

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ АВТОНОМНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ

**Национальный исследовательский ядерный университет «МИФИ»
(НИЯУ МИФИ)**

Кафедра теплофизики (№13)

Курсовой проект
по курсу
Энергооборудование ядерных энергетических установок
на тему:
Расчёт парогенератора АЭС перегретого пара обогреваемого
жидкометаллическим теплоносителем

Выполнил: студент гр. Б17-101
Сладков С. А.

Руководитель: Дмитренко А.В.

Содержание

1. Конструкционная схема.
2. Исходные данные.
3. Тепловой расчет модуля испарителя.
4. Расчет площади теплопередающей поверхности первого экономайзерного участка.
5. Расчёт площади теплопередающей поверхности второго экономайзерного участка.
6. Расчёт площади теплопередающей поверхности первого испарительного участка модуля испарителя.
7. Расчёт площади теплопередающей поверхности испарителя с ухудшенной теплоотдачей.
8. Расчет площади теплопередающей поверхности пароперегревающего участка модуля испарителя.

Определение площади теплопередающей поверхности испарителя.

Введение

Длительная перспектива развития ядерной энергетики без использования

атомных электростанций с реакторами на быстрых нейтронах в настоящее время представляется сомнительной. Поэтому во всех ведущих странах мира ведется большой комплекс научных исследований, конструкторских разработок, сооружаются и исследуются прототипы АЭС и демонстрационные АЭС этого типа. В настоящее время в мире эксплуатируются более 12 установок этого типа. В качестве теплоносителя на этих установках используется натрий, что объясняется его хорошими теплофизическими и ядерно-физическими свойствами.

Однако высокая химическая активность натрия порождает ряд специфических проблем, среди которых проблемы безопасности парогенератора натрий-вода - одно из основных элементов АЭС - является одной из важнейших. Очевидно, что указанный тип парогенераторов обладает рядом специфических особенностей, принципиально отличающих его от парогенераторов вода-вода или газ-вода. Это отличие обусловлено возможностью бурной химической реакции между теплоносителями при потере герметичности теплообменной поверхности.

Идея создания реактора на быстрых нейтронах для воспроизводства ядерного горючего принадлежит научному руководителю ФЭИ академику А.И. Лейпунскому. Для обоснования основных технологических и конструкторских решений энергетических реакторов на быстрых нейтронах совместно с начальником лаборатории ФЭИ О.Д. Казачковским им было выдвинуто предложение о строительстве экспериментального реактора БОР-60

В 1964 году Советом Министров СССР было принято решение о создании РУ БОР-60. В это же время началось проектирование реактора. 28 декабря 1970 г. весь комплекс РУ БОР-60 был принят в эксплуатацию Государственной комиссией. РУ работала в полном объеме с выдачей энергии в энергосистему.

1. Конструкционная схема

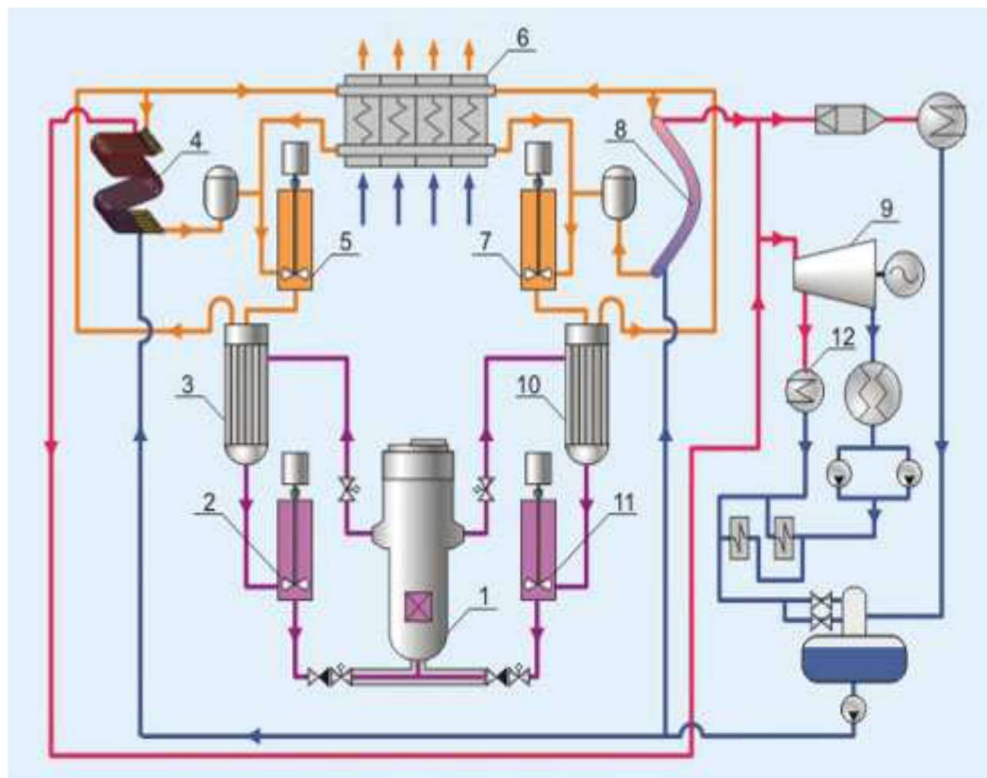


Рис. 1 Тепловая схема БОР-60

1 - реактор; 2, 5, 7, 11 - насосы первого и второго контуров; 3, 10 - промежуточные теплообменники; 4-парогенератор ОПГ-1, 8- парогенератор ОПГ-2.

Теплоноситель ПГ - натрий второго контура трёхконтурной АЭС с реактором на быстрых нейтронах. Перегретый пар для турбин генерируется в трёх ПГ, в которых также осуществляется промежуточный перегрев пара. Конструкция ПГ - модульная.

Натрий, циркулируя через основной и промежуточный пароперегреватели, течет через испаритель, откуда поступает в буферный бак натрия (БНН), далее на вход ГЦН второго контура, затем подогревается в ПТО и поступает в ПГ.

Для исключения попадания влаги на поверхность аустенитной стали

пароперегревателя, осуществляется небольшой начальный перегрев пара в испарителе (20°C), где теплопередающая поверхность выполнена из хромомолибденовой стали перлитного класса. Из конструктивных соображений в испарителе осуществляется подогрев воды до $s\ t$, испарение и небольшой начальный перегрев пара.

2. Исходные данные к выполнению курсового проекта.

Вариант №11

$$p_2 = 13.7 \text{ МПа} * (1 - (16 - 11) * 0.003) = 13.50 \text{ МПа}$$

$$G_0 = 9,7 \text{ кг} * (1 - (16 - 11) * 0,01) = 9,215 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

3. Тепловой расчёт модуля испарителя

Определение тепловой мощности элементов, частей и всего ПГ.

Давление на входе в испаритель:

$$p_{2u}^{BX} = p_2 + \Delta p_{2n} + \Delta p_{2u},$$

где:

$\Delta p_{2n} = 0,2$ МПа - падение давления в пароперегревателе;

$\Delta p_{2u} = 0,1$ МПа - падение давления в испарителе.

$$p_{2u}^{BX} = 13,50 + 0,2 + 0,1 = 13,8 \text{ МПа}$$

Физические параметры рабочего тела находим по полученному значению давления: $p_{2u}^{BX} = 13,8$ МПа, $t_s = 335,53^\circ\text{C}$, $h' = 1563 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$,

$$h'' = 2643,2 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}, \quad r = 1080,2 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Количество тепла, передаваемое рабочему телу на экономайзерном, испарительном и пароперегревательном участках модуля испарителя.

а) Экономайзерный участок:

$$Q_u^3 = G(h' - h'_2),$$

$$Q_u^3 = 9,215 * (1563 - 902,092) = 6090,3 \frac{\text{кДж}}{\text{с}}$$

б) Испарительный участок:

$$Q_u^u = G * r,$$

$$Q_u^u = 9,215 * 1080,2 = 9954,04 \frac{\text{кДж}}{\text{с}}$$

в) Пароперегревательный участок:

$$Q_u^n = G * (h_u^{ВЫХ} - h_u^u), \text{ где } t_{2n}'' = t_s + 20^\circ = 335,53 + 20 = 355,53^\circ\text{C}.$$

По данной температуре находим $h_u^{ВЫХ} = 2526,4 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$,

$$Q_u^n = 9,215 * (2526,4 - 902,092) = 14968 \frac{\text{кДж}}{\text{с}}$$

Общая тепловая мощность модуля испарителя:

$$Q_u = Q_u^3 + Q_u^u + Q_u^n = 6090,3 + 9954,04 + 14968 = 26012,37 \frac{\text{кДж}}{\text{с}}$$

$$Q_n = G * (h_2'' - h_s'') = 9.215 * (3431 - 2526.4) = 8335,889 \frac{\text{кДж}}{\text{с}}$$

Расход теплоносителя через ПГ определяем из уравнения теплового баланса:

$$G = \frac{Q_{\text{пг}}}{c_p * (t_1' - t_1'') * \eta},$$

где $C_p = 1.273 \frac{\text{кДж}}{\text{кг*К}}$ - средняя теплоёмкость теплоносителя при температуре 350 - 560°C;

$\eta = 0,98$ – потери тепла в окружающую среду.

$$G = \frac{(16399,87 + 8335,889)}{1.273 * (500 - 350) * 0.98} = 104,35 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Расчёт температур теплоносителя по участкам ПГ модуля испарителя:

а) на входе в пароперегреватель:

$$t_{1n}'' = t_1' - \frac{Q_u^n}{G * C_p * \eta} = 453.78^\circ\text{C}$$

б) на входе в испаритель:

$$t_{1u}'' = t_{1n}' - \frac{Q_u^u}{G * C_p * \eta} = 423.04^\circ\text{C}$$

в) на входе в экономайзер:

$$t_{1э}'' = t_{1u}' - \frac{Q_u^e}{G * C_p * \eta} = 404.23^\circ\text{C}$$

Расчёт температур верен, так как получаемая температура $t_{1э}'' \approx t_1'$ t-Q диаграмма испарительного модуля представлена на рис. 2. При построении диаграммы учитывалось, что теплоемкость воды и перегретого пара не постоянна, поэтому зависимость $t = f(Q)$ для рабочего тела на экономайзерном и пароперегревательном участках криволинейная, для принятого падения давления в испарителе ($\Delta p_{2u} = 0.1$ МПа) температура кипения изменяется на 0,6 °C.

При выбранном масштабе диаграммы такое изменение отразить не возможно, поэтому зависимость $t = f(Q)$ на диаграмме для испарительного участка – прямая линия.

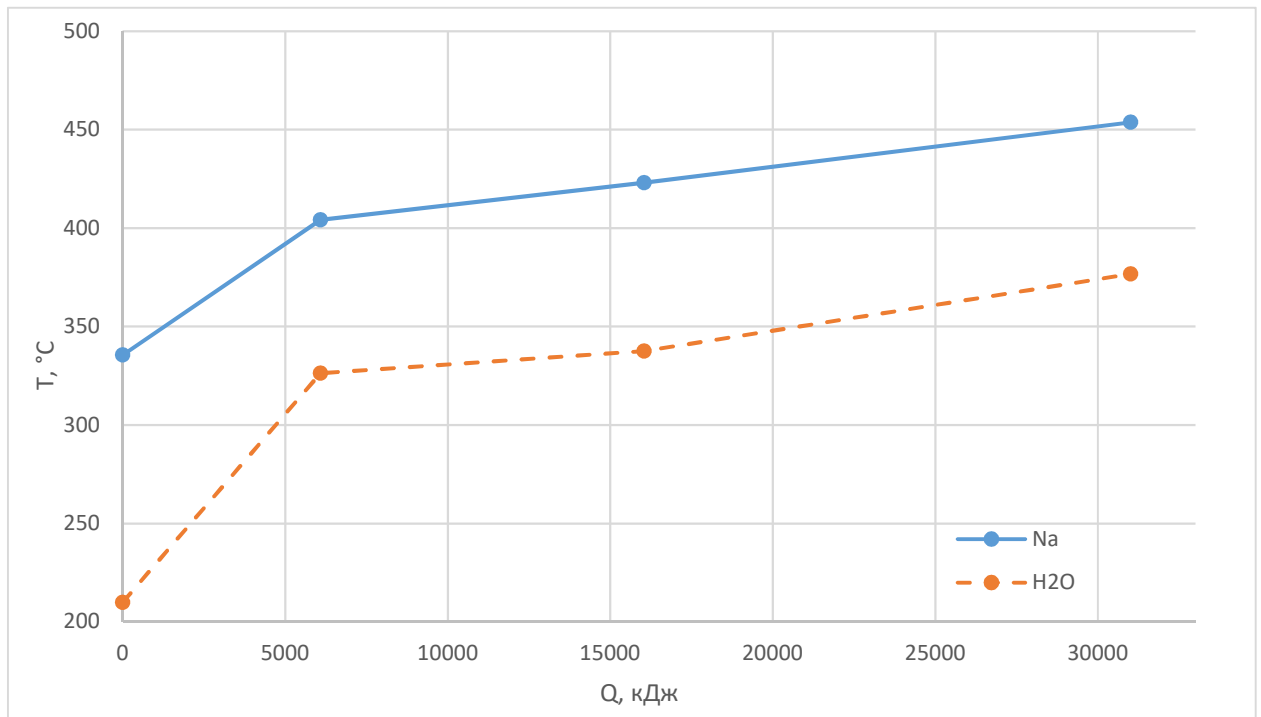


Рис.2 T-Q диаграмма

Расчет коэффициента теплопередачи на экономайзерном участке модуля испарителя.

Исходные данные:

$$Q_э = 6090,3 \frac{\text{кДж}}{\text{с}}; t'_{1э} = 376,7^\circ\text{C}; t''_{1э} = 326,4^\circ\text{C}; t'_{2э} = 210^\circ\text{C}; t''_{2э} = 337,6^\circ\text{C}$$

Так как $\frac{d_n}{d_b} = \frac{16}{12} = 1.3 < 2$, то коэффициент теплопередачи рассчитывается с учетом сопротивления окисных пленок.

Расчет средней температуры теплоносителя и рабочего тела.

Водяной эквивалент теплоносителя:

$$W_{1э} = \frac{Q_э}{(t'_{1э} - t''_{1э})} = \frac{9060,3}{(376,7 - 326,4)} = 180,125 \frac{\text{кДж}}{\text{с} \cdot \text{K}}$$

Водяной эквивалент рабочего тела:

$$W_{2э} = \frac{Q_э}{(t_s - t'_{2э})} = \frac{9060,3}{(335,53 - 210,0)} = 72,2 \frac{\text{кДж}}{\text{с} \cdot \text{K}}$$

Больший температурный напор:

$$\Delta t_6^{\exists} = t_{1\exists}'' - t_{2\exists}' = 326,4 - 210 = 116,4^{\circ}\text{C}.$$

Меньший температурный напор:

$$\Delta t_{\text{м}}^{\exists} = t_{1\exists}' - t_{2\exists}'' = 376,7 - 337,6 = 39,1^{\circ}\text{C}.$$

Среднелогарифмический температурный напор:

$$\Delta t_{\text{ср}}^{\exists} = \frac{\Delta t_6^{\exists} - \Delta t_{\text{м}}^{\exists}}{2,3 \cdot \lg\left(\frac{\Delta t_6^{\exists}}{\Delta t_{\text{м}}^{\exists}}\right)} = 70,93^{\circ}\text{C}.$$

Так как $W_{1\exists} > W_{2\exists}$, то средняя температура теплоносителя:

$$t_{1\text{ср}}^{\exists} = 0,5 \cdot (t_{1\exists}' + t_{1\exists}'') = 351,55^{\circ}\text{C}.$$

Средняя температура воды:

$$t_{2\text{ср}}^{\exists} = t_{1\text{ср}}^{\exists} - \Delta t_{\text{ср}}^{\exists} = 351,55 - 70,93 = 280,62^{\circ}\text{C}.$$

Расчет коэффициента теплоотдачи от теплоносителя к стенке трубы.

Физические параметры: На при $t_{1\text{ср}}^{\exists} = 351,55^{\circ}\text{C}$: плотность

$\rho_1 = 885,5 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$, теплоемкость $C_p = 1,3125 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{K}}$, коэффициент теплопроводности

$\lambda_1 = 77,5 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{K}}$, вязкость $\mu_1 = 3,00 \cdot 10^{-4} \text{Па} \cdot \text{с}$, коэффициент

температуропроводности $a_1 = 6,63 \cdot 10^{-5} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$, $Pr_1 = 0,66 \cdot 10^{-2}$.

Скорость циркуляции Na:

$$\omega_{1\exists} = \frac{G}{F_{\text{тр}} \cdot \rho_1} = \frac{104,35}{0,10393 \cdot 885,5} = 1,133 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

$S_{\text{и}} = 1,5 \cdot d_{\text{н}} = 1,5 \cdot 0,016 = 0,024 \text{м}$ - шаг между трубами.

Эквивалентный гидравлический диаметр:

$$d_{\exists} = d_{\text{н}} \cdot \left(\frac{2\sqrt{3}}{\pi} \cdot \left(\frac{S_{\text{и}}}{d_{\text{н}}} \right)^2 - 1 \right) = 0,016 \left(\frac{2\sqrt{3}}{\pi} \cdot \left(\frac{0,024}{0,016} \right)^2 - 1 \right) = 0,0237 \text{ м}$$

Критерий Пекле:

$$Pe_{\exists} = \frac{\omega_{1\exists} \cdot d_{\exists}}{a_1} = \frac{1,133 \cdot 0,0237}{6,63 \cdot 10^{-5}} = 405$$

Критерий Нуссельта:

$$\begin{aligned} Nu_3 &= 24.15 * \lg \left\{ -8.12 + 12.76 * \left(\frac{S_{\text{н}}}{d_{\text{н}}} \right) - 3.65 * \left(\frac{S_{\text{н}}}{d_{\text{н}}} \right)^2 + 0.0174 * \left[1 - \right. \right. \\ &\left. \left. \exp(-6) * \left(\frac{S_{\text{н}}}{d_{\text{н}}} - 1 \right) \right] * (Pe_3 - 200)^{0.9} \right\} = 24.15 * \lg \{ 2.8075 + 0.01738 * \\ &(Pe_3 - 200)^{0.9} \} = \\ &= 24.15 * \lg \left\{ -8.12 + 12.76 * \left(\frac{0.024}{0.016} \right) - 3.65 * \left(\frac{0.024}{0.016} \right)^2 + 0.0174 * \right. \\ &\quad \left. * \left[1 - \exp(-6) * \left(\frac{0.024}{0.016} - 1 \right) \right] * (405 - 200)^{0.9} \right\} = \\ &= 24.15 * \lg \{ 2.8075 + 0.01738 * (405 - 200)^{0.9} \} = 16.667 \end{aligned}$$

Коэффициент теплоотдачи от Na к стенке трубы:

$$\alpha_{13} = \frac{Nu_3 * \lambda_1}{d_3} = \frac{16.667 * 77.5}{0.0237} = 54,501 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2 * \text{К}}$$

Термическое сопротивление:

$$R_{13} = \frac{1}{\alpha_{13}} = \frac{1}{54,501} = 0.0183 \frac{\text{м}^2 * \text{К}}{\text{кВт}}$$

Расчёт коэффициента теплоотдачи от стенки трубы к воде.

Физические параметры воды при $t_{2\text{ср}}^3 = 280,62^\circ\text{C}$, $p_{2u}^{\text{вх}} = 13.8 \text{ Мпа}$

$\nu' = 1.32 * 10^{-3} \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$, $\lambda_2 = 0.585 \frac{\text{Вт}}{\text{м} * \text{К}}$, динамическая вязкость $\mu' = 94.5 * 10^{-6} \text{Па} * \text{с}$, $Pr_2 = 0.835$.

Скорость воды:

$$\omega_{23} = \frac{D * \nu'}{F_{\text{мп}}} = \frac{170 * 1.32 * 10^{-3}}{0.0306} = 7.33 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Критерий Рейнольдса:

$$Re = \frac{\omega_{23} * d_{\text{в}}}{\mu' * \nu'} = \frac{7,33 * 12 * 10^{-3}}{94.5 * 10^{-6} * 1.32 * 10^{-3}} = 705\,467.37$$

Коэффициент теплоотдачи к воде:

$$\alpha_{23} = 0.021 * \left(\frac{\lambda_2}{d_{\text{в}}} \right) * Re^{0.8} * Pr^{0.43} = 45.2 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2 * \text{К}}$$

Термическое сопротивление:

$$R_{2\vartheta} = \frac{1}{\alpha_{2\vartheta}} = 0.022 \frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{кВт}}$$

Термическое сопротивление стенки трубы и окисных пленок. Предварительно принимаем:

$$t'_{\text{cp}} = t_{1\text{cp}}^{\vartheta} - \frac{\Delta t_{\text{cp}}^{\vartheta}}{3} = 351,55 - \frac{70,93}{3} = 327,9^{\circ}\text{C}$$

Коэффициент теплопроводности стали 1Х2М при температуре:

$$t'_{\text{cp}} = 327,9 : \lambda_{\text{ст}} = 49,3 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$$

Термическое сопротивление стенки:

$$R_{\text{ст}}^{\vartheta} = \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} = \frac{2,16 \cdot 10^{-3}}{49,3} = 0,0438 \frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{кВт}}$$

Термическое сопротивление окисных пленок на наружной и внутренней поверхностях трубы принимаем одинаковыми:

$$R_{\text{ок1}} = R_{\text{ок2}} = 6 \cdot 10^{-2} \frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{кВт}}$$

Коэффициент теплопередачи:

$$k_{\vartheta} = \frac{1}{R_{1\vartheta} + R_{\text{ст}}^{\vartheta} + 2 \cdot R_{\text{ок1}} + R_{2\vartheta}} = \frac{1}{0,0183 + 0,0438 + 2 \cdot 0,06 + 0,022} = 4,89 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Проверка принятой температуры:

$$t_{\text{ст}} = t_{1\text{cp}}^{\vartheta} - \left(\frac{R_{1\vartheta} + 0,5 \cdot R_{\text{ст}}^{\vartheta} + R_{\text{ок1}}}{\frac{1}{k_{\vartheta}}} \right) \cdot \Delta t_{\text{cp}}^{\vartheta} = 351,55 - \left(\frac{0,0183 + 0,5 \cdot 0,0438 + 0,06}{0,2044} \right) \cdot 70,93 = 316,77^{\circ}\text{C}$$

Расхождения между принятой и расчётной температурой стенки:

$$\frac{t'_{\text{cp}} - t_{\text{ст}}}{t_{\text{ст}}} = \frac{327,9 - 316,77}{316,77} = 3,6\% < 4\%$$

Графическое решение уравнения $\theta_1 \left(\frac{Q_{\text{гр}}}{Q_{\vartheta}} \right) = \theta_2 \left(\frac{Q_{\text{гр}}}{Q_{\vartheta}} \right)$ представлено на рисунке 3

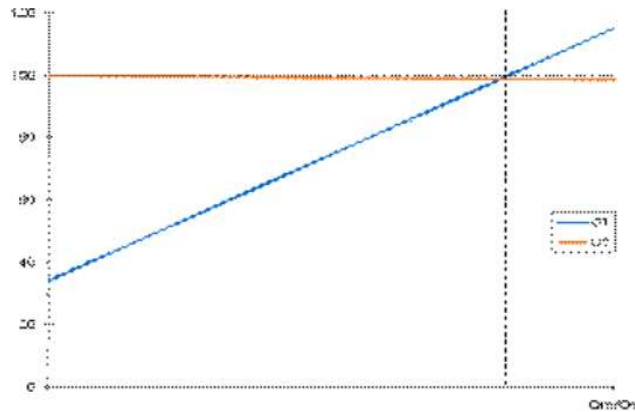


Рис.3

Из графика следует, что $\frac{Q_{гр}}{Q_3} = 0.8$, то есть в условиях пристеночного кипения недогретой воды до t_s на экономайзерном участке испарителя передается 20% тепла (Q_{II}), без кипения передается 80% тепла (Q_I):

$$Q_I = Q_{гр} = 0.8 * Q_3 = 0.8 * 6090,3 = 4872,24 \text{ кВт};$$

$$Q_{II} = 1 - Q_{гр} = 0.2 * Q_3 = 0.2 * 6090,3 = 1218,06 \text{ кВт}$$

Определение температуры воды t''_{2I} , при которой наступает пристеночное кипение и соответствующей ей температуры Na t'_{1I} .

Уравнение теплового баланса первого участка экономайзера:

$$Q_I = D * (h_I^{БЫХ} - h_{п.в}) \rightarrow$$

$$h_I^{БЫХ} = \frac{Q_I}{D} + h_{п.в} = \frac{4872,24}{170} + 902.092 = 930,75 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}, \text{ что соответствует}$$

температуре воды $t''_{2I} = 217,2^\circ\text{C}$.

Уравнение теплового баланса для теплоносителя:

$$Q_I = G * C_p * (t'_{1I} - t''_{1I}) * \eta \rightarrow$$

$$t'_{1I} = t''_{1I} + \frac{Q_I}{G * \eta * C_p} = 310 + \frac{4872,24}{104,35 * 0.98 * 1.273} = 347.42^\circ\text{C}$$

Расчёт паросодержания $x_{гр}$, при котором начинается ухудшенная теплоотдача при кипении:

$$x_{гр} = (0.92 - 0.0351 * p_{2u}^{BX}) * \sqrt{\frac{1000}{\rho' * \omega_0}} = (0.92 - 0.0351 * 13,8) * \sqrt{\frac{1000}{1635.6}} = 0.340$$

Количество тепла, передаваемое на экономайзерном участке без кипения:

$$Q_I = Q_{гр} = 0.795 * Q_3 = 0.795 * 6090,3 = 4841,78 \text{ кВт}$$

Количество тепла, передаваемое на экономайзерном участке с кипением недогретой воды:

$$Q_{II} = 0.205 * Q_3 = 0.205 * 6090,3 = 1248,52 \text{ кВт}$$

Количество тепла, передаваемое на испарительном участке в условиях развитого пузырькового кипения:

$$Q_{III} = Q_{и} * x_{гр} = 9954,04 * 0.340 = 3384,37 \text{ кВт}$$

Количество тепла, передаваемое на участке с ухудшенной теплоотдачей:

$$Q_{IV} = Q_{и} * (1 - x_{гр}) = 6569,66 \text{ кВт}$$

Температура, при которой начинается ухудшенная теплоотдача на участке испарителя:

$$t'_{1III} = t''_{1IV} = 349 + \frac{Q_{III}}{G * \eta * C_p} = 349 + \frac{3384,37}{104,35 * 0.98 * 1.273} = 375^{\circ}\text{C}$$

4. Расчет площади теплопередающей поверхности первого экономайзерного участка.

Исходные данные: $Q_I = 4841,78$ кВт, $t'_{1I} = 347.42^\circ\text{C}$, $t''_{1I} = 310^\circ\text{C}$, $t'_{2I} = 210^\circ\text{C}$, $t''_{2I} = 217.2^\circ\text{C}$

Большая разность температур: $\Delta t_6^I = t'_{1I} - t''_{2I} = 347.42 - 217 = 130,42^\circ\text{C}$

Меньшая разность температур: $\Delta t_M^I = t''_{1I} - t'_{2I} = 310 - 210 = 100^\circ\text{C}$

Отношение:

$$\frac{\Delta t_6^I}{\Delta t_M^I} = \frac{130,42}{100} = 1.304$$

Средний температурный напор:

$$\Delta t_{\text{ср}}^I = \frac{\Delta t_6^I - \Delta t_M^I}{2.3 \cdot \lg\left(\frac{\Delta t_6^I}{\Delta t_M^I}\right)} = 114,66^\circ\text{C}$$

Средняя температура натрия и воды:

$$t_{1\text{ср}}^I = 0.5 \cdot (t'_{1I} + t''_{1I}) = 0.5 \cdot (310 + 347.42) = 328,71^\circ\text{C}$$

$$t_{2\text{ср}}^I = t_{1\text{ср}}^I - \Delta t_{\text{ср}}^I = 328,71 - 114,66 = 214,05^\circ\text{C}$$

а) Расчёт коэффициента теплоотдачи от теплоносителя к стенке трубы.

Физические параметры Na при $t_{1\text{ср}}^I = 328,71^\circ\text{C}$: $\rho_1 = 874 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$, $C_p = 1.298 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$, $\lambda_1 = 75 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$, вязкость $\mu_1 = 3.2 \cdot 10^{-4} \text{Па} \cdot \text{с}$, коэффициент температуропроводности $a_1 = 6.60 \cdot 10^{-5} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$, $Pr_1 = 0.57 \cdot 10^{-2}$.

Скорость циркуляции Na:

$$\omega_1^I = \frac{G}{F_{\text{тр}} \cdot \rho_1} = \frac{104,35}{0.1088 \cdot 874} = 1.1 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Критерий Пекле:

$$Pe = \frac{\omega_1^I * d_3}{a_1} = \frac{1.1 * 0.0237}{6.60 * 10^{-5}} = 395$$

Критерий Нуссельта:

$$\begin{aligned} Nu^I &= 24.15 * \lg\{2.8075 + 0.01653348 * (Pe_3 - 200)^{0.9}\} = \\ &= 24.15 * \lg\{2.8075 + 0.01653348 * (395 - 200)^{0.9}\} = 16.3 \end{aligned}$$

Коэффициент теплоотдачи от Na к стенке трубы:

$$\alpha_{1I} = \frac{Nu^I * \lambda_1}{d_3} = \frac{16.3 * 75}{0.0237} = 52 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2 * \text{К}}$$

Термическое сопротивление:

$$R_1^I = \frac{1}{\alpha_{1I}} = \frac{1}{52} = 0.0192 \frac{\text{м}^2 * \text{К}}{\text{кВт}}$$

б) Расчёт коэффициента теплоотдачи от стенки трубы к воде:

Физические параметры воды при $t_{2cp}^I = 214,05^\circ\text{C}$, $p_{2u}^{bx} = 13,8$ МПа:

$$v_2' = 1.17 * 10^{-3} \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}, \quad \lambda_2 = 0.657 \frac{\text{Вт}}{\text{м} * \text{К}}, \quad \text{динамическая вязкость } \mu' = 134 * 10^{-6} \text{Па} * \text{с}, \quad Pr_2 = 0.86.$$

Скорость воды:

$$\omega_2^I = \frac{D * v_2'}{F_{мп}} = \frac{170 * 1.17 * 10^{-3}}{0.0306} = 6.5 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Критерий Рейнольдса:

$$Re = \frac{\omega_2^I * d_B}{\mu' * v_2'} = \frac{6.5 * 12 * 10^{-3}}{134 * 10^{-6} * 1.17 * 10^{-3}} = 497512.43$$

Коэффициент теплоотдачи к воде:

$$\begin{aligned} \alpha_{23} &= 0.021 * \frac{\lambda_2}{d_B} * Re^{0.8} * Pr_2^{0.43} = 0.021 * \frac{657}{12} * 497512.43^{0.8} * \\ &0.86^{0.43} = 38.89 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2 * \text{К}} \end{aligned}$$

Термическое сопротивление:

$$R_2^I = \frac{1}{\alpha_{23}} = \frac{1}{35.4} = 0.0257 \frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{кВт}}$$

Коэффициент теплопроводности стали 1Х2М $\lambda_{\text{ст}} = 50 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$

Термическое сопротивление стенки:

$$R_{\text{ст}}^I = \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} = \frac{2.16 \cdot 10^{-3}}{50} = 0.044 \frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{кВт}}$$

Термическое сопротивление окисных пленок:

$$R_{\text{ок}}^I = 0.06 \frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{кВт}}$$

Коэффициент теплопередачи первого участка экономайзера:

$$k_I = \frac{1}{R_1^I + R_{\text{ст}}^I + 2 \cdot R_{\text{ок}}^I + R_2^I} = \frac{1}{0.0192 + 0.044 + 2 \cdot 0.06 + 0.0257} = 4.79 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Теплопередающая (расчётная) поверхность первого участка экономайзера:

$$H_I^p = \frac{Q_I}{k_I \cdot \Delta t_{\text{ср}}^I} = \frac{4841.78}{4.79 \cdot 114.66} = 8.81 \text{ м}^2$$

5. Расчёт площади теплопередающей поверхности второго экономайзерного участка.

Исходные данные: $Q_{II} = 1248,52 \text{ кВт}$, $t'_{1II} = 376.66^\circ\text{C}$, $t''_{1I} = 363.3^\circ\text{C}$, $t'_{2II} = 216^\circ\text{C}$, $t''_{2I} = 337.6^\circ\text{C}$

Так как коэффициент теплопередачи α_1 при кипении недогретой воды обычно относятся к разности температур $t_{\text{ст}} - t_s$, то в качестве расчётной температуры рабочего тела для всего участка принимаем $t_s = 335,53^\circ\text{C}$

Большая разность температур: $\Delta t''_6 = t'_{1II} - t_s = 41.16^\circ\text{C}$

Наименьшая разность температур: $\Delta t''_m = t''_{1I} - t_s = 27.8^\circ\text{C}$

Отношение:

$$\frac{\Delta t''_6}{\Delta t''_m} = \frac{41.16}{27.8} = 1.48$$

Средний температурный напор на участке:

$$\Delta t''_{\text{ср}} = 0.5 * (\Delta t''_6 + \Delta t''_m) = 0.5 * (40.66 + 27.3) = 34.48^\circ\text{C}$$

Средняя температура:

$$t''_{1\text{ср}} = 0.5 * (t'_{1II} + t''_{1I}) = 0.5 * (376.7 + 363.3) = 369.995^\circ\text{C}$$

а) Расчёт коэффициента теплоотдачи от теплоносителя к стенке трубы.

Физические параметры Na при $t''_{1\text{ср}} = 370^\circ\text{C}$: $\rho_1 = 862 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$, $C_p = 1.285 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$, $\lambda_1 = 72 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$, вязкость $\mu_1 = 2.9 * 10^{-4} \text{Па} \cdot \text{с}$, коэффициент температуропроводности $a_1 = 6.5 * 10^{-5} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$, $Pr_1 = 0.53 * 10^{-2}$.

Скорость циркуляции Na:

$$\omega_1'' = \frac{G}{F_{\text{тр}} * \rho_1} = \frac{104,35}{0.1088 * 862} = 1.13 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Критерий Пекле:

$$Pe = \frac{\omega_1'' * d_3}{a_1} = \frac{1.13 * 0.0237}{6.5 * 10^{-5}} = 412,01$$

Критерий Нуссельта:

$$Nu^I = 24.15 * \lg\{2.8075 + 0,01653348 * (Pe_3 - 200)^{0.9}\} = 24.15 * \lg\{2.8075 + 0,01653348 * (412,01 - 200)^{0.9}\} = 16,58$$

Коэффициент теплоотдачи от Na к стенке трубы:

$$\alpha_1^I = \frac{Nu^I * \lambda_1}{d_3} = 50,369 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2 * \text{К}}$$

Термическое сопротивление:

$$R_1^I = \frac{1}{\alpha_1^I} = 0.019 \frac{\text{м}^2 * \text{К}}{\text{кВт}}$$

Термическое сопротивление стенки:

$$R_{\text{ст}}^I = 0.0501 \frac{\text{м}^2 * \text{К}}{\text{кВт}}$$

Термическое сопротивление окисных пленок:

$$R_{\text{ок}}^I = 0.06 \frac{\text{м}^2 * \text{К}}{\text{кВт}}$$

Общее термическое сопротивление участка:

$$R_{II} = R_1^I + R_{\text{ст}}^I + 2 * R_{\text{ок}}^I = 0.019 + 0.0501 + 2 * 0.06 = 0.189$$

б) Так как температурный напор на участке изменяется не значительно, то коэффициент теплоотдачи от стенки к кипящей воде α_2^I рассчитывается для всего участка по среднему температурному напору.

$$\alpha_2^I = 0.7 * \frac{10.45}{3.3 - 0.0113 * (t_s - 373)} * q^{0.7} = 0.7 * \frac{10.45}{3.3 - 0.0113 * (335,53 - 373)} * q^{0.7} = 1.96 * q^{0.7}$$

Первое значение удельного теплового потока q для расчета методом последовательных приближений берём из диапазона:

$$q = (0.8 \div 0.9) * \frac{\Delta t_{\text{ср}}^I}{R_{II}} = (0.8 \div 0.9) * \frac{34.48}{0,189} = (146 \div 164) \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2}, \text{ принимаем}$$

$$q' = 150 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2}, \text{ тогда } \alpha_2^I = 1.97 * 150^{0.7} = 65.72 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2 * \text{К}}$$

$$R'_{2II} = \frac{1}{\alpha_2^{II}} = \frac{1}{68.06} = 0.01522 \frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{кВт}}$$

Коэффициент теплопередачи:

$$k'_{II} = \frac{1}{R_1^{II} + R_{\text{CT}}^{II} + 2 * R_{\text{OK}}^{II} + R'_{2I}} = \frac{1}{0.019 + 0.0501 + 2 * 0.06 + 0.01521} \\ = 4.97 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2 * \text{К}}$$

Проверяем ранее принятое значение удельного теплового потока:

$$q'' = k'_{II} * \Delta t_{\text{cp}}^{II} = 4.97 * 34.48 = 171.36 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2}$$

$$\frac{q''}{q'} = \frac{168.79}{150} = 1.14, \text{ следовательно, принимаем } \alpha_2^{II} = 71.01 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2 * \text{К}},$$

$$k'_{II} = 4.97 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2 * \text{К}}$$

Расчётная площадь теплопередающей поверхности второго экономайзерного участка:

$$H_{II}^p = \frac{Q_{II}}{k_{II} * \Delta t_{\text{cp}}^{II}} = \frac{1248,52}{4.97 * 34.48} = 7.28 \text{ м}^2$$

6. Расчёт площади теплопередающей поверхности первого испарительного участка модуля испарителя.

Исходные данные: $Q_{III} = 3384,37$ кВт, $t'_{1III} = 375^\circ\text{C}$, $t''_{1III} = 376.6^\circ\text{C}$,
 $t_s = 335,53^\circ\text{C}$.

Расчёт среднего температурного напора для участка:

Больший температурный напор:

$$\Delta t_6^{III} = t'_{1III} - t_s = 375 - 335.53 = 39.47^\circ\text{C}$$

Меньший температурный напор:

$$\Delta t_M^{III} = t''_{1III} - t_s = 376.6 - 335.53 = 41.07^\circ\text{C}$$

Средний температурный напор:

$$\Delta t_{cp}^{III} = \frac{\Delta t_6^{III} - \Delta t_M^{III}}{2.3 * \lg(\frac{\Delta t_6^{III}}{\Delta t_M^{III}})} = \frac{39.47 - 41.07}{2.3 * \lg(\frac{39.47}{41.07})} = 40.30^\circ\text{C}$$

Поскольку температурный напор и, следовательно, удельный тепловой поток, изменяются значительно, то коэффициент теплоотдачи от стенки к кипящей воде и коэффициент теплопередачи рассчитываются как среднее арифметическое этих двух значений. Коэффициент теплоотдачи от теплоносителя к стенке трубы рассчитывается по средней температуре Na на участке и принимается одинаковой для всего участка.

Средняя температура Na на участке:

$$t_{1cp}^{III} = 0.5 * (t'_{1III} + t''_{1III}) = 0.5 * (375 + 376.6) = 375.8^\circ\text{C}$$

а) Расчёт коэффициент теплоотдачи от теплоносителя к стенке трубы.

Физические параметры Na при $t_{1cp}^{III} = 375.8^\circ\text{C}$: $\rho = 854 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$, $C_p = 1.277 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} * \text{К}}$,

$\lambda_1 = 69 \frac{\text{Вт}}{\text{м} * \text{К}}$, вязкость $\mu_1 = 2.7 * 10^{-4} \text{Па} * \text{с}$, коэффициент температуропроводности

$$a_1 = 6.2 * 10^{-5} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}, Pr_1 = 0.52 * 10^{-2}.$$

Скорость циркуляции Na:

$$\omega_1^{III} = \frac{G}{F_{тр} * \rho} = \frac{104,35}{0.1088 * 854} = 1.13 \frac{м}{с}$$

Критерий Пекле:

$$Pe = \frac{\omega_1^{III} * d_э}{a_1} = \frac{1.13 * 0.0237}{6.2 * 10^{-5}} = 431.95$$

Критерий Нуссельта:

$$Nu^{III} = 24.15 * \lg\{2.8075 + 0,01653348 * (Pe_э - 200)^{0.9}\} = 24.15 * \lg\{2.8075 + 0,01653348 * (431.95 - 200)^{0.9}\} = 17$$

Коэффициент теплоотдачи от Na к стенке трубы:

$$\alpha_1^{III} = \frac{Nu^{III} * \lambda_1}{d_э} = \frac{17 * 69}{0.0237} = 49.49 \frac{кВт}{м^2 * К}$$

Термическое сопротивление:

$$R_1^{III} = \frac{1}{\alpha_1^{III}} = 0.0202 \frac{м^2 * К}{кВт}$$

Термическое сопротивление стенки для стали 1Х2М:

$$R_{ст}^{III} = \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} = \frac{1.8 * 10^{-3}}{37.3} = 0.044 \frac{м^2 * К}{кВт}$$

Термическое сопротивление окисных пленок:

$$R_{ок}^{III} = 0.06 \frac{м^2 * К}{кВт}$$

Общее термическое сопротивление участка:

$$R_{III} = R_1^{III} + R_{ст}^{III} + 2 * R_{ок}^{III} = 0.0202 + 0.044 + 2 * 0.06 = 0.184 \frac{м^2 * К}{кВт}$$

б) Коэффициент теплоотдачи от стенки трубы к кипящей воде на границе участка 2: $t_2 = t_s$; паросодержание $x=0$ - начало развитого пузырькового кипения.

Коэффициент теплоотдачи методом последовательных приближений с поправочным коэффициентом 0.7:

$$\alpha_{2.2} = 11.6 * q^{0.7}$$

Первое значение удельного теплового потока q:

$$q = (0.8 \div 0.9) * \frac{\Delta t_{cp}^{III}}{R_{III}} = (0.8 \div 0.9) * \frac{40.30}{0.184} = (175.21 \div 197.11) \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2},$$

принимаем $q' = 186 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2}$, тогда $\alpha'_{2.2} = 11.6 * 186^{0.7} = 450 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2 * \text{К}}$

$$R'_{2.2} = \frac{1}{\alpha'_{2.2}} = 0.0022 \frac{\text{м}^2 * \text{К}}{\text{кВт}}$$

Коэффициент теплоотдачи:

$$k'_2 = \frac{1}{R_{III} + R'_{2.2}} = \frac{1}{0.184 + 0.0022} = 5.37 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2 * \text{К}}$$

Проверяем ранее принятое значение удельного теплового потока:

$$q'' = k'_2 * \Delta t_{cp}^{II} = 5.37 * 34.48 = 185.15 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2}$$

$$\frac{q''}{q'} = \frac{181.793}{210} = 0.99 \leq 1.05, \text{ следовательно,}$$

принимаем $\alpha'_{2.2} = 450 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2 * \text{К}}$, $k'_2 = 5.37 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2 * \text{К}}$

в) Коэффициент теплоотдачи и теплопередачи на границе участка 3.

В сечении 3 при паросодержании $x < x_{гр}$ имеет место развитое пузырьковое кипение. При развитом пузырьковом кипении коэффициент теплоотдачи рассчитывается по формуле:

$$\alpha_{2.3} = \alpha_n * \sqrt{1 + 7 * 10^{-9} * \left(\frac{\omega_{см} * r * \rho'}{q} \right)^{\frac{3}{2}} * \left(\frac{\alpha_k}{\alpha_n} \right)^2}$$

Физические параметры воды при $t_s = 335.53^\circ\text{C}$: $\lambda = 0.476 \frac{\text{Вт}}{\text{м} * \text{К}}$,
динамическая вязкость $\mu' = 73.0 * 10^{-6} \text{Па} * \text{с}$, $Pr_2 = 1.159$,
 $v' = 1.58 * 10^{-3} \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$, $v'' = 12.0 * 10^{-3} \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$, $\rho' = 632 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$, $r = 1\,075 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$.

Скорость циркуляции воды:

$$\omega_0 = \frac{D * v'}{F_{мп}} = \frac{170 * 1.58 * 10^{-3}}{0.0306} = 8.77 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Критерий Рейнольдса:

$$Re = \frac{\omega_0 * d_B}{\mu' * v'} = \frac{8.77 * 12 * 10^{-3}}{73.0 * 10^{-6} * 1.58 * 10^{-3}} = 913242$$

Коэффициент теплоотдачи к воде:

$$\alpha_\omega = 0.021 * \frac{\lambda}{d_B} * Re^{0.8} * Pr^{0.43} = 0.021 * \frac{476}{12} * 913242^{0.8} * 1.159^{0.43} = 52.07 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2 * \text{К}}$$

Коэффициент теплоотдачи при кипении воды в трубах:

$$\alpha_K = 86.99 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2 * \text{К}}$$

Соответствующий тепловой поток:

$$q = \left(\frac{\alpha_K}{1.96} \right)^{\frac{10}{7}} = \left(\frac{86.99}{1.96} \right)^{\frac{10}{7}} = 225.51 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2}$$

Тогда:

$$\alpha_n = \alpha_\omega * \sqrt{1 + \left(\frac{\alpha_K}{\alpha_\omega} \right)^2} = 52.07 * \sqrt{1 + \left(\frac{86.99}{52.07} \right)^2} = 101.38 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2 * \text{К}}$$

Приведённая скорость смеси:

$$\omega_{\text{см}} = \omega_0 * \left(1 + x * \left(\frac{v''}{v'} - 1 \right) \right) = 8.77 * \left(1 + 0.348 * \left(\frac{12}{1.58} - 1 \right) \right) = 28.89$$

Коэффициент теплоотдачи при развитом пузырьковом кипении:

$$\alpha'_{2.3} = \alpha_n * \sqrt{1 + 7 * 10^{-9} * \left(\frac{\omega_{\text{см}} * r * \rho'}{q} \right)^{\frac{3}{2}} * \left(\frac{\alpha_K}{\alpha_n} \right)^2} = 101.38 * \sqrt{1 + 7 * 10^{-9} * \left(\frac{28.89 * 1.075 * 632}{225.51} \right)^{\frac{3}{2}} * \left(\frac{86.99}{101.38} \right)^2} = 107.88 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2 * \text{К}}$$

Термическое сопротивление:

$$R'_3 = R_{III} + R'_{2.3} = 0.184 + \frac{1}{107.88} = 0.184 \frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{кВт}}$$

Коэффициент теплопередачи:

$$k_{III} = \frac{1}{R'_3} = \frac{1}{0.1943} = 5.434 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Расчётная теплопередающая поверхность третьего участка испарителя:

$$H^p_{III} = \frac{Q_{III}}{\Delta t_{cp}^{III} * k_{III}} = \frac{3384,37}{40.30 * 5.434} = 15,45 \text{м}^2$$

7. Расчёт площади теплопередающей поверхности испарителя с ухудшенной теплоотдачей

Исходные данные: $Q_{IV} = 6569,66 \text{ кВт}$, $t'_{1IV} = 491.86^\circ\text{C}$,
 $t''_{1IV} = 349^\circ\text{C}$, $t_s = 335,53^\circ\text{C}$.

Больший температурный напор:

$$\Delta t_o^{IV} = t'_{1IV} - t_s = 491.86 - 335.53 = 156.33^\circ\text{C}$$

Меньший температурный напор:

$$\Delta t_m^{IV} = t''_{1IV} - t_s = 349 - 335.53 = 13.47^\circ\text{C}$$

Средний температурный напор:

$$\Delta t_{cp}^{IV} = 0.5 * (156.33 + 13.47) = 84.9^\circ\text{C}$$

Средняя температура Na:

$$t_{cp}^{IV} = 0.5 * (t'_{1IV} + t''_{1IV}) = 0.5 * (491.86 + 349) = 420.43^\circ\text{C}$$

а) Расчёт коэффициента теплоотдачи от теплоносителя к стенке трубы.

Физические параметры Na при $t_{cp}^{IV} = 420.43^\circ\text{C}$: $\rho = 849 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$, $C_p = 1.273 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{K}}$,

$\lambda_1 = 70 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{K}}$, вязкость $\mu_1 = 2.6 * 10^{-4} \text{Па} \cdot \text{с}$, коэффициент
температуропроводности $a_1 = 6.47 * 10^{-5} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$, $Pr_1 = 0.49 * 10^{-2}$.

Скорость циркуляции Na:

$$\omega_1^{IV} = \frac{G}{F_{тр} * \rho} = \frac{104,35}{0.1088 * 849} = 1.13 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Критерий Пекле:

$$Pe = \frac{\omega_1^{IV} * d_3}{a_1} = \frac{1.13 * 0.0237}{6.47 * 10^{-5}} = 413.8$$

Критерий Нуссельта:

$$\begin{aligned}Nu^{IV} &= 24.15 * \lg\{2.8075 + 0,01653348 * (Pe_3 - 200)^{0.9}\} \\&= 24.15 * \lg\{2.8075 + 0,01653348 * (413.8 - 200)^{0.9}\} = 16.61\end{aligned}$$

Коэффициент теплоотдачи от Na к стенке трубы:

$$\alpha_1^{IV} = \frac{Nu^{IV} * \lambda_1}{d_3} = \frac{16.61 * 70}{0.0237} = 49.1 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2 * \text{К}}$$

Термическое сопротивление:

$$R_1^{IV} = \frac{1}{\alpha_1^{IV}} = 0.0203 \frac{\text{м}^2 * \text{К}}{\text{кВт}}$$

Термическое сопротивление стенки для стали 1Х2М:

$$R_{\text{ст}}^{IV} = \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} = \frac{2.3 * 10^{-3}}{37.3} = 0.0616 \frac{\text{м}^2 * \text{К}}{\text{кВт}}$$

Термическое сопротивление окисных пленок:

$$R_{\text{ок}}^{IV} = 0.06 \frac{\text{м}^2 * \text{К}}{\text{кВт}}$$

Предположим, что примеси, содержащиеся в питательной воде, равно откладываются на стенке участка. Допустим, что термическое сопротивление отложений:

$$R_{\text{отл}}^{IV} = 0.2 \frac{\text{м}^2 * \text{К}}{\text{кВт}}$$

Общее термическое сопротивление:

$$\begin{aligned}R_{IV}' &= R_1^{IV} + R_{\text{ст}}^{IV} + 2 * R_{\text{ок}}^{IV} + R_{\text{отл}}^{IV} = \\&= 0.0203 + 0.0616 + 2 * 0.06 + 0.2 = 0.2219 \frac{\text{м}^2 * \text{К}}{\text{кВт}}\end{aligned}$$

б) Коэффициент теплоотдачи от стенки трубы к рабочему телу определяем по номограмме.

Согласно номограмме: $\alpha_2^{IV} = f(\rho, \omega_0, q, p_2)$, где $p_2 = 13.8$ МПа.

Скорость циркуляции воды:

$$\rho' * \omega_0 = 632 \frac{\text{кг}}{\text{м}^2 * \text{с}}$$

Удельный тепловой поток ориентировочно выбираем в интервале:

$$q' = (0.6 \div 0.7) * \frac{\Delta t_{\text{cp}}^{IV}}{R_{IV}'} = (0.6 \div 0.7) * \frac{84.9}{0.2219} = (229 \div 267) \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2}.$$

Пусть $q = 180 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2}$, тогда $\alpha'_{2IV} = 5.4 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2 * \text{К}}$

$$R'_{2I} = \frac{1}{\alpha'_{2IV}} = \frac{1}{5.4} = 0.1851 \frac{\text{м}^2 * \text{К}}{\text{кВт}}$$

$$R_{IV} = R'_{IV} + R'_{2IV} = 0.2219 + 0.1851 = 0.407 \frac{\text{м}^2 * \text{К}}{\text{кВт}}$$

$$q'' = \frac{\Delta t_{\text{cp}}^{IV}}{R_{IV}} = \frac{84.9}{0.407} = 208.6 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2}$$

$$\frac{q'}{q''} = 1.01 \leq 1.05, \text{ следовательно, принимаем:}$$

$$\alpha_2^{IV} = 5.4 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2 * \text{К}}, \quad k_{IV} = \frac{1}{R_{IV}} = \frac{1}{0.407} = 2.457 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2 * \text{К}}$$

Расчётная площадь теплопередающей поверхности IV участка испарителя:

$$H_{IV}^p = \frac{Q_{IV}}{\Delta t_{\text{cp}}^{IV} * k_{IV}} = \frac{6569.66}{84.9 * 2.457} = 31.49 \text{ м}^2$$

8. Расчет площади теплопередающей поверхности пароперегревающего участка модуля испарителя

Исходные данные: $Q_V = Q_{\text{п}} = 8335,9 \text{ кВт}$, $t'_{1V} = 500^\circ\text{C}$, $t''_{1V} = 491,9^\circ\text{C}$, $t'_{2V} = 335,53^\circ\text{C}$, $t''_{2V} = 376,6^\circ\text{C}$.

Расчёт среднего температурного напора для участка:

Большая разность температур:

$$\Delta t_6^V = t''_{1V} - t'_{2V} = 491,9 - 335,53 = 156,37^\circ\text{C}$$

Меньшая разность температур:

$$\Delta t_M^V = t''_{1V} - t''_{2V} = 491,9 - 376,6 = 115,3^\circ\text{C}$$

Отношение:

$$\frac{\Delta t_6^V}{\Delta t_M^V} = \frac{155,9}{115,3} = 1,35$$

Средний температурный напор:

$$\Delta t_{\text{ср}}^V = 0,5 * (\Delta t_6^V + \Delta t_M^V) = 0,5 * (156,37 + 115,3) = 135,8^\circ\text{C}$$

Средняя температура натрия и пара:

$$t'_{1\text{ср}}^V = 0,5 * (t'_{1V} + t'_{1V}) = 0,5 * (500 + 491,9) = 495,9^\circ\text{C}$$

$$t'_{2\text{ср}}^V = 0,5 * (t'_{2V} + t'_{2V}) = 0,5 * (336 + 376,6) = 356,0^\circ\text{C}$$

а) Расчёт коэффициента теплоотдачи от теплоносителя к стенке трубы.

Физические параметры Na при $t'_{1\text{ср}}^V = 496,0^\circ\text{C}$: $\rho'_1 = 833 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$, $C_{p1} = 1,270 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{K}}$,

$\lambda_1 = 69 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{K}}$, вязкость $\mu_1 = 2,5 * 10^{-4} \text{ Па} \cdot \text{с}$, коэффициент температуропроводности $a_1 = 6,44 * 10^{-5} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$, $Pr_1 = 0,48 * 10^{-2}$.

Скорость циркуляции Na:

$$\omega_1^V = \frac{G}{F_{\text{тр}} * \rho'_1} = \frac{104,35}{0,1088 * 833} = 1,151 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Критерий Пекле:

$$Pe = \frac{\omega_1^V * d_3}{a_1} = \frac{1,151 * 0,0237}{6,44 * 10^{-5}} = 423,72$$

Критерий Нуссельта:

$$\begin{aligned} Nu^V &= 24,15 * \lg\{2,8075 + 0,01653348 * (Pe - 200)^{0,9}\} = \\ &= 24,15 * \lg\{2,8075 + 0,01653348 * (423,72 - 200)^{0,9}\} = 16,79 \end{aligned}$$

Коэффициент теплоотдачи от Na к стенке трубы:

$$\alpha_1^V = \frac{Nu^V * \lambda_1}{d_3} = \frac{20,47 * 69}{0,0237} = 48,9 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2 \cdot \text{K}}$$

Термическое сопротивление:

$$R_1^V = \frac{1}{\alpha_{1V}} = \frac{1}{48,9} = 0,020 \frac{\text{м}^2 \cdot \text{K}}{\text{кВт}}$$

б) Расчет коэффициента теплоотдачи от стенки трубы к пару.

Физические параметры пара при $t_{2cp}^V = 356.3^\circ\text{C}$, $p_2 = 13.8$ МПа:
 $v'' = 14.6 * 10^{-3} \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$, $\lambda_2 = 8.59 * 10^{-2} \frac{\text{Вт}}{\text{м} * \text{К}}$, динамическая вязкость $\mu'' = 22.7 * 10^{-6} \text{Па} * \text{с}$, $Pr_2 = 1.543$.

Скорость пара:

$$\omega_2^V = \frac{D * v''}{F_{мп}} = \frac{170 * 14.6 * 10^{-3}}{0.0306} = 81.1 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Критерий Рейнольдса:

$$Re = \frac{\omega_2^M * d_B}{\mu'' * v''} = \frac{81.1 * 12}{22.7 * 10^{-6} * 14.6} = 2936455$$

Коэффициент теплоотдачи к воде:

$$\alpha_2^V = 0.021 * \frac{\lambda_2}{d_B} * Re^{0.8} * Pr_2^{0.43} = 0.021 * \frac{85.9}{12} * 2936455^{0.8} * 1.543^{0.43} = 27.1 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2 * \text{К}}$$

Термическое сопротивление:

$$R_2^V = \frac{1}{\alpha_{2V}} = \frac{1}{27.1} = 0.0369 \frac{\text{м}^2 * \text{К}}{\text{кВт}}$$

Коэффициент теплопроводности стали 1Х2М $\lambda_{ст} = 39.5 \frac{\text{Вт}}{\text{м} * \text{К}}$

Термическое сопротивление стенки:

$$R_{ст}^V = \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} = \frac{2.5 * 10^{-3}}{39.5} = 0.0633 \frac{\text{м}^2 * \text{К}}{\text{кВт}}$$

Термическое сопротивление окисных пленок:

$$R_{ок}^V = 0.06 \frac{\text{м}^2 * \text{К}}{\text{кВт}}$$

Термическое сопротивление отложений:

$$R_{отл}^V = 0.2 \frac{\text{м}^2 * \text{К}}{\text{кВт}}$$

Коэффициент теплопередачи:

$$k_V = \frac{1}{R_1^V + R_2^V + R_{ст}^V + 2 * R_{ок}^V + R_{отл}^V} = \frac{1}{0.0172 + 0.0369 + 0.0633 + 0.06 + 0.2} = 2.286 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2 * \text{К}}$$

Площадь теплопередающей поверхности пароперегревательного участка:

$$H_V^p = \frac{Q_V}{k_V * \Delta t_{cp}^V} = \frac{8335.9}{2.286 * 135.8} = 26.8 \text{ м}^2$$

9. Определение площади теплопередающей поверхности испарителя

$$H_{\text{и}}^V = H_I^p + H_{II}^p + H_{III}^p + H_{IV}^p + H_V^p = 8,81 + 7,28 + 15,45 + 31,49 + 26,8 \\ = 89,83 \text{ м}^2$$

Теплопередающая поверхность испарителя с 10% запасом:

$$H_{\text{и}}^T = 1,1 * H_{\text{и}}^V = 98,81 \text{ м}^2$$

Общая длина труб модуля испарителя:

$$L_{\text{и}}^T = \frac{H_{\text{и}}^T}{\pi * (d_{\text{н}} - \delta)} = \frac{98,81}{\pi * (0,016 - 0,0029)} = 2400 \text{ м}$$

Длина одной трубы модуля испарителя:

$$l_{\text{и}}^T = \frac{L_{\text{и}}^T}{n_{\text{м}}} = \frac{2400}{920} = 2,6 \text{ м}$$

Расчёт тепловой изоляции

$t_{\text{с}}$ - температура воздуха снаружи, равная 40°C (летом в жару), $t_{\text{п}}$ - температура наружной поверхности теплоизоляции, равная 60°C (максимально допустимая температура с точки зрения ожога), $t_{\text{ст}}$ -средняя температура наружной поверхности трубы, равная средней температуре теплоносителя в модуле : $t_{\text{ст}} = (310 + 500)/2 = 405^\circ\text{C}$.

Средняя температура в слое изоляции:

$$t_{\text{ср}} = \frac{t_{\text{п}} + t_{\text{ст}}}{2} = \frac{60 + 405}{2} = 232^\circ\text{C}.$$

Теплоизоляционный материал- маты минераловатные прошивные на стеклоткани марки 200:

Коэффициент теплопроводности изоляции:

$$\lambda_{\text{из}} = \lambda_0 + b * t_{\text{ср}} = 0,054 + 0,00019 * 232 = 0,0980 \frac{\text{Вт}}{\text{м} * \text{К}}$$

Расчет толщины изоляции ведем по формуле:

$$\left(\frac{d_{\text{из}}^{\text{исп}}}{d_{\text{н}}} \right) * \ln \left(\frac{d_{\text{из}}^{\text{исп}}}{d_{\text{н}}} \right) = \frac{2 * \lambda_{\text{из}} * (t_{\text{ст}} - t_{\text{п}})}{\alpha_{\text{н}} * d_{\text{н}} * (t_{\text{п}} - t_{\text{с}})},$$

где $d_{\text{из}}^{\text{исп}}$ - наружный диаметр изоляции модуля испарителя, $d_{\text{н}} = 0.62\text{м}$ - наружный диаметр корпуса, $\alpha_{\text{н}}$ - коэффициент теплоотдачи от наружной поверхности к воздуху:

$$\alpha_{\text{н}} = \alpha_{\text{к}} + \alpha_{\text{и}},$$

Где $\alpha_{\text{к}} = 1.82 * (t_{\text{п}} - t_{\text{с}})^{\frac{1}{3}} = 4.94 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 * \text{К}}$ - коэффициент теплоотдачи конвекцией, $\alpha_{\text{и}} = \frac{C_n * ((\frac{T_{\text{п}}}{100})^4 - (\frac{T_{\text{с}}}{100})^4)}{(t_{\text{п}} - t_{\text{с}})} = 2.7 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 * \text{К}}$ - коэффициент теплоотдачи

излучением, где

$$T_{\text{п}} = t_{\text{п}} + 273, T_{\text{с}} = t_{\text{с}} + 273,$$

$C_n = 2 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 * \text{К}}$ - коэффициент излучения поверхности (если материал-матовый алюминиевый лист), то:

$$\alpha_{\text{н}} = \alpha_{\text{к}} + \alpha_{\text{и}} = 4.94 + 2.7 = 7.64 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 * \text{К}}$$

$$\frac{d_{\text{н}} + \delta}{d_{\text{н}}} * \ln \left(\frac{d_{\text{н}} + \delta}{d_{\text{н}}} \right) = \frac{2 * \lambda_{\text{из}} * (t_{\text{ст}} - t_{\text{п}})}{\alpha_{\text{н}} * d_{\text{н}} (t_{\text{п}} - t_{\text{с}})} = 0.713 \rightarrow$$

Толщина изоляции:

$$\delta = 2.9\text{м}$$

Выводы

Проведен расчет парогенератора АЭС перегретого пара, обогреваемого жидкометаллическим теплоносителем с параметрами $p_2 = 13.8$ Мпа,

$$G_0 = 9,215 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

В ходе расчета получены следующие характеристики парогенератора:

$Q_{\text{и}}^{\text{э}} = 6090.3 \frac{\text{кДж}}{\text{с}}$ – количество тепла, передаваемое рабочему телу на экономайзерном участке.

$Q_{\text{и}}^{\text{и}} = 9954.04 \frac{\text{кДж}}{\text{с}}$ - количество тепла, передаваемое рабочему телу на испарительный участок.

$Q_{\text{и}}^{\text{п}} = 14968 \frac{\text{кДж}}{\text{с}}$ - количество тепла, передаваемое рабочему телу на пароперегревательный участок.;

$Q_{\text{и}} = 16399.87 \frac{\text{кДж}}{\text{с}}$ - общая тепловая мощность модуля испарителя.

$G = 104,35 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$ - расход теплоносителя через ПГ

$H_I^{\text{п}} = 8.81 \text{ м}^2$ - площадь теплопередающей поверхности первого участка экономайзера.

$H_{II}^{\text{п}} = 7.28 \text{ м}^2$ - площадь теплопередающей поверхности второго участка экономайзера.

$H_{III}^{\text{п}} = 15.45 \text{ м}^2$ - площадь теплопередающей поверхности первого участка экономайзера.

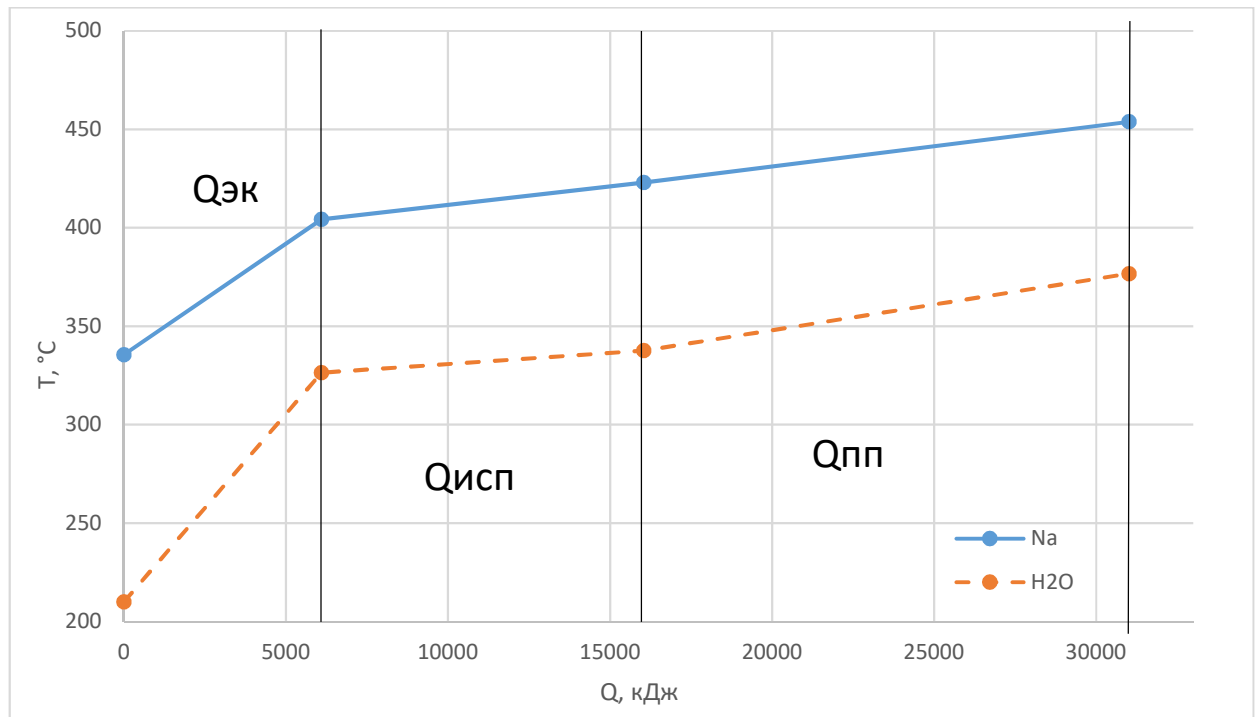
$H_{IV}^{\text{п}} = 31.49 \text{ м}^2$ - площадь теплопередающей поверхности третьего участка испарителя.

$H_V^{\text{п}} = 26.8 \text{ м}^2$ - площадь теплопередающей поверхности четвертого участка испарителя.

$H_{\text{и}}^V = 89.83 \text{ м}^2$ - площадь теплопередающей поверхности испарителя.

$L_{\text{и}}^T = 2400 \text{ м}$ - общая длина труб модуля испарителя.

$l_{\text{и}}^T = 2.6 \text{ м}$ - длина одной трубы модуля испарителя.



Т-Q диаграмма