

Щербин Сергей Анатольевич,
к.т.н., доцент, Ангарский государственный технический университет,
e-mail: dekan_ftk@angtu.ru

Петрушина Анна Дмитриевна,
студентка гр. ТМ-21-1, Ангарский государственный технический университет,
e-mail: tut.ann4@yandex.ru

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ КОНДЕНСАЦИИ ПРОДУКТОВ ПИРОЛИЗА ДИХЛОРЕТАНА В ПРОИЗВОДСТВЕ ПОЛИВИНИЛХЛОРИДА

Shcherbin S.A., Petrushina A.D.

INCREASING THE EFFICIENCY OF CONDENSATION OF PYROLYSIS PRODUCTS OF DICHLOROETHANE IN THE PRODUCTION OF POLYVINYL CHLORIDE

Аннотация. Рассматривается вариант решения проблемы низкой эффективности конденсации пара и последующего охлаждения конденсата винила хлористого в кожухотрубчатом аппарате.

Ключевые слова: кожухотрубчатый конденсатор, реконструкция теплообменного аппарата.

Abstract. A solution to the problem of low efficiency of steam condensation and subsequent cooling of vinyl chloride condensate in a shell-and-tube apparatus is considered.

Keywords: shell-and-tube condenser, reconstruction of the heat exchanger.

Поливинилхлорид (ПВХ) – это универсальный полимер, из которого получают огромный спектр пластмассовых изделий, как пластифицированных, так и непластифицированных. Большое количество пластифицированного полимера используется для изготовления изоляции и оболочек электропроводов, кабелей, гибких пленок, листов и труб, используемых в строительстве, сельском хозяйстве и других отраслях. Изоляционные материалы на основе ПВХ отличаются малой чувствительностью к действию влаги и высокой стабильностью в условиях эксплуатации.

Цех получения винила хлористого входит в состав производства ПВХ АО "Саянскхимпласт". Получение винила хлористого осуществляется методом пиролиза дихлорэтана при температуре 460-520 °С и давлении 2,2-4,0 МПа с последующей закалкой продуктов пиролиза в ректификационной колонне. Газообразные продукты, состоящие из несконденсированного винилхлорида, хлористого водорода и дихлорэтана, из головной части колонны заправки поступают в конденсатор.

В настоящее время для конденсации и последующего охлаждения паров используется горизонтальный двухходовой кожухотрубчатый теплообменник с неподвижными трубными решетками. Пар подается в трубы, а вода в межтрубное пространство. При расчетном давлении 2,2 МПа температура насыщенных паров, поступающих в конденсатор, составляет 230 °С. После конденсации жидкость охлаждается до 40 °С.

В качестве холодного теплоносителя в конденсаторе используется обратная вода, температура которой изменяется от 20 до 35 °С. Эффективность охлаждения обратной воды в градирнях зависит от времени года. Например, при средней температуре атмосферного воздуха 23 °С температура обратной воды на входе в теплообменное оборудование составляет около 28 °С, а при большей температуре воздуха может достигать 32 °С вместо принимаемых при проектных расчетах 20-25 °С. При таких значениях температур движущая сила процесса теплообмена существенно уменьшается.

Зачастую эта проблема решается за счет существенного увеличения расхода охлаждающей воды. Очевидно, что такой подход приводит к значительному увеличению затрат электроэнергии на работу насосов [1].

После модернизации, связанной с увеличением производительности установки, тепловая нагрузка на конденсатор возросла. Это привело к снижению эффективности аппарата, что проявилось в неполной конденсации паров и недостаточном охлаждении конденсата. Поэтому возникла необходимость выполнения поверочного теплового расчета конденсатора для выявления проблем и обоснованного выбора варианта его реконструкции.

Коэффициенты теплоотдачи рассчитывались по уравнению:

$$\alpha = Nu \cdot \lambda / l,$$

где Nu – критерий Нуссельта, характеризующий интенсивность теплообмена на границе твердое тело-жидкость (газ); λ – коэффициент теплопроводности теплоносителя, Вт/(м·К); l – определяющий линейный размер поверхности теплообмена, м. В качестве l , как правило, принимается длина или диаметр (эквивалентный диаметр) поверхности.

Критерий Нуссельта при пленочной конденсации пара внутри горизонтальных труб рассчитывался по уравнению [2]:

$$Nu_{\text{кон}} = a Re_{\text{пл}}^{0,5} \left(\frac{\sigma}{\rho_{\text{п}} g d_1^2} \right)^{0,3} \left(\frac{l}{d_1} \right)^{0,35},$$

где a – коэффициент (при конденсации паров органических жидкостей $a = 0,36$); σ – поверхностное натяжение, Н/м; $\rho_{\text{п}}$ – плотность пара при рабочем давлении, кг/м³; d_1, l – соответственно внутренний диаметр и длина теплообменных труб, м; $Re_{\text{пл}}$ – критерий Рейнольдса для пленки конденсата:

$$Re_{\text{пл}} = 4\Gamma/\mu,$$

где μ – вязкость конденсата, Па·с; Γ – плотность орошения, кг/(с·м):

$$\Gamma = G_{\text{п}}/\Pi,$$

где $G_{\text{п}}$ – массовый расход пара, кг/с; Π – полный периметр поперечного сечения поверхности, по которой движется пленка конденсата, м. Для кожухотрубчатых теплообменных аппаратов

$$\Pi = \pi d_1 n / z,$$

где n – количество труб; z – число ходов по трубам.

Критерии Нуссельта для конденсата в зоне охлаждения (трубное пространство) и для охлаждающей воды (межтрубное пространство) при турбулентных режимах движения потоков рассчитывались, соответственно, по упрощенным выражениям:

$$Nu_{\text{охл}} = 0,021 \cdot Re_K^{0,8} \cdot Pr_K^{0,43}; Nu_B = 0,126 \cdot Re_B^{0,65} \cdot Pr_B^{0,36},$$

где Re_K, Re_B – критерии Рейнольдса для конденсата и для охлаждающей воды; Pr_K, Pr_B – критерии Прандтля для конденсата и для охлаждающей воды.

В результате поверочного расчета значения коэффициентов теплоотдачи для теплоносителей составили: для пара, конденсирующегося в трубном пространстве $\alpha_{2\text{кон}} = 622 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$; для конденсата в зоне охлаждения $\alpha_{2\text{охл}} = 394 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$; для воды в межтрубном пространстве $\alpha_B = 7661 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$. Видно, что интенсивность теплоотдачи в межтрубном пространстве на порядок больше, чем в трубном.

Далее определялись коэффициенты теплопередачи для зоны конденсации и охлаждения по формуле:

$$K = 1/(1/\alpha_1 + R_1 + \delta/\lambda_{\text{ст}} + R_2 + 1/\alpha_2),$$

где α_1 – коэффициент теплоотдачи от горячего теплоносителя к стенке теплообменной поверхности, $\text{Вт}/(\text{м}^2\text{К})$. Принимается равным $\alpha_{\text{кон}}$ или $\alpha_{\text{охл}}$; R_1 и R_2 – термические сопротивления загрязнений на поверхностях стенки, $\text{м}^2\text{К}/\text{Вт}$; δ – толщина стенки поверхности теплопередачи, м; $\lambda_{\text{ст}}$ – коэффициент теплопроводности материала стенки, $\text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$; $\alpha_2 = \alpha_B$ – коэффициент теплоотдачи от стенки к холодному теплоносителю (воде), $\text{Вт}/(\text{м}^2\text{К})$.

Коэффициенты теплопередачи для зон конденсации и охлаждения соответственно составили: $K_{\text{кон}} = 438 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$; $K_{\text{охл}} = 320 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$.

Площади поверхностей теплопередачи зон конденсации и охлаждения определялись по выражению:

$$F = Q/(K\Delta t_{\text{ср}}),$$

где Q – мощность теплового потока Q , Вт; $\Delta t_{\text{ср}}$ – средняя разность температур горячего и холодного теплоносителей, К.

В результате расчета общая площадь поверхности теплообмена, необходимая для конденсации и последующего охлаждения паровой смеси, составила $F_{2\text{общ}} = 316 \text{ м}^2$. При этом фактическая площадь поверхности конденсатора $F_{\text{факт}} = 208 \text{ м}^2$, т.е. существует дефицит теплообменной поверхности.

Для устранения выявленных проблем предлагается установить дополнительные перегородки в распределительных камерах конденсатора для увеличения числа ходов по трубному пространству, повышения коэффициентов теплоотдачи от пара в зоне конденсации и от жидкости в зоне охлаждения конденсата и, соответственно, коэффициента теплопередачи в аппарате. Предложено увеличить число ходов по трубам с 2 до 4.

Был выполнен тепловой расчет четырехходового конденсатора. Значе-

ния коэффициентов теплоотдачи от горячего теплоносителя составили: для пара, конденсирующегося в трубном пространстве $\alpha_{4\text{кон}} = 1018 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$; для конденсата в зоне охлаждения $\alpha_{4\text{охл}} = 686 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$.

Коэффициенты теплопередачи для зон конденсации и охлаждения для четырехходового конденсатора соответственно составили: $K_{4\text{кон}} = 603 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$; $K_{4\text{охл}} = 488 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$.

Требуемая для конденсации и последующего охлаждения заданного количества паровой смеси площадь поверхности теплообмена четырехходового аппарата составила $F_{4\text{общ}} = 206 \text{ м}^2$. Полученное значение не превышает фактической площади поверхности. Запас поверхности $\Delta F_4 = 2 \text{ м}^2$ или 1 %.

Широко применяемый интегральный метод расчета тепловых и гидравлических характеристик не учитывает особенностей сложной гидродинамической обстановки в реальном аппарате, поэтому может привести к значительным погрешностям [3]. Полученный запас поверхности теплообмена в 1 % недостаточен, поэтому нами был выполнен расчет аппарата с шестью ходами по трубному пространству.

Значения коэффициентов теплоотдачи от горячего теплоносителя в шестиходовом аппарате составили: для пара, конденсирующегося в трубном пространстве $\alpha_{6\text{кон}} = 1243 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$; для конденсата в зоне охлаждения $\alpha_{6\text{охл}} = 972 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$.

Коэффициенты теплопередачи для зон конденсации и охлаждения для шестиходового конденсатора соответственно составили: $K_{6\text{кон}} = 676 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$; $K_{6\text{охл}} = 587 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$.

Требуемая для конденсации и последующего охлаждения заданного количества паровой смеси площадь поверхности теплообмена шестиходового аппарата составила $F_{6\text{общ}} = 175 \text{ м}^2$. Полученное значение не превышает фактической площади поверхности, запас поверхности $\Delta F_6 = 33 \text{ м}^2$ или 19 %.

Результаты расчетов двух-, четырех- и шестиходового исполнений конденсатора представлены на рисунках 1-3.

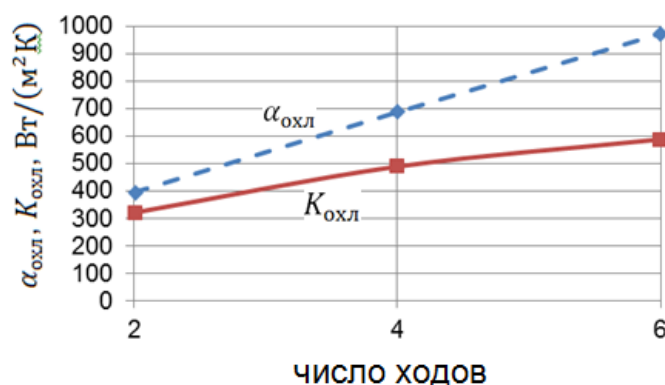


Рисунок 1 – Зависимость коэффициентов теплоотдачи $\alpha_{\text{охл}}$ и теплопередачи $K_{\text{охл}}$ в зоне охлаждения от числа ходов по трубам

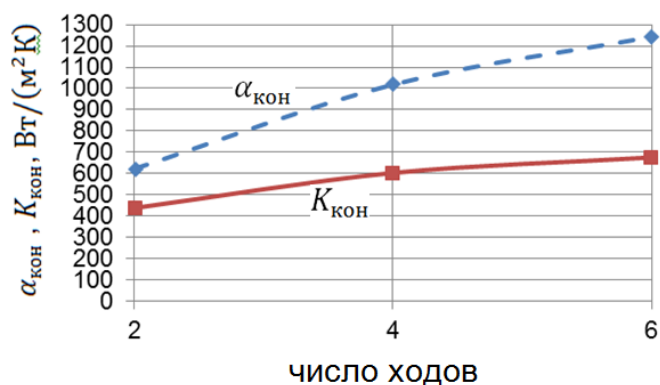


Рисунок 2 – Зависимость коэффициентов теплоотдачи $\alpha_{\text{кон}}$ и теплопередачи $K_{\text{кон}}$ в зоне конденсации от числа ходов по трубам

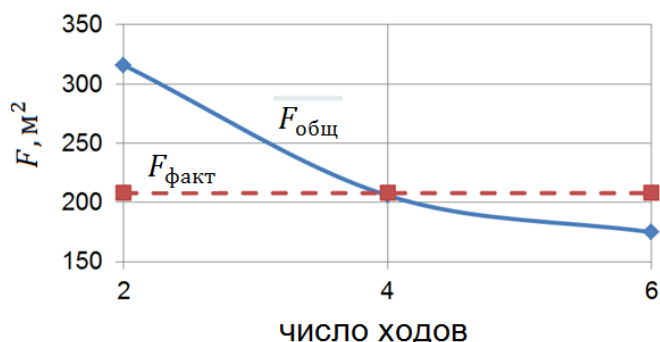


Рисунок 3 – Зависимость общей площади поверхности теплообмена конденсатора $F_{\text{общ}}$ от числа ходов по трубам

Видно, что при числе ходов по трубному пространству равном 2 не выполняется условие $F_{\text{общ}} < F_{\text{факт}}$ (рисунок 3), что объясняет недостаточную эффективность действующего конденсатора. С увеличением числа ходов это условие выполняется за счет увеличения коэффициентов теплоотдачи от теплоносителя в трубном пространстве и коэффициентов теплопередачи.

Таким образом, по результатам расчетов можно сделать вывод, что изменение числа ходов паровой смеси по трубному пространству с 2 до 6 является рациональным вариантом реконструкции аппарата. Такая модернизация не потребует существенных материальных затрат и позволит решить актуальную для предприятия проблему повышения эффективности конденсации продуктов пиролиза дихлорэтана в производстве поливинилхлорида.

ЛИТЕРАТУРА

1. **Щербин, С.А.** Определение эксплуатационных затрат на кожухотрубчатый теплообменник / С.А. Щербин, А.А. Готов // Сборник научных трудов АНГТУ. – 2020. – № 17. – С. 140-144.
2. **Иоффе, И.Л.** Проектирование процессов и аппаратов химической технологии / И. Л. Иоффе. – Ленинград : Химия, 1991. – 351 с.
3. **Ульянов, Б.А.** Расчет теплообменных аппаратов / Б.А. Ульянов, В.Я. Бадеников, Б.И. Щелкунов, К.Ю. Патрушев. – Ангарск : АГТА, 2001. – 220 с.