

Лучко Михаил Вахидович,
магистрант, Ангарский государственный технический университет,
e-mail: rikardo644@gmail.com

Фомина Лариса Валерьевна,
к.х.н., доцент, Ангарский государственный технический университет,
e-mail: flvbaan@mail.ru

АНАЛИЗ РАБОТЫ ВОЗДУШНОГО ТЕПЛООБМЕННИКА, ПРИМЕНЯЕМОГО В ПРОИЗВОДСТВЕ МЕТИЛТРЕТБУТИЛОВОГО ЭФИРА

Luchko M.V., Fomina L.V.

ANALYSIS OF THE WORK OF THE AIR HEAT EXCHANGER APPLICABLE IN THE PRODUCTION OF METHLETHRETBUTYL ETHER

Аннотация. Проанализированы рабочие параметры воздушного теплообменника, применяемого на этапе охлаждения бутадиеновой фракции в производстве метилтретбутилового эфира. Выявлена недостаточная эффективность его эксплуатации в летний период. Решение проблемы – внесение изменений в конструкцию теплообменника. Установка воздушного теплообменника с большей поверхностью теплопередачи экономически нецелесообразна.

Ключевые слова: воздушный теплообменник, конструктив, теплопередача, эффективность.

Abstract. The operating parameters of the air heat exchanger used at the stage of cooling the butadiene fraction in the production of methyl tert-butyl ether are analyzed. The insufficient efficiency of its operation in the summer period has been revealed. The solution is to make changes to the design of the heat exchanger. Installing an air heat exchanger with a larger heat transfer surface is not economically feasible.

Keywords: air heat exchanger, constructive, heat transfer, efficiency.

Аппарат воздушного охлаждения АВО-101 используется на установке, производящей метилтретбутиловый эфир (МТБЭ) на стадии подготовки бутадиеновой фракции (БДФ). Воздушный теплообменник состоит из трёх теплообменных секций (рис. 1), установленных на общей раме, двух вентиляторов, которые прокачивают потоки воздуха через теплообменник, и приводов вентиляторов (электромоторов). Вентиляторы устанавливаются в специальных диффузорах, которые предназначены для повышения эффективности и направления воздушного потока. Диффузор вентилятора представляет собой обечайку цилиндрической формы, внутри которой размещен сам вентилятор [1]. Теплообменная секция состоит из трубок, через которые протекает охлаждаемая среда, и коллекторов, к которым подключаются подающий и отводящий трубопроводы и которые распределяют охлаждаемую среду равномерно по трубкам теплообменника. Для увеличения площади поверхностей, через которые происходит передача тепла, часто применяют трубки с внешним оребрением или на трубки насаживаются специальные пластины, которые называются ребрами или ламелями [2]. Соединение трубок и ребер производится методом дорнования, что обеспечивает надежный контакт и эффективную теплопередачу. Технологическая среда, состоящая преимущественно из непредельных углеводородов, ко-

тору требуется охладить, поступает в трубки теплообменника. Тепло передается от жидкости к трубкам, а от трубок к ребрам и далее к воздуху, который отводит тепло от теплообменника в окружающую среду. Известно [3], что воздух в сравнении с водой является плохим теплоносителем. Однако конструкции аппаратов воздушного охлаждения позволяют эффективно применять их вместо теплообменников с водяным охлаждением. Преимуществами АВО перед жидкостными теплообменниками являются конструкционные особенности (доступность наружной поверхности теплообменных труб, отсутствие подготовки и перекачки воды для теплообмена), более выгодные с экономической и экологической точек зрения условия эксплуатации [4]. В таблице представлены технологические параметры АВО и процесса охлаждения БДФ.

Таблица – Технологические параметры АВО-101 [5]

Параметр	Значение	Параметр	Значение
Давление расчетное, МПа	6,3	Давление пробное, МПа	9,45
Температура стенки расчетная (при расчетном давлении), °С	100	Минимальная допустимая температура стенки, °С	Минус 50
Объем трубного пространства, м ³	0,96	Коэффициент оребрения труб условный	14,6
Поверхность теплопередачи внутренняя, м ²	129	Поверхность теплопередачи по оребрению, м ²	2490
Число труб фактическое за вычетом заглушённых	246	Число ходов по трубному пространству	4
Число рядов труб в секции	4	Шифр материального исполнения секции	Б1
Расход охлаждаемой фракции С ₄ , кг/ч	132497	Диаметр колеса вентилятора, м	2,80
Температура БДФ на входе/выходе, °С	60/45	Частота вращения вентилятора, об/мин	428
Плотность БДФ на входе/выходе, кг/м ³	543,5/ 565,0	Удельная теплоёмкость БДФ на входе/выходе, кДж/(кг·К)	2,519/ 2,439
Теплопроводность БДФ на входе/выходе, Вт/(м·К)	0,094/ 0,100	Вязкость БДФ на входе/выходе, мПа·с	0,097/ 0,111

В связи с климатическими особенностями Иркутской области среднесуточные температуры июля составляют 17,2 °С [6]. По данным [7] в июле 2019 года максимальная температура воздуха достигала 24,3 °С, минимальная – 11,5 °С, средняя за месяц – 17,9 °С. Теплообменник АВО-101 оказался малоэффективен в летний период, когда температура воздуха превышает нормы технологического режима на 5-20 °С.

Проведём расчёт тепловой нагрузки АВО-101 по формуле [3, 6]:

$$Q = G \cdot (C_p^H \cdot t^H - C_p^K \cdot t^K) = 132497(2,519 \cdot 333 - 2,439 \cdot 318) = 8,377 \cdot 10^6 \text{ кДж/ч,}$$

где G – расход потока, кг/ч; C_p^H и C_p^K – удельные начальная и конечная теплоёмкости потока, кДж/(кг·К); t^H и t^K – температуры потока на входе и на выходе из трубы теплообменника. Учитывая разность конечной температуры потока и температуры воздуха, равную: $t^K - t_e^H = 45 - 17,2 = 27,8$ °С, по табл. 18 [6] выбираем значение теплонапряженности $q \approx 700$ Вт/м². Тогда необходимая наружная оребренная поверхность холодильника ориентировочно составит:

$$F_{op} = \frac{Q}{q} = \frac{2327 \cdot 10^3 \text{ Вт}}{700} = 3324 \text{ м}^2.$$

Полученное значение на 25 % превышает величину поверхности теплопередачи по оребрению используемого на производстве АВО-101. Требуется установка АВО с большей поверхностью теплообмена. Проведём расчёт поверхности теплообмена для случая максимальной температуры воздуха 24,3 °С. Тогда $t^K - t_e^H = 45 - 24,3 = 20,7$ °С и $q \approx 700$ Вт/м².

Примем (рис. 2) один горизонтальный аппарат воздушного охлаждения типа АВГ [6] с полной наружной поверхностью $F = 3500$ м², который состоит из трех восьмирядных трубных секций ($n_C = 3$) с трубами длиной $L = 8$ м, внутренним диаметром $d_{вн} = 21$ мм, коэффициентом оребрения $\phi = 9$ и коэффициентом увеличения поверхности $\psi = 12$. Число труб в секции 188, проходное сечение всех труб одной секции $F_C = 0,0651$ м², число возможных ходов продукта в трубной секции $n_X = 1, 2, 4$, либо 8. Площадь свободного сечения перед секциями аппарата $F_{св} = 30,2$ м², коэффициент сужения сечения $\eta_C = 0,365$. Данный аппарат снабжен двумя одинаковыми вентиляторами с пропеллером диаметром $D = 2800$ мм и углом установки лопастей $\gamma = 10...30^\circ$. Частота вращения колеса $n_B = 213$ и 425 об/мин. В дальнейшем расчете примем $\gamma = 17^\circ$, $n_B = 7,1$ с⁻¹ (425 об/мин). Аэродинамическая характеристика вентилятора показана на рис. 59 [6]. Определяем рабочие параметры вентилятора. На пересечении линии сопротивления АВГ для восьмирядных секций и кривой аэродинамического напора вентилятора при $\gamma = 17^\circ$ находим рабочую точку А (рис. 59 [5]), которой соответствуют следующие рабочие (отнесенные к стандартным условиям) параметры: подача $V_{НОМ} = 204000$ м³/ч, давление $P_{НОМ} = 360$ Па, КПД $\eta = 0,67$. За стандартные условия приняты: $t_0 = 20$ °С, $P_0 = 101,3$ кПа и $\rho_0 = 1,2$ кг/м. Так как на входе (воздуха) в вентилятор условия незначительно отличаются от стандартных: $t_B^H = 24,3$ °С ($t_0 = 20^\circ\text{С}$), $P_{АТМ} = 96,5$ кПа ($P_0 = 101,3$ кПа), принимаем, что плотность воздуха $\rho_B \approx \rho_0 = 1,2$ кг/м³ и дальнейший расчет ведем по номинальным характеристикам вентилятора.

Определяем конечную температуру t_B^K воздуха. Массовый расход воздуха, подаваемого двумя вентиляторами, составит.

$$G_B = 2V_B \cdot \rho_B = 2 \cdot 204000 \cdot 1,2 = 489600 \text{ кг/ч.}$$

Средняя теплоемкость воздуха $c_B = 1,005$ кДж/(кг·К) [6]. Тогда:

$$t_B^K = t_B^H + \frac{Q}{c_B \cdot G_B} = 24,3 + \frac{8,377 \cdot 10^6}{1,005 \cdot 489600} = 41,32 \text{ }^\circ\text{С.}$$

Как видно, t_B^K находится в рекомендуемых пределах (40-60 °C) и, в то же время, выполняется условие $t_B^K < t^K$.

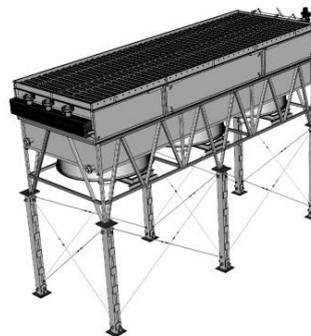
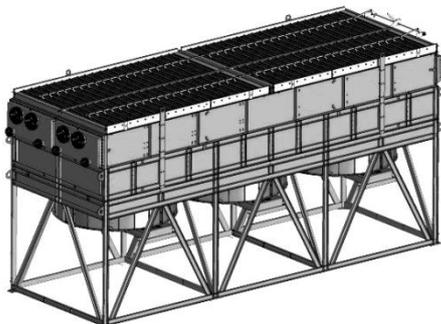


Рисунок 1 – Внешний вид воздушного теплообменника АВО-101.

Рисунок 2 – Внешний вид воздушного теплообменника АВГ (3500 м²).

Рассчитываем коэффициент теплоотдачи α со стороны горячего потока (БДФ). При $t^H = 60$ °C плотность жидкого дистиллята $\rho_{60} = 543,5$ кг/м³ [5]. Объемный расход продукта на входе в аппарат:

$$V^H = \frac{G}{\rho_{60}} = \frac{132497}{543} = 243,8 \text{ м}^3/\text{ч} = 0,0677 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Если продукт подается во все три секции АВГ параллельно, а в секциях предусмотрено максимальное число ходов $n_x = 8$, то скорость продукта на входе в аппарат составит:

$$w_{\text{вх}} = \frac{n_x \cdot V^H}{F_c \cdot n_c} = \frac{8 \cdot 0,0677}{0,0651 \cdot 3} = 2,77 \text{ м/с}.$$

В трубном пространстве теплообменных аппаратов при подаче жидких углеводородов (БДФ) насосом принимаем (табл. 19 [6]) скорости потоков с учетом их вязкости равными 1,0-3,0 м/с.

Средняя температура продукта в аппарате составляет:

$$t^{CP} = 0,5(t^H + t^K) = 0,5(60 + 45) = 52,5 \text{ °C}.$$

Примем физические свойства охлаждаемой среды для этой температуры как средние арифметические: $\rho_{52,5} = 554$ кг/м³, $c_{52,5} = 2,479$ кДж/(кг·К), $\lambda_{52,5} = 0,097$ Вт/(м·К), $\nu_{52,5} = 1,876 \cdot 10^{-7}$ м²/с.

Средний объемный расход потока:

$$V^{CP} = \frac{G}{\rho_{52,5} \cdot 3600} = \frac{132497}{554 \cdot 3600} = 0,0664 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Средняя скорость теплоносителя в трубах теплообменника:

$$w_{CP} = \frac{n_x \cdot V^{CP}}{F_c \cdot n_c} = \frac{8 \cdot 0,0664}{0,0651 \cdot 3} = 2,720 \text{ м/с}.$$

Тогда:

$$Re = \frac{w_{CP} \cdot d_{\text{вн}}}{\nu_{52,5}} = \frac{2,720 \cdot 0,021}{1,876 \cdot 10^{-7}} = 304478,$$

$$Pr = \frac{\nu_{52,5} \cdot c_{52,5} \cdot \rho_{52,5}}{\lambda_{52,5}} = \frac{(1,876 \cdot 10^{-7}) \cdot (2,479 \cdot 10^3) \cdot 554}{0,097} = 2,66.$$

Используем критериальное уравнение (20) [6] теплоотдачи при турбулентном режиме:

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,3} = 0,023 \cdot 304478^{0,8} \cdot 2,66^{0,3} = 751,1.$$

Откуда коэффициент теплоотдачи со стороны охлаждаемого потока:

$$\alpha = Nu \frac{\lambda_{52,5}}{d_{BH}} = 751,1 \frac{0,097}{0,021} = 3469,4 \text{ Вт/(м}^2 \text{ К)}.$$

Вычисляем приведенный коэффициент теплоотдачи α_B со стороны холодного потока (воздуха). Средняя температура воздуха в пределах аппарата:

$$t_B^{CP} = 0,5 \cdot (t_B^H + t_B^K) = 0,5 \cdot (24,3 + 41,32) = 32,81 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Среднее давление:

$$P^{CP} = P_{ATM} + 0,5P_B = 96500 + 0,5 \cdot 360 = 96680 \text{ Па} \approx 96,68 \text{ кПа}.$$

Средние плотность и объемный расход воздуха составят:

$$p_B^{CP} = p_B^0 \cdot \frac{273}{t_B^{CP} + 273} \cdot \frac{P^{CP}}{P_0} = 1,293 \cdot \frac{273}{32,81 + 273} \cdot \frac{96,68}{101,3} = 1,10 \text{ кг/м}^3,$$

$$V_B^{CP} = \frac{G_B}{p_B^{CP} \cdot 3600} = \frac{489600}{1,10 \cdot 3600} = 123,6 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Скорость воздуха в самом узком сечении межтрубного пространства:

$$w_{уз} = \frac{V_B^{CP}}{F_{CB} \cdot \eta_c} = \frac{123,6}{30,2 \cdot 0,365} = 11,21 \text{ м/с}.$$

Из табл. 15 [6] выбираем формулу расчета α_B для аппарата материального исполнения Б1 [6] с коэффициентом оребрения $\varphi = 9$, по которой находим:

$$\alpha_B = 61,6 \cdot lg 11,21 - 0,035 \cdot 32,81 - 5,81 = 57,7 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Определяем коэффициент теплопередачи. Согласно табл. П.19 [6] для органических жидкостей примем $1/r_T = 0,0002 \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}$, и согласно табл. 16 [6] тепловое сопротивление оребренной алюминием трубы равно $1/r_{CT} = 0,63 \cdot 10^{-4} \text{ (м}^2 \cdot \text{К)/Вт}$. Тогда по формуле (17) [6] имеем:

$$K_p = \frac{1}{\frac{\psi}{a} + \frac{\psi}{r_T} + \frac{\psi}{r_{CT}} + \frac{1}{\alpha_B}} = \frac{1}{\frac{12}{3469,4} + 12 \cdot 0,0002 + 12 \cdot 0,63 \cdot 10^{-4} + \frac{1}{57,7}} = 41,76 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Определяем среднюю разность температур. Во всех типах АВО воздух движется поперек труб, поэтому при малом числе ходов в трубных секциях при определении средней разности температур следует вводить поправку на перекрестный ток (см. формулу (9) [6]). Определим среднюю движущую силу процесса для схемы противотока.

$$\begin{aligned} t^H &= 60 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow t^K = 45 \text{ }^\circ\text{C}, \\ \frac{t_B^K = 41,3 \text{ }^\circ\text{C} \leftarrow t_B^H = 24,3 \text{ }^\circ\text{C}}{\Delta t_M = 18,7 \text{ }^\circ\text{C} \quad \Delta t_B = 20,7 \text{ }^\circ\text{C}} \end{aligned}$$

Так как $\Delta t_B / \Delta t_M < 2$, вычисляем среднеарифметическую разность температур между теплоносителями:

$$\Delta t_{CP}^{PP} = \frac{\Delta t_B + \Delta t_M}{2} = \frac{20,7 + 18,7}{2} = 19,7 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Так как в расчете принято число ходов 8, а при числе ходов $n_x > 4$ поправка $\varepsilon \approx 1$, то окончательно:

$$\Delta t_{CP} = \varepsilon \cdot \Delta t_{CP}^{PP} = 1 \cdot 19,7 \text{ }^\circ\text{C} = 19,7 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Рассчитываем требуемую поверхность охлаждения по формуле (8) [6]:

$$F_{\text{РАСЧ}} = \frac{Q}{K_p \Delta t_{\text{ср}}} = \frac{2327 \cdot 10^3}{41,76 \cdot 19,7} = 2828,6 \text{ м}^2.$$

Полученное значение больше поверхности АВО-101 на $2828,6 - 2490 = 338,6 \text{ м}^2$. Коэффициент запаса для установки АВГ, имеющей поверхность $F = 3500 \text{ м}^2$, составит:

$$m = 100 \cdot \frac{F - F_{\text{РАСЧ}}}{F_{\text{РАСЧ}}} = 100 \cdot \frac{3500 - 2828,6}{2828,6} = 23,7\%.$$

Как видим, принятый аппарат имеет достаточно большой запас поверхности теплопередачи. Однако данный расчёт произведён на самые жаркие дни июля 2019 года. Если расчёт вести на среднесуточную температуру июля 2019 года, то требуемая поверхность охлаждения составит порядка $2145,8 \text{ м}^2$ (по характеристикам АВГ).

Таким образом, установка АВГ с поверхностью 3500 м^2 на линию подготовки бутадиеновой фракции в производстве метилтретбутилового эфира является экономически нецелесообразной, так как в течение порядка 95 % рабочего времени АВО-101 справляется с тепловой нагрузкой. Повышение эффективности работы действующего АВО-101 в жаркие летние дни следует вести за счёт изменения подачи воздуха регулированием угла γ установки лопастей вентилятора или с помощью жалюзийного устройства, или за счёт установки на теплообменник орошающих водяных устройств.

ЛИТЕРАТУРА

1. Лебедев Н.Н. Химия и технология основного органического и нефтехимического синтеза: Учебник для вузов. М.: Химия, 1988. 592 с.
2. Использование спиртов как добавок к нефтяным топливам. Альтернативные топлива, энергетика. Аналитический портал химической промышленности: <http://www.Newchemistry.ru> (дата обращения 29.04.20).
3. Ульянов Б.А., Бадеников В.Я., Ликучёв В.Г. Процессы и аппараты химической технологии М.: Химия, 2006. 557 с.
4. Щербин С.А. Основы теории теплообмена и теплообменные аппараты. Ангарск: АГТА, 2014. 159 с.
5. Аппарат воздушного охлаждения. Паспорт. Воронеж: ООО «Грибановский машиностроительный завод», 2010. 222 с.
6. Сидягин А.А. Расчёт и проектирование аппаратов воздушного охлаждения. Н.Новгород: Нижегород. гос. техн. ун-т им. Р.Е. Алексеева, 2009. 150 с.
7. Климат: Ангарск – климатический график, график температуры, климатическая таблица. <https://ru.climate-data.org/азия/россииская-федерация/иркутская-область/ангарск-1827/> (дата обращения 29.04.20).