

УДК 65.45.91

Профессор А.В. Жучков, профессор С.В. Шахов,
аспирант С.А. Чернопотова
(Воронеж. гос. ун. инж. техн.) кафедра машин и аппаратов пищевых производств,
тел. (473) 255-35-54

Математическая модель работы ректификационной установки с тепловым насосом

Рациональное аппаратное оформление процессов ректификации и снижение затрат энергии на их осуществление является актуальной задачей. В данной работе получено математическое описание процесса ректификации спирта с использованием теплового насоса.

Efficient hardware design of the rectification process and reduce energy costs for their implementation is an urgent task. The mathematical description of the alcohol distillation process using a heat pump was obtained in this study.

Ключевые слова: этиловый спирт, тепловой насос, теплота, ректификационная колонна

Одним из способов, позволяющих сократить расход тепла на установках ректификации, является использование теплоты конденсации пара верха колонны для нагрева продукта в кубе колонны. Однако, вследствие разности температур между верхом и низом колонны, непосредственно использовать теплоту конденсации пара верхнего продукта невозможно. В этом случае можно применить схему ректификации с тепловым насосом, для эффективности управления которой необходим математический аппарат, описывающий процессы, протекающие в системе.

В предложенной схеме пары дистиллята не поступают непосредственно в компрессор (рис. 1). Пары низкокипящего компонента, выходящие из верхней части колонны 1, поступают в конденсатор-дефлегматор, где конденсируются, отдавая теплоту воде промежуточного контура. Образовавшийся конденсат частично поступает в сборник дистиллята 5, частично идет на орошение колонны 1.

Циркуляция воды промежуточного контура между конденсатором-дефлегматором 3 и испарителем теплонасосной установки 6 обеспечивается насосом 4. В испарителе 6 хладагент теплонасосной установки испаряется за счет

охлаждения сетевой воды промежуточного контура. Пары хладагента сжимаются компрессором 7 и подаются в конденсатор теплонасосной установки - кипятильник 8.

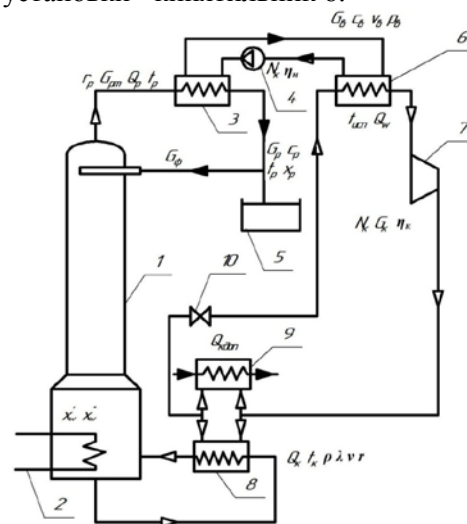


Рис. 1. Принципиальная схема ректификационной установки с парокомпрессионной теплонасосной установкой: 1 – ректификационная колонна; 2 – дополнительный кипятильник; 3 – конденсатор-дефлегматор; 4 – насос; 5 – сборная емкость дистиллята; 6 – испаритель теплонасосной установки; 7 – компрессор; 8 – конденсатор теплонасосной установки – кипятильник; 9 – дополнительный конденсатор теплонасосной установки; 10 – дроссельный вентиль

Если теплота конденсации хладона превышает количество теплоты, необходимое для испарения разделяемой в ректификационной установке смеси, то избыток теплоты отводится в конденсаторе 9 внешним потребителем.

При определенном соотношении параметров может оказаться, что теплоты конденсации хладона недостаточно для испарения разделяемой смеси. В этом случае, дефицит теплоты покрывается дополнительным кипячением 2. Кроме того, дополнительный кипячение 2 необходим для первоначального (пускового) разогрева установки.

Описание параметров колонны и основных тепловых потоков. Основной задачей является разработка математической модели системы, позволяющей оценить технологические и энергетические параметры, а также их взаимную зависимость.

Важнейшим параметром установки, существенно влияющим на все технологические и энергетические характеристики, является флегмовое число R [1].

Минимальное флегмовое число:

$$R_{\min} = \frac{x_p - y_F}{y_F - x_F}, \quad (1)$$

где x_p , x_F – средние мольные доли низкокипящего компонента в дистилляте и исходной жидкости соответственно; y_F – равновесная мольная доля низкокипящего компонента в паровой фазе для жидкости состава x_p .

Рабочее флегмовое число:

$$R = R_{\min} \cdot \beta, \quad (2)$$

где β – коэффициент избытка флегмы.

По положению рабочей линии и кинетической кривой определяем число тарелок в колонне (рис. 2) [2].

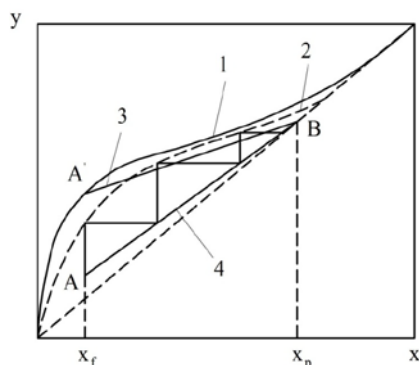


Рис. 2. x - y – диаграмма процесса ректификации: 1 – равновесная кривая; 2 – кинетическая кривая; 3 – рабочая линия при $R = R_{\min}$; 4 – рабочая линия при рабочем значении R

Рекомендуемая скорость пара в колонне:

$$\omega_c = c \cdot \sqrt{\frac{\rho_e}{\rho_a}}, \quad (3)$$

где c – коэффициент, зависящий от конструкции тарелок, расстояния между ними; ρ_e – плотность жидкости, кг/м^3 ; ρ_a – плотность газообразной фазы, кг/м^3 .

Объемный расход пара в колонне:

$$V = 22,4 \cdot G_p \cdot (R+1) \cdot \frac{T_p}{T_0}, \quad (4)$$

где G_p – расход дистиллята, кг/ч ; T_p – абсолютная температура пара в верхней части колонны, K ; T_0 – температура, соответствующая нормальным условиям, $T_0 = 273 \text{ K}$.

Массовый расход дистиллята:

$$G_{pm} = G_p \cdot (x_p \cdot M_1 + (1-x_p) \cdot M_2), \quad (5)$$

где M_1 , M_2 – молярные массы низкокипящего и высококипящего компонентов, кг/моль .

Диаметр колонны:

$$D_k = \sqrt{\frac{4 \cdot V}{\pi \cdot \omega_c}}, \quad (6)$$

где V – объемный расход пара в колонне, $\text{м}^3/\text{с}$.

Число тарелок определяется путем построения единиц переноса на x - y – диаграмме.

Высота колонны:

$$H = n \cdot h_m, \quad (7)$$

где n – число тарелок, шт.; h_m – расстояние между тарелками, м .

Тепловой поток в конденсаторе-дефлегматоре:

$$Q_p = G_{pm} \cdot (R+1) \cdot r_p, \quad (8)$$

где r_p – теплота конденсации пара в конденсаторе-дефлегматоре, кДж/кг .

Тепловой поток в конденсаторе теплового насоса – кипятильнике определяется из теплового баланса колонны с учетом тепловых потерь:

$$Q_w = 1,1 \cdot (Q_p - c_p \cdot G_{pm} \cdot R \cdot t_p), \quad (9)$$

где c_p – теплоемкость дистиллята, $\text{кДж}/(\text{кг} \cdot \text{K})$; t_p – температура конденсации паров, $^{\circ}\text{C}$.

Расход сетевой воды в промежуточном контуре:

$$G_a = \frac{Q_p}{c_a \cdot \delta t_1}, \quad (10)$$

где c_a – теплоемкость сетевой воды, $\text{кДж}/(\text{кг} \cdot \text{K})$; δt_1 – температурный перепад воды в промежуточном контуре, $^{\circ}\text{C}$.

Чем меньше δt_1 , тем больше расход сетевой воды в промежуточном контуре, тем меньше мощность насоса.

Тепловой расчет конденсатора-дефлегматора. В конденсаторе-дефлегматоре конденсируются пары при постоянной температуре t_p . Воды в промежуточном контуре нагревается здесь от температуры τ_2 до τ_1 (рис. 3).

Степень недогрева $\delta t_1 = \tau_1 - t_p$ должна выбираться на этапе проектирования установки. Уменьшение этой величины приводит к увеличению площади поверхности теплообмена, с другой – уменьшению разности температур насыщения и мощности компрессора. Поэтому правильный выбор этой величины влияет на экономичность работы всей установки в целом.

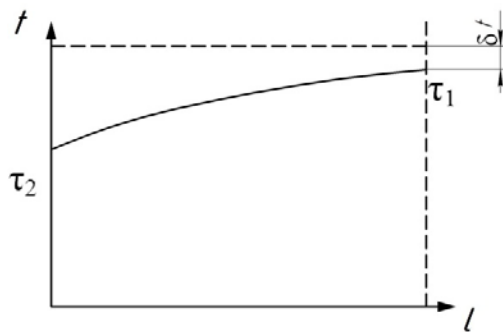


Рис. 3. Распределение температур теплоносителей по длине конденсатора-дефлегматора

Температура t_p определяется составом дистиллята x_p и определяется по кривой конденсации – кипения.

$$\tau_1 = t_p - \delta t_1; \quad (11)$$

$$\tau_2 = \tau_1 - \delta t_1, \quad (12)$$

где t_p – температура конденсации паров, $^{\circ}\text{C}$; τ_2 – начальная температура воды, $^{\circ}\text{C}$; τ_1 – конечная температура воды, $^{\circ}\text{C}$; δt_1 – температурный перепад сетевой воды в промежуточном контуре, $^{\circ}\text{C}$.

Средний температурный напор в конденсаторе-дефлегматоре:

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{(t_p - \tau_1) - (t_p - \tau_2)}{\ln \frac{t_p - \tau_1}{t_p - \tau_2}}, \quad (13)$$

Коэффициенты теплоотдачи от конденсирующегося пара к сетевой воде:

$$\alpha_i = 0,728 \cdot \sqrt[4]{\frac{\rho_e \cdot g \cdot r_e \cdot \lambda_e^3}{\nu_e \cdot d_i \cdot (t_p - t_{ic2})}}, \quad (14)$$

$$Nu_B = 0,021 \cdot Re_B^{0,8} \cdot Pr_B^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_B}{Pr_C} \right)^{0,25} \quad (15)$$

$$\alpha_a = \frac{Nu_a \cdot \lambda_a}{d_a}, \quad (16)$$

где α_n – коэффициент теплоотдачи пара, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$; ρ_k – плотность конденсата, $\text{кг}/\text{м}^3$; g – ускорение свободного падения, $\text{м}/\text{с}^2$, $g = 9,81 \text{ м}/\text{с}^2$; λ_k – теплопроводность конденсата, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{K})$; ν_k – кинематическая вязкость конденсата, $\text{м}^2/\text{с}$; d_n – наружный диаметр трубок, м; t_{ic2} – температура наружной поверхности конденсатора, $^{\circ}\text{C}$; Nu_e – число Нуссельта для сетевой воды; Re_B – число Рейнольдса для сетевой воды; Pr_e – число Прандтля для воды; Pr_c – число Прандтля для воды при температуре поверхности; α_e – коэффициент теплоотдачи воды, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$; λ_e – теплопроводность сетевой воды, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{K})$; d_e – внутренний диаметр трубок, м.

Поскольку температуры теплоносителей близки, то $\frac{Pr_B}{Pr_C} \approx 1$. В этом случае, Nu_e и α_e определяются только скоростью воды v_{1e} и не зависят от поверхности стенки.

Для определения величины α_n необходимо определить температуру поверхности t_{ic2} (рис. 4).

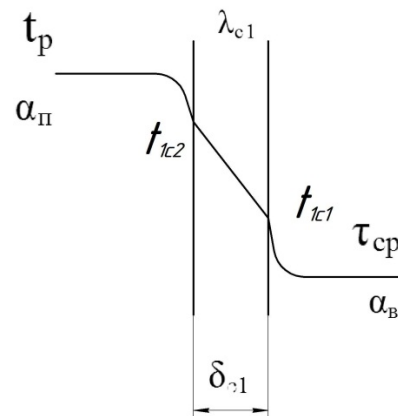


Рис. 4. Распределение температур в конденсаторе-дефлегматоре

Составляем систему уравнений:

$$q = \alpha_i \cdot (t_p - t_{ic2}), \quad (17)$$

С учетом (14) получим:

$$q = 0,728 \cdot \sqrt[4]{\frac{\rho_e \cdot g \cdot r_e \cdot \lambda_e^3}{\nu_e \cdot d_i}} \cdot (t_p - t_{ic2})^{\frac{3}{4}}, \quad (18)$$

С другой стороны

$$q = \frac{t_{ic2} - \tau_{cp}}{\frac{\delta_{c1}}{\lambda_{c1}} + \frac{1}{\alpha_{\hat{a}}}}, \quad (19)$$

где q – удельный тепловой поток, Вт/м²;

$\tau_{cp} = \frac{\tau_1 + \tau_2}{2}$ – средняя температура сетевой воды в конденсаторе-дефлегматоре, °С.

Система уравнений (18...19) может быть решена численно относительно температуры t_{ic2} .

Определяется коэффициент теплоотдачи α_n по (14). Коэффициент теплопередачи:

$$k_1 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i} + \frac{\delta_{c1}}{\lambda_{c1}} + \frac{1}{\alpha_{\hat{a}}}}, \quad (20)$$

Площадь поверхности:

$$F_1 = \frac{Q_p}{k_1 \cdot \Delta t_{icp}}, \quad (21)$$

где k_1 – коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·К); Δt_{icp} – средний температурный напор в конденсаторе-дефлегматоре.

Количество трубок для одного хода:

$$n_1 = \frac{4 \cdot G_{\hat{a}}}{\rho_{\hat{a}} \cdot v_{\hat{a}} \cdot \pi \cdot d_{\hat{a}}^2}, \quad (22)$$

где $v_{\hat{a}}$ – скорость воды в трубах, м/с; $d_{\hat{a}}$ – внутренний диаметр трубок, м; G_B – расход сетевой воды, кг/ч.

Длина трубок для одноходового теплообменника:

$$l_1 = \frac{F_1}{\pi \cdot d_{icp} \cdot n_1}, \quad (23)$$

где d_{icp} – средний диаметр труб, м.

Если длина l_1 оказывается слишком большой, то число ходов увеличивается.

Тепловой расчет испарителя теплонасосной установки. Греющей средой для испарителя теплонасосной установки является сетевая вода, которая протекает в трубках и охлаждается от температуры τ_1 до τ_2 (рис. 5). Жидкий хладон кипит в межтрубном пространстве при постоянных давлении и температуре.

$$t_{\hat{e}\hat{m}} = \tau_2 - \delta t, \quad (24)$$

где t_{icn} – температура испарения, °С; τ_2 – конечная температура воды, °С; δt – температурный перепад в испарителе, °С.

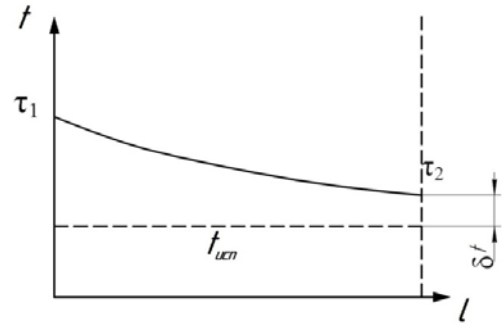


Рис. 5. Распределение температур по длине испарителя теплонасосной установки

Коэффициент теплоотдачи от сетевой воды к внутренней поверхности трубок:

$$Re_{2\hat{a}} = \frac{v_{2\hat{a}} \cdot d_{2\hat{a}} \cdot \rho_{\hat{a}}}{\mu_{\hat{a}}}, \quad (25)$$

$$Nu_{2B} = 0,021 \cdot Re_B^{0,8} \cdot Pr_B^{0,43}, \quad (26)$$

$$\alpha_{2\hat{a}} = \frac{Nu_{2\hat{a}} \cdot \lambda_{\hat{a}}}{d_{2\hat{a}}}, \quad (27)$$

где Re_{2B} – число Рейнольдса для сетевой воды; v_{2B} – скорость воды, м/с; d_{2B} – внутренний диаметр трубок, м; $\rho_{\hat{a}}$ – плотность воды, кг/м³; μ_B – динамическая вязкость воды, Па·с; $Nu_{2\hat{a}}$ – число Нуссельта для сетевой воды; $Pr_{\hat{a}}$ – число Прандтля для воды; α_{2B} – коэффициент теплоотдачи воды, Вт/(м²·К); $\lambda_{\hat{a}}$ – теплопроводность сетевой воды, Вт/(м·К).

Коэффициент теплоотдачи к кипящему хладону [2]:

$$\alpha_{2x} = 8,0 \cdot q^{0,7}, \quad (28)$$

или с учетом выражения для удельного теплового потока (рис. 6)

$$q = \alpha \cdot (t_{2c1} - t_{\hat{e}\hat{m}}), \quad (29)$$

Получаем

$$\alpha_{2x} = 33,21 \cdot (t_{2c1} - t_{\hat{e}\hat{m}})^{2,333}, \quad (30)$$

Температура наружной поверхности трубы t_{2c1} :

$$\begin{cases} q = \alpha_{2x} \cdot (t_{2c1} - t_{\hat{e}\hat{m}}), \\ q = \frac{\tau_{cp} - t_{2c1}}{\frac{1}{\alpha_{2\hat{a}}} + \frac{\delta_{\hat{n}}}{\lambda_{\hat{n}}}} \end{cases} \quad (31)$$

где δ_c – толщина стенки, м.

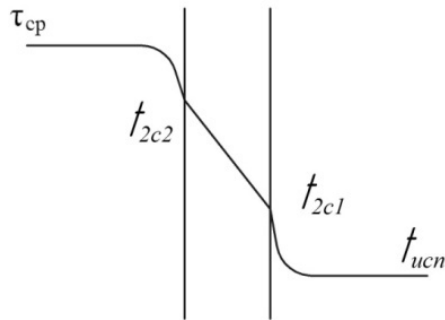


Рис. 6. Распределение температур по толщине стенки трубы в испарителе теплонасосной установки

После определения t_{2c1} находим коэффициент теплоотдачи α_{2x} по (30) и коэффициент теплопередачи:

$$k_2 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{2\delta}} + \frac{\delta_c}{\lambda_c} + \frac{1}{\alpha_{2\delta}}}, \quad (32)$$

$$\Delta t_{2\tilde{n}\delta} = \frac{(\tau_1 - t_{\tilde{e}\tilde{n}}) - (\tau_2 - t_{\tilde{e}\tilde{n}})}{\ln \frac{\tau_1 - t_{\tilde{e}\tilde{n}}}{\tau_2 - t_{\tilde{e}\tilde{n}}}}, \quad (33)$$

Остальные параметры теплообменника определяются аналогично конденсатора-дефлегматора:

$$F_2 = \frac{Q_p}{k_2 \cdot \Delta t_{2cp}}, \quad (34)$$

$$n_2 = \frac{4 \cdot G_{\tilde{a}}}{\rho_{\tilde{a}} \cdot v_{\tilde{a}} \cdot \pi \cdot d_{2\tilde{a}}^2}, \quad (35)$$

$$l_2 = \frac{F_2}{\pi \cdot d_{2cp} \cdot n_2}, \quad (36)$$

Ниже приведен расчет процесса сжатия хладагента в компрессоре теплонасосной установки. Полагаем, что цикл теплонасосной установки осуществляется во влажном паре хладагента (рис. 7).

Для компьютерного моделирования известные теплофизические характеристики хладагента хладагента R-134a [3] были аппроксимированы следующими функциями: давление насыщенного хладагента

$$p_x = 20,96 \cdot \exp\left(7,04 - \frac{2450}{t + 273}\right) \quad (37)$$

энтальпии и энтропия насыщенных пара и жидкости

$$i_x'' = 706,1 - 1,738 \cdot t + 0,0031 \cdot t^2 - 1,667 \cdot 10^{-4} \cdot t^3 \quad (38)$$

$$i_x' = 510,5 + 0,562 \cdot t + 0,0048 \cdot t^2, \quad (39)$$

$$s_x'' = 1,510 + 0,00164 \cdot t - 1,625 \cdot 10^{-5} \cdot t^2, \quad (40)$$

$$s_x' = 0,979 + 0,00365 \cdot t \quad (41)$$

где t – температура фреона, К; i_x'' – энтальпия насыщенного пара хладагента, кДж/кг; i_x' – эн-

тальпия насыщенной жидкости хладагента, кДж/кг; s_x'' – энтропия насыщенного пара хладагента, кДж/(кг · К); s_x' – энтропия насыщенной жидкости хладагента, кДж/(кг · К).

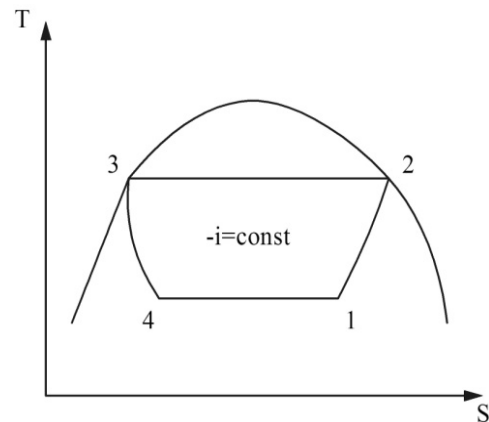


Рис. 7. Цикл теплонасосной установки в Ts – координатах: 1 - 2 – сжатие пара хладагента в компрессоре; 2 - 3 – конденсация пара хладагента в конденсаторе теплонасосной установки; 3 - 4 – дросселирование жидкого хладагента в дросселе; 4 - 1 – испарение хладагента в испарителе теплонасосной установки

Оценка точности предлагаемых аппроксимирующих зависимостей представлена на рис. 8 – 12.

Расчет цикла теплонасосной установки (рис. 7) начинается с параметров точки 2, соответствующих сухому насыщенному пару хладагента R-134a после компрессора. Температура $t_2 = \bar{t}_f + \delta t$, $\bar{t}_f$ – температура кипения хладагента, где давление p_2 определяется по (37). Энтальпия i_2 и энтропия s_2 хладагента определяются по соотношениям (38) и (40).

Параметры хладагента перед компрессором (точка 1): $t_1 = t_{\tilde{e}\tilde{n}}$, давление p_1 определяются по формуле (37).

По формулам (38)–(41) определяются энтальпия и энтропия насыщенных жидкости и пара для хладагента R-134a.

Степень сухости паров хладагента:

$$x_1 = \frac{s_1 - s_1'}{s_1'' - s_1'}, \quad (42)$$

где $s_1 = s_2$ – энтропия хладагента перед компрессором, кДж/(кг · К).

Энтальпия хладагента:

$$i_1 = (1 - x_1) \cdot i_1' + x_1 \cdot i_1'' \quad (43)$$

Энтальпия жидкого хладагента после конденсатора теплового насоса (точка 3) i_3 определяется по формуле (39) для температуры $t_3 = t_2$.

Параметры хладагента в точке 4 определяются соотношениями:

$$i_4 = i_3, \quad (44)$$

$$x_4 = \frac{i_4' - i_4''}{i_4' - i_4''}, \quad (45)$$

$$s_4 = (1 - x_4) \cdot s_4' + s_4 \cdot s_4'' \quad (46)$$

Расход хладагента в тепловом насосе равен:

$$G_x = \frac{Q_p}{i_1 - i_4} \quad (47)$$

Мощность привода компрессора:

$$N_e = G_x \cdot \frac{i_2 - i_1}{\eta_e} \quad (48)$$

где η_k – КПД компрессора.

Суммарный тепловой поток в конденсаторах теплового насоса:

$$Q_e = Q_p + N_k \quad (49)$$

Избыточный тепловой поток, отводимый в дополнительном конденсаторе:

$$Q_{e \text{ аи } i} = Q_e - Q_w \quad (50)$$

где Q_w – расчетный тепловой поток для испарителя кубового остатка, кДж/кг.

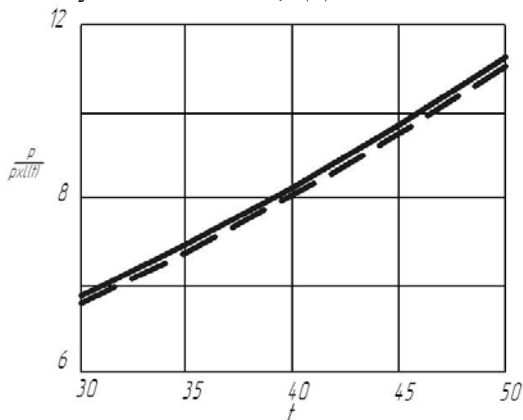


Рис. 8. Зависимость давления насыщения хладагента R-134a от температуры (— табл. [3], — — — зависимость (37))

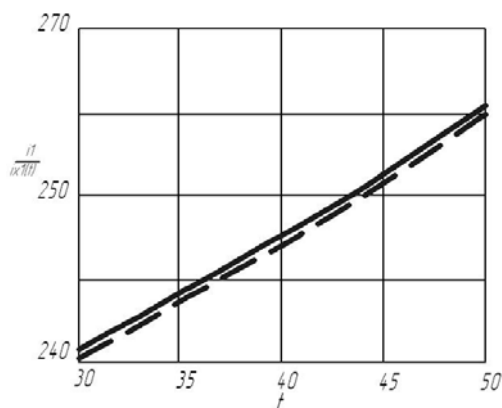


Рис. 9. Зависимость энthalпии насыщенной жидкости хладагента R-134a от температуры (— табл. [3], — — — зависимость (39))

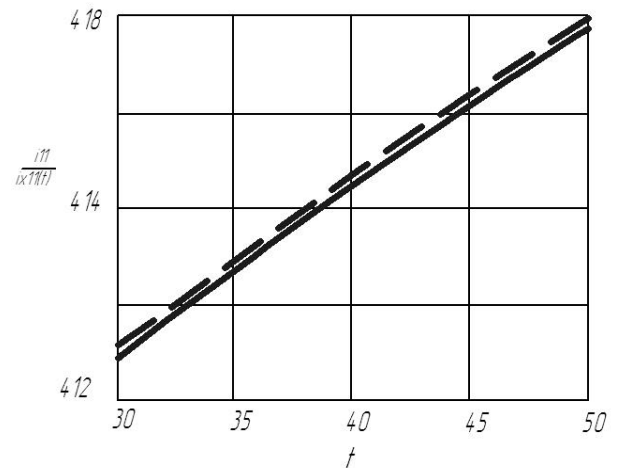


Рис. 10. Зависимость энthalпии насыщенного пара хладагента R-134a от температуры (— табл. [3], — — — зависимость (38))

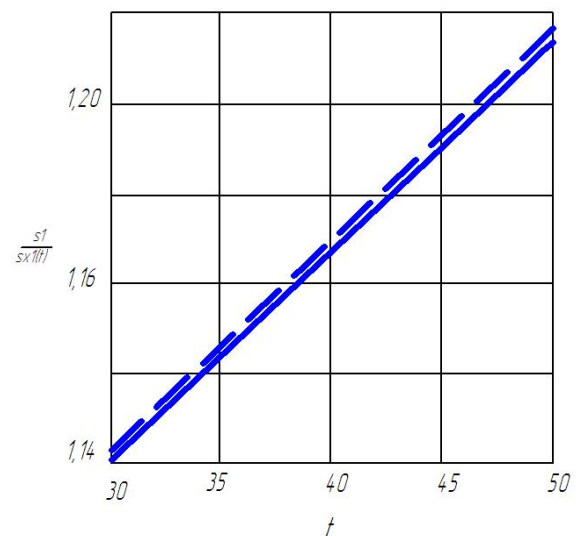


Рис. 11. Зависимость энтропии насыщенной жидкости хладагента R-134a от температуры (— табл. [3], — — — зависимость (41))

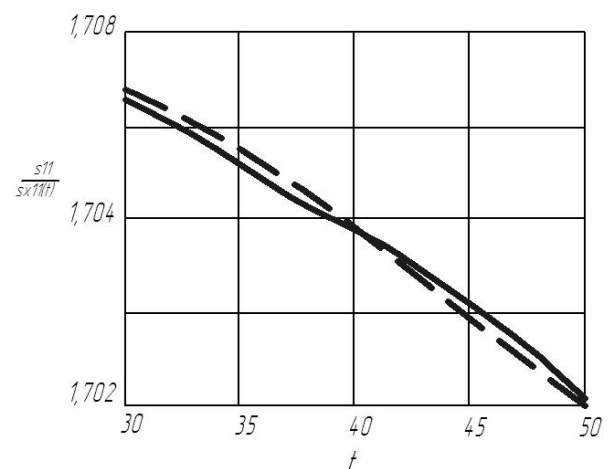


Рис. 12. Зависимость энтропии насыщенного пара хладагента R-134a от температуры (— табл. [3], — — — зависимость (40))

Тепловой расчет конденсатора теплонасосной установки. В конденсаторе теплонасосной установки осуществляется испарение кубового остатка за счет конденсации паров сжатого хладона. Температура хладона $t_k = t_2$ и кипения $\bar{t}_f$ определены ранее и не изменяются по длине конденсатора (рис. 13).

Коэффициенты теплоотдачи для хладона и кубового остатка:

$$\alpha_{3x} = 0,728 \cdot \sqrt[4]{\frac{\rho \cdot g \cdot r \cdot \lambda^3}{\nu \cdot (t_{\bar{e}} - t_{3c2}) \cdot d}}, \quad (51)$$

$$\alpha_{2f} = 3 \cdot q^{0,7}, \quad (52)$$

где ρ – плотность жидкого хладона, кг/м³; r – теплота конденсации хладона, кДж/кг; λ – теплопроводность жидкого хладона, Вт/(м · К); ν – кинематическая вязкость жидкого хладона, м²/с; t_k – температура конденсации хладона, °С; t_{3c2} – температура наружной поверхности конденсатора, °С; d – наружный диаметр трубок, м; q – удельный тепловой поток, кДж/кг.

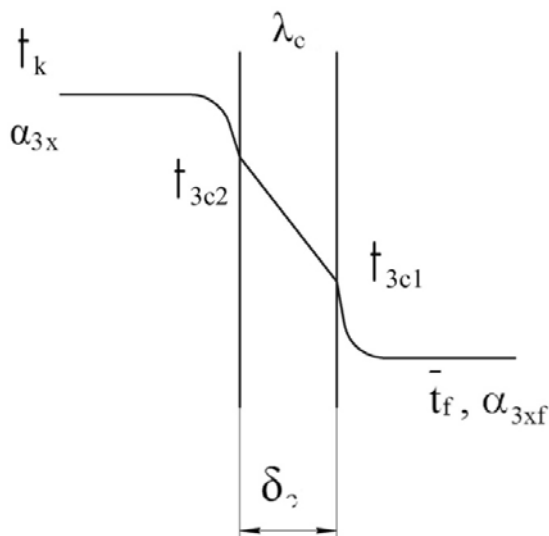


Рис. 13. Распределение температур в конденсаторе теплонасосной установки

Неизвестные величины t_{3c2} и q определяются путем решения системы уравнений:

$$q = \alpha_{3x} \cdot (t_{\bar{e}} - t_{3\bar{n}2}), \quad (53)$$

$$q = \alpha_{3f} \cdot (t_{3c1} - \bar{t}_f), \quad (54)$$

$$q = \frac{\lambda_{\bar{n}}}{\delta_{\bar{n}}} \cdot (t_{3\bar{n}2} - t_{3\bar{n}1}), \quad (55)$$

которая с учетом (51) и (52) приобретает вид

$$q = 0,728 \cdot \sqrt[4]{\frac{\rho \cdot g \cdot r \cdot \lambda^3}{\nu \cdot d}} \cdot (t_{\bar{e}} - t_{3c2})^{\frac{3}{4}}, \quad (56)$$

$$q = \frac{\lambda_{\bar{n}}}{\delta_{\bar{n}}} \cdot (t_{3\bar{n}2} - t_{3\bar{n}1}), \quad (57)$$

$$q = 3 \cdot q^{0,7} \cdot (t_{3c1} - \bar{t}_f), \quad (58)$$

Выразим разность температур из соотношений (56)...(58)

$$t_{\bar{e}} - t_{3c2} = \frac{q^{\frac{3}{4}}}{0,728^{\frac{3}{4}} \cdot \lambda} \cdot \left(\frac{\nu \cdot d}{\rho \cdot g \cdot r} \right)^{\frac{1}{3}}, \quad (59)$$

$$t_{3\bar{n}2} - t_{3\bar{n}1} = q \cdot \frac{\delta_{\bar{n}}}{\lambda_{\bar{n}}}, \quad (60)$$

$$t_{3c1} - \bar{t}_f = \frac{1}{3} \cdot q^{0,3}, \quad (61)$$

Складывая полученные выражения, получим уравнение относительно удельного теплового потока q :

$$t_{\bar{e}} - \bar{t}_f = 1,527 \cdot \frac{q^{\frac{3}{4}}}{\lambda} \cdot \left(\frac{\nu \cdot d}{\rho \cdot g \cdot r} \right)^{\frac{1}{3}} + q \cdot \frac{\delta_c}{\lambda_c} + \frac{1}{3} \cdot q^{0,3} \quad (62)$$

Уравнение (62) – нелинейное, точного решения нет, однако оно может быть решено численно средствами Mathcad.

После определения величины q определяется площадь поверхности конденсатора теплонасосной установки:

$$F_3 = \frac{Q_w}{q}, \quad (63)$$

Для оценки энергозатрат на систему необходимо так же знать мощность привода циркуляционного насоса:

$$N_i = \frac{G_{\bar{a}} \cdot \Delta P_c}{\rho_{\bar{a}} \cdot \eta_i}, \quad (64)$$

где ΔP_c – общие потери давления в циркуляционном контуре, Па; η_n – КПД насоса.

В результате выполненной работы исследован процесс ректификации спирта с использованием теплового насоса. Выявлено, что определяющим фактором, влияющим на эффективность работы установки, является ис-

пользование низкопотенциальной теплоты, образующейся при конденсации спиртовых паров и выделившейся при сжатии паров хладагента в компрессоре холодильной машины, работающей по принципу теплового насоса.

Осуществлено теоретическое описание процессов, протекающих в системе ректификационная колонна–тепловой насос. Анализ этих процессов позволит выработать рекомендации по технико-экономической оптимизации системы.

ЛИТЕРАТУРА

1 Плаксин, Ю. М. Процессы и аппараты пищевых производств [Текст]: учебник / Ю. М. Плаксин, Н. Н. Малахов, В. А. Ларин. – М.: Колосс, 2007. – 760 с.

2 Плановский, А. Н. Процессы и аппараты химической технологии [Текст]: учебник / А. Н. Плановский, В. М. Рамм, С. З. Каган. – М.: Химия, 1968. – 847 с.

3 Варгафтик, Н. Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей [Текст] / Н. Б. Варгафтик. – М.: Наука, 1972. – 720 с.

REFERENCES

1 Plaksin, Y.M. Processes and equipment for food production [Text]: a textbook / Y.M. Plaksin, N.N. Malakhov, V.A. Larin. - Moscow: The Colossus, 2007. - 760 p.

2 Planovsky, A.N. Processes and the hard-raty Chemical Technology [Text]: a textbook / A.N. Planovsky, V.M. Ramm, S.Z. Kagan. - M.: Chemistry, 1968. - 847 p.

3 Vargaftik, N.B. Reference thermophysical properties of gases and liquids [Text] / N.B. Vargaftik. - Moscow: Nauka, 1972. - 720.