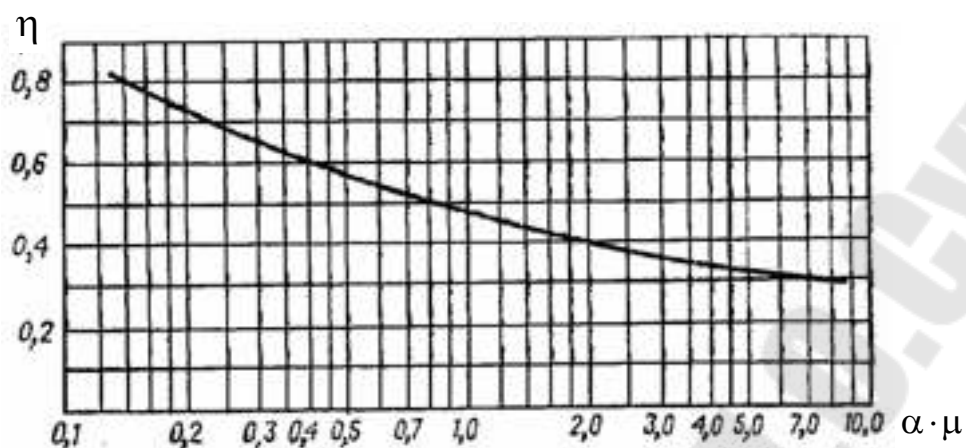


Рис. 5.4. Диаграмма для приближенного определения среднего КПД тарелок

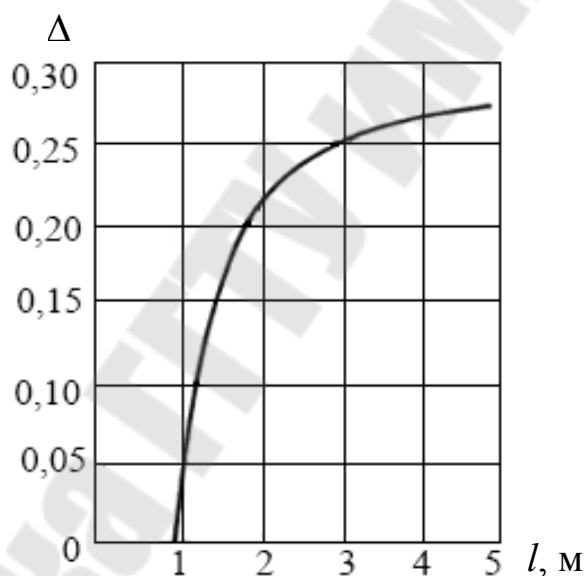


Рис. 5.5. Зависимость поправки Δ от длины пути жидкости на тарелке l

По графику (рис. 5.5) находим значение поправки на длину пути Δ .
Средний КПД тарелок:

$$\eta_l = \eta(1 + \Delta). \quad (5.34)$$

Рассчитаем число тарелок в верхней и нижней части колонны:

$$\begin{aligned} n' &= n'_T / \eta_l; \\ n'' &= n''_T / \eta_l. \end{aligned} \quad (5.35)$$

Высота тарельчатой части колонны, м:

$$H_T = h(n-1). \quad (5.36)$$

Общее гидравлическое сопротивление тарелок, Па:

$$\Delta p = \Delta p' n_B + \Delta p'' n_H. \quad (5.37)$$

Тепловой расчет установки

Расход теплоты, отдаваемой охлаждающей воде в дефлегматоре-конденсаторе, Вт:

$$Q_D = G_D(l+R)r_D. \quad (5.38)$$

Здесь $r_D = \bar{x}_D r_6 + (1 - \bar{x}_D) r_T$, где r_6 , r_T – удельные теплоты конденсации бензола и толуола при температуре вверху колонны при y_D .

Расход теплоты, получаемой в кубе-испарителе от греющего пара, Вт:

$$Q_K = Q_D + G_D c_D t_D + G_W c_W t_W - G_F c_F t_F + Q_{\text{пот}}. \quad (5.39)$$

Здесь тепловые потери $Q_{\text{пот}}$ принять в размере 3 % от полезно затрачиваемой теплоты; удельные теплоемкости взять, соответственно, при t_D , t_W , t_F .

Расход теплоты в паровом подогревателе исходной смеси, Вт:

$$Q_{\text{п}} = 1,05 G_F c_F (t_F - t_{\text{нач}}), \quad (5.40)$$

где c_F – удельная теплоемкость исходной смеси (табл. П.5.8, П.5.9 Приложения 5).

Расход теплоты, отдаваемой охлаждаемой воде в водяном холодильнике дистиллята, Вт:

$$Q_{\text{х.д}} = G_D c_D (t_D - t_{\text{кон}}), \quad (5.41)$$

где c_D – удельная теплоемкость дистиллята.

Расход теплоты, отдаваемой охлаждающей воде в водяном холодильнике кубового остатка, Вт:

$$Q_{\text{х.к.о}} = G_W c_W (t_W - t_{\text{кон}}), \quad (5.42)$$

где c_W – удельная теплоемкость кубового остатка (табл. П.5.8, П.5.9 Приложения 5).

Расход греющего пара, имеющего давление $p_{абс}$, МПа и влажность x , %:

а) в кубе-испарителе, кг/с

$$G_{г.п} = \frac{Q_k}{r_{г.п} x}, \quad (5.43)$$

где $r_{г.п}$ – удельная теплота конденсации греющего пара;

б) в подогревателе исходной смеси, кг/с

$$G_{г.п} = \frac{Q_{п.}}{r_{г.п} x}. \quad (5.44)$$

Расход охлаждающей воды при нагреве ее на $20\text{ }^{\circ}\text{C}$:

а) в дефлегматоре, м³/с

$$V_{в} = \frac{Q_{д.}}{c_{в} (t_{кон} - t_{нач}) \rho_{н}}; \quad (5.45)$$

б) в водяном холодильнике дистиллята, м³/с

$$V_{в} = \frac{Q_{х.д.}}{c_{в} (t_{кон} - t_{нач}) \rho_{н}}; \quad (5.46)$$

в) в водяном холодильнике кубового остатка

$$V_{в} = \frac{Q_{х.к.о.}}{c_{в} (t_{кон} - t_{нач}) \rho_{н}}. \quad (5.47)$$

Литература

1. Промышленная теплоэнергетика и теплотехника : справочник / под общ. ред. В. А. Григорьева, В. М. Зорина. – М. : Энергоатомиздат, 1989. – Кн. 4. – 586 с.
2. Промышленные теплообменные процессы и установки / А. М. Бакластов [и др.]. – М. : Энергоатомиздат, 1986. – 322 с.
3. Дытнерский, Ю. И. Основные процессы и аппараты химической технологии. Курсовое проектирование / Ю. И. Дытнерский, Г. С. Борисов, В. П. Брыков. – М. : Химия, 1991. – 412 с.
4. Касаткин, А. Г. Основные процессы и аппараты химической технологии / А. Г. Касаткин. – М. : Химия 1973. – 652 с.
5. ГОСТ 11875–79. Аппараты с вращающимися барабанами общего назначения. Основные параметры и размеры.
6. Лебедев, П. Д. Теплоиспользующие установки промышленных предприятий / П. Д. Лебедев, А. А. Щукин. – М. : Энергия, 1970. – 408 с.
7. Павлов, К. Ф. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии / К. Ф. Павлов, П. Г. Романов, А. А. Носков. – Л. : Химия, 1987. – 576 с.
8. Плановский, А. А. Сушка дисперсных материалов в химической промышленности / А. А. Плановский, Б. И. Муштаев, В. М. Ульянов. – М. : Химия, 1979. – 287 с.
9. ГОСТ 11987–81. Аппараты выпарные трубчатые.
10. ОСТ 26716–73. Барометрические конденсаторы.
11. Вакуумные насосы. Каталог-справочник. – М., 1970. – 63 с.
12. Варгафтик, Н. Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей / Н. Б. Варгафтик. – М. : Наука, 1972. – 720 с.
13. Барулин, Е. П. Расчеты теплоиспользующего оборудования : учеб. пособие / Е. П. Барулин, В. Н. Исаев, А. И. Сокольский. – Иваново : Иван. гос. хим.-техн. ун-т, 2009. – 100 с.
14. Календерьян, В. О. Сборник задач по теплообменным аппаратам : учеб. пособие / В. О. Календерьян, И. Л. Бошкова. – Одесса : ОГАХ, 2010 – 170 с.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение 1

Варианты исходных данных для расчета рекуперативных теплообменных аппаратов

Таблица П.1.1

Пароводяной и водоводяной подогреватели									
Предпоследняя цифра шифра	ω , м/с	$Q \cdot 10^{-6}$, Вт	Последняя цифра шифра	t'_2 , °С	t''_2 , °С	P , МПа	d_B/d_H	t'_1 , °С	t''_1 , °С
0	1,0	2,5	0	70	95	0,30	21/25	140	80
1	1,8	2,3	1	60	90	0,25		130	75
2	1,6	2,8	2	65	95	0,40		135	80
3	1,5	2,7	3	70	100	0,45		140	85
4	1,7	2,9	4	75	100	0,48		145	85
5	1,1	3,0	5	72	97	0,38		143	90
6	1,3	3,5	6	60	95	0,32		130	80
7	1,2	4,0	7	58	90	0,42		125	70
8	1,4	4,5	8	68	97	0,36		132	80
9	1,0	3,8	9	70	90	0,28		140	75

Таблица П.1.2

Значение $\lambda_T = f(Re)$ для гидравлических гладких труб

$Re \cdot 10^{-3}$	λ_T	$Re \cdot 10^{-3}$	λ_T	$Re \cdot 10^{-3}$	λ_T	$Re \cdot 10^{-3}$	λ_T
10	0,0303	80	0,0184	200	0,0153	340	0,0139
20	0,0253	90	0,0179	220	0,0150	360	0,0137
30	0,0230	100	0,0175	240	0,0147	380	0,0135
40	0,0215	120	0,0168	260	0,0146	400	0,01345
50	0,0205	140	0,0168	280	0,0144		
60	0,0197	160	0,0160	300	0,0142		
70	0,0190	180	0,0156	320	0,0140		

Таблица П.1.3

Значение коэффициента загрязнения труб $X_{ст}$

Материал труб и состояние их поверхности	$X_{ст}$
Медные и латунные чистые гладкие трубы	1,0
Новые стальные чистые трубы	1,16
Старые (загрязненные) медные или латунные трубы	1,3
Старые (загрязненные) стальные трубы	1,51–1,56

Таблица П.1.4

Коэффициенты местного сопротивления ξ

Наименование детали	ξ	Наименование детали	ξ
Вентиль проходной $d = 50$ мм при полном открытии	4,6	Выход из межтрубного пространства под углом 90°	1,0
То же $d = 400$ мм	7,6	То же через колено в секционных подогревателях	2,0
Вентиль Косва	1,0		
Задвижка нормальная	0,5–1,0	Вход в межтрубное пространство под углом 90° к рабочему потоку	1,5
Кран проходной	0,6–2,0	Поворот на 180° в U-образной трубе	0,5
Угольник 90°	1,0–2,0		
Колено гладкое $90^\circ R = d$	0,3	Переход из одной секции в другую (межтрубный поток)	2,5
Колено гладкое $90^\circ R = 4d$	1,0		
Входная или выходная камера (удар и поворот)	1,5	Поворот на 180° через перегородку в межтрубном пространстве	1,5
Поворот на 180° из одной секции в другую через промежуточную камеру	2,5	Огибание перегородок, поддерживающих трубы	0,5

Таблица П.1.5

Характеристики водоводяных подогревателей по МВН 050-62

Типо-размер	Количество и длина трубок, мм	Поверхность нагрева, m^2	Площади проходных сечений, m^2		Эквивалентный диаметр сечения между трубами	Наибольшие расходы воды через, т/ч	
			по трубам	между трубами		трубки	корпус
МВН 2050-29	372×046	3,38	0,00507	0,0122	0,0212	46/27	110/66
МВН 2050-30	374×086	6,84					

Типо-размер	Количество и длина трубок, мм	Поверхность нагрева, м ²	Площади проходных сечений, м ²		Эквивалентный диаметр сечения между трубами	Наибольшие расходы воды через, т/ч	
			по трубам	между трубами		трубки	корпус
МВН 2050-31	692×2046	6,30	0,00935	0,0198	0,0193	84/50	178/107
МВН 2050-32	694×2086	12,75					
МВН 2050-33	109×2046	9,93	0,0147	0,0308	0,0201	132/80	276/166
МВН 2050-34	109×4086	20,13					
МВН 2050-35	151×2046	13,73	0,0204	0,0446	0,0208	184/110	400/240
МВН 2050-36	151×4086	27,86					

Примечание:

1. Все данные приведены для одной секции.

2. Наибольшие расходы воды определены при ее объемном весе 1000 кг/м³. Приведенные в числителе расходы воды соответствуют ее скорости 2,5 м/с, а в знаменателе – 1,5 м/с, наибольшей при установке подогревателей в местных системах.

Основные размеры водоводяных подогревателей по МВН 2050-62

Типо-размер	Размеры, мм																
	D_n	D	D_1	D_2	d_n	d_{n1}	d_1	d_2	H	h	L	L_1	L_2	L_3	n_1	N_2	Вес, кг
МВН 2050-29	168	360	180	210	133	114	18	18	400	200	2040	2322	2502	2682	8	8	141
МВН 2050-30											4080	4362	4542	4722			220
МВН 2050-31	219	410	240	240	168	168	23	23	500	500	2040	2402	2640	2877	8	8	222
МВН 2050-32											4080	4442	4680	4917			358
МВН 2050-33	273	450	295	295	219	219	23	23	600	300	2040	2422	2729	3035	8	8	325
МВН 2050-34											4080	4462	4769	5075			531
МВН 2050-35	325	513	295	350	273	219	23	23	700	350	2040	2492	2840	3187	8	12	440
МВН 2050-36											4080	4532	4880	5227			735

Примечание. Вес приведен для разъемных односекционных подогревателей.

Приложение 2

Варианты исходных данных для расчета регенеративных теплообменных аппаратов

Таблица П.2.1

Регенеративный теплообменник								
Предпоследняя цифра шифра	$t'_2, \text{°C}$	$t''_2, \text{°C}$	$t'_1, \text{°C}$	$t''_1, \text{°C}$	Последняя цифра шифра	$G_1, \text{м/с}$	$\tau_1, \text{мин}$	$\tau_2, \text{мин}$
0	50	230	900	300	0	2	14	12
1	40	240	950	310	1	4	14	13
2	30	250	1000	320	2	6	14	14
3	50	250	850	330	3	8	15	15
4	40	260	800	340	4	10	15	14
5	50	270	750	350	5	3	15	13
6	60	280	900	470	6	5	16	15
7	40	300	950	490	7	7	16	14
8	60	310	1000	410	8	9	16	13
9	30	320	1050	430	9	12	17	14

Таблица П.2.2

Теплофизические свойства дымовых газов ($P = 1,01 \cdot 10^5 \text{ Па}$) Состав компонентов: $\text{CO}_2 + 13 \%$, $\text{H}_2\text{O} + 11 \%$, $\text{N}_2 = 76 \%$

$t, \text{°C}$	$\rho, \text{кг/м}^3$	$C_p, \text{кДж/(кг} \cdot \text{К)}$	$\alpha \cdot 10^2, \text{Вт/(м} \cdot \text{К)}$	$\alpha \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{с}$	$\mu \cdot 10^6, \text{Па} \cdot \text{с}$	$\nu \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{с}$	Pr
0	1,295	1,042	2,28	16,9	15,8	12,20	0,72
100	0,950	1,068	3,13	30,8	20,4	21,54	0,69
200	0,748	1,097	4,01	48,9	24,5	32,80	0,67
300	0,617	1,122	4,84	69,9	28,2	45,81	0,65
400	0,525	1,151	5,70	94,3	31,7	60,38	0,64
500	0,457	1,185	6,56	121,1	34,8	76,30	0,63
600	0,405	1,214	7,42	150,9	37,9	93,61	0,62
700	0,363	1,239	8,27	183,8	40,7	112,1	0,61
800	0,330	1,264	9,15	219,7	43,4	131,8	0,60
900	0,301	1,290	10,0	258,0	45,9	152,5	0,59
1000	0,275	1,306	10,90	303,4	48,4	174,3	0,58
1100	0,257	1,323	11,75	345,5	50,7	197,1	0,57
1200	0,240	1,340	12,62	392,4	53,0	221,0	0,56

**Теплофизические свойства сухого воздуха при
давлении $1,01 \cdot 10^5$ Па**

t , °C	ρ , кг/м ³	C_p , кДж/(кг · К)	$\lambda \cdot 10^2$, Вт/(м · К)	$\alpha \cdot 10^6$, 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
-40	1,515	1,013	2,12	13,8	15,2	10,04	0,728
-30	1,453	1,013	2,2	14,9	15,7	10,8	0,723
-20	1,395	1,009	2,28	16,2	16,2	11,59	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	20,1	17,7	14,16	0,705
20	1,205	1,005	2,6	21,6	18,2	15,06	0,703
30	1,165	1,005	2,67	22,9	18,7	16,00	0,701
40	1,128	1,005	2,75	24,4	19,1	16,96	0,699
50	1,093	1,005	2,83	25,7	19,6	17,95	0,698
60	1,0	1,005	2,9	27,2	20,1	18,97	0,696
80	1,0	1,009	3,05	30,3	21,1	21,09	0,692
100	0,946	1,009	3,22	33,6	21,9	23,13	0,688
120	0,898	1,009	3,33	36,8	22,8	25,45	0,686
140	0,854	1,013	3,49	40,6	23,7	27,8	0,684
160	0,815	1,017	3,64	44,0	24,5	30,09	0,682
180	0,779	1,021	3,78	47,6	25,3	32,49	0,681
200	0,746	1,025	3,96	51,5	26,0	34,85	0,680
250	0,674	1,038	4,25	60,6	27,3	40,61	0,677
300	0,615	1,046	4,6	71,5	29,7	48,33	0,674
400	0,524	1,067	5,2	93,2	33,1	63,09	0,678
500	0,456	1,089	5,74	115,2	36,1	79,38	0,687
600	0,404	1,112	6,22	138,2	39,1	96,89	0,699
700	0,362	1,131	6,71	163,5	41,8	115,4	0,706
800	0,329	1,152	7,17	188,5	44,3	134,8	0,713
1000	0,277	1,182	8,06	246,0	49,0	177,1	0,719

Приложение 3

Варианты исходных данных для расчета смесительных теплообменных аппаратов

Таблица П.3.1

Барометрический конденсатор					
Предпоследняя цифра шифра	$D_{п}$, кг/ч	$P_{\text{вак}}$, мм рт. ст.	Последняя цифра шифра	G_1 , м/с	$P_{\text{атм}}$, мм рт. ст.
0	2000	600	0	Речная вода	750
1	3000	550	1		
2	4000	500	2		
3	5000	450	3	Артезианская вода	760
4	6000	400	4		
5	7000	600	5		
6	8000	550	6	Оборотная вода	740
7	9000	500	7		
8	10000	450	8		
9	11000	400	9		

Таблица П.3.2

Расчет градирни						
Предпоследняя цифра шифра	$t_{\text{гв}}$, °C	ϕ , %	Последняя цифра шифра	$G_{\text{в}}$, кг/ч	$t_{\text{вн}}$, °C	$t_{\text{вк}}$, °C
0	19	70	0	10000	50	20
1	21	65	1	11000	60	25
2	23	70	2	12000	70	30
3	25	60	3	13000	80	35
4	20	75	4	14000	55	20
5	18	70	5	15000	65	25
6	17	80	6	16000	75	30
7	21	60	7	17000	85	35
8	24	65	8	18000	95	20
9	26	70	9	19000	60	25

Техническая характеристика градирни «Одесса»

Марка градирни	50	100	150	250	500
1. Количество охлаждаемой воды, м ³ /ч:					
а) номинальное	10	20	30	50	100
б) наибольшее	16	32	50	60	160
в) наименьшее	6	11	16	21	50
2. Номинальный расход воздуха, м ³ /ч	7500	12000	20000	27000	54000
3. Номер центробежного вентилятора	6,3	8	8	10	10
4. Количество вентиляторов	1	1	1	1	2
5. Номинальная мощность электродвигателя, кВт	2,2	4	5,5	11	11
6. Сопротивление градирни, Па	500	500	500	608	608
7. Габариты, мм:					
длина	2772	3254	3504	4794	5360
ширина	1050	1269	1394	2063	3202
высота	2825	3225	3275	3703	3708
8. Масса, кг:					
без воды	735	1190	1440	1960	3073
с водой	1900	2500	3100	5000	5500
9. Давление перед форсунками, кПа	38	38	38	38	38
10. Расход свежей воды, м ³ /ч	0,2	0,3	0,5	0,7	1,5
11. Количество форсунок	2	4	6	12	24
12. Объем воды в поддоне, м ³	1,16	1,31	1,66	3,04	2,5

Приложение 4

Таблица П.4.1

Варианты исходных данных для расчета сушильных установок

Предпоследняя цифра шифра	Барабанная сушилка				Сушилка с «кипящим» слоем		Последняя цифра шифра	Общие данные для 2-х типов сушилок			
	G_K , кг/с	$t_{cm} = t_1$, °C	2,0–1,5	1,5–1,0	G_K , кг/с	t_1 , °C		t_2 , °C	φ_0 , %	w_H , %	w_K , %
0	3,5	300	25	75	0,35	110	0	100	75	12	0,5
1	4,8	300	50	50	0,48	130	1	90	78	12	0,55
2	3,75	320	25	75	0,375	110	2	100	70	15	1,0
3	5,0	320	50	50	0,50	130	3	110	74	12	0,8
4	4,2	290	25	75	0,42	110	4	110	74	14	0,6
5	5,2	340	50	50	0,52	130	5	125	54	15	1,2
6	4,4	350	25	75	0,44	120	6	130	65	16	1,2
7	5,4	360	50	50	0,54	140	7	135	58	15	1,3
8	5,9	360	75	25	0,59	160	8	135	66	16,5	2,0
9	4,7	330	25	75	0,47	120	9	120	64	15	0,8

**Опытные данные по сушке некоторых материалов
в барабанных сушилках**

Материал	Размер- частиц, мм	$w_{н},$ %	$w_{к},$ %	$t_1,$ °C	$t_2,$ °C	$A,$ кг/(м ³ ·ч)	Тип (параметры) внутренних распреде- лительных систем барабана
Глина: простая	–	22	5	600–700	80–100	50–60	Подъемно- лопастная
огнеупорная	–	9	0,7	800–1000	70–80	60	
Известняк	0–15	10–15	1,5	1000	80	45–65	
	0–20	8–10	0,5	800	120	30–40	
Инфузорная земля	–	40	15	550	120	50–60	Распреде- лительная
Песок	–	4,3–3,7	0,05	840	100	80–88	Распреде- лительная и перева- лочная
Руда: железная (магнито- горская)	0–50	6,0	0,5	730	–	65	Подъемно- лопастная
марганцевая	2,5	15,0	2,0	120	60	12	Распреде- лительная
Железный колчедан	–	10–12	1–3	270–350	95–100	20–30	Подъемно- лопастная
Сланцы	0–40	38	12	500–600	100	45–60	
Уголь: каменный	–	9,0	0,6	800–1000	60	32–40	
бурый	0–10	30	10–15	430	150–200	40–65	
Торф фрезерный	–	50	20	450	100	75	
Фосфориты	–	6,0	0,5	600	100	45–60	
Нитрофоска	0,5–4,0	–	1	220	105	0,5–4,0	
Аммофос	1–4	8–12	1,5	350	110	15–20	
Диаммофос	1–4	3–4	1	200	90	8–10	
Суперфосфат гранулиро- ванный	1–4	14–18	2,5–3,0	550–600	120	60–80	

Окончание табл. П.4.2

Материал	Размер-частиц, мм	$w_{н}, \%$	$w_{к}, \%$	$t_1, \text{°C}$	$t_2, \text{°C}$	$A, \text{кг}/(\text{м}^3 \cdot \text{ч})$	Тип (параметры) внутренних распределительных систем барабана
Преципитат	–	55–57	–	500–700	120–130	28–33	Подъемно-лопастная
Сульфат аммония	–	3,5	0,4	82	–	4–5	
Хлорид бария	–	5,6	1,2	109	–	1,0–2,0	
Фторид алюминия	–	48–50	3–5,5	750	220–250	18	
Соль поваренная	–	4–6	0,2	150–200	–	7,2	
Пшеница	–	20	14	150–200	50–80	20–30	Распределительная
Жом свекловичный	–	84	12	750	100–125	185	

Таблица П.4.3

Основные характеристики барабанных сушилок заводов «Уралхиммаш» и «Прогресс»

Показатели	Номер по заводской спецификации					
	7450	7119	6843	6720	7207	7208
Внутренний диаметр барабана, м	1,5	1,8	2,2	2,2	2,8	2,8
Длина барабана, м	8	12	12	14	12	14
Толщина стенок наружного цилиндра, мм	10	12	14	14	14	14
Объем сушильного пространства, м ³	14,1	30,5	45,6	53,2	74,0	86,2
Число ячеек, шт.	25	28	28	28	51	51
Частота вращения барабана, об/мин	5	5	5	5	5	5
Общая масса, т	13,6	24,7	42	45,7	65	70
Потребляемая мощность двигателя, кВт	5,9	10,3	12,5	14,7	20,6	25,8

**Опытные данные по сушке некоторых материалов
в псевдооживленном слое**

Материал	Размер частиц, мм	w_n , %	w_k , %	t_1 , °C	t_2 , °C	A , кг/(м ³ · ч)
Песок	–	10	0,5	900	120	435
Ильменит	0–0,3	3,7	0,03	400–300	130–160	103–167
Уголь	0–6	20	2	650	80	2900
	0–10	14,5	4,8	410	70	2500
	6–13	25–28	2–4	600	60	1500–1750
	–	22	8,5	436	63	
Хлорид калия	–	16	0,15	700	120	1500
Перманганат калия	0,5–1,2	7–8	0,2–0,3	180	70	900
Сульфат железа	0,25–1,0	48,5	19,2	400	125	60–70
Сульфат аммония	–	2,5–3	0,1–0,7	150	60	412
	0,25	4	0,2	200	70	300–500
	0,8	2	0,2	150	100	48,4
	0,25	0,8	0,2	100	80	61,4
Комбинированные удобрения РК	0–4,6	4–11	2,6–6,6	80–200	5–98	3,5
Бензолсульфамид	–	18,9	2,4	100	46–50	28–128
Карбонат бария	–	45	1	380	100	118
Адипиновая кислота	–	5,6	0,27	130	77	70
Себациновая кислота	–	9,8	0,09	100	42	27,3
2-Аминофенол	–	12	0,5	110	65	43
Полистирол эмульсионный	–	33,0	0,67	138	58	4,4
Поливинилбутираль	–	20,0	1,0	118	50	24,5
Хлорированный поливинилхлорид	–	66	0,5	120	60	15,2

Приложение 5

Таблица П.5.1

Варианты исходных данных для выполнения расчета тарельчатой ректификационной колонны

Тарельчатая ректификационная установка							
Предпоследняя цифра шифра	G_F , т/ч	x_1	x_2	Последняя цифра шифра	\bar{x}_D , % (мас.)	\bar{x}_W , % (мас.)	$P_{изб}$, МПа
0	6	50	50	0	91	93,2	0,1
1	10	25	75	1	96	98	0,2
2	3,5	20	80	2	92	96,6	0,3
3	7	45	55	3	95	92	0,15
4	5,5	30	70	4	94	95,5	0,25
5	4	40	60	5	97	97	0,35
6	9	15	85	6	98	94,7	0,17
7	7	10	90	7	93	96	0,27
8	5	27	73	8	94	97,9	0,4
9	8,5	35	65	9	96	95	0,32

Таблица П.5.2

Физические свойства некоторых органических жидкостей

Жидкость	Химическая формула	Мольная масса, кг/кмоль	Плотность, кг/м ³	Температура кипения, °С	Температура плавления, °С
Бензол	C_6H_6	78,11	900	80,2	+5,6
Метилловый спирт	CH_3OH	32,04	800	64,7	-98
Толуол	$C_6H_5CH_3$	92,13	870	110,8	-95

Таблица П.5.3

Плотность жидких веществ и водных растворов в зависимости от температуры

Вещество	Плотность, кг/м ³							
	-20 °С	0 °С	20 °С	40 °С	60 °С	80 °С	100 °С	120 °С
Бензол	—	900	879	858	836	815	793	769
Вода	—	1000	998	992	983	972	958	943
Гексан	693	677	660	641	622	602	581	559
Метилловый спирт	828	810	792	774	756	736	714	—
Толуол	902	884	866	847	828	808	788	766

Таблица П.5.4

**Поверхностное натяжение жидких веществ и водных растворов
в зависимости от температуры**

Вещество	Поверхностное натяжение $\sigma \cdot 10^3$ Н/м							
	-20 °С	0 °С	20 °С	40 °С	60 °С	80 °С	100 °С	120 °С
Бензол	–	31,7	29	26,3	23,7	21,3	18,8	16,4
Вода	–	76,5	72,8	69,6	66,2	62,6	58,9	54,9
Гексан	22,6	20,5	18,4	16,3	14,2	12,1	10	7,9
Метилловый спирт	26,6	24,5	22,6	20,9	19,3	17,6	15,7	13,6
Толуол	33	30,7	28,5	26,2	23,8	21,5	19,4	17,3

Таблица П.5.5

**Равновесные составы жидкости и пара для бинарной смеси
бензол-толуол при $P = 760$ мм рт. ст.**

$t, ^\circ\text{C}$	$P_0, \text{мм рт. ст.}$	$P_1, \text{мм рт. ст.}$	x	y^*
80	760	300	1	1
84	852	333	0,823	0,922
88	957	379,5	0,659	0,830
92	1078	432	0,508	0,720
96	1204	492	0,376	0,596
100	1344	559	0,256	0,453
104	1495	625	0,155	0,304
108	1659	704,5	0,058	0,128
110	1748	760	0	0

Таблица П.5.6

**Динамические коэффициенты вязкости жидких веществ
и водных растворов в зависимости от температуры**

Вещество	Динамический коэффициент вязкости мПа · с; (сП)							
	-20 °С	0 °С	20 °С	40 °С	60 °С	80 °С	100 °С	120 °С
Бензол	–	0,91	0,65	0,492	0,39	0,316	0,261	0,219
Вода	–	1,79	1,0	0,656	0,469	0,357	0,284	0,232
Гексан	0,479	0,397	0,32	0,264	0,221	0,19	0,158	0,132
Метилловый спирт	1,16	0,817	0,584	0,45	0,351	0,29	0,24	0,21
Толуол	1,06	0,768	0,586	0,466	0,381	0,319	0,271	0,231

Таблица П.5.7

Удельная теплота парообразования некоторых веществ

Вещество	Температура, °С				
	0	20	60	100	140
Бензол	448,3	435,8	408,5	379,2	346,1
Вода	2493,1	2446,9	2359,0	2258,4	2149,5
Метиловый спирт	1198,3	1173,2	1110,4	1013,9	892,6
Толуол	414,8	407,7	388,8	368,7	344,0

Таблица П.5.8

Теплоемкость толуола, кДж/(кг · К)

p, МПа	Температура, °С								
	25	50	100	150	200	250	300	350	400
0	1,127	1,227	1,420	1,603	1,774	1,931	2,073	2,201	2,319
0,5	1,709	1,789	1,956	2,145	1,860	1,983	2,108	2,226	2,338
1	1,708	1,788	1,954	2,142	2,371	2,077	2,158	2,258	2,360
1,5	1,703	1,787	1,953	2,139	2,365	2,287	2,235	2,298	2,386
2	1,707	1,786	1,952	2,136	2,358	2,679	2,362	2,352	2,415
2,5	1,706	1,786	1,950	2,134	2,353	2,658	2,606	2,424	2,452
3	1,706	1,785	1,949	2,132	2,348	2,638	3,320	2,522	2,492

Таблица П.5.9

Теплоемкость толуола, кДж/(кг · К)

p, МПа	Температура, °С								
	25	50	100	150	200	250	300	350	400
0	1,050	1,811	1,345	1,530	1,703	1,851	1,985	2,103	2,211
0,5	1,730	1,811	1,977	1,642	1,765	1,890	2,011	2,123	2,226
1	1,730	1,810	1,975	2,172	1,871	1,943	2,043	2,144	2,242
1,5	1,729	1,809	1,974	2,168	2,436	2,024	2,084	2,169	2,259
2	1,728	1,808	1,972	2,164	2,424	2,157	2,039	2,199	2,279
2,5	1,728	1,807	1,970	2,160	2,413	2,416	2,209	2,233	2,301
3	1,728	1,807	1,969	2,157	2,403	3,013	2,300	2,275	2,326

Содержание

Предисловие.....	3
1. Расчет рекуперативных теплообменных аппаратов.....	3
1.1. Тепловой расчет горизонтального пароводяного подогревателя.....	3
1.2. Тепловой расчет секционного водоводяного подогревателя.....	7
2. Расчет регенеративных теплообменных аппаратов.....	10
2.1. Тепловой расчет регенератора с неподвижной насадкой.....	10
2.2. Конструкторский расчет регенератора с неподвижной насадкой.....	13
3. Расчет смесительных теплообменных аппаратов.....	15
3.1. Расчет барометрического конденсатора.....	15
3.2. Расчет градирни.....	20
4. Расчет сушильных установок.....	22
4.1. Расчет барабанных сушилок.....	22
4.2. Расчет сушилки с псевдооживленным слоем.....	29
5. Расчет тарельчатой ректификационной колонны.....	34
Литература.....	45
Приложения.....	46

Учебное электронное издание комбинированного распространения

Учебное издание

ПРОМЫШЛЕННЫЕ ТЕПЛОМАССОБМЕННЫЕ ПРОЦЕССЫ И УСТАНОВКИ

Практикум

**по одноименному курсу для студентов специальностей
1-43 01 05 «Промышленная теплоэнергетика»
и 1-43 01 07 «Техническая эксплуатация
энергооборудования организаций»
дневной формы обучения**

Электронный аналог печатного издания

Составители: **Овсянник** Анатолий Васильевич
Шапвалов Александр Валерьевич
Трошев Дмитрий Сергеевич
Никулина Татьяна Николаевна

Редактор
Компьютерная верстка

Т. Н. Мисюрова
Н. Б. Козловская

Подписано в печать 01.04.15.

Формат 60x84/16. Бумага офсетная. Гарнитура «Таймс».
Ризография. Усл. печ. л. 3,72. Уч.-изд. л. 3,92.
Изд. № 99.

<http://www.gstu.by>

Издатель и полиграфическое исполнение
Гомельский государственный
технический университет имени П. О. Сухого.
Свидетельство о гос. регистрации в качестве издателя
печатных изданий за № 1/273 от 04.04.2014 г.
246746, г. Гомель, пр. Октября, 48