

Министерство образования и науки Российской Федерации
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САРАТОВСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ
ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ ИМЕНИ Н.Г.
ЧЕРНЫШЕВСКОГО»

Кафедра нефтехимии
и техногенной безопасности

**Расчет аппарата воздушного охлаждения с целью замены на
кожухотрубный теплообменник**

АВТОРЕФЕРАТ БАКАЛАВРСКОЙ РАБОТЫ

студента 4 курса 431 группы

направления 18.03.01 «Химическая технология»

код и наименование направления, специальности

Института химии

Ветринцева Виталия Викторовича

Научный руководитель

доцент, к.х.н.

должность, уч. ст., уч. зв.

подпись, дата

И.А. Никифоров

инициалы, фамилия

Заведующий кафедрой

д.х.н., профессор

должность, уч. ст., уч. зв.

подпись, дата

Р.И. Кузьмина

инициалы, фамилия

Саратов 2018

Введение. Область применения аппаратов воздушного охлаждения в наше время очень широка, благодаря их экономичности и универсальности, однако у этих аппаратов имеются значительные недостатки в виде невысокой эффективности охлаждения и теплового загрязнения воздуха выходящим теплоносителем.

Для увеличения продуктивности производства, как качественно, так и количественно, необходимо постоянно совершенствовать энергоэффективность всех химико-технологических процессов.

Целью работы является исследование аппаратов воздушного охлаждения, расчет подобного аппарата и выработка предложения по замене аппарата воздушного охлаждения на кожухотрубный теплообменник.

Работа содержит 2 главы, первая – Общие сведения об аппаратах воздушного охлаждения, в которой изложены общие принципы устройства, классификация и различные примеры современных усовершенствований аппаратов воздушного охлаждения, рассмотрены экологические и экономические проблемы использования аппаратов данного типа.

Вторая глава работы – Выработка предложения по замене аппарата.

Содержит основные параметры исследуемого процесса, тепловой расчет аппарата воздушного охлаждения, в котором рассчитывается: тепловая нагрузка, температура воздуха на выходе из аппарата, расчетная площадь теплообмена и коэффициент запаса этой площади. Также проводится расчет затрачиваемой на работу лопастей вентиляторов электроэнергии. В результате расчета выдвигается предложение по замене данного аппарата воздушного охлаждения на кожухотрубный теплообменник, имеющий сходное значение тепловой нагрузки. Из каталога теплообменного оборудования подбирается необходимый аппарат и проводится расчет электроэнергии, затрачиваемой двигателем насоса данного аппарата. Далее проводится экономический расчет, в котором сравниваются затраты при работе этих аппаратов, а также сравнены их габариты. В результате

экономического расчета получен предполагаемый срок окупаемости теплообменного оборудования.

Основное содержание. Сегодня область применения аппаратов воздушного охлаждения очень широка и развивается, благодаря их экономичности и универсальности. Они используются в установках синтеза аммиака, риформинга и крекинга углеводородов, в производстве хлорорганических продуктов, метанола и многого другого. Внедрение систем воздушного охлаждения позволяет уменьшить расход оборотной воды на производствах. Основным недостатком АВО являются его низкие по сравнению с водой теплофизические свойства: коэффициенты теплоемкости и теплопроводности у воздуха значительно меньше, чем у воды. Основными эксплуатационными затратами для АВО являются затраты на электроэнергию, потребляемую двигателями вентиляторов и затраты на промывку внутренних и наружных поверхностей теплообмена. Аппараты воздушного охлаждения состоят из основных узлов: секции теплообмена, осевой вентилятор с приводом, устройства, регулирующие расход охлаждающего воздуха, опорные и оградительные конструкции. Аппараты воздушного охлаждения делятся на три основных типа : горизонтальные, вертикальные и зигзагообразные, также можно выделить малопоточные аппараты.

Для того, чтобы предложить замену аппарата, нужно его рассчитать, для получения значения тепловой нагрузки. Целью расчета теплообменного аппарата является определение его геометрических размеров, тепловых и конструктивных показателей для конкретных условий работы. При выполнении расчетов для гарантирования надежной работы аппарата вводят запас по величине теплообменной поверхности, из-за возможных погрешностей в расчетах, что сказывается на цене и габаритах теплообменника.

Для расчета был выбран аппарат ХК-601 из установки каталитического риформинга Саратовского НПЗ. В данный аппарат сырье поступает с

температурой 150 °С и должно охладиться до температуры не выше 100°С, после чего поступает в водяной доохладитель.

Далее уточняются свойства сырья при температуре конденсации и при средней температуре в зоне охлаждения аппарата.

Делаем расчет тепловой нагрузки для зоны конденсации и зоны охлаждения, соответственно:

$$Q_1 = G * r = 6,67 * 334960 = 2234183,2\text{Вт} = 2234\text{кВт} = 8042 * 10^6\text{Дж/ч}$$

$$Q_2 = G(c_{150} * t_{\text{н}} - c_{125} * t_{\text{к}}) = 6,67 * (2723 * 150 - 2891 * 100) = 796064\text{Вт} \\ = 796\text{кВт} = 2865 * 10^6\text{Дж/ч}$$

За начальную температуру воздуха примем температуру на 2-3°С выше средней июльской температуры в Саратовской области, где располагается рассчитываемый аппарат

Выбираем значение теплонапряженностей, основываясь на разности начальной и конечной температурах теплоносителей.

Для зоны конденсации при разности $t_{\text{н}} - t_{\text{н}}^{\text{в}} = 150 - 25 = 125^{\circ}\text{С}$;

$$q_1 \approx 3000 \text{ Вт/м}^2$$

Для зоны охлаждения при разности $t_{\text{к}} - t_{\text{н}}^{\text{в}} = 100 - 25 = 75^{\circ}\text{С}$;

$$q_2 \approx 900 \text{ Вт/м}^2$$

Производим расчет ориентировочной площади зоны конденсации и охлаждения.

$$F_{\text{оп1}} = 2234183 / 3000 = 744 \text{ м}^2$$

$$F_{\text{оп2}} = 796084 / 900 = 829 \text{ м}^2$$

И общую ориентировочную площадь

$$F_{\text{общ}} = F_{\text{оп1}} + F_{\text{оп2}} = 744 + 829 = 1573 \text{ м}^2$$

Рассчитываем массовый расход воздуха при том, что в данном аппарате установлены два вентилятора с пропеллером, диаметром $D = 2800\text{мм}$

$$G_{\text{в}} = 2 * V_{\text{в}} * \rho_{\text{в}} = 2 * 175000 * 1,2 = 420000 \text{ кг/ч}$$

Температура отработанного воздуха после выхода из аппарата

$$t_{\text{в}}^{\text{к}} = t_{\text{в}}^{\text{н}} + \frac{Q_1 + Q_2}{c_{\text{в}} * G_{\text{в}}} = 25 * \frac{8042 * 10^6 + 2845 * 10^6}{1005 * 420000} = 50,8^{\circ}\text{С}$$

Средняя температура воздуха в пределах аппарата

$$t_{cp}^B = 0,5 * (t_B^H + t_B^K) = 0,5 * (50,8 + 25) = 37,9^\circ\text{C}$$

Далее необходимо найти расчетную площадь теплообмена и коэффициент запаса поверхности, для чего нужно провести дальнейшие расчеты.

Средняя плотность воздуха в аппарате

$$\rho_B^{cp} = \rho_B^0 * \frac{273}{t_B^{cp} + 273} * \frac{P^{cp}}{P^0} = 1,293 * \frac{273}{37,9 + 273} * \frac{101,7}{101,6} = 1,140 \text{ кг/м}^3$$

Объемный расход воздуха

$$V_B^{cp} = \frac{G_B}{\rho_B^{cp} * 3600} = \frac{420000}{1,14 * 3600} = 102,3 \text{ м}^3/\text{с}$$

Скорость воздуха в самом узком сечении межтрубного пространства

$$w_{уз} = \frac{V_B^{cp}}{F_{CB} * \eta_c} = \frac{102,3}{30,2 * 0,365} = 9,28 \text{ м/с}$$

коэффициент теплоотдачи

$$\alpha_B = 61,6 * \lg(w_{уз}) - 0,035 t_B^{cp} - 5,81 = 61,6 * \lg 9,28 - 0,035 * 37,9 - 5,81 = 52,43$$

Вт/м²*К

Рассчитаем коэффициент теплоотдачи для конденсации α_1 со стороны конденсирующегося потока

$$\begin{aligned} \alpha_1 &= K_L c_T \sqrt[4]{\frac{\rho_{150}^2 \lambda_{150}^3 * g * r}{\mu_{150} * d_{BH} * (t^{конд} - t^{ст})}} \\ &= 0,6 * 0,72 * \sqrt[4]{\frac{627^2 * 0,14^3 * 9,81 * 3,34 * 10^5}{1,18 * 10^{-4} * 0,021 * (150 - t^{ст})}} \\ &= \frac{2654}{\sqrt[4]{150 - t^{ст}}} \text{ Вт/м}^2 * \text{ К} \end{aligned}$$

Вычислим температуру стенки аппарата

$$t^{ст} = 150 - \frac{q_1}{\alpha_1} = 150 - \frac{2874}{1493} = 148,1^\circ\text{C}$$

Основываясь на полученном значении температуры стенки аппарата вычислим коэффициент теплоотдачи со стороны конденсирующегося потока

$$\alpha_1 = \frac{2654}{\sqrt[4]{150 - 148,1}} = 2268 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 * \text{К}}$$

Коэффициент теплопередачи в таком случае будет равен

$$K_{p1} = \frac{1}{\frac{12}{2268} + 0,0306} = 27,85 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 * \text{К}}$$

Далее рассчитаем площадь зоны конденсации

$$F_{\text{расч1}} = \frac{Q_1}{K_{p1} * t_{\text{ср1}}} = \frac{2234 * 10^3}{27,85 * 112,1} = 715 \text{ м}^2$$

Для вычисления площади зоны охлаждения необходимо найти критерии подобия.

Средний объемный расход потока

$$V^{\text{ср}} = \frac{G}{\rho_{125} * 3600} = \frac{24000}{580 * 3600} = 0,0115 \text{ м}^3/\text{с}$$

Средняя скорость теплоносителя в трубах четырехходового теплообменного аппарата

$$w_{\text{ср}} = \frac{n_x * V^{\text{ср}}}{F_c * n_c} = \frac{4 * 0,0115}{0,0326 * 3} = 0,47 \text{ м/с}$$

Значения критериев следующие:

$$Re = \frac{w_{\text{ср}} * d_{\text{вн}} * \rho_{125}}{\mu_{125}} = \frac{0,47 * 0,021 * 580}{1,3 * 10^{-4}} = 43368$$

$$Pr = \frac{\mu_{125} * c_{125}}{\lambda_{125}} = \frac{(1,3 * 10^{-4}) * 2891}{0,132} = 2,9$$

Из чего следует, что режим потока турбулентный, применяем критериальное уравнение для нахождения числа Нуссельта

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} * Pr^{0,4} = 0,023 * 43368^{0,8} * 2,9^{0,4} = 180,5$$

Откуда найдем коэффициент теплоотдачи со стороны охлаждения продукта

$$\alpha_2 = Nu * \frac{\lambda_{125}}{d_{\text{вн}}} = 180,5 * \frac{0,132}{0,021} = 1131 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 * \text{К}}$$

В итоге получаем коэффициент теплопередачи для зоны охлаждения

$$\begin{aligned}
K_{p2} &= \frac{1}{\frac{\psi}{\alpha_2} + \frac{\psi}{r_T} + \frac{\psi}{r_{CT}} + \frac{1}{r_B} + \frac{1}{\alpha_B}} \\
&= \frac{1}{\frac{12}{1131} + 0,0006 + 12 * 0,63 * 10^{-4} + 0,0003 + \frac{1}{52,43}} \\
&= 15,38 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 * \text{К}}
\end{aligned}$$

И рассчитываем площадь теплопередающей поверхности зоны охлаждения

$$F_{\text{расч2}} = \frac{Q_2}{K_{p2} * \Delta t_{\text{ср2}}} = \frac{796 * 10^3}{15,38 * 86,4} = 838,7 \text{ м}^2$$

Общая площадь теплообмена составит

$$F_{\text{общ}} = F_{\text{расч1}} + F_{\text{расч2}} = 715 + 838,7 = 1553,7 \text{ м}^2$$

Коэффициент запаса для установки АВГ имеющей поверхность 1770 м² будет равен

$$m = 100 * \frac{F - F_{\text{общ}}}{F_{\text{общ}}} = 100 * \frac{1770 - 1553,7}{1553,7} = 13,9\%$$

Определим мощность, потребляемую двигателями вентиляторов данного аппарата воздушного охлаждения. Примем КПД редуктора вентилятора $\eta_{\text{п}}=0,97$ и КПД электродвигателя $\eta_{\text{дв}}=0,95$. Для самого вентилятора было найдено значение КПД $\eta=0,7$

Находим мощность, потребляемую двигателем одного вентилятора

$$N_{\text{дв}} = \frac{V_{\text{НОМ}} * P_{\text{В}}}{\eta * \eta_{\text{п}} * \eta_{\text{дв}}} = \frac{175000 * 165}{3600 * 0,7 * 0,97 * 0,95} = 12434 \text{ Вт} = 12,4 \text{ кВт}$$

Далее подбираем кожухотрубный теплообменник, рассчитанный на такую же тепловую нагрузку 3 МВт.

Требуемая тепловая нагрузка $Q= 3000 \text{ кВт}$

Средняя разность температур $\Delta t_{\text{ср}}= 99,5 \text{ }^\circ\text{C}$

Начальная температура продукта $t_{\text{н}}= 150^\circ\text{C}$

Конечная температура продукта $t_{\text{к}}=100^\circ\text{C}$

Температуру охлаждающей воды примем равной $t_{\text{н}}^{\text{В}}=25^\circ\text{C}$

$$F_{\text{пр}} = \frac{3000000}{420 * 99,5} = 71,78 \text{ м}^2$$

Из каталога выберем теплообменник на рассчитанную площадь теплообмена. Его параметры:

Поверхность теплообмена F , м^2	77
число ходов по трубам z	2
длина труб L , м	4
наружный диаметр труб $d_{\text{нар}}$, мм	25
Внутренний диаметр кожуха, мм	600
Давление в кожухе аппарата, кПа	250
Давление в трубном пространстве теплообменника, кПа	100

Подберем насос для кожухотрубного теплообменника и сравним его с исходным АВО. Массовый расход парогазовой смеси равен расходу в первоначальном аппарате воздушного охлаждения $6,67 \text{ кг/с} = 0,011 \text{ м}^3/\text{с}$

Рассчитаем мощность насоса.

$$N_n = \rho g Q H$$

Найдем потребный напор насоса H

$$H = \frac{p_1 - p_2}{\rho g} + H_{\Gamma}$$

Высоту подъема примем равной 10 м

Давление в кожухе данного аппарата составляет 250 кПа, в трубном пространстве 100 кПа.

$$H = \frac{250000 - 100000}{780,5 * 9,81} + 10 = 29,5 \text{ м}$$

Зная потребный напор, найдем мощность насоса

$$N_n = 780,5 * 9,81 * 0,011 * 29,5 = 2,5 \text{ кВт}$$

Вычислим мощность двигателя:

$$N = \frac{2,5}{0.5} = 5 \text{ кВт.}$$

Проведем сравнение кожухотрубного теплообменника и аппарата воздушного охлаждения и экономический расчет.

Параметр	АВО	Кожухотрубный теплообменник
Площадь F, м ²	1770	77
Длина труб L, м	8	4
Потребляемая мощность, кВт	24,8	5
Побочный продукт	Горячий воздух (50,8°С)	Горячая вода (95°С)
Габариты аппарата, мм	8300x4500x4100	4500x630x630
Занимаемая площадь, м ²	37	2,8

Среднерыночная цена кожухотрубного теплообменника с требуемыми параметрами составляет 550000 рублей, цена требуемого насоса 60000 рублей и цена монтажа данного оборудования 400000 рублей.

Суммарные затраты на замену аппарата составят 550000+60000+400000= 1010000 рублей.

При цене на электроэнергию в Саратовской области, равной 3,31 руб/ кВт-час, имеем :

Затраты на энергию с использованием аппарата воздушного охлаждения при потреблении электроэнергии вентиляторами в размере 24,8 кВт составляют:

$$Z_1 = 3,31 \text{ руб} * 24,8 \text{ кВт} * 24 \text{ ч} * 30 \text{ сут} = 59100 \text{ руб/мес}$$

Затраты на электроэнергию с использованием кожухотрубного теплообменника при потреблении электроэнергии насосом в размере 5 кВт составляют:

$$Z_2 = 3,31 \text{ руб} * 5 \text{ кВт} * 24 \text{ ч} * 30 \text{ сут} = 11900 \text{ руб/мес}$$

Вычислим экономию на замене аппарата в рублях в месяц

$$\text{Э} = 59100 \text{ руб/мес} - 11900 \text{ руб/мес} = 47200 \text{ руб/мес}$$

И срок окупаемости установки кожухотрубного теплообменника составит, таким образом

$$O = 1010000 \text{ руб} / 47200 \text{ руб/мес} = 21,4 \text{ мес.}$$

Заключение. Была проведена работа по расчету аппарата воздушного охлаждения.

Был проведен тепловой расчет аппарата воздушного охлаждения, определена его тепловая нагрузка, составившая 3030 кВт. Также была определена температура воздуха на выходе из аппарата – 50,8°C, определена расчетная площадь теплообмена 1553,7 м², а также вычислен коэффициент запаса, составляющий 13,9%. Был проведен расчет электроэнергии, которую затрачивают двигатели вентиляторов данного аппарата – 24,8 кВт.

Под соответствующие температуры теплоносителей, и тепловую нагрузку был подобран кожухотрубный теплообменник из каталога. Была рассчитана мощность насоса данного теплообменника и определено количество электроэнергии, затрачиваемое при его использовании – 5 кВт.

Также было проведено сравнение габаритов этих двух аппаратов и экономический расчет, в котором были определены затраты на замену аппарата воздушного охлаждения на кожухотрубный теплообменник и вычислена экономия при его использовании и рассчитан срок окупаемости установки данного оборудования.

В результате проведенных расчетов можно сделать вывод, что кожухотрубный теплообменник по сравнению с аппаратом воздушного охлаждения такой же производительности

1. Занимает в 13 раз меньше места.

2. Потребляет почти в 5 раз меньше энергии.
3. Дает в производство горячую воду с температурой 95°C, которую можно использовать.
4. Предотвращает проблему с выделением горячего воздуха в атмосферу.

Также кожухотрубный теплообменник более надежен и прост в обслуживании, что позволяет дополнительно сэкономить как на частоте, так и на стоимости ремонтных работ.

При переходе на кожухотрубный теплообменник экономия на электроэнергии составит 47200 рублей в месяц. Срок окупаемости таким образом составит 22 месяца.